



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

## ANALÝZA VLIVU FUNKČNÍCH PARAMETRŮ NA TĚSNOST NÍZKOTLAKÉHO KONEKTORU COMMON RAILU

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE COMMON RAIL LOW-PRESSURE CONNECTOR PARAMETERS  
ON ITS LEAK TIGHTNESS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

#### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Bedřich Ščerban**

#### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.**

**BRNO 2020**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	<b>Bc. Bedřich Ščerban</b>
Studijní program:	Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce:	<b>prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.</b>
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Analýza vlivu funkčních parametrů na těsnost nízkotlakého konektoru Common Railu**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Na základě znalosti současné konstrukce a funkce nízkotlakého konektoru určete prvky, které budou mít rozhodující vliv na jeho těsnost. Vytvořte výpočtový model, který umožní popsat vybrané prvky vhodně zvolenými modelovými parametry a stanovit citlivost těsnících vlastností na změnu uvedených parametrů. Navrhněte potřebné změny parametrů s cílem zvýšení těsnosti a dále navrhněte a realizujte zkušební testy na jejich ověření. Na základě výsledků pak proveďte finální návrh změn konstrukce nízkotlakého konektoru.

#### **Cíle diplomové práce:**

1. Analýza stávajícího stavu konektoru a stanovení kritických parametrů z hlediska těsnosti.
2. Vytvoření výpočtového modelu .
3. Citlivostní analýza těsnosti na změnu .kritických parametrů.
4. Návrh změn konstrukce a jejich ověření měřením.
5. Finální návrh konstrukčních změn.

#### **Seznam doporučené literatury:**

ZIENKIEWICZ, O. C., TAYLOR, R. L., ZHU, J. Z.: The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals, Elsevier, 2005.

COOK, R. D.: Concepts and Applications of Finite Element Analysis, J. Wiley, 2001.

POLIŠENSKÁ, A.: Výpočtové posouzení přírubových spojů, Diplomová práce FSI VUT v Brně, 2018.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty



## ABSTRAKT

Cílem práce je určení citlivosti těsnících vlastností spoje tlakového zásobníku a nízkotlakého konektoru. Byla provedena analýza možných řešení, ze které vyšlo rozhodnutí použít výpočtový experiment. Z množství návrhových bodů k volbě byl zvolen dílčí faktoriální výpočtový experiment rozlišení čtyři. Výsledkem práce jsou statisticky významné faktory, na jejichž základě je formulováno doporučení pro konstrukční návrh.

### Klíčová slova

metoda konečných prvků, výpočtový experiment, těsnost, kontaktní tlak, Common Rail Systém

## ABSTRACT

The aim of this theses is a sensitivity analysis of the tightness properties of the press-fit joined of the fuel pressure vessel Common Rail and the low pressure connector. Possible solutions were analyzed, where the fractional factorial design of a numerical experiment resolution four was chosen. Results of the thesis are statistically significant factors used in formulating the construction change recommendations.

### Key words

finite element method, design of a numerical experiment, tightness, contact pressure, Common Rail System

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠČERBAN, Bedřich. Analýza vlivu funkčních parametrů na těsnost nízkotlakého konektoru Common Railu [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-02-10]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124441>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Jindřich Petruška.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Analýza vlivu funkčních parametrů na těsnost nízkotlakého konektoru Common Railu vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

Datum

---

Bc. Bedřich Ščerban

### PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto prof. Ing. Jindřichu Petruškovi, CSc. za jeho čas, cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování diplomové práce. Děkuji firmě Bosch Diesel s.r.o. v Jihlavě, bez které by tato práce nemohla vzniknout. Poděkování patří také kolegům v práci za poskytnutí důležitých informačních zdrojů. Svě rodině patří poděkovat za projevenou podporu, zvláště pak mé sestře.

---

**OBSAH**

Abstrakt.....	3
Prohlášení.....	5
Obsah.....	7
Úvod.....	8
1 Problémová situace a formulace problému.....	9
1.1 Common Rail Systém.....	9
1.2 Princip fungování systému.....	10
1.3 Tlakový zásobník – Rail.....	11
1.4 Popis LP konektoru a jeho montáž.....	13
1.5 Materiál soustav.....	15
1.6 Tahová zkouška.....	16
1.7 Inkrementální teorie plasticity.....	18
2 Cíle řešení.....	22
3 Volba měřené odezvy.....	23
4 Systém podstatných veličin.....	24
5 Možnosti řešení.....	27
6 Analytické řešení válcového tělesa.....	28
6.1 Partikulární řešení kontaktního tlaku.....	33
6.2 Verifikace analytického řešení.....	36
7 Výpočtový experiment.....	38
7.1 Návrh výpočtového experimentu.....	38
7.2 Realizace výpočtového experimentu.....	43
7.3 Vyhodnocení výpočtového experimentu.....	61
8 Konstrukční návrh - doporučení.....	63
Závěr a diskuze.....	64
Seznam použitých zdrojů.....	65
Seznam použitých symbolů a zkratk.....	69
Seznam příloh v elektronickém formátu.....	72

### ÚVOD

Firma Bosch je jedním z předních dodavatelů vstříkovacích systémů vznětových motorů pro automobilový průmysl. Předmětem této práce je jejich stejnojmenný produkt (obr. 1) a jeho soustava tvořící srdce systému. Vstříkovací systémy pracují s hořlavou kapalinou a zajištění jejich těsnosti je elementární pro bezpečný provoz. Logickým východiskem by bylo úzké portfolio důkladně navržených a prověřených konstrukčních řešení.

Avšak silné konkurenční prostředí automobilového průmyslu, stejně jako tlak na ekologický provoz vznětových motorů, nutí výrobce ke stále diverznějšímu použití Common Rail Systému. Tento již není předností pouze luxusních automobilů. Svě použití nalézá i v menších dopravních prostředcích s omezeným zástavbovým prostorem.

Rostoucí segment hybridních vozů se k požadavku na optimalizaci přidává. Nová konstrukční řešení a malý zástavbový prostor vytváří poptávku po variabilních konstrukcích vstříkovacího systému.

Vývoj konstrukce je časově náročný proces. Aby byla firma připravena reagovat na variabilní poptávku zákazníků, je třeba dopředu znát limity současné konstrukce. Prvním krokem v cestě k tomuto cíli je vytvořit si přehled o stávajícím stavu a prioritizovat další nasazení zdrojů.



Obrázek 1: Tlakový zásobník Common Rail HFR-25 [1]

## 1 PROBLÉMOVÁ SITUACE A FORMULACE PROBLÉMU

Zákazníci si zakládají na variabilitě konstrukcí. Firma Bosch proto nabízí výběr ze širokého portfolia generací a konstrukčních designů. U jednotlivých prvků si zákazník volí ze tří kategorií (tab. 1).

Tabulka 1: Zákaznická nabídka firmy Bosch

	Platform core	Platform variation	Vývoj na zakázku	No deal
Parametr	Hodnota parametru	Interval parametru	Požadavek zákazníka	Zakázané hodnoty parametru
...	...	...	...	...

Každá platforma s sebou přináší předvolený konstrukční návrh. Dále je možné s parametry každého prvku variovat v rámci známého funkčně přípustného intervalu hodnot. Pokud ani tato kategorie zákazníkovi nestačí, nebo nevyhovuje, může si připlatit za vývoj konstrukčního návrhu na míru. Poslední kategorie je kategorie No deal. Interval této kategorie není z některých důvodů nabízen, např. proto, že interval hodnot je funkčně nepřípustný, je zákonem regulovaný apod. [7].

Interval hodnot parametrů potřebný pro nabídku Platform variation u nízkotlakého konektoru chybí. Zároveň s vývojem nového materiálu má být stanoven.

### 1.1 Common Rail Systém

K definování funkčně přípustného intervalu hodnot parametrů je nejprve potřeba definovat systém, jeho prvky a funkce.

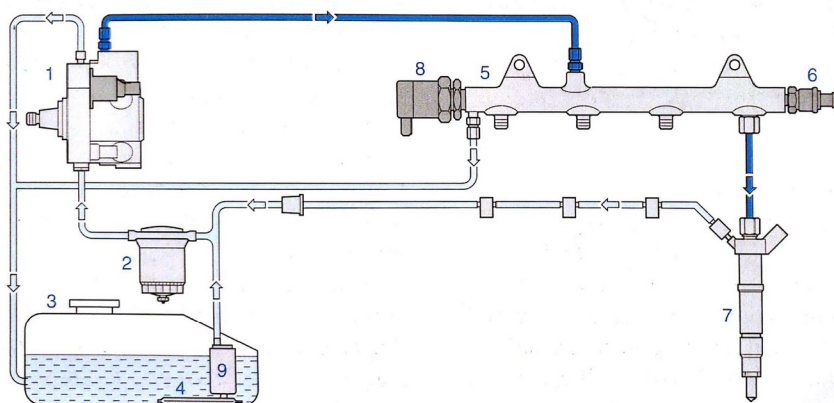
Common Rail System je systém vstřikování vznětových motorů a je nástupcem původního United Injection System (UIS). Malý tlakový zásobník byl v původním UIS integrován v každém vstřikovači. Oddělení tlakového zásobníku od injektorů umožnilo zavést novou řídicí veličinu systému nezávislou na aktuálních otáčkách motoru. Systém se v průběhu let dočkal několika generačních iterací [2]:

- 1. Generace:** Systémový tlak 1400-1600 bar  
 Tato generace zavedla předstřík vedoucí k nárůstu tlaku a ke snížení hluku typického pro dieselové motory [4].
- 2. Generace:** Systémový tlak 1600-2000 bar  
 Novinkou byl filtr pevných částic přidán do výfukové soustavy. Pro správnou funkci filtru byl přidán dostřík [4].
- 3. Generace:** Systémový tlak do 2700 bar  
 Nová generace s sebou přinesla nové a rychlejší ovládání vstřikovačů [5].

- 4. Generace:** Systémový tlak do 1200 barů, multiplikován až na 2500 barů  
Čtvrtá generace začala používat multiplikátory tlaku. Nižší systémový tlak klade nižší nároky na systém a na požadovaný vstřikovací tlak je tlak paliva zesílen až ve vstřikovači [6].

Common Rail Systém (obr. 2) lze rozdělit na dva okruhy: *nízkotlaký* a **vysokotlaký**. Nízkotlaký okruh je zodpovědný za dopravu a filtraci paliva pro vysokotlakou část. Sestavy ve vysokotlaké části jsou poté zodpovědné za vytvoření potřebného vstřikovacího tlaku, jeho udržení a regulaci [2][3].

Celý systém se skládá z devíti významných sestav. Hlavními z nich jsou: vysokotlaké čerpadlo, tlakový zásobník Rail a vstřikovač.



Obrázek 2: Schéma Common Rail Systému [3]

Zmíněné dva okruhy se skládají z devíti hlavních sestav:

- |                                |                                      |
|--------------------------------|--------------------------------------|
| 1. vysokotlaké čerpadlo        | 6. snímač tlaku v tlakovém zásobníku |
| 2. palivový filtr              | 7. vstřikovač                        |
| 3. palivová nádrž              | 8. PCV (regulační tlakový ventil)    |
| 4. předřadný filtr             | 9. elektrické palivové čerpadlo      |
| 5. vysokotlaký zásobník (Rail) |                                      |

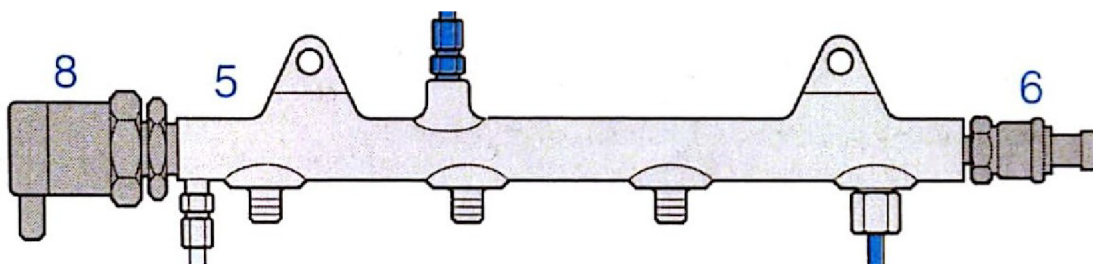
### 1.2 Princip fungování systému

Skrze sérii filtrů je palivo čerpáno palivovým čerpadlem (volitelně podpořené podávacím čerpadlem) do vysokotlakého čerpadla. Vysokotlaké čerpadlo stlačí požadované množství paliva na systémový tlak a dopraví ho do tlakového zásobníku. Tlak v zásobníku je monitorován snímačem a regulován na konstantní tlak regulačním tlakovým ventilem. Potřebné palivo proudí do vstřikovačů, přebytečné je vypouštěno nízkotlakým konektorem na tlakovém zásobníku zpět před hlavní filtr. Celý tento proces je řízen jednotkou ECU [4][2][3].



### 1.3 Tlakový zásobník – Rail

Bylo popsáno fungování systému jako celku. Následující kapitola se blíže zaměří na jednu z podsestav systému, sestavu Railu a jeho komponent (obr. 3).

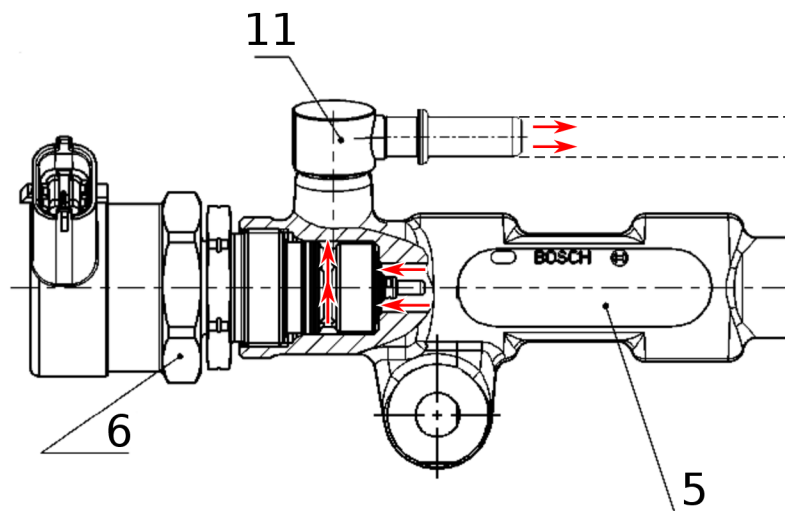


Obrázek 3: Schéma soustavy tlakového zásobníku Common Rail [3]

Konstrukce soustavy se odvíjí od požadavků, které musí splňovat. Požadavky na sestavu tlakového zásobníku lze shrnout na tlak, množství paliva, plnění funkce za stanoveného zatížení a po dobu definované životnosti. Požadavek na tlak se dá dále rozepsat na regulaci tlaku na nominální, provozní, minimální startovací a nouzový tlak [7].

Rail se dodává ve třech variantách regulace tlaku. Bez regulace, s pojistným ventilem (PLV) a regulačním ventilem (PCV). Pojistný ventil slouží ke snížení tlaku během havarijní události. Umožňuje ve sníženém režimu dojet na nejbližší čerpací stanici či opravnu. Životnost se udává pouze na jednotky otevření za provoz komponentu. Naproti tomu regulační ventil slouží k regulaci během běžného provozu a životnost je zhruba 300 000 otevření [7][3].

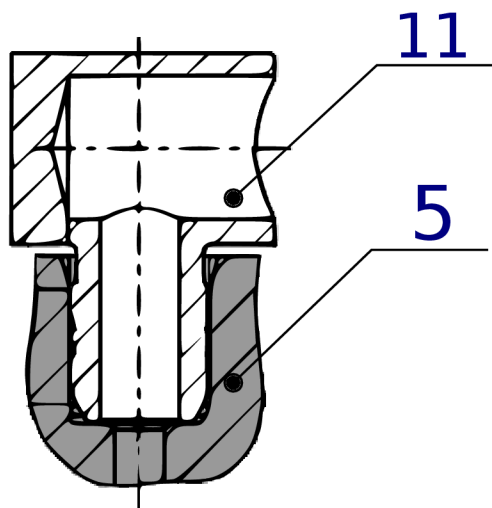
K regulaci tlaku na straně Railu pomocí PCV dochází při náhlých změnách dodávek, jako např. při vysoké dodávce během jízdy do kopce a náhlému překonání vrcholu. V takový moment prudce klesne dodávka a regulace na sací straně vysokotlakého čerpadla nedosahuje požadované rychlosti regulace. Přebytečné palivo se vrací přes nízkotlaký konektor (obr. 4, pozice 11) zpětným vedením zpět do systému (obr. 4). Použité potrubí zpětného vedení a konstrukční řešení uchycení na motoru nejsou specifikovány (pouze doporučeny) [7][3].



Obrázek 4: Zpětný okruh paliva [10]

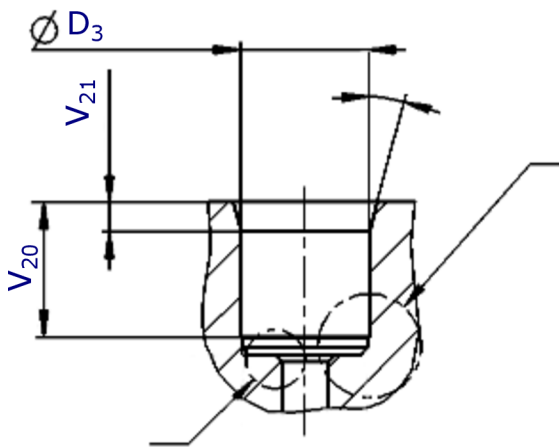
## PROBLÉMOVÁ SITUACE A FORMULACE PROBLÉMU

Pro správnou funkci spoje tlakového zásobníku a LP konektoru (obr. 5) musí konektor splňovat několik funkcí. Těmito funkcemi jsou – těsnit rozhraní, odolávat pootočení, vibračnímu zatížení (vysunutí konektoru ze spoje), teplotnímu působení a chemickým látkám. V rámci práce se budeme zabývat pouze funkcí těsnit, kterou zajišťuje silové spojení kov na kov. Silový spoj musí být schopen utěsnit tlak paliva o velikosti až 8 MPa [7].

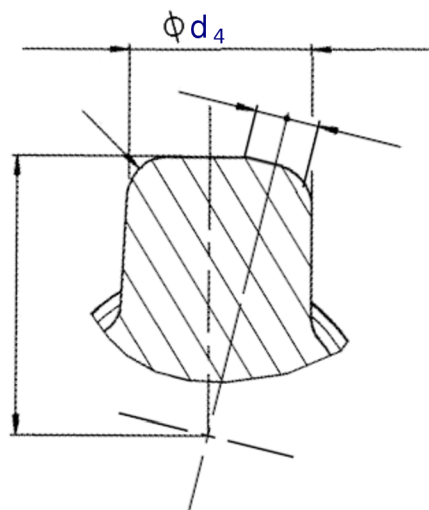


Obrázek 5: Spoj tlakového zásobníku s LP konektorem [11][8]

Detaily rozhraní a jeho rozměry jsou na následujících obrázcích (obr. 6, 7).



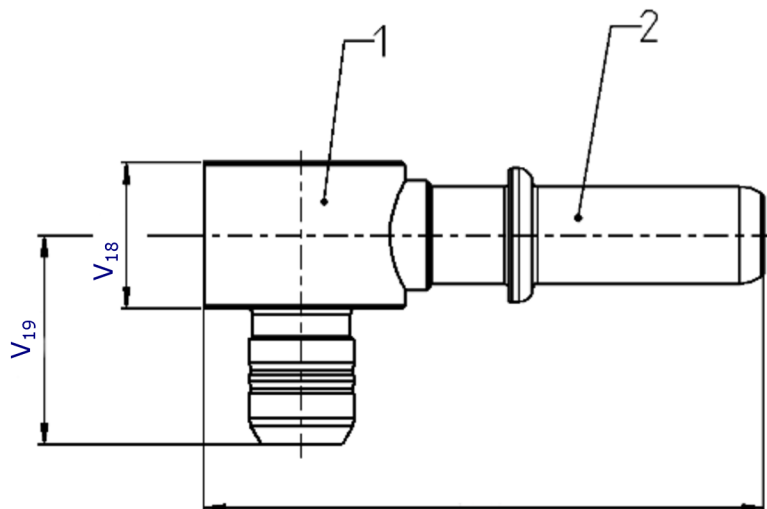
Obrázek 6: Výřez výkresu rozhraní [11]



Obrázek 7: Výřez výkresu výkovku [12]

## 1.4 Popis LP konektoru a jeho montáž

Konektor je nabízen ve více konstrukčních provedeních. Tato práce bude zaměřena pouze na variantu F00R002835 tak, jak bylo definováno společností Bosch.



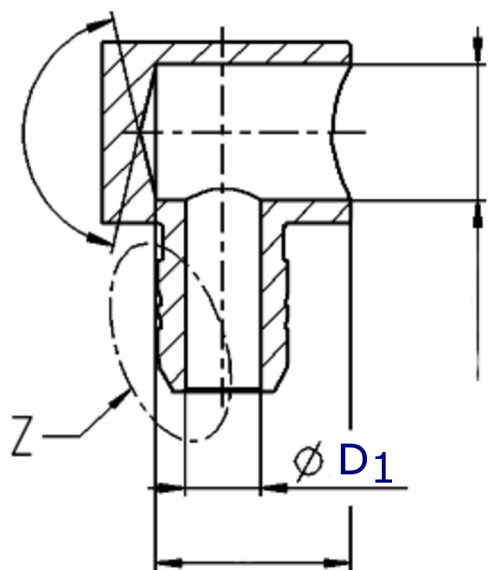
Obrázek 8: Výřez výkresu konektoru [9]

Konektor se skládá ze dvou subkomponent (obr. 8). Do požadovaného tvaru jsou subkomponenty konektoru obrobena soustružením tvarovým nástrojem. Po jejich obrobení jsou subkomponenty kompletovány pájením v peci [13][9].

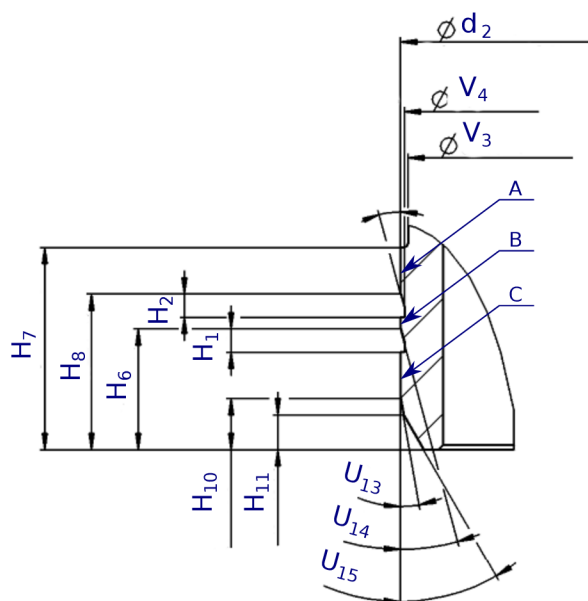
Montáž konektoru na Rail probíhá lisováním s přesahem bez přídavku maziva. Stávající formulace předpisu na lisování nezajišťuje dolisování na dno vrtání. Zda konektor bude, nebo nebude dolisován na dno vrtání, závisí na aktuální kalibraci výrobního zařízení. Ze zkušeností z výroby navíc vyplývá, že během lisovacího procesu může dojít až k oddělení materiálu ve formě špon [7].

Po nalisování konektoru je tlakový zásobník zkompletován, zabalen a dopraven k zákazníkovi. Zákazník ho následně namontuje na blok motoru a radiální silou působící na spoj připojí zpětné vedení.

Důležitým atributem konektoru je plocha silového spoje. Ta je rozdělena dvěma zápichy (obr. 9, 10) usměrňujícími tečení zplastizovaného materiálu. Jejím rozdělením zároveň vznikají dodatečné oblasti ovlivnění konce válcových ploch. Tyto oblasti zvyšují těsnící schopnosti spoje zvýšením kontaktního tlaku a dodatečnou plastizací.



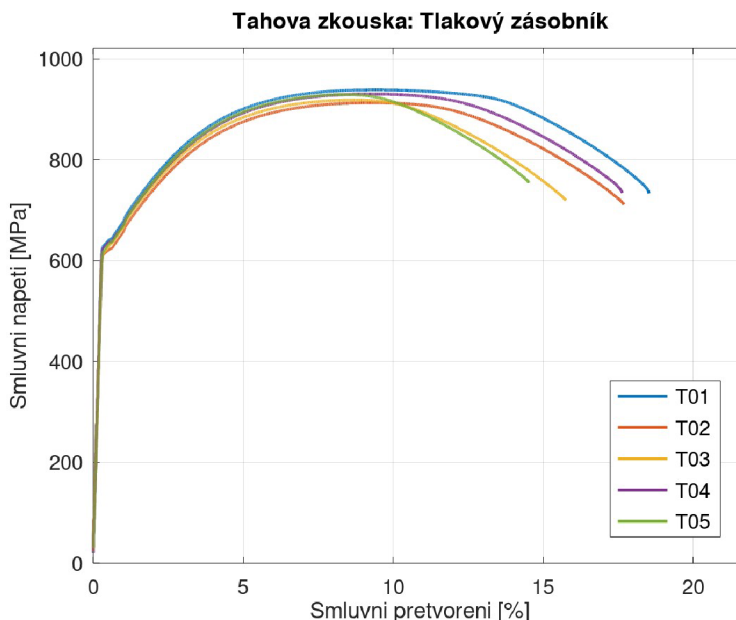
Obrázek 9: Řez subkomponentu konektoru [8]



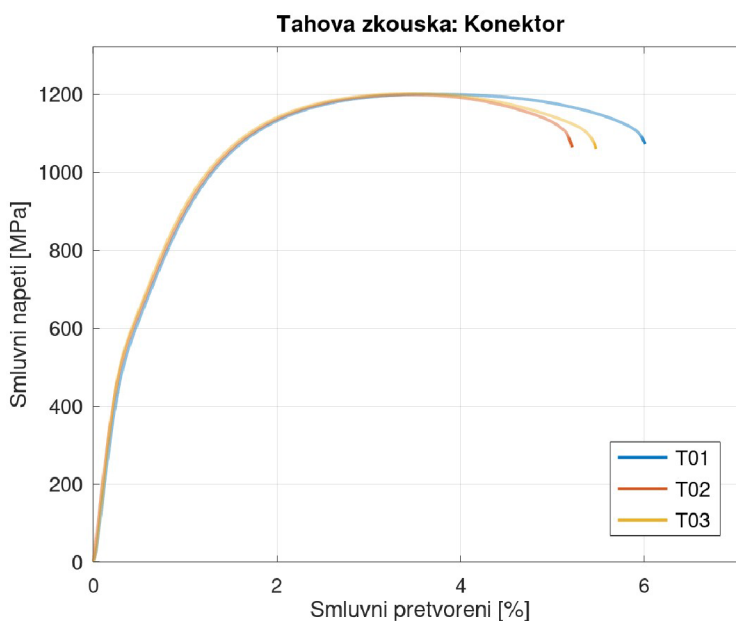
Obrázek 10: Detail těsnící plochy konektoru [8]

## 1.5 Materiál soustav

Materiálem tlakového zásobníku i konektoru je ocel. Zadavatelem byly poskytnuty následující tahové zkoušky (obr. 11, 12). Na vyžádání společnosti Bosch však nejsou uvedeny bližší detaily použitého materiálu.



Obrázek 11: Tahová zkouška tlakového zásobníku



Obrázek 12: Tahová zkouška konektoru

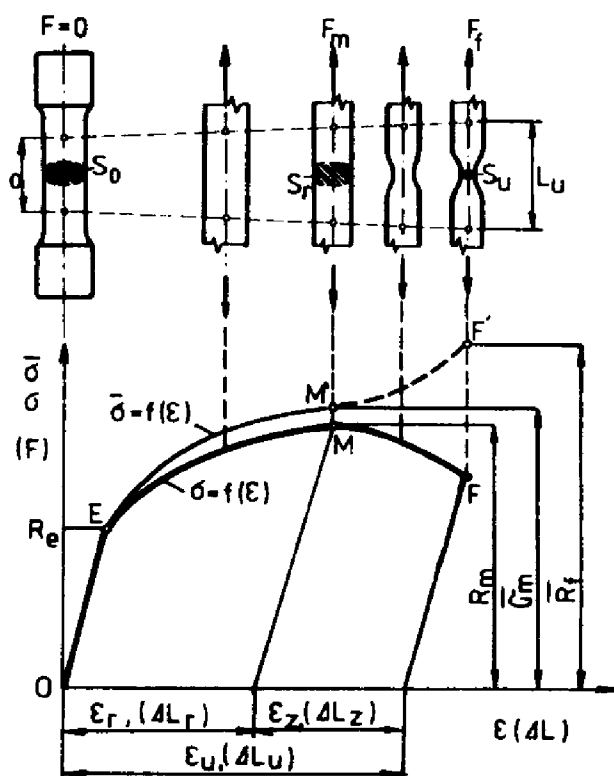
Model materiálu patří mezi důležité vstupní veličiny analytického i výpočtového modelu. Mechanické veličiny použité v dalších výpočtech je potřeba určit ze zadaných materiálových zkoušek. K jejich určení je třeba se orientovat v teoretických základech.

## 1.6 Tahová zkouška

Tahová zkouška je jednou z nejpoužívanějších materiálových zkoušek a používá se pro určování základních mechanických vlastností. Obvyklá zkušební tělesa jsou kruhového, nebo obdélníkové průřezu a jejich konce jsou upraveny pro upnutí. Zkušební stroj postupně zatěžuje vzorek kvazistatickým posuvem, tj. s dostatečně nízkou rychlostí, aby dynamické jevy byly zanedbatelné. Výstupem zkoušky je diagram průběhu síly a prodloužení vzorku, tzv. pracovní diagram [21].

### Smluvní diagram

Častěji než pracovní diagram se publikuje diagram smluvní, ten je tvořen smluvním napětím a smluvním přetvořením. Smluvní diagram je součástí obrázku 13.



Obrázek 13: Tahová zkouška [14]

Přepočítání mezi změřenou silou a prodloužením se na smluvní veličiny přepočítá vztahy:

$$e = \frac{L - L_0}{L_0} = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (1)$$

$$R = \frac{F}{S_0} \quad (2)$$

kde:

- R .....smluvní napětí
- e .....smluvní přetvoření
- L .....výsledná délka vzorku
- L<sub>0</sub> .....původní délka vzorku
- S<sub>0</sub> .....původní průřez

Mez kluzu  $R_e$  a mez pevnosti  $R_m$  se kromě tahové zkoušky dají také odhadnout z měření tvrdosti materiálu. Tématem se zabývá např. článek od autorů E.J. Pavlina a C.J. Van Tyne [15], nebo norma ISO 18265:2013 [16].

### Modul pružnosti

Důležitou veličinou, kterou následně ze smluvních veličin získáváme, je modul pružnosti v tahu  $E$ . Podle normy DIN ISO 6892-1:2017 [17] se modul pružnosti vyhodnocuje pomocí lineární regrese tahové křivky. Vyhodnocovány jsou hodnoty s napětím zhruba do velikosti poloviny  $R_e$ .

Regresní funkce je funkce přímky:

$$R = E \cdot e + b \quad (3)$$

kde:

$e$  .....procentuální smluvní přetvoření

$b$  .....odsazení napětí

Z výsledků odsazení napětí se dá dále dopočítat odsazení přetvoření vzorcem:

$$x = \frac{-b}{E} \quad (4)$$

### Skutečné napětí a přetvoření

V numerických výpočtech se jako vstupní veličiny vyžadují spíše skutečná přetvoření a napětí, než-li smluvní. Skutečné napětí se pomocí smluvního vypočítá [18]:

$$\sigma = R \frac{S_0}{S} \quad (5)$$

Přičemž se zlomek  $\frac{S_0}{S}$  dá také do meze kluzu vyjádřit [18]:

$$\frac{S_0}{S} = \frac{L}{L_0} = \frac{\Delta L + L_0}{L_0} = (\epsilon + 1) \quad (6)$$

Po vyjádření skutečného napětí vyjádříme také skutečné přetvoření. Skutečné přetvoření je [18]:

$$\epsilon = \int_{L_0}^{L_1} \frac{dL}{L} = \ln\left(\frac{L_1}{L_0}\right) = \ln\left(\frac{\Delta L + L_0}{L_0}\right) = \ln(\epsilon + 1) \quad (7)$$

Ve chvíli, kdy materiál během tahové zkoušky přesáhne mez kluzu, začne plastizovat. V numerických výpočtech se toto chování nejčastěji popisuje pomocí inkrementální teorie plasticity.

## 1.7 Inkrementální teorie plasticity

Plasticitou nazýváme časově nezávislé, nelineární chování materiálu, ke kterému dochází po překročení meze kluzu. Na rozdíl od elastického chování se materiál po odlehčení nevrátí do původního stavu. V materiálu zůstává trvalá plastická deformace. Složení deformace uvnitř materiálu v průběhu jeho zatěžování se řídí aditivním zákonem [19][4].

Inkrementální teorie plasticity se skládá ze čtyř základních témat:

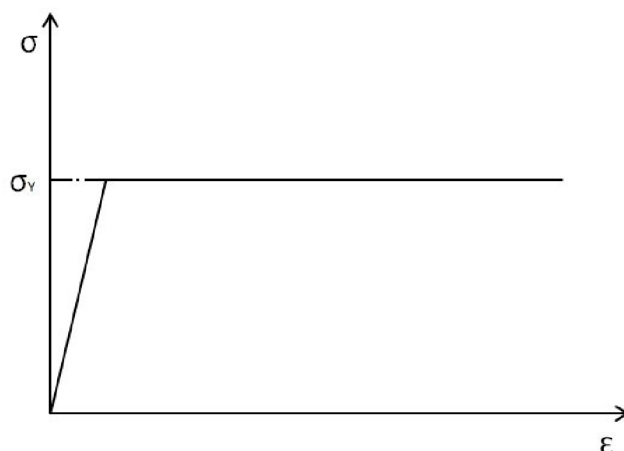
- podmínky plasticity,
- aditivního zákona,
- zákona tečení,
- mechanismu zpevnění.

### 1.7.1 Podmínka plasticity

Podmínku plasticity lze formulovat pro případ jednoosé napjatosti jako funkci  $f$ . Při jednoosém namáhání je funkce rovna:

$$f = \sigma_1 - \sigma_y = 0 \quad (8)$$

Dojde-li během zatěžování ke splnění podmínky plasticity, hodnota napětí nepřesáhne mez kluzu a materiál teče ve směru zatěžování (obr. 14) [4][21][22].



Obrázek 14: Tahový diagram ideálně elasto-plastického materiálu [20]

Přestane-li být napětí víceosé, je potřeba vztah upravit. Abychom mohli porovnávat víceosé napětí s jednoosým získaným během zkoušek materiálu, je nejprve potřeba redukovat napětí z víceosého na jednoosé ekvivalentní napětí. Mezi nejznámější podmínky plasticity patří podmínka von Misesa a Tresca [4][21][22].



### Von Misses

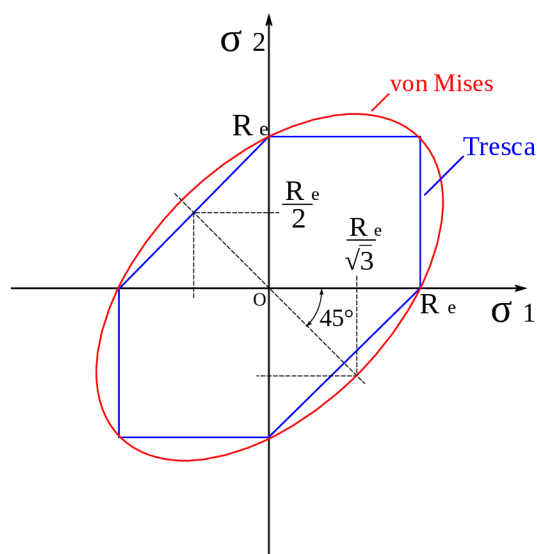
$$\bar{f}(\sigma) = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \quad (9)$$

Vykreslíme-li plochu splňující podmínku plasticity von Misses do prostoru tvořeném osami  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ , vznikne tzv. plocha plasticity. Plochu plasticity v případě von Misses tvoří rotační váleček s osou  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$  [4][21][22].

### Tresca

$$\bar{f}(\sigma) = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_1 - \sigma_3|) \quad (10)$$

Plochu plasticity tvoří šestiboký hranol s osou  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$  [4][21][22].



Obrázek 15: Podmínky plasticity Von Misses a Tresca [23]

### 1.7.2 Aditivní zákon

Celková deformace tělesa při přesáhnutí meze kluzu se skládá z elastické a plastické složky. Pro případ jednoosé napjatosti je vztah [4][21][22]:

$$\epsilon = \epsilon_e + \epsilon_p \quad (11)$$

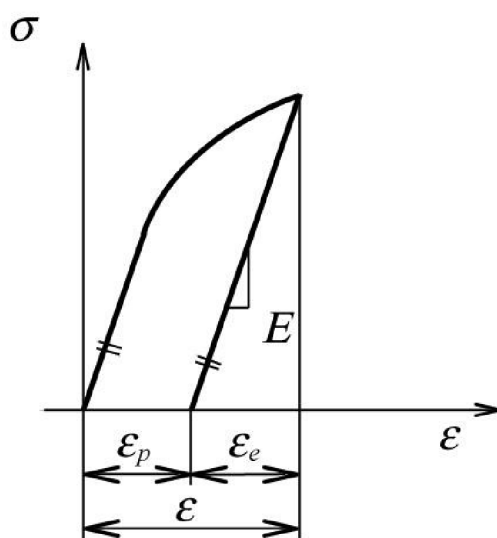
kde:

- $\epsilon$  .....celkové přetvoření
- $\epsilon_e$  .....elastická složka přetvoření
- $\epsilon_p$  .....plastická složka přetvoření

Dosadíme-li tuto rovnici do Hookova zákona, dostaneme vztah pro jednoosé napětí:

$$\sigma = E \cdot \epsilon_e = E (\epsilon - \epsilon_p) \quad (12)$$

Dojde-li během historie zatěžování k zatížení a následnému odlehčení materiálu, platí přímá úměra mezi napětím a elastickou složkou přetvoření (obr. 16) [4][21][22].



Obrázek 16: Napětovo-deformační odezva při odlehčení [20]

### 1.7.3 Zákon plastického tečení

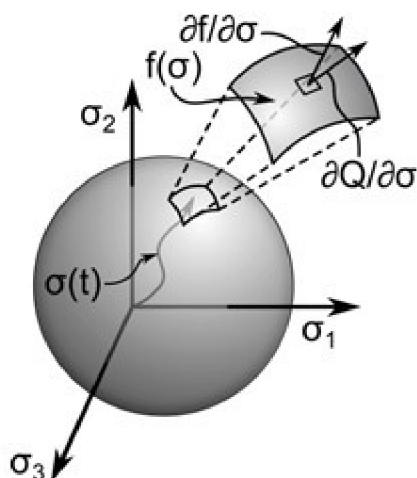
Zákon plastického tečení určuje závislost mezi přírůstkem složek plastického přetvoření a napětí:

$$d \epsilon_p = d \lambda \frac{\partial Q}{\partial \sigma} \quad (13)$$

kde:

- $\lambda$  .....plastický multiplikátor udávající velikost přírůstku
- $Q$  .....plastický potenciál

Plocha plasticity společně s plastickým potenciálem určují směr přírůstku plastické deformace (obr. 17). V případě, že je plocha plasticity totožná s plastickým potenciálem, je přírůstek plastické deformace kolmý k ploše plasticity a hovoříme o sdruženém zákonu tečení [21].



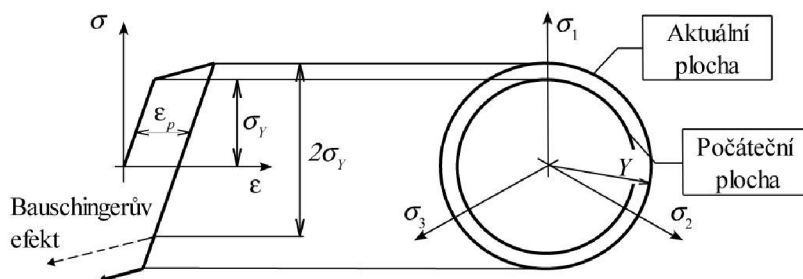
Obrázek 17: Elementární prvek plastické plochy [24]

### 1.7.4 Mechanismus zpevnění

Během plastické deformace se mění odezva materiálu na další deformaci. U kovů je časté zpevnění materiálu, tzn. že pro další deformaci je potřeba vyšší napětí. S rozvojem deformačního zpevnění se mění plocha plasticity. Obecně může plocha měnit pozici, tvar i své rozměry. Jakým způsobem se bude plocha měnit, udává mechanismus zpevnění. Základními mechanismy jsou [4][21][22]:

#### Izotropní

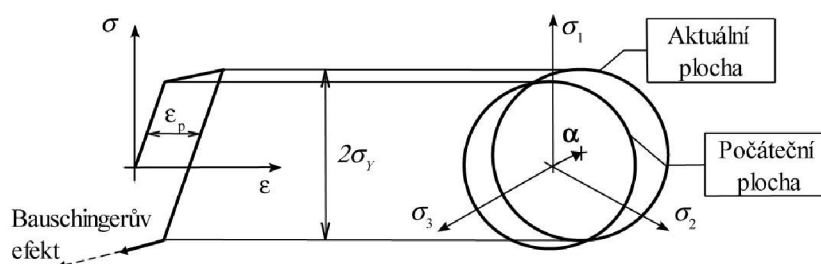
- S rostoucím  $\sigma_y(t)$  roste plošný obsah plastické plochy. Počátek i tvar zůstávají zachováni.
- Izotropní model je vhodný pro monotónní zatěžování s elastickým odlehčením.



Obrázek 18: Izotropní zpevnění [20]

#### Kinematický

- Během zpevnění se mění pozice počátku plastické plochy, tvar a velikost zůstávají zachováni.
- Model dokáže popsat Bauschingerův jev. Je vhodný pro cyklické plastizující zatížení.
- Kinematický model tudíž lépe popisuje reálné chování ocelí.



Obrázek 19: Kinematické zpevnění [20]

## 2 CÍLE ŘEŠENÍ

Pro diplomovou práci byly stanoveny následující cíle:

- Analýza stávajícího stavu konektoru a stanovení kritických parametrů z hlediska těsnosti

Stavový prostor problému je příliš velký na řešení v jeho celé obsáhlosti. Budou stanoveny kritické parametry pro vytvoření výpočtového modelu.

- Vytvoření výpočtového modelu

Bude vytvořen výpočtový model zahrnující určené kritické parametry. Výpočtový model a typ úlohy bude zvolen se zaměřením na výpočtovou náročnost.

- Citlivostní analýza těsnosti na změnu kritických parametrů

Pomocí citlivostní analýzy budou určeny statisticky významné parametry. Na jejich základě bude stanoven předběžný návrh konstrukčních změn.

- Ověření měření

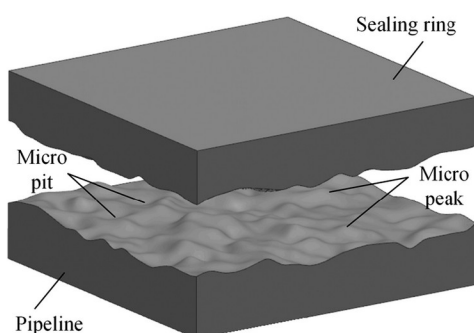
Výsledky citlivostní analýzy budou následně experimentálně validovány.

- Finální konstrukční návrh

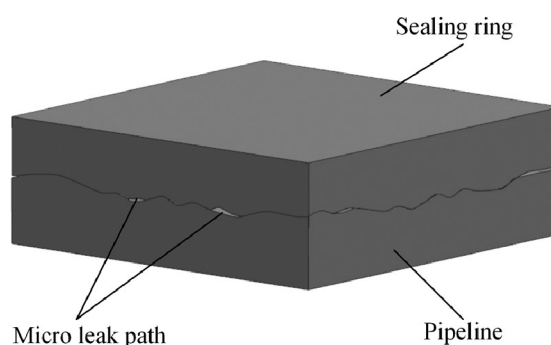
Se znalostí experimentální validace bude stanoven finální návrh konstrukčních změn.

### 3 VOLBA MĚŘENÉ ODEZVY

Byly definovány dvě hlavní funkce, kterými se bude práce zabývat. Tyto funkce je však potřeba převést na měřitelné kvantifikovatelné veličiny. Těsnost lze posuzovat z makro a mikrohlediska. V makropohledu je silový spoj těsný, pokud kontaktní tlak je vyšší než tlak kapaliny proudící uvnitř. Na obrázku 20 je vyobrazeno schéma struktury těsnící plochy. Vlivem mikronerovností povrchu materiálu (obr. 20 a 21) dochází k prolínání paliva lisovaným spojem [25]. V práci nebude mikroúnik zohledněn. Práce je zaměřená na makroúnik.



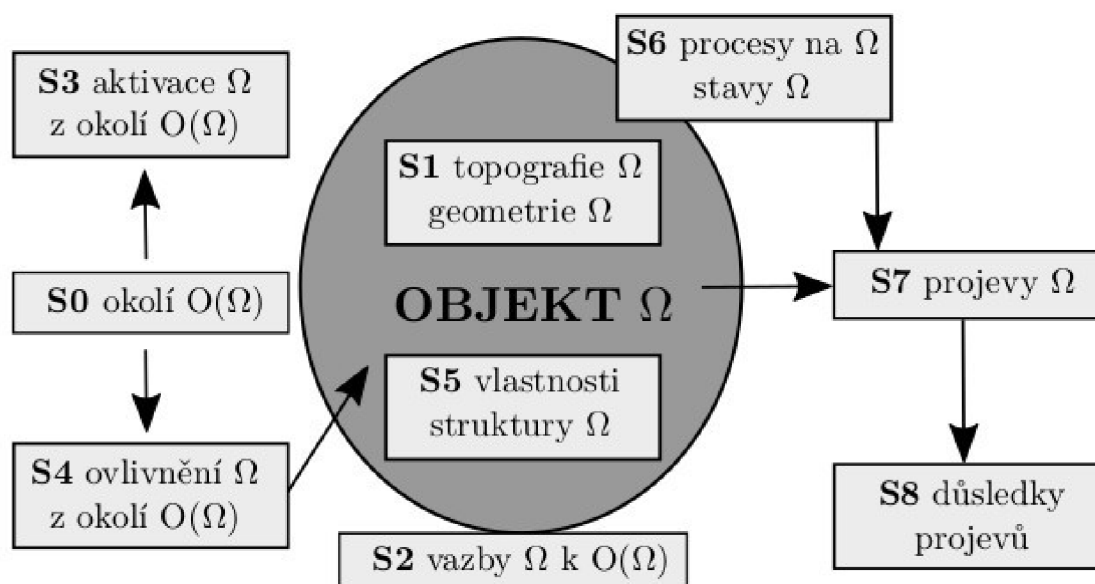
Obrázek 20: Schéma mikrohlediska funkce těsnit - otevřený spoj [25]



Obrázek 21: Schéma mikrohlediska funkce těsnit – kontakt těsnících ploch [25]

## 4 SYSTEM PODSTATNÝCH VELIČIN

Stanovený problém není možné řešit v celé jeho šíři. K řešení je nutné problém zjednodušit při zachování správnosti řešení. Jeden z nástrojů ke zjednodušení je systém podstatných veličin ze systémové metodologie (obr. 22). Tento systém je založený na realizaci vztahů mezi subjektem S (řešitelem problému) a dvěma objekty. Objektem  $\Omega$ , předmětem našeho zájmu, a abstraktním objektem na něm vytvořeným,  $\Sigma(\Omega)$ . Systém  $\Sigma(\Omega)$  je množina všeho podstatného souvisejícího s řešením problému. Je vytvořena na objektu na dané rozlišovací úrovni a vytváří soustavu podmnožin  $\{S_i\}$ . Soustava podmnožin je pro tuto diplomovou práci stěžejní pro správné řešení problému. Systém podstatných veličin je interaktivní proces mezi poznatky získanými během tvorby konečno-prvkového modelu. Podstatné veličiny jsou zapracovány do výpočtového modelu. Ladění modelu zároveň přináší poznatky o podstatnosti veličin vzhledem k řešení [26].



Obrázek 22: Vazby prvků systému podstatných veličin [27]

### Podmnožina S0 – okolí objektu $O(\Omega)$

- Výrobní proces LP a Railu
- Motor, na kterém je Rail namontován
- Legislativní požadavky a smluvní garance

### Podmnožina S1 – geometrie a topologie objektu $\Omega$

- Konektor  
Vnitřní a vnější poloměry LP, rozměry labyrintové těsnící plochy, sražení
- Rozhraní  
Vnitřní a vnější poloměry rozhraní, hloubka vrtání, sražení

Analytické řešení ukazuje, že důležité jsou zejména rozměry ovlivňující průměry konektoru a vrtání. Tyto vstupní parametry jsou v dalším postupu uvažovány jako stochastické. Kromě stávajících rozměrových tolerancí budou do modelu zahrnuty také geometrické tolerance ovlivňující radiální rozměry, tj. kruhovitosti a válcovitosti kontaktních ploch.

#### **Podmnožina S2 – podstatné vazby objektu s okolím**

- Zpětné vedení (Back flow)
- Motor
- Common Rail Systém, zejména palivo proudící systémem
- Technik provádějící práce na motoru

#### **Podmnožina S3 – aktivace objektu $\Omega$**

- Lisovací síly
- Přetlak paliva

#### **Podmnožina S4 – ovlivňování objektu $\Omega$ z okolí**

- Teplotní
- Zatížení od připojení zpětného vedení
- Montážní síly a vibrace přenášené připojením
- Chemické ovlivnění

Každá součást namontovaná v prostoru motoru musí splňovat definovanou míru chemické odolnosti vůči chemickým látkám vyskytujícím se v motorovém prostoru.

#### **Podmnožina S5 – vlastnosti prvků struktury objektu $\Omega$**

- Model materiálu
- Konstitutivní model, tepelná roztažnost, tvrdost materiálu
- Dolisování
- Historie namáhání
- Drsnost povrchů
- Třecí koeficient
- Povrchové a strukturální vady

Tolerance mechanických vlastností konektoru (mez kluzu, mez pevnosti) nejsou doposud stanoveny. Na jejich místě bude použita korelace mezi tvrdostí a mezí pevnosti pro odhad mechanických vlastností.

Předpis na lisování [28] [7] nezaručuje dolisování konektoru na dno vrtání, umožňuje tak vznik dvou variant – dolisování a nedolisování. Modelována je pouze jedna z nich, a to nedolisování. Bližší odůvodnění bude poskytnuto v kapitole zabývající se tvorbou výpočtového modelu.

Drsnost povrchu a s ní spojené mikroúniky, stejně jako možné povrchové a strukturální vady, jsou zanedbány.

### Podmnožina S6 – procesy probíhající na struktuře objektu $\Omega$

- Plastizace
- Relaxace spoje
- Ratcheting
- Transientní chování

Relaxace, ratcheting a transientní chování materiálu nejsou předmětem této práce.

### Podmnožina S7 – projevy (chování) objektu $\Omega$

- Změna kontaktního tlaku
- Změna kontaktní plochy

### Podmnožina S8 – důsledky projevů

- Netěsnost
- Pootočení konektoru
- Vysunutí konektoru

### Shrnutí poznatků

Shrnutí zvolených veličin, které budou v experimentu variovány:

- průměry konektoru  $\varnothing D_1, \varnothing d_2$
- průměry rozhraní  $\varnothing D_3, \varnothing d_4$
- kruhovitosti kontaktních ploch  $\varnothing d_2, \varnothing D_3$
- válcovitosti kontaktních ploch  $\varnothing d_2, \varnothing D_3$
- sousost  $\varnothing D_3, \varnothing d_4$
- mechanické vlastnosti konektoru  $R_e, R_m$
- tlak paliva  $p$
- montážní síla  $F$
- amplituda vibrací  $A$
- délkový rozměr  $H_8$

Dodatečně byl přidán ještě rozměr  $H_8$ , jako reprezentant rozměrů ovlivňujících délku nejdůležitějších kontaktních ploch. Celkem bylo k variování zvoleno šestnáct parametrů. Počáteční hypotéza stanovená na základě analytického řešení zní, že významné budou pouze parametry ovlivňující poloměry kontaktních ploch.

Se znalostí podstatných veličin je možné přistoupit k volbě návrhové metody výpočtového experimentu.



## 5 MOŽNOSTI ŘEŠENÍ

Známe-li měřenou odezvu a veličiny, které je potřeba zahrnout do modelu, můžeme stanovit metodu určení odezvy. Uvažované metody řešení jsou:

- Analytické  
Analytické řešení z důvodu řešitelnosti je schopno obsáhnout pouze úzkou množinu podstatných veličin.
- Výpočtový experiment  
Výpočtový experiment umožňuje zahrnout většinu podstatných veličin a jeho realizace je ekonomická. Její řešení vyžaduje experimentální ověření.
- Experimentální  
Výroba vzorků pro fyzický experiment je ekonomicky náročná.

Každá možnost řešení přináší své vlastní přednosti i slabiny. Vhodné řešení se skládá z kombinací všech jmenovaných možností v průběhu jednotlivých fází výpočtového experimentu.

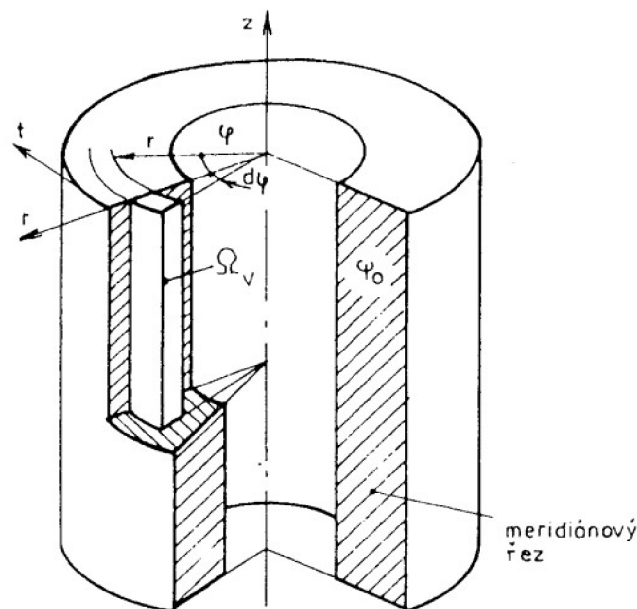
Analytické řešení problému umožní pochopení základních fyzikálních souvislostí, které budou využity pro vytvoření výpočtového modelu pro řešení metodou konečných prvků. Správnost řešení bude nakonec ověřena experimentálně.

## 6 ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ VÁLCOVÉHO TĚLESA

Jak tlakový zásobník, tak konektor, jsou při zjednodušení geometrie tvořeny dvěma tlustostěnnými válci. Analytické řešení je i přes svou dlouhou historii stále ještě předmětem výzkumu [29]. Podle použitého modelu materiálu lze řešení rozdělit na řešení elastické [30] a elasto-plastické [29],[31]. Následující kapitola se však zaměří pouze na teoretický základ tlustostěnných těles s elastickým modelem materiálu. Všechny informace v této kapitole jsou čerpané ze zdroje [32].

### Nezatížený geometrický tvar

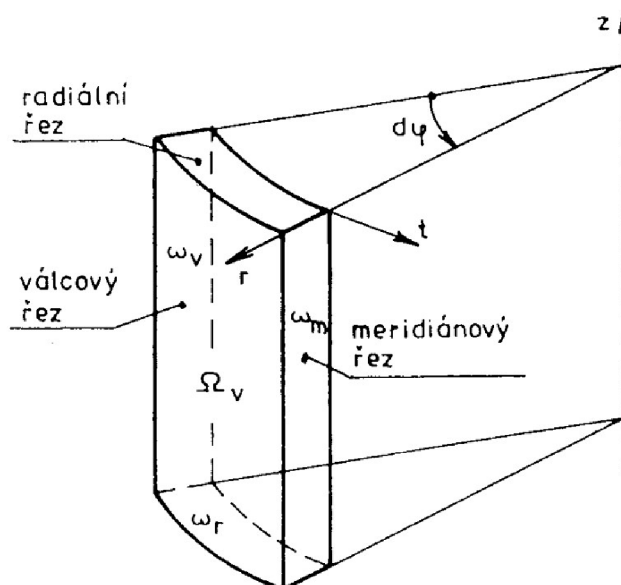
Geometrie tělesa v nezatíženém stavu je ohraničena dvěma soustřednými válcovými plochami v radiálním směru, v axiálním směru dvěma rovnoběžnými čelními plochami. Meridiánovým řezem je obdélník (obr. 23). V konkrétním případě této práce se jedná o dutý válec.



Obrázek 23: Geometrie tělesa v nezatíženém stavu

### Typický elementární prvek

Dvojnásobný elementární prvek (obr. 24) typický pro válcové těleso se vytvoří třemi souřadnicovými řezy: válcovou plochou  $\omega_v$ , meridiánovým řezem  $\omega_m$  a radiálním řezem  $\omega_r$ .

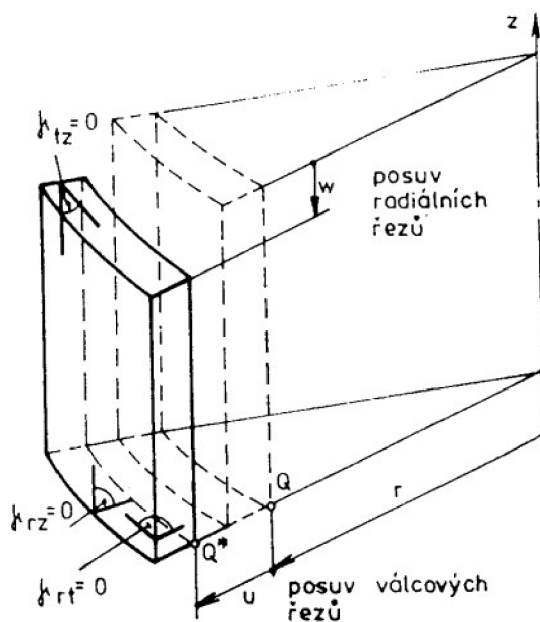


Obrázek 24: Elementární prvek

### Deformace prvku

Elementární prvek se během zatížení deformuje tak, že zachovává válcovitost. Zachovat válcovitost vyžaduje:

- body ležící na meridiánové rovině leží i po zatížení na rovině (obr. 25)
- válcové plochy změny svůj poloměr, ale zachovávají tvar
- radiální řezy zůstanou rovinné, pouze změny vzdálenost



Obrázek 25: Deformace elementárního prvku

**Deformace v bodě tělesa**

Deformace tělesa je určena tenzorem přetvoření  $\tau_\epsilon$  .

$$\tau_\epsilon = \begin{pmatrix} \epsilon_z(r) & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_r(r) & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_t(r) \end{pmatrix} \quad (14)$$

Ten je určen souřadnicovým systémem  $z, r, \phi$  pomocí:

- Nulových úhlových přetvoření  $\gamma_{tz}, \gamma_{rz}, \gamma_{rt}$  , v důsledku válcovitosti tělesa.
- Nenulových délkových přetvoření  $\epsilon_z, \epsilon_r, \epsilon_t$  .

Nulová úhlová přetvoření znamenají, že  $\epsilon_r, \epsilon_t, \epsilon_z$  jsou hlavními přetvořeními.

**Typický nezávislý posuv**

Obvykle mají válcová tělesa dva nezávislé směry:

- radiální  $u_r = u(r)$
- osový  $w = w(z)$

Ve výjimečných případech může být nezávislý pouze jeden z této dvojice.

**Uvolněný elementární prvek a rovnice rovnováhy**

Elementární síly působící v řezech uvolněného prvku  $\Omega_v$  :

- radiální napětí  $\sigma_r(r)$  ve válcovém řezu  $\omega_v$
- osově napětí  $\sigma_z(r)$  v radiálním řezu  $\omega_r$
- obvodové napětí  $\sigma_t(r)$  v meridiánovém řezu  $\omega_m$

Smyková napětí jsou v důsledku nulových úhlových přetvoření nulová. Hlavními napětími jsou tudíž  $\sigma_r, \sigma_t, \sigma_z$  . Válcové těleso má použitelné podmínky rovnováhy pro radiální a osový směr. V radiálním směru:

$$\Sigma F_r = 0 : (\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr) \cdot d\phi \cdot z_0 - \sigma_r \cdot r \cdot d\phi \cdot z_0 - 2\sigma_t \cdot dr \cdot \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) \cdot z_0 \quad (15)$$

protože platí  $\lim_{x \rightarrow 0} \sin\left(\frac{x}{2}\right) = \frac{x}{2}$  , je  $\sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) = \frac{d\phi}{2}$  .

Zanedbáme-li veličiny druhého řádu a vykrátíme rovnici výrazem  $dr \cdot d\phi \cdot z_0$  , dostaneme rovnici rovnováhy :

$$\sigma_r - \sigma_t + r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad (16)$$

Rovnice rovnováhy v osovém směru:

$$\Sigma F_z = 0 : r \cdot d\phi \cdot dr \cdot \sigma_z - r \cdot d\phi \cdot dr \cdot p_z = 0 \rightarrow \sigma_z = p_z \quad (17)$$

### Napjatost v bodě tělesa

Napjatost tělesa je dána tenzorem napětí  $\tau_\sigma$ . Tensor je v souřadnicovém systému  $z, r, \phi$  určen napětími  $\sigma_z, \sigma_r, \sigma_t$ .

$$\tau_\sigma = \begin{vmatrix} \sigma_z(r) & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_r(r) & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_t(r) \end{vmatrix} \quad (18)$$

Obecně vzniká v bodě trojosá napjatost.

### Charakteristické zatížení a vazby

Charakteristickým silovým zatížením působícím na válcové těleso je zatížení od měrného tlaku působícího na válcové plochy a čelo tělesa. Základní deformační zatížení jsou dána radiální posuvy na vnitřní a vnější válcové povrchy a osovými posuvy působícími na čela.

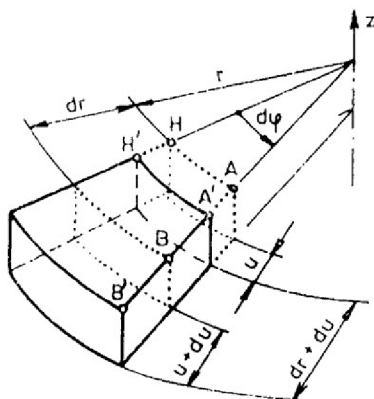
### Geometrické rovnice

Geometrické rovnice vycházejí z podmínek spojitosti a vyjadřují závislost přetvoření na posuvech. Z nákresu (obr. 26) se vyjádří jako rozdíl souřadnic deformované a nedeformované geometrie:

$$\epsilon_r = \frac{\overline{A'B'} - \overline{AB}}{\overline{AB}} = \frac{(dr + du) - dr}{dr} = \frac{du}{dr} \quad (19)$$

$$\epsilon_t = \frac{\overline{A'H'} - \overline{AH}}{\overline{AH}} = \frac{(r+u) \cdot d\phi - r \cdot d\phi}{r \cdot d\phi} = \frac{u}{r} \quad (20)$$

$$\epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (21)$$



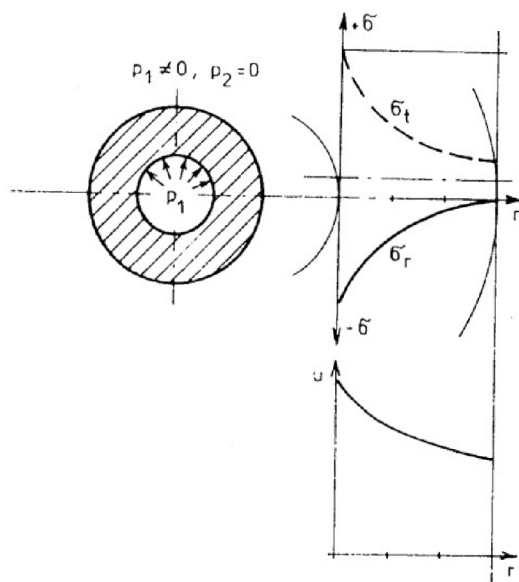
Obrázek 26: Posuvy hran při deformaci elementárního prvku [32]

Vyřešením systému rovnic obecné pružnosti – rovnic rovnováhy, geometrických rovnic a konstitutivních vztahů, dostaneme obecné řešení ve tvaru:

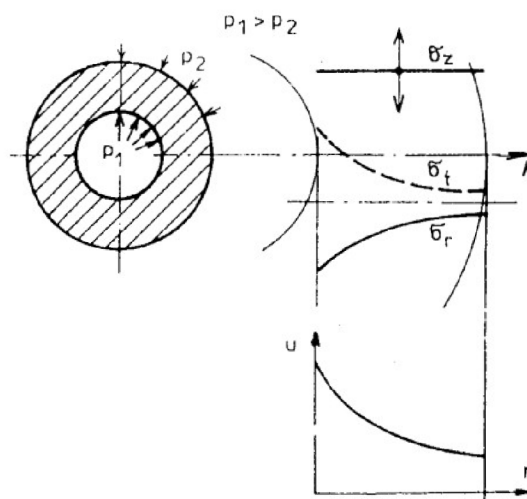
$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2} + D \quad (22)$$

$$\sigma_t = A + \frac{B}{r^2} + D \quad (23)$$

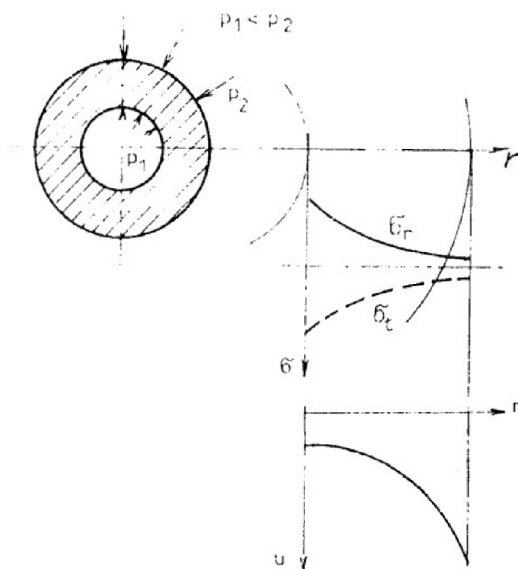
Vybrané průběhy napětí jsou na obrázku 27, 28 a 29.



Obrázek 27: Průběh napětí řezem válce pro případ  $p_1 \neq 0, p_2 = 0$



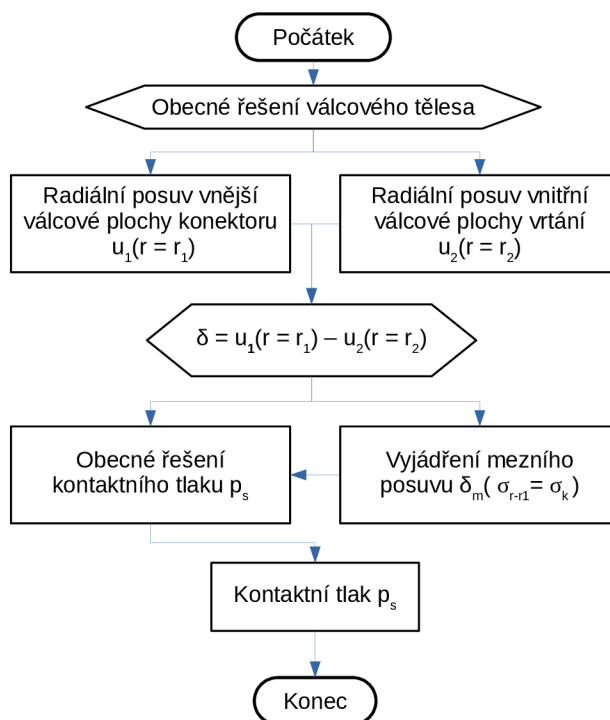
Obrázek 28: Průběh napětí řezem válce pro případ  $p_1 > p_2$



Obrázek 29: Průběh napětí řezem válce pro případ  $p_1 < p_2$

## 6.1 Partikulární řešení kontaktního tlaku

Po určení obecného řešení můžeme přejít k řešení partikulárnímu. Jun Qiu a Ming Zhou [30] se zabývali výpočtem kroučícího momentu přenesitelného lisovaným spojem. Jeho součástí je postup analytického výpočtu kontaktního tlaku. V kapitole bude využit podobný postup. Postup je založen na nalezení mezního přesahu  $\delta_m$ , při kterém je redukovávané napětí vnitřního poloměru konektoru rovno mezi kluzu. Zpětným dosazením mezního přesahu je následně určen kontaktní tlak. Celý postup je znázorněn na schématu (obr. 30)

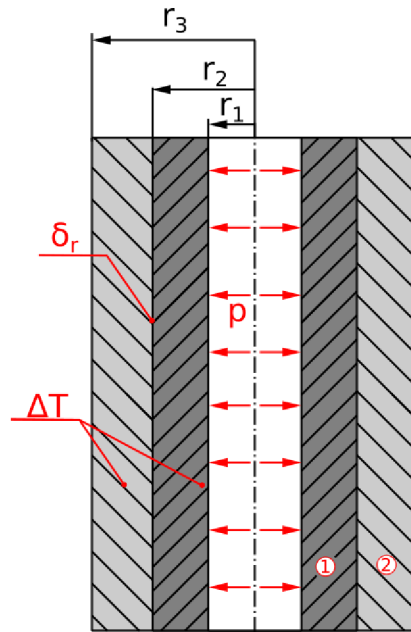


Obrázek 30: Diagram analytického řešení

Vydeme z obecného řešení radiálního napětí v tlustostěnné válcové nádobě z předešlé kapitoly. Předpoklady řešení jsou:

- ideálně elasticko-plastický materiál
- malé deformace

Na obrázku 31 je vyobrazeno schéma úlohy – dvě válcová tělesa zatížená přesahem, vnitřním přetlakem a tepelným zatížením.



Obrázek 31: Schéma úlohy [34]

Okrajové podmínky úlohy jsou:

Tabulka 2: Okrajové podmínky úlohy

Těleso 1		Těleso 2	
$r=r_1$	$\sigma_r = -p$	$r=r_2$	$\sigma_r = -p_s$
$r=r_2$	$\sigma_r = -p_s$	$r=r_3$	$\sigma_r = 0$

### Těleso 1

Za předpokladu rovinného přetvoření:

$$\sigma_z = 0 \tag{24}$$

je člen D obecného řešení (22), (23) roven  $D=0$ . Dosazením okrajových podmínek tělesa 1 dostaneme:

$$\sigma_{r_1}(r=r_1) = A_1 - \frac{B_1}{r_1^2} = -p \tag{25}$$

$$\sigma_{r_2}(r=r_2) = A_1 - \frac{B_1}{r_2^2} = -p_s \tag{26}$$

Vyjádřením  $A_1, B_1$  ze soustavy rovnic (25), (26) získáme:

$$A_1 = -\frac{(p \cdot r_1^2 - p_s \cdot r_2^2)}{(r_1^2 - r_2^2)} \tag{27}$$

$$B_1 = -\frac{r_1^2 \cdot (p \cdot r_2^2 - p_s \cdot r_2^2)}{(r_1^2 - r_2^2)} \tag{28}$$



**Těleso 2**

Obdobně dosazením okrajových podmínek tělesa 2 a vyjádřením  $A_2$ ,  $B_2$  dostaneme:

$$A_2 = -\frac{(p_s \cdot r_2^2)}{(r_2^2 - r_3^2)} \quad (29)$$

$$B_2 = -\frac{(p_s \cdot r_2^2 \cdot r_3^2)}{(r_2^2 - r_3^2)} \quad (30)$$

Posuvy se vypočítají jako [34],[32]:

$$u_1 = \left(\frac{r_2}{E_1}\right) \cdot \left( A_1 + \frac{B_1}{r_1^2} - \mu_1 \cdot \left( A_1 - \frac{B_1}{r_2^2} \right) \right) \quad (31)$$

$$u_2 = \left(\frac{r_2}{E_2}\right) \cdot \left( A_2 + \frac{B_2}{r_2^2} - \mu_2 \cdot \left( A_2 - \frac{B_2}{r_2^2} \right) \right) \quad (32)$$

Deformační podmínka je ve tvaru:

$$\delta = u_2 - u_1 \quad (33)$$

Kontaktní tlak dostaneme dosazením rovnic (27), (28), (29), (30), (31) a (32) do deformační podmínky (33) a vyjádřením kontaktního tlaku  $p_s$  dostaneme obecnou formulaci kontaktního tlaku:

$$p_s = \frac{-\left( 2 \left( p \cdot r_1^2 \cdot r_2 - \left(\frac{1}{2}\right) \cdot E_1 \cdot r_1^2 \cdot \delta + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot E_1 \cdot r_2^2 \cdot \delta \right) \cdot (r_2 + r_3) \cdot E_2 \cdot (r_2 - r_3) \right)}{\left( \left( (-\mu_2 + 1) \cdot E_1 + E_2 \cdot (\mu_1 - 1) \right) \cdot r_2^4 + \left( (\mu_2 - 1) \cdot r_1^2 + r_3^2 \cdot (\mu_2 + 1) \right) \cdot E_1 - E_2 \cdot \left( (\mu_1 + 1) \cdot r_1^2 + r_3^2 \cdot (\mu_1 - 1) \right) \cdot r_2^2 - \left( (\mu_2 + 1) \cdot E_1 - E_2 \cdot (\mu_1 + 1) \right) \cdot r_3^2 \cdot r_1^2 \cdot r_2 \right)} \quad (34)$$

kde [30]:

$$\delta = \delta_r + r_2 (\alpha_1 - \alpha_2) \Delta_T \quad (35)$$

K dosažení mezního přesahu musí být splněna podmínka plasticity. Průběh napětí v závislosti na průměru je vykreslen na obrázku 29. Budeme-li předpokládat, že tlak paliva je menší než kontaktní tlak ( $p_1 < p_s$ ), bude počátek plastizace na vnitřním průměru  $D_1$ .

Z výše uvedené úvahy musí být splněna dodatečná okrajová podmínka maximálního smykového napětí:

$$\sigma_r(r=r_1) - \sigma_t(r=r_1) = \sigma_k \quad (36)$$

kde  $\sigma_k$  je mez kluzu konektoru.

Dosazením (22), (23),(24), (27), (28) můžeme vyjádřit mezní  $p_s$  jako:

$$p_s = \frac{(r_2^2 - r_1^2)\sigma_K + 2pr_2^2}{2r_2^2} \quad (37)$$

Následným dosazením do deformační podmínky (33) posuvy  $u_1, u_2$  (31), (32) a vyjádřením mezního přesahu  $\delta_m$ :

$$\delta_m = \frac{(\mu_2 + 1)p_s r_2 r_3^2 + (1 - \mu_2)p_s r_2^3}{E_2(r_3^2 - r_2^2)} - \frac{(\mu_1 - 1)p_s r_2^3 + ((-\mu_1 - 1)p_s + 2p)r_1^2 r_2}{E_1(r_2^2 - r_1^2)} \quad (38)$$

Dosadíme-li číselné hodnoty, získáme numerickou hodnotu mezního přesahu  $\delta_m = 0,0126 \text{ mm}$  a můžeme ji dosadit zpět do obecné formulace kontaktního tlaku (34). Při dosazení nominálních rozměrů a  $\Delta_T = 0$ , je výsledný kontaktní tlak  $p_s = 133,2 \text{ MPa}$ .

## 6.2 Verifikace analytického řešení

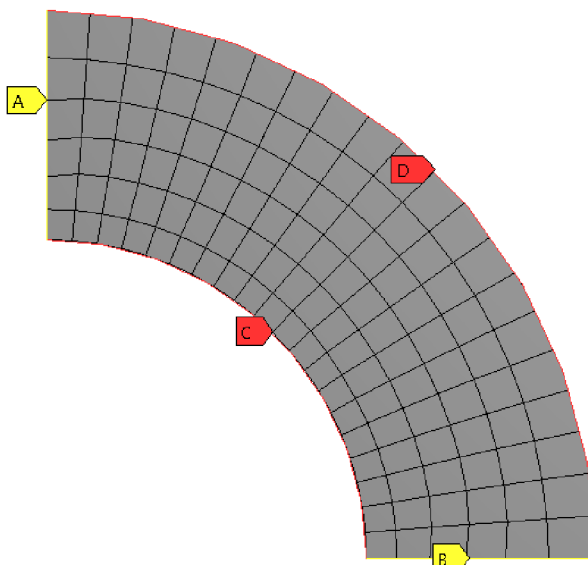
### Postup

Analytické řešení bylo verifikováno numerickým výpočtem metodou konečných prvků (MKP). K verifikaci byl využit průběh radiálního a obvodového napětí válcových těles (obr. 27, 28).

Byly provedeny dva výpočty, ze kterých se vypočítal účinek jednotkového tlaku  $p_s$  na radiální a obvodové napětí. Tento účinek se následně přepočítal na kontaktní tlak analytického řešení  $p_s = 133,2 \text{ MPa}$ . Ověření se provede následným vypočítáním redukovaného napětí, které musí být rovno mezi kluzu  $\sigma_{\text{red}} = \sigma_k$  [33].

### Realizace ověření

Byl vytvořen 2D model s rovinným napětím (obr. 32). K vysítování geometrie byly použity kvadratické čtyřhrany. Průběhy napětí u válcových těles pro jednotlivé výpočty jsou na obr. 27, 28. S pomocí těchto obrázků jsou hlavní napětí převedena na radiální a obvodové napětí (tab. 3).



Obrázek 32: Model, síť a okrajové podmínky výpočtového modelu

Okrajové podmínky výpočtového modelu a hlavní napětí, spočítaná pomocí jednotkového zatížení  $p_s = 1 \text{ MPa}$ , jsou shrnuty v následující tabulce:

Tabulka 3: Okrajové podmínky výpočtového modelu

Výpočet/ OP	A	B	C	D [MPa]	$\sigma_1 = \sigma_t$ [MPa]	$\sigma_2 = \sigma_z$ [MPa]	$\sigma_3 = \sigma_r$ [MPa]
1	$u_x = 0$	$u_y = 0$	p	0,00	16,16	0,00	-7,98
2	$u_x = 0$	$u_y = 0$	p	1,00	13,14	0,00	-7,99

Výsledný kontaktní tlak se vypočítá pomocí podmínky plasticity (maximálního smykového napětí):

$$\sigma_k = \sigma_{r2} - (\sigma_{t1} + \Delta\sigma_t \cdot p_s) \quad (39)$$

Vyjádřením kontaktního tlaku  $p_s$  a dosazením číselných hodnot dostaneme:

$$p_s = \frac{\sigma_{r2} - \sigma_{t1} - \sigma_k}{\Delta\sigma_t} = 133,2 \text{ MPa} \quad (40)$$

Výpočet pomocí MKP potvrzuje výsledek analytického řešení  $p_s = 133,3 \text{ MPa}$ .

Vytvořené analytické řešení poskytuje stavební kámen pro správný návrh výpočtového experimentu.

## 7 VÝPOČTOVÝ EXPERIMENT

Výpočtový experiment (DOE) je soubor nástrojů, jehož cílem je s minimálním množstvím experimentů získat maximální množství informací. Intuitivní postup mnoha inženýrů je měnit v každém okamžiku pouze jediný parametr. Tento postup je však velice neefektivní. Vyžaduje velké množství experimentů a nezahrnuje interakce mezi parametry. Využití statistických metod v návrhu a vyhodnocení experimentu dokáže podstatně snížit počet experimentů (návrhových bodů) v realizaci. Faktory (parametry) mohou být kvalitativní i kvantitativní, diskrétní i spojité veličiny. Každý z faktorů může nabývat dvou a více hodnot zvaných úrovně. Časté kódování úrovně v případě dvouúrovňových faktorů je  $\{-1,1\}$  a  $\{0,1\}$  v případě víceúrovňových faktorů.

DOE se dělí podle pole použití na dvě hlavní skupiny, na screeningové (nebo-li citlivostní analýzu) a prediktivní. Citlivostní metody mají za cíl zahrnout velké množství faktorů a určit hlavní faktory ovlivňující variaci odezvy. Prediktivní se používají pro vytvoření modelu pro predikování velikosti odezvy v závislosti na zvolené velikosti faktorů.

Plánování výpočetního experimentu se skládá z [35]:

- návrhu experimentu,
- realizace experimentu,
- zpracování výsledků,
- zhodnocení a posouzení experimentu.

### 7.1 Návrh výpočtového experimentu

Návrh výpočetního experimentu je nejdůležitější částí procesu. Nedostatky v plánování jsou nevratné a výsledky znehodnocují. Mnozí inženýři věnují nepřiměřenou pozornost statistickým detailům a návrh opomíjejí [36].

Kroky návrhu jsou [36]:

- určení cíle výpočtového experimentu,
- volba měřené odezvy a vstupních faktorů,
- volba metody citlivostní analýzy.

První dva kroky byly určeny již v předešlých kapitolách. Než přistoupíme k volbě metody citlivostní analýzy, je nezbytné si samotnou citlivostní analýzu nejprve definovat [36].

### 7.1.1 Citlivostní analýza

Pojem citlivostní analýza je interpretován nejednotně napříč technickými odvětvími. V minulosti byla často definována jako lokální míra změny výstupu na změnu vstupu  $S_j = \partial Y / \partial X_j$ . Tato interpretace je přínosná v případě celé třídy problémů. Své využití hojně nalézá v oblasti fyziky a nalezneme ji často ve fyzikálních publikacích. Jinou interpretaci pro citlivostní analýzu užívají v oblastech odhadu rizik. Zde je žádoucí výstupní veličina kvantitativní odhad nejistoty nejlepšího odhadu  $Y$ . V konkrétním případě zadaného problému je citlivostní analýza nástroj na prioritizaci faktorů, a tedy pro jejich přednostní snížení variace. Volba návrhové metody se významně odvíjí od počtu faktorů výpočtového experimentu [37].

### 7.1.2 Návrhové metody citlivostní analýzy

V minulosti vznikly práce zaměřující se na správnou volbu návrhové metody. Jedním z nich je "A User's Guide to the Brave New World of Designing experiments" [38] („Uživatelský průvodce do statečného nového světa technického experimentu“, překlad autora). Autoři v něm hodnotí vybrané DOE metody vzhledem k jejich vhodným oblastem použití. Práci shrnující novější poznatky a pokrývající hlavně progresivní metody návrhu společně publikovali Sushant S. Garud, Iftekhar A. Karimi a Markus Kraft [39].

Ve svém průvodci hodnotí autoři návrhové metody na základě následujících kritérií: saturovanosti, efektivity, množství potřebných předpokladů, možnosti podmíněných kombinací faktorů a jednoduchosti konstrukce [38].

- Saturovanost modelu

Saturovanost modelu je poměr počtu experimentů vyžadovanými daným návrhem a teoretickým minimem. Saturovaný model je takový model, ve kterém množství odhadovaných parametrů je rovno množství návrhových bodů [38].

- Efektivita

Efektivitu autor hodnotí jako směrodatnou odchylku odhadů parametrů metamodelu [38].

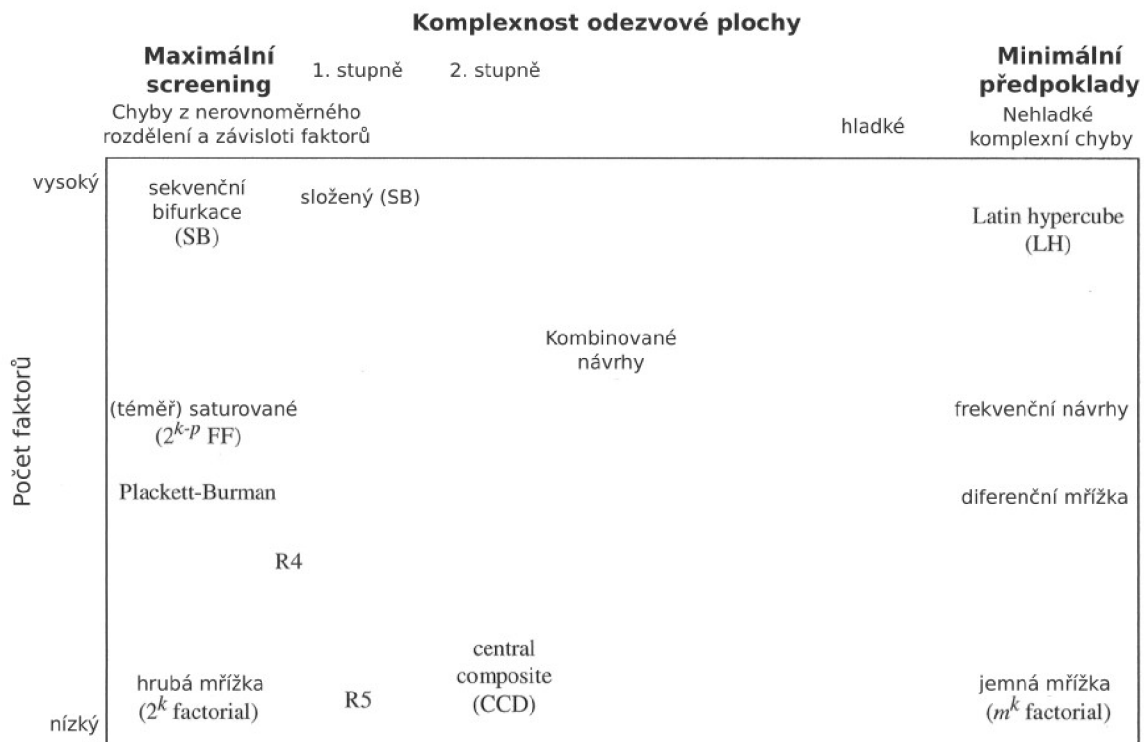
- Potřebné předpoklady

V místech nepokrytých návrhovými body je absence informací nahrazena předpokladem. Z toho vyplývá, že pro systémy s neznámou odezvou nelze použít návrhy s nízkým počtem návrhových bodů [38].

- Podmíněné kombinace faktorů

Nastavení podmíněných kombinací faktorů omezuje možné kombinace na množinu, která se na objektu reálně může vyskytovat [38].

Autoři v práci publikovali grafiku shrnující jejich doporučení (obr. 33).



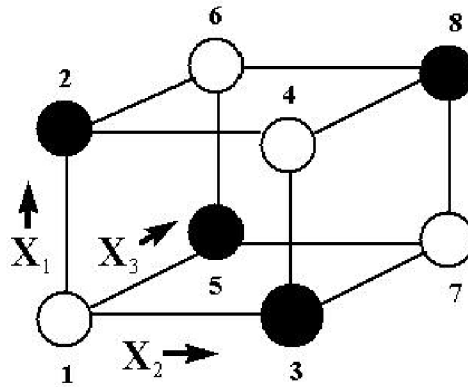
Obrázek 33: Doporučované návrhové metody [38]

Při výběru vycházíme z cíle experimentu vytvořit experiment pro analýzu citlivosti. Po zohlednění množství faktorů určených v systému podstatných veličin doporučuje autor jednu z následujících návrhových metod:

- (téměř) saturovaný dílčí faktoriální návrh, dále jen R3
- dílčí faktoriální návrh R4
- Plackett-Burman návrh

### 7.1.2.1 R3 a R4 dílčí faktoriální (FF) návrh

Jedná se o nejjednodušší DOE pro nově začínající. Plný faktoriální návrh se skládá ze všech kombinací  $2^k$ , kde k je počet faktorů. Pro příklad vezmeme tři faktory. Plný faktoriální experiment obsahuje osm návrhových bodů. Na obrázku 34 je znázorněno rozdělení do dvou bloků [40].



Obrázek 34: Stavový prostor výpočtového experimentu [40]

Výpočet hlavního efektu faktoru  $X_1$  se vypočítá jako:

$$E_{X_1} = \frac{y_2 + y_4 + y_6 + y_8}{4} - \frac{y_1 + y_3 + y_5 + y_7}{4} \quad (41)$$

Průměrování více hodnot v případě plného faktoriálního návrhu umožňuje snížit dopad neočekávaného rozptylu jedné z veličin [40].

Je-li potřeba snížit náročnost návrhu, můžeme použít polovinu návrhových bodů ( $2^{3-1}$ ) a stále bude možné vypočítat hlavní efekty [40]:

$$E_{X_1} = \frac{y_4 + y_6}{2} - \frac{y_1 + y_7}{2} \quad (42)$$

Vzorec lze zobecnit na [36]:

$$E_f = \overline{F_{(+1)}} - \overline{F_{(-1)}} \quad (43)$$

kde:

$\overline{F_{(+1)}}$ .....je průměr odezvy na horní úrovni pro faktor  $E_f$

$\overline{F_{(-1)}}$ .....je průměr odezvy na dolní úrovni pro faktor  $E_f$

### Koncept aliasingu

Vytvoříme jednoduchý plný faktoriální návrh o stejném rozlišení (tab. 4). Chceme-li nyní převést tento na dílčí faktoriální experiment o třech proměnných, nahradíme interakci třetím faktorem. Z toho názorně plyne, že při zpracování odezvy nebude možné odlišit faktor  $X_3$  od interakce  $X_1 \cdot X_2$  [40].



Tabulka 4: Dílčí faktoriální návrh

	$X_1$	$X_2$	$X_3 = X_1 \cdot X_2$
1	-1	+1	+1
2	+1	-1	-1
3	-1	+1	-1
4	+1	-1	+1

Rozlišení dílčího faktoriálního návrhu z posledního faktoru  $X_3 = X_1 \cdot X_2$  se nazývá generátor. Každý návrh má počet generátorů roven parametru  $p$ . Nejdelší počet kombinací, kterých lze s tímto generátorem docílit, je pak jeho rozlišení. V konkrétním vzorovém příkladě  $I = X_1 \cdot X_2 \cdot X_3$ . Rozlišení jmenovaného návrhu je tři [40].

### Rozlišení 3 (R3)

Hlavní efekty jsou aliasované s dvoufaktorovými interakcemi. Užívají se pro stanovení signifikantních hlavních efektů za předpokladů, že interakce jsou o řád méně významné [40].

### Rozlišení 4 (R4)

Hlavní efekty jsou bez aliasingu s dvoufaktorovými interakcemi. Dvoufaktorové interakce jsou aliasované mezi sebou [40].

#### 7.1.2.2 Plackett-Burman

Návrh, pojmenovaný po svém vynálezci, má rozlišení tři a vyznačuje se svou ekonomičností. Na místo mocnin dvou jako dílčí faktoriální (FF) návrh, roste jeho počet návrhových bodů pouze s násobky čtyř. Dalším z rozdílů je, že interakce se nerovnají, ale jsou korelované s hlavními efekty. Předpokladem této metody je výskyt významných hlavních efektů, v případě, že interakce jsou v porovnání s hlavními efekty nevýznamné [40].

Z analytického řešení vyplývá, že dochází k interakci mezi průměry ve vyšších mocninách. Z metod doporučených autory, jedině dílčí faktoriální návrh o rozlišení čtyři dosahuje dostatečného rozlišení. Rozlišení čtyři pro patnáct faktorů je tvořeno třiceti dvěma návrhovými body.



## 7.2 Realizace výpočtového experimentu

Po návrhu metody lze přistoupit k realizaci výpočtového experimentu. Prvním krokem je vytvoření materiálového modelu.

### 7.2.1 Model materiálu

Materiálový model se bude skládat z mechanických a fyzikálních veličin.

#### 7.2.1.1 Mechanické vlastnosti

Mechanické vlastnosti materiálů určíme jejich zpracováním z poskytnutých dat.

#### Zpracování dat

Zadavatelem byly poskytnuty dvě sady tahových zkoušek, pro každou součást jedna. Protokol tahové zkoušky tlakového zásobníku byl poskytnut ve formátu pdf a obsahoval kromě tahových křivek také vyhodnocení včetně modulu pružnosti. K dalšímu zpracování musely být takové křivky nejprve převedeny na souřadnice. Dokument nebyl do pdf skenován, nýbrž přímo exportován, a byl tudíž uložen ve vektorovém zápise. Z důvodu dosavadních zkušeností autora s formátem svg, byl převeden nejprve na něj. Svg je vektorový formát s otevřeným standardem se strukturou připomínající xml. Byl vytvořen skript v jazyce python inspirovaný kódem autora Aurojit Panda [41] pro export tahových křivek do jednoduchého csv formátu pro další zpracování.

#### Výpočet mechanických veličin

Tahová zkouška konektoru byla poskytnuta v podobě souřadnic a bez následného zpracování. Z tohoto důvodu byl nejdříve stanoven modul pružnosti podle normy ISO 18265:2013 [17]. Křivky obou protokolů byly následně přepočítány na skutečné přetvoření a napětí.

V podkapitole systému podstatných veličin byly za podstatné veličiny určeny zatížení montážní silou a vibracemi. Obě tato zatížení způsobují odtížení a opakované zatížení. V analytickém řešení byla vypočítána hodnota mezního přesahu, při kterém dojde k prvním plastickým přetvořením v konektoru. Z řešení je zřejmé, že ve spoji dochází k významné plastizaci. Z historie je známo, že během lisování dochází až ke tvorbě špon. Zvolený materiálový model bude muset věrohodně modelovat toto chování materiálu. Na základě těchto faktů a pro svou jednoduchost byl zvolen model multilineárního kinematického zpevnění. Software Ansys očekává v modelu dvě vstupní veličiny – plastické přetvoření a skutečné napětí. Očekávanými vstupními parametry programu Ansys jsou [42]:

lineární elastický model skládající se z

- modulu pružnosti  $E$  ,
- Poissonovy konstanty  $\mu$  ,

multilineární kinematický model skládající se z

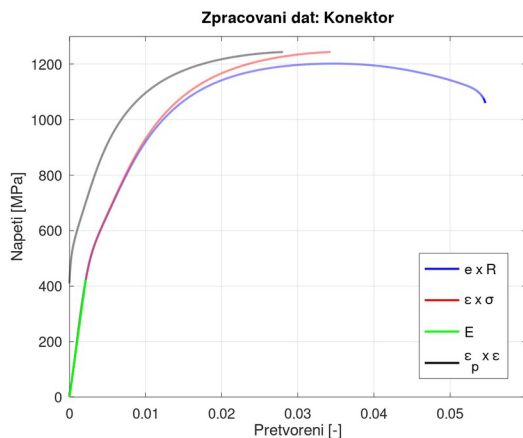
- plastického přetvoření  $\epsilon_p$ ,
- skutečného napětí  $\sigma$ .

Plastické přetvoření bylo spočítáno z aditivního zákona jako:

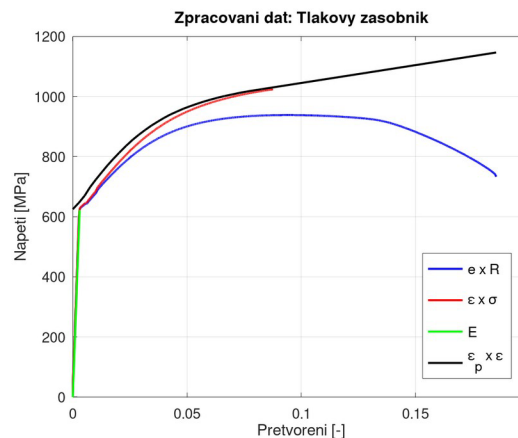
$$\epsilon_p = \epsilon - \frac{\sigma}{E} \quad (44)$$

V jednom z výpočtů přesáhne lokální přetvoření tlakového zásobníku mez pevnosti. Na základě této skutečnosti byl materiál dodatečně extrapolován do bodu lomu.

Tolerance mechanických vlastností nového materiálu ještě není stanovena. K dispozici jsou však měření tvrdostí podle Brinella (HBW). Tvrdosti byly převedeny na odhady mezí pevnosti podle normy ISO 18265:2013 [16]. Tolerance byla modelována pomocí škálování křivky multilineárního modelu  $\epsilon_p - \sigma$ . Výsledky zpracování dat jsou zobrazeny na obrázcích 35 a 36.



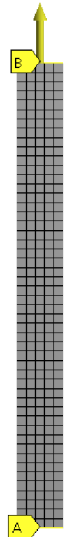
Obrázek 35: Zpracování dat tahové křivky konektoru



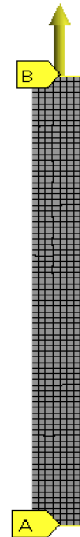
Obrázek 36: Zpracování dat tahové křivky tlakového zásobníku

### Ověření

Vypočítané mechanické veličiny byly ověřeny výpočtovým modelem tahové zkoušky. Model byl vytvořen na základě informací v protokolu tahové zkoušky (tlakový zásobník) a nominálních rozměrů normy DIN 50125:2009 [43], tvaru B a znalosti předchozích měření (konektoru). K vysíťování modelu geometrie byly použity kvadratické čtyřhrany. Výpočtové modely jsou zobrazeny na obrázcích 37 a 38.



Obrázek 37:  
Výpočtový model  
tahové křivky  
konektoru

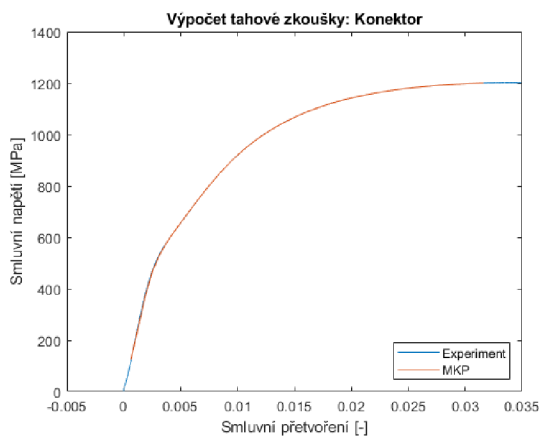


Obrázek 38:  
Výpočtový model  
tahové křivky  
Railu

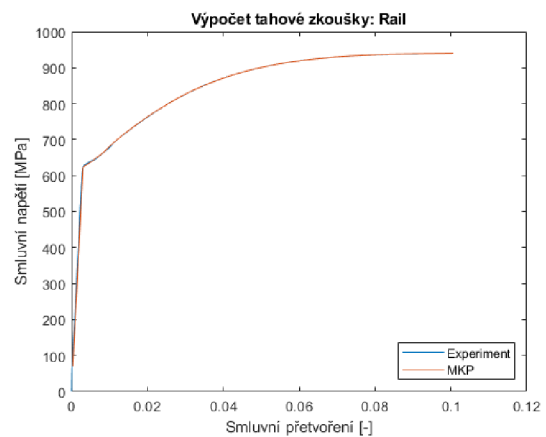
Výsledky výpočtu byly následně přepočítány na smluvní hodnoty a vykresleny na obrázcích 39 a 40.

$$e = \exp(\epsilon) - 1 \quad (45)$$

$$R = \frac{\sigma}{(1+e)} \quad (46)$$



Obrázek 39: Porovnání řešení MKP a  
tahové zkoušky konektoru

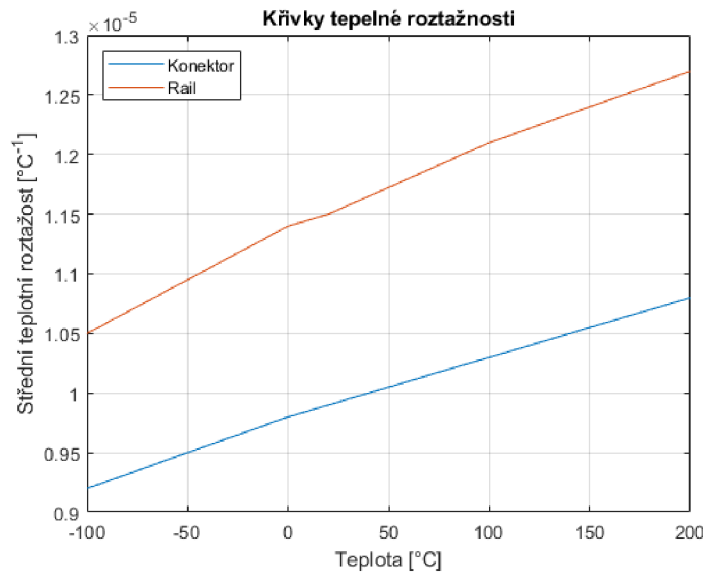


Obrázek 40: Porovnání řešení MKP a  
tahové zkoušky tlakového zásobníku

### 7.2.1.2 Fyzikální vlastnosti

Za podstatné bylo dále určeno teplotní ovlivnění. K zahrnutí vlivu do výpočtového modelu je potřeba znát tepelnou roztažnost materiálů. Podíváme-li se do materiálové normy tlakového zásobníku, tepelnou roztažnost neudává. Materiálová norma konektoru zase uvádí tepelnou roztažnost pouze v nevyhovujícím rozmezí teplot. Oba materiály mají předchůdce vyráběné podle normy SEW 310:1992 [44]. Tato norma detailně popisuje lineární teplotní roztažnost v potřebném rozsahu.

Z analytického modelu vyplývá, že vliv teplotního zatížení na kontaktní tlak je závislý na rozdílu koeficientů tepelné roztažnosti. Zda je potřeba o tepelné roztažnosti uvažovat jako o stochastické veličině závisí na tom, zda je rozdíl tepelných koeficientů konstantní. Vykreslené křivky tepelné roztažnosti jsou na obrázku 41.



Obrázek 41: Lineární koeficienty tepelné roztažnosti obou součástí

Jak je patrné z obrázku, rozdíl koeficientů není konstantní a teplotní zatížení musí být modelováno jako stochastická veličina.

### 7.2.2 Způsob analýzy lisování

Aby bylo možné do výpočtového modelu zapracovat vytyčené podstatné veličiny geometrie, musí být model vytvořen ve 3D. Z kapitoly o zpevnění materiálu je zřejmé, že historie zatěžování ovlivňuje plastifikaci materiálu, a tím i výsledná napětí. Výpočetní nároky simulace kompletního procesu zalisování konektoru do tlakového zásobníku ve 3D by převyšovaly výpočetní kapacity dostupné autorem. Z toho důvodu bude simulován jen shrink, tj. výpočet pouze výsledné geometrické konfigurace. Abychom mohli takové zjednodušení provést, je nezbytné stanovit jeho vliv na kontaktní tlak.

### Model geometrie a okrajové podmínky

Ke stanovení vlivu byly vytvořeny dva axisymetrické výpočtové modely. První model je zatížen posuvem až do polohy zalisování (obr. 42). Druhý model představuje navrženou metodu shrink (obr. 43). Do obou modelů byly zapracovány geometrické a materiálové tolerance. Tyto byly nastaveny na střed tolerance. Tabulka 5 shrnuje použité okrajové podmínky.



Obrázek 42: Okrajové podmínky výpočtu lisovacího procesu



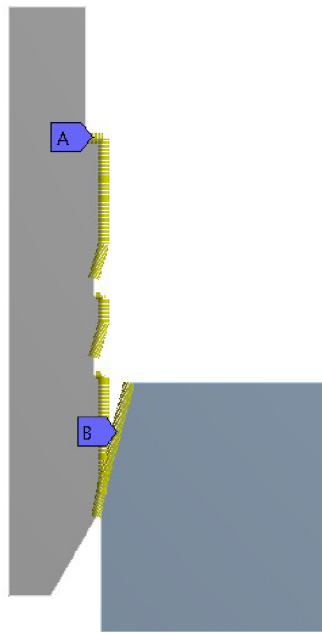
Obrázek 43: Okrajové podmínky výpočtu metodou shrink

Tabulka 5: Okrajové podmínky výpočtového modelu

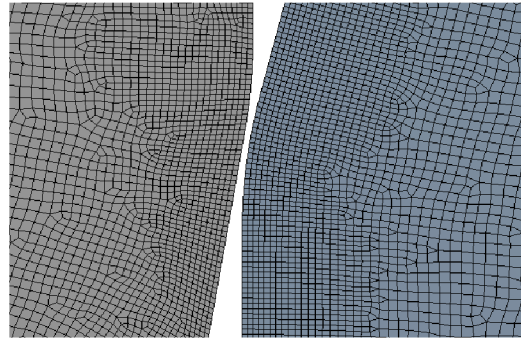
	A	B	C
Lisování	$u_y=0$	$u_y=0$	$u_y=u_x=0$
Shrink	$u_y=0$	$u_y=V_{19}-\frac{V_{18}}{2}$	$u_y=u_x=0$

### Sít'

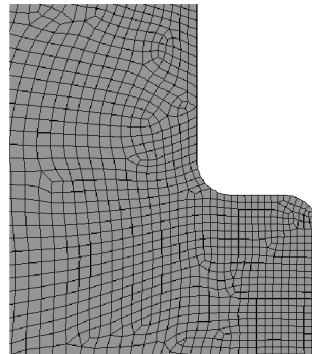
Model byl vysítován dominantně čtyřhrannými lineárními prvky, neboť kvadratické nepodporují potřebné redukované schéma integrace [42]. Redukované schéma je potřebné pro konvergenci výpočtu a hladší průběh kontaktního tlaku. Velikost prvků volně přechází od velikosti  $esize=1e-2$  mm na kontaktních plochách (obr. 44-46) až po  $esize=4e-2$  mm rychlostí růstu nastaveným na  $gr=1,03$ . Z důvodů konvergence a přesnosti průběhů kontaktního tlaku byly ostré hrany dodatečně zaobleny na  $R0.05$  a hrana úvodního kontaktu na  $R1$ .



Obrázek 44: Velikost prvků kontaktních ploch

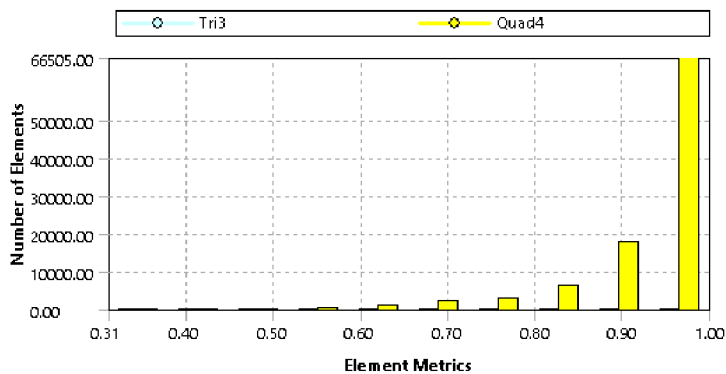


Obrázek 45: Detail stykových ploch



Obrázek 46: Detail zaoblení

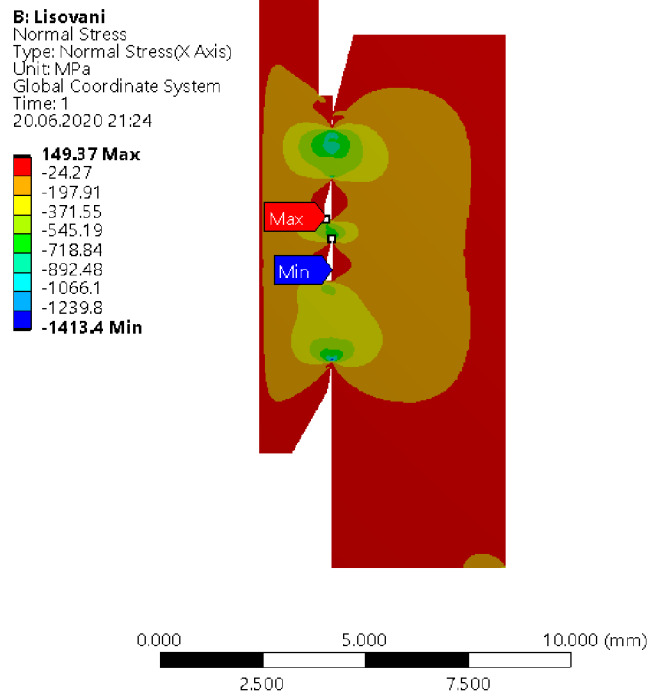
Vykreslená kvalita sítě použitím metriky „Mesh Quality“:



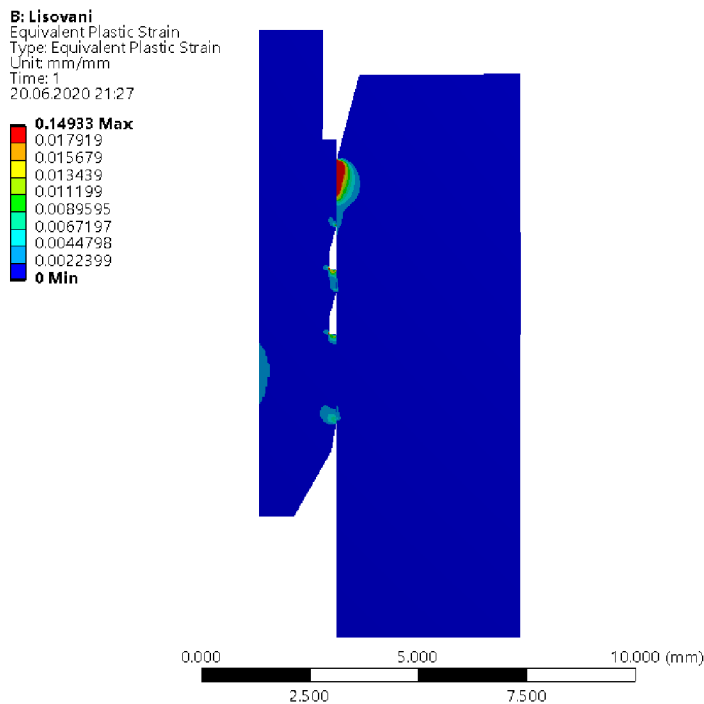
Obrázek 47: Graf kvality prvků pomocí metriky "Mesh quality"

## Vyhodnocení

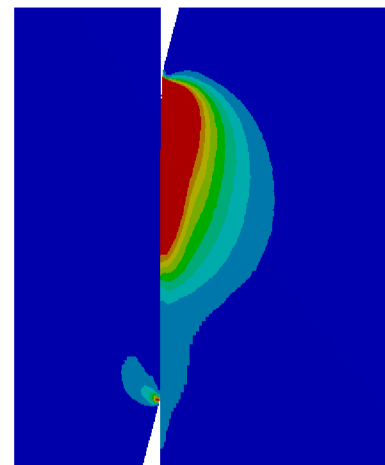
Vyhodnoceno bylo kromě jiného normálové napětí ve směru x (obr. 48) a ekvivalentní plastické přetvoření (obr. 49-51). Normálové napětí nevykazuje žádné skoky na úsecích kontaktu. Lokální plastické přetvoření je výrazné a blíží se hodnotám lomu, a to při parametrech na středě tolerance. Zkušenosti z výroby se stávajícím materiálem potvrzují tvorbu špon během lisování.



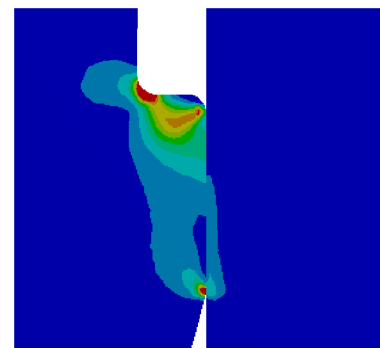
Obrázek 48: Normálové napětí ve směru x



Obrázek 49: Ekvivalentní plastické přetvoření výpočtu lisování

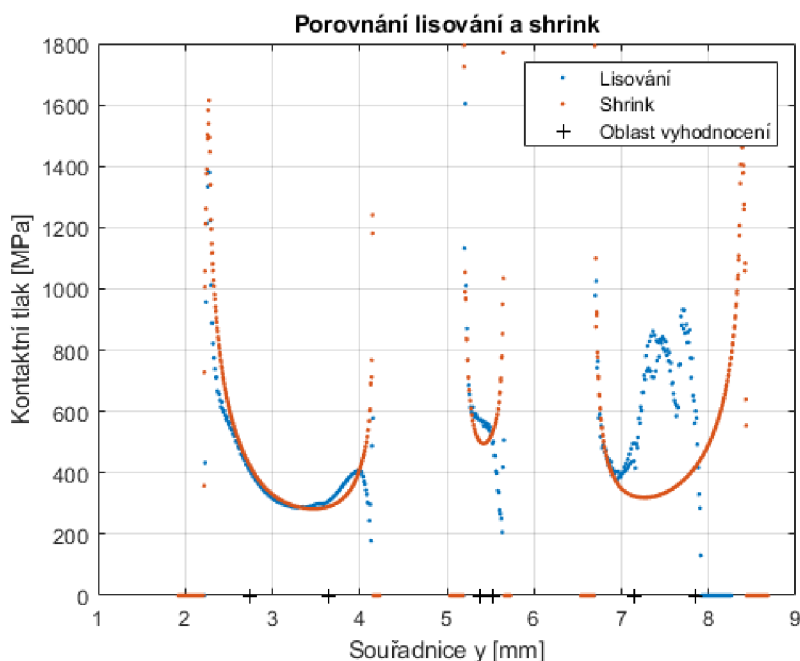


Obrázek 50: Detail místa úvodního styku



Obrázek 51: Detail kontaktní plochy B

Nejdůležitější částí vyhodnocení je vykreslení kontaktního tlaku z kontaktních prvků:



Obrázek 52: Kontaktní tlak v jednotlivých bodech sítě

Během hodnocení nebyly hodnoceny pouze středy kontaktních ploch. Výsledky získané simulací kompletního zalisování a výsledky metodou shrink nejsou shodné. Výsledky metodou shrink jsou konzervativní. Hodnoty vyhodnoceného kontaktního tlaku společně s procentuálním porovnáním obou metod jsou v tabulce 6.

Tabulka 6: Hodnoty kontaktního tlaku (lisování a shrink)

Metoda / Kontaktní plocha	A	B	C
Lisování	285,72 MPa	495,16 MPa	415,08 MPa
Shrink	281,83 MPa	494,65 MPa	318,95 MPa
Porovnání	98,64 %	99,90 %	76,84 %

### 7.2.3 Výpočtový model

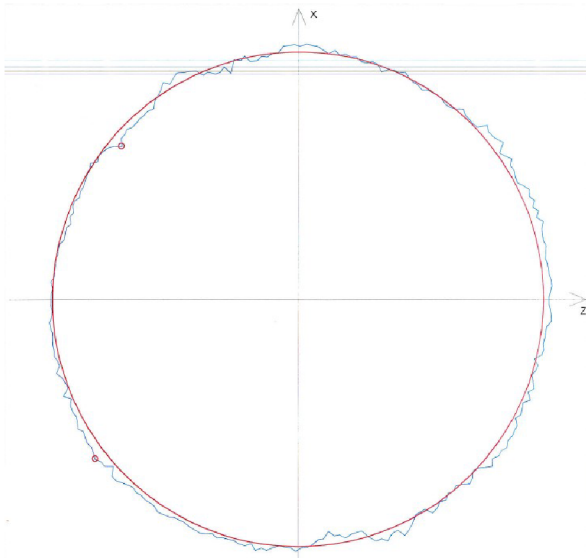
Na začátku kapitoly si shrneme požadavky na model geometrie z dosavadních znalostí. Model geometrie musí zahrnovat:

- obecné rozměry,
- detailní geometrii kontaktních ploch,
- odchylku kruhovitosti kontaktních ploch,
- odchylku válcovitosti kontaktních ploch.

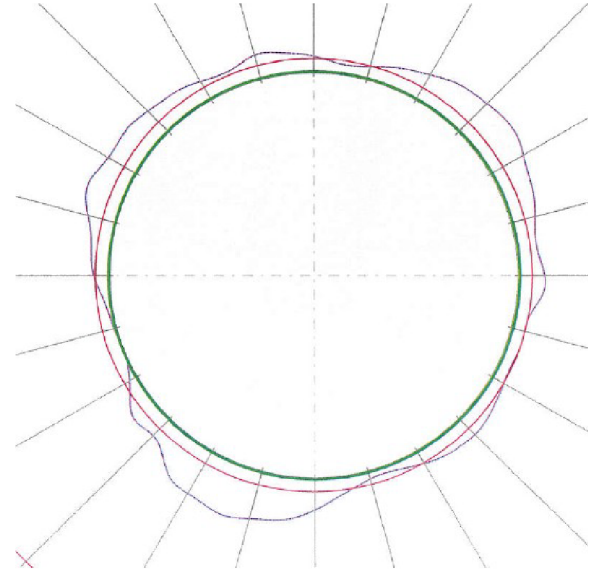


## Kruhovitost

Výsledky měření kruhovitosti nevykazují jednotný tvar (obr. 53, 54).

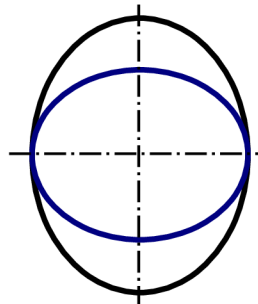


Obrázek 53: Vybrané měření kruhovitosti 1



Obrázek 54: Vybrané měření kruhovitosti 2

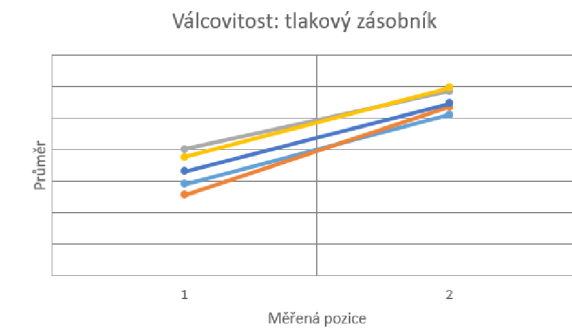
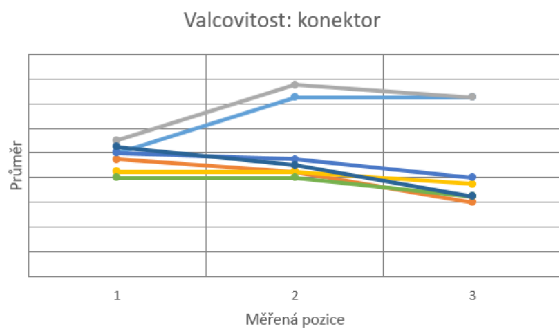
Autorovi není známa práce popisující ovlivnění kontaktního tlaku tvarem válcovitosti tělesa. Dosavadní výzkum vlivu kruhovitosti byl zaměřen na přesnost uložení a definování tolerancí [45], [46], [47]. V této práci se zaměříme na modelování nejméně vhodného tvaru uložení tj. uložení elipsa-elipsa s hlavními osami pootočenými o  $90^\circ$  (obr. 55).



Obrázek 55:  
Nepříznivý tvar kruhovitosti elipsa-elipsa

## Válcovitost

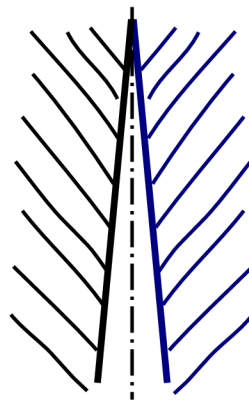
Graf vybraných měření válcovitosti konektoru je na obrázku 56.



Obrázek 56: Vícebodové měření rozměrů konektoru

Obrázek 57: Vícebodové měření rozměrů tlakového zásobníku

Jak je z obrázku 56 zřejmé, naměřené odchylky válcovitosti konektoru nemají jednotný tvar. Pravidelná měření rozhraní (obr. 57) se měří pouze ve dvou bodech a není podle nich možné posuzovat tvar válcovitosti, pouze její směr. V této práci se proto zaměříme na teoreticky nejméně vhodný tvar geometrie, tj. případ bez zakřivení pláště, tzv. A forma. Výslednou geometrií bude kontakt dvou válců s eliptickou podstavou pootočenou o  $90^\circ$  (obr. 58).

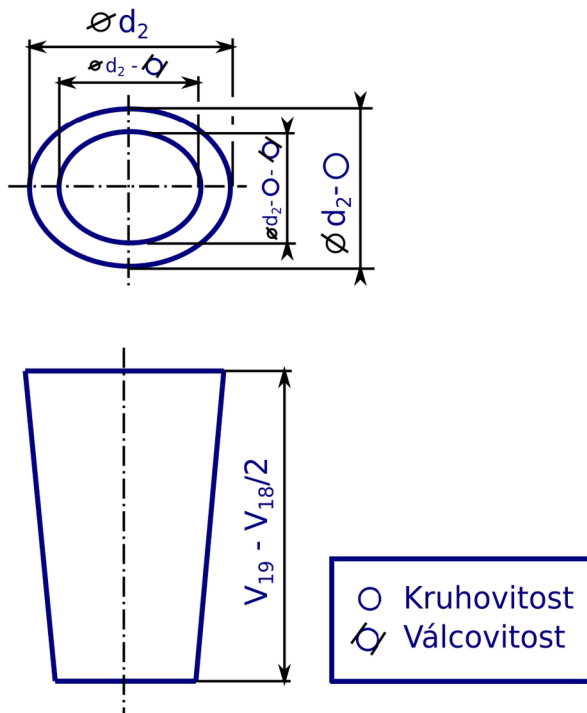


Obrázek 58:  
A forma  
válcovitosti spoje

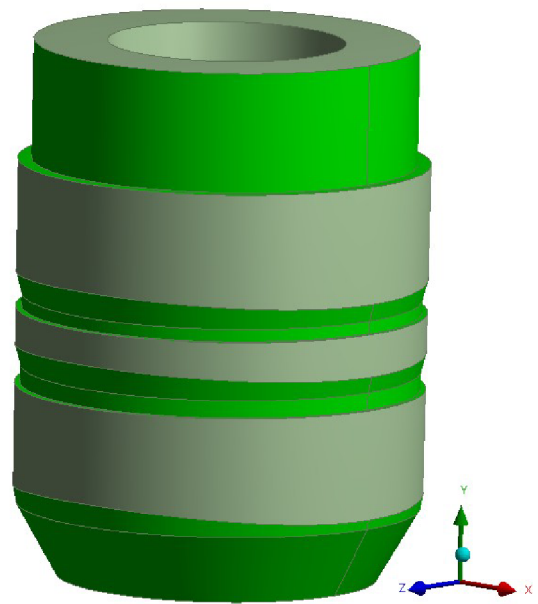
## Model konektoru

Geometrie byla modelována s přihlédnutím na výrobní postup. Nejprve byly vytvořeny dvě elipsy a mezi nimi interpolován objem. Parametry kruhovitosti a válcovitost snižují poloměry hlavních os spodní elipsy (obr. 59). Následně byl vytvořen negativ vnějšího obrysu. Pomocí rotace kolem osy bylo vytvořeno objemové těleso. Následně byly oba objemy od sebe odečteny. Tímto způsobem byl reprodukován postup obrábění. Nakonec byl odebrán materiál vrtání (obr. 60).

Axiální rozměry  $H_6$ ,  $H_2$  byly modelovány na spodní hranici tolerance tak, aby se maximalizovala délka kontaktní plochy B. Z nákresů vyplývá, že kontaktní plochy s potenciálně nejvyšším kontaktním tlakem jsou kontaktní plochy A a B. Velikost těchto ploch je řízena variací rozměru  $H_8$ .



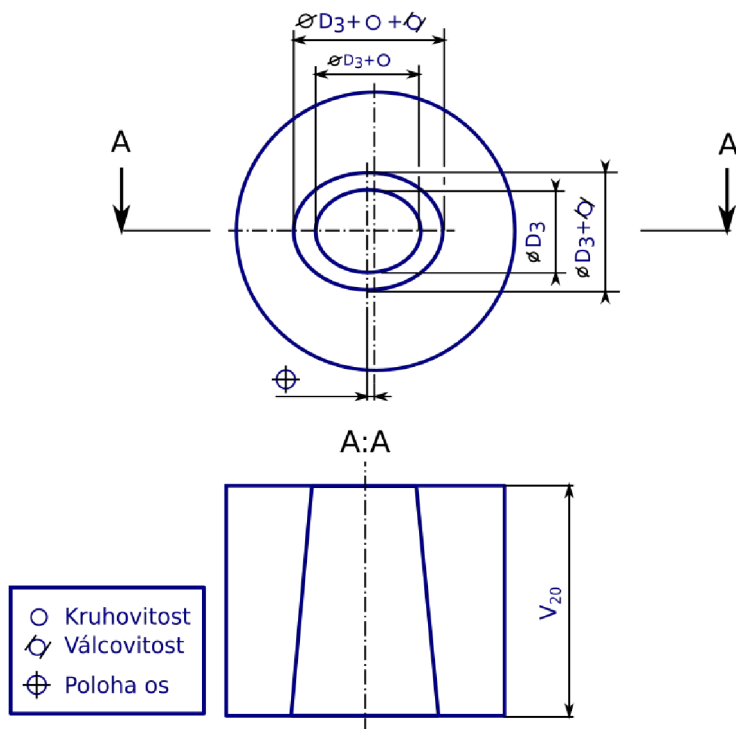
Obrázek 59: Schématické znázornění vnější válcové plochy konektoru



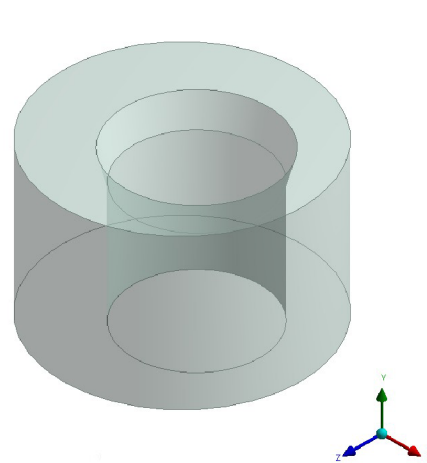
Obrázek 60: Model geometrie konektoru

### Model tlakového zásobníku

Obdobný postup byl použit také u modelu tlakového zásobníku. Nejprve bylo vymodelováno objemové těleso interpolací dvou elips. Parametry válcovitosti a kruhovitosti rozměry os dolní elipsy tentokrát zvětšují. Následně bylo vytvořeno objemové těleso vnějšího poloměru s počátkem posunutým o parametr polohy os (obr. 61). Se zvyšující se hodnotou parametru polohy os, se vzdaluje kružnice  $D_4$  od připojení zpětného vedení. Obě tělesa byla od sebe následně odečtena a bylo domodelováno sražení (obr. 62).



Obrázek 61: Schématické znázornění rozhraní tlakového zásobníku



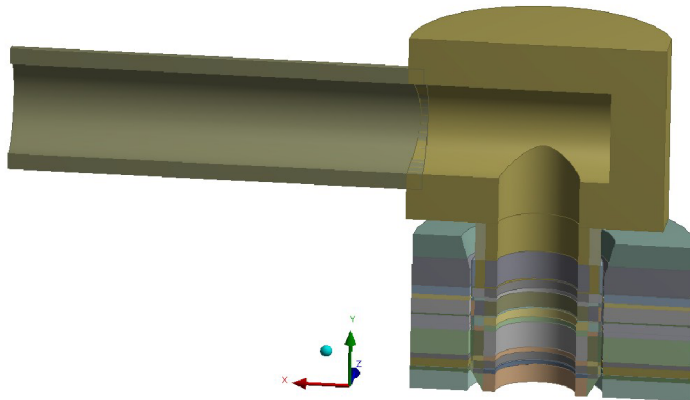
Obrázek 62: Model geometrie tlakového zásobníku

### Příprava pro vysítování

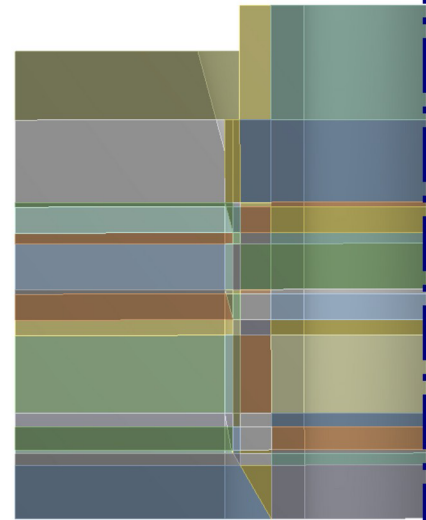
Výpočtová náročnost je závislá na množství prvků sítě. Jeden ze způsobů, jak tuto náročnost snížit, je vytvoření částečného modelu. Z předešlých schémat je patrné, že model má rovinu souměrnosti a tou je osa x (obr. 63). Jedna z dalších kapitol blíže rozebere symetrii i z hlediska zatížení.

K simulování dynamických dějů vibrace je nezbytné znát dynamické veličiny těles, tj. hmotnost a momenty setrvačnosti. K jejich určení byl vymodelován i zbytek konektoru. Rozměrové tolerance při tom byly ponechány na nominálních hodnotách. Pro snížení výpočetního času byla tato část konektoru modelována jako hmotný bod.

Kontaktní povaha úlohy a série výpočtů v rámci DOE kladou nároky na rychlost konvergence sítě. Tato konvergence začíná už u přípravy modelu geometrie. Geometrie byla rozdělena šestnácti válcovými a rovinnými řezy na oblasti vysítovatelné hexadominantní sítí (obr. 64).



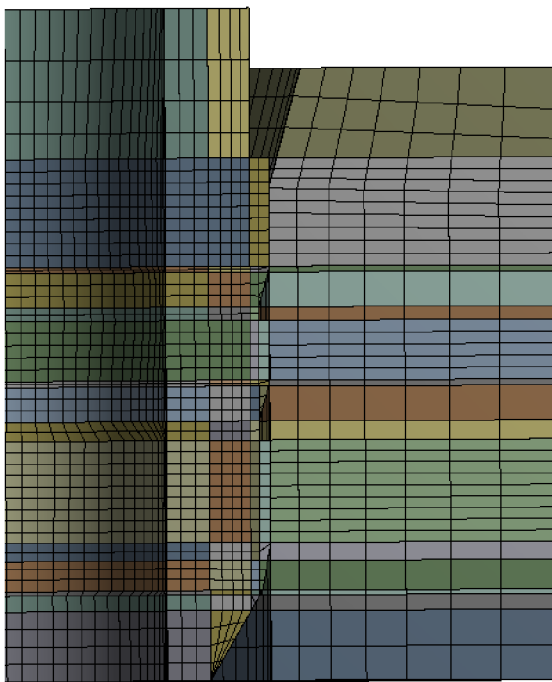
Obrázek 63: Model geometrie soustavy



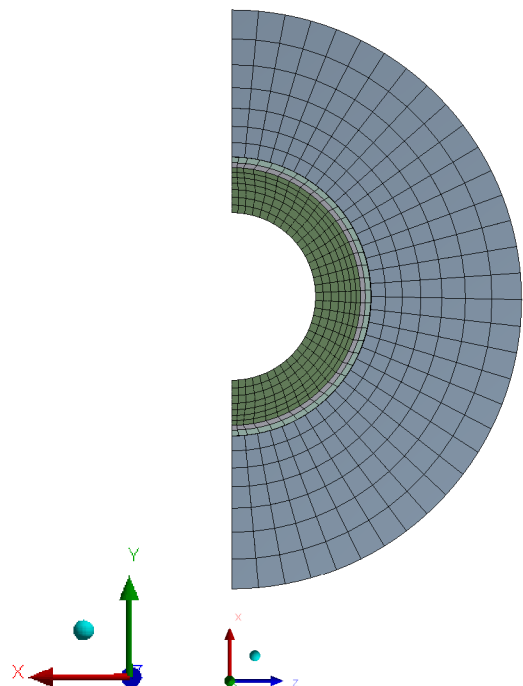
Obrázek 64: Nadělení těles soustavy pro vysítování

## Mesh

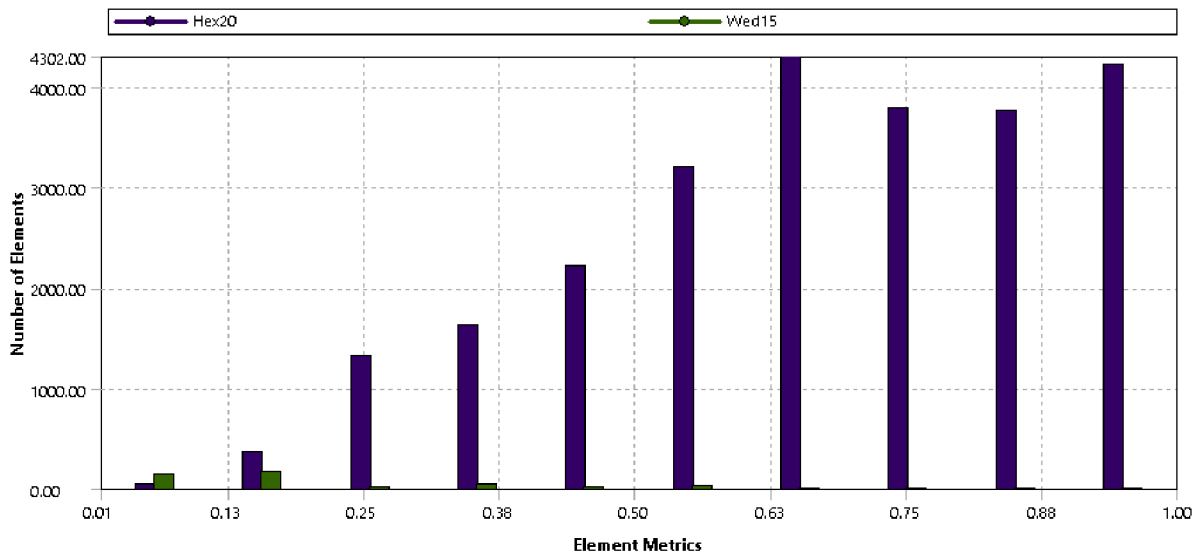
Diskretizace modelu se dominantně řídí velikostí prvků kontaktních ploch v souladu s interním doporučením [48]. Velikost sítě byla nastavena pomocí počtu rozdělení čar v rovině řezu. Rovinná síť byla následně algoritmem sweep protažena tělesem s pevně daným rozdělením. Z předešlého výzkumu vhodnosti jednotlivých prvků pro vybrané úlohy [49] byly zvoleny k vysítování hexadominantní kvadratické prvky. Na následujících obrázcích je zobrazeno výsledné vysítování (obr. 65, 66) a jeho kvalita pomocí metricky „Mesh quality“ (obr. 67).



Obrázek 65: Vysítovaný model geometrie

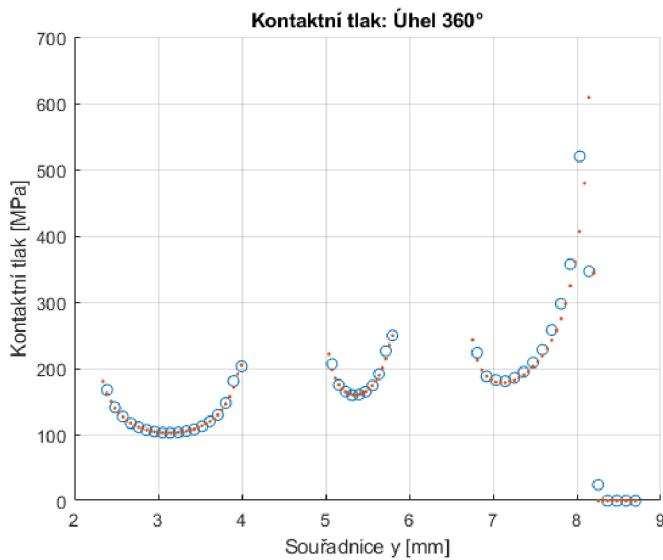


Obrázek 66: Řez sítí

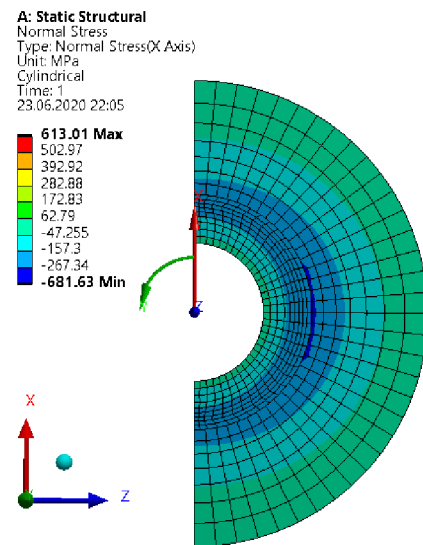


Obrázek 67: Graf kvality prvků hlavního modelu pomocí metriky "Mesh quality"

K zajištění konvergence ve všech návrhových bodech a hladšího průběhu kontaktního tlaku bylo nastaveno integrační schéma prvků v kontaktu na schéma redukované. Síť byla následně ověřena porovnáním navrhované sítě a sítě s dvojnásobným počtem prvků na kontaktních plochách (obr. 68). Průběh normálového napětí průřezem navrhované sítě je na obrázku 69. Během porovnání bylo simulováno pouze zalisování metodou shrink. Žádná další zatížení nebyla zahrnuta.



Obrázek 68: Řez plochou kontaktního tlaku



Obrázek 69: Průběh normálové napětí v řezu kontaktní plochy A

Vyhodnocení kontaktního tlaku je v tabulce 7.

Tabulka 7: Tabulka vyhodnocení vlivu jemnosti sítě na kontaktní tlak

	Kontaktní tlak	Porovnání
Navrhovaná síť	185,34 MPa	100 %
Zjemněná síť	180,10 [MPa]	97,17 %

### Okrajové podmínky

Výpočtový model obsahuje celkem šest okrajových podmínek. Okrajové podmínky jsou dvojího typu – podmínky snižující počet stupňů volnosti a zatížení stanovené v systému podstatných veličin. Jejich průběh je mezi kroky výpočtu proměnný.

Výpočet byl rozdělen na tři kroky – 1. lisování, 2. montáž, 3. provoz.

### Lisování

V prvním kroku výpočtu vzniká jediné zatížení, zatížení přesahem geometrie. Okrajové podmínky aktivní v tomto kroku jsou:

- posuv plochy ve směru Y tlakového zásobníku  $u_y=0$  (A),
- ve válcových souřadnicích je posuv polokružnice tlakového zásobníku v radiálním směru  $u_x=0$  (C),
- posuv konektoru ve směru Y je  $u_y=0$  (E).

### Montáž

V tomto kroku zatížení zaniká podmínka posuvu konektoru ve směru y. (E) Montážní síla  $F$  působí ve směru x v ose tělesa (D). Tato síla působí pouze po dobu tohoto simulačního kroku.

### Provoz

Během provozu působí na spoj několik okrajových podmínek:

#### Tlak paliva

Jak již bylo dříve napsáno, předpis pro lisování [28] nezaručuje dolisování na dno vrtání. Vznikají tudíž dvě možnosti zatížení tlakem (B):

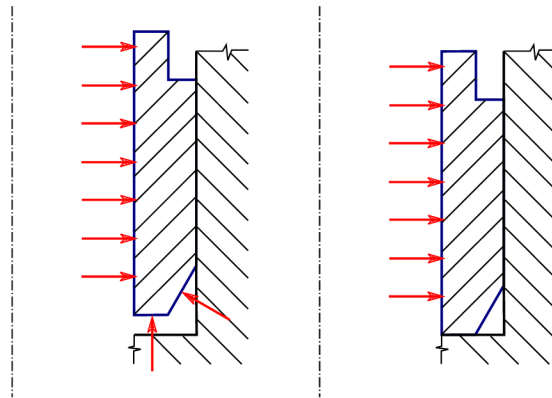
- Konektor není dolisován na dno (obr. 70 vlevo).

Není-li konektor dolisován na dno, může palivo penetrovat spoj a působit proti němu.

- Konektor je dolisován na dno (obr. 70 vpravo).

Kontakt konektoru se dnem vrtání zamezí další penetraci paliva.





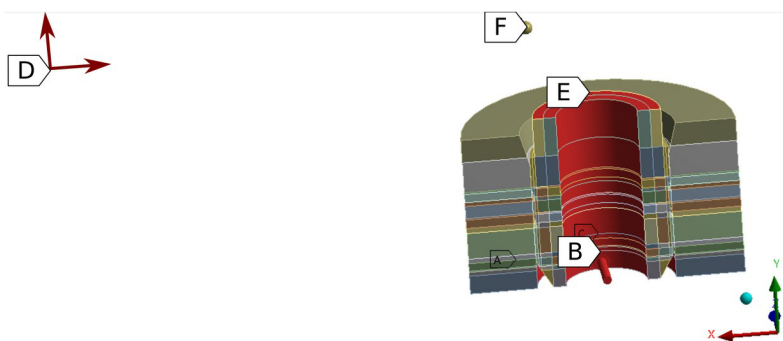
Obrázek 70: Možné varianty hloubky zalisování

Palivo působící proti spoji snižuje kontaktní tlak, a proto byla tato volba v modelu zvolena. Z předchozí úvahy vyplývá, že míra ovlivnění kontaktního tlaku přetlakem paliva bude záviset na penetraci paliva. I tento vliv byl do modelu zahrnut pomocí funkce Fluid pressure penetration. Funkce zatěžuje přilehlé kontaktní plochy tlakem  $p_F$ , jestliže nesplňují stanovenou podmínku. Tlak  $p_F$  byl nastaven na stejnou hodnotu jako přetlak paliva  $p_F = p$  a podmínka na  $p_s < p$ .

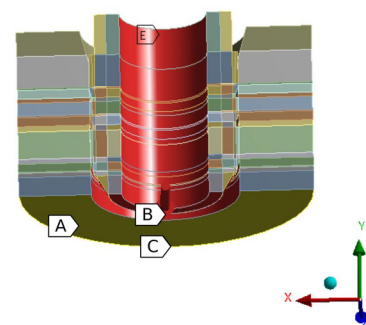
### Teplotní zatížení a vibrace

Teplotní zatížení bylo modelováno jako ustálený stav na všech tělesech.

Zatížení vibracemi v tomto kontextu je obtížně kvantifikovatelné. Vibrace ovlivňuje celá řada faktorů včetně uchycení zpětného vedení na motoru, které není specifikováno (jsou vydána pouhá doporučení). Velikost vibrací se tudíž liší aplikace od aplikace. Interně je vypracován odhad jako harmonická síla o frekvenci  $f = 600 \text{ Hz}$  působící na připojení konektoru (D). Modelována byla jako vzdálená síla na horní čelo konektoru (E). Na stejné čelo je také připojen hmotný bod chybějící části konektoru (F). Názorné zobrazení okrajových podmínek je na obrázku 71, 72.



Obrázek 71: OP - pohled shora



Obrázek 72: OP - pohled zdola

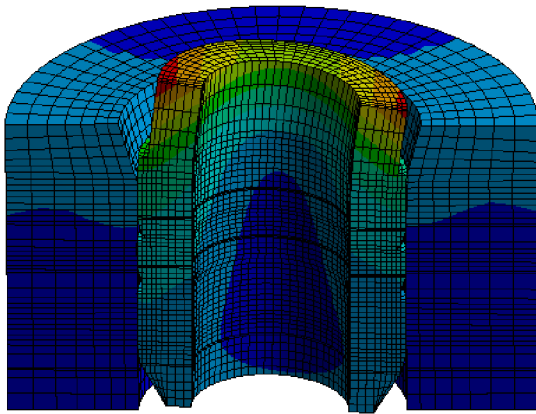


## 7.2.4 Volba typu analýzy

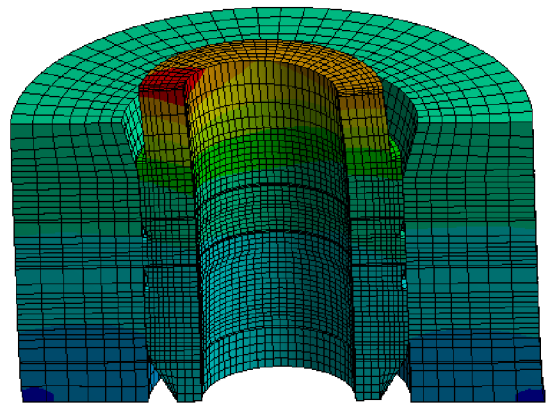
Před simulací dynamických jevů je vhodné se nejprve seznámit s dynamickými vlastnostmi soustavy.

### Modální analýza

Jednou ze základních vlastností jsou vlastní frekvence. K jejich stanovení byla provedena modální analýza s předpětím. Při vyhodnocení je nezbytné přihlídnout k lineární povaze analýzy a použitému polovičnímu modelu. Z dvaceti hledaných vlastních frekvencí byla nejnižší vlastní frekvence  $f_1=5346\text{Hz}$ . Vykreslené první dvě vlastní frekvence jsou na obrázku 73, 74.



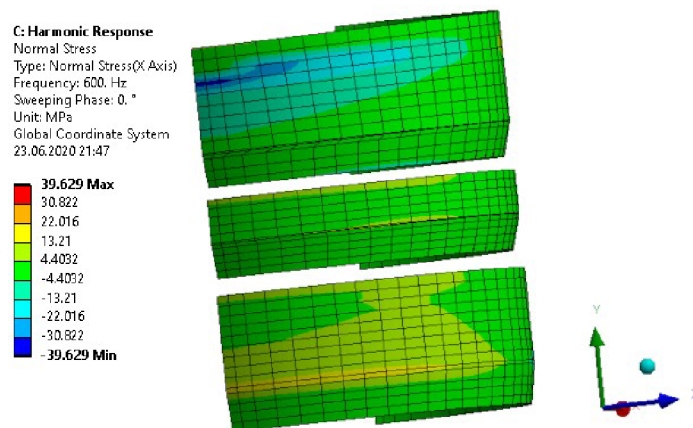
Obrázek 73: Modální tvar první vlastní frekvence



Obrázek 74: Modální tvar druhé vlastní frekvence

### Harmonická analýza

Úvodní hypotéza zněla, že vibrace jsou nepodstatné z hlediska řešení. K ověření byla provedena harmonická analýza. Při vyhodnocení je nezbytné přihlídnout k lineární povaze analýzy. Výsledná normálová napětí kontaktních ploch jsou vykreslena na obrázku 75.



Obrázek 75: Normálové napětí na kontaktních plochách harmonické analýzy

Výsledky harmonické analýzy hypotézu nepodstatnosti vibrací z hlediska řešení vyvrací.

## Transientní analýza

Na základě výsledků harmonické analýzy byla vytvořena transientní analýza. Ve snaze snížit výpočetní náročnost byly analyzovány dva vlivy – vliv počtu period a počtu časových kroků, na které bylo harmonického zatížení rozděleno. Během analýz byl vyhodnocován každý časový krok.

Tabulka 8 uvádí pět vzestupně seřazených nejnižších hodnot kontaktního tlaku ( $p_s$ ). Zatížení bylo rozděleno na  $n=5$  period a  $k=20$  kroků na periodu.

Tabulka 8: Vliv počtu period harmonického zatížení na kontaktní tlak

$p_s$ [MPa]	165,50	165,51	165,52	165,55	165,56
n	2,85	1,75	3,95	1,90	0,7

Všechny výsledky pocházejí z druhé poloviny periody, jejichž příčinou je způsob modelování geometrické tolerance polohy os. Výsledky druhé analýzy jsou shrnuty v tabulce 9.

Tabulka 9: Vliv jemnosti nadělení časového kroku na kontaktní tlak

k	4	8	12	16	20	24	28
$p_s$ [MPa]	165,80	165,02	165,54	165,55	165,56	165,05	164,89

Nízké ovlivnění minimálního kontaktního tlaku počtem rozdělení každé periody a celkovým počtem period se dají vysvětlit nízkým vlivem setrvačných sil.

## Statická analýza

Je-li vliv setrvačných sil na minimální kontaktní tlak dostatečně nízký, není třeba počítat výpočetně náročnou transientní analýzu. Na základě této skutečnosti byla pro výpočtový experiment zvolena statická analýza. Srovnání výsledků transientní a statické analýzy je shrnuto v tabulce 10.

Tabulka 10: Porovnání výsledků transientní a statické analýzy

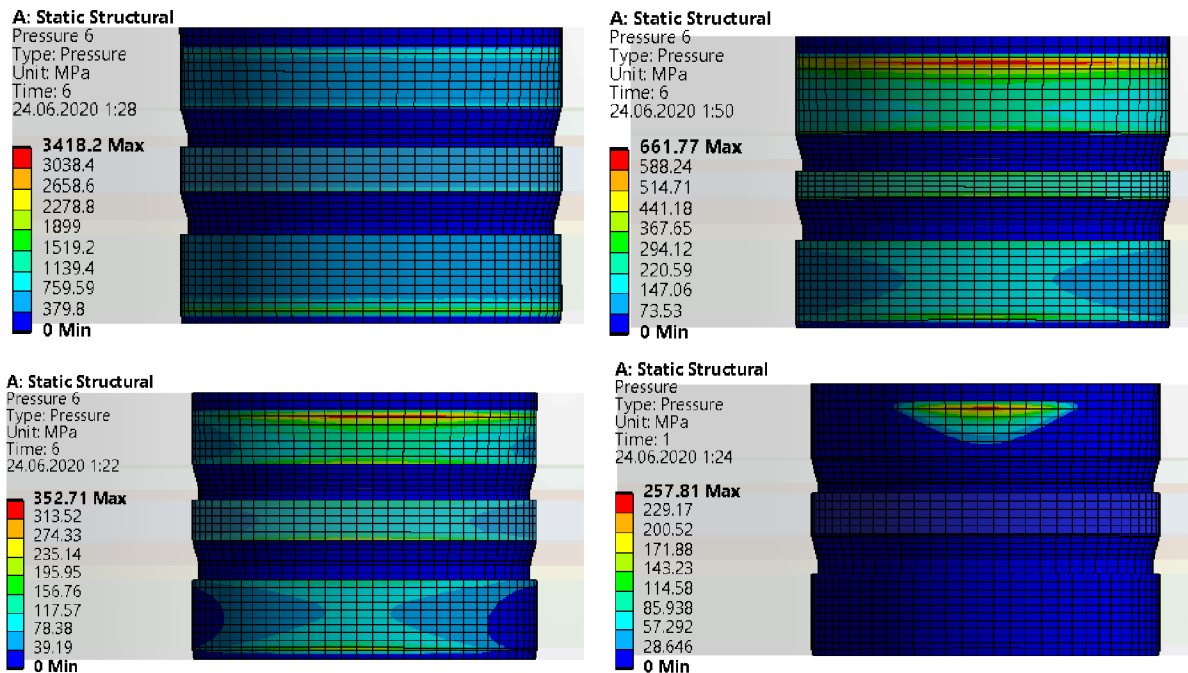
	Statická	Transientní
Kontaktní tlak	166,42 MPa	165,80 MPa
Srovnání	100,37 %	100 %

## Tvorba návrhu a variačního intervalu

Variační interval jednotlivých faktorů byl zvolen jako  $\langle \min(g), \max(g) \rangle$ , kde  $g$  jsou hodnoty – měření, konstrukční tolerance, specifikace a uvažované rozšířené specifikace. Na požádání firmy nejsou hodnoty zveřejněny. Následně byl interval použit pro tvorbu třiceti dvou návrhových bodů dříve zvoleného dílčího faktoriálního rozlišení čtyři.

### 7.3 Vyhodnocení výpočtového experimentu

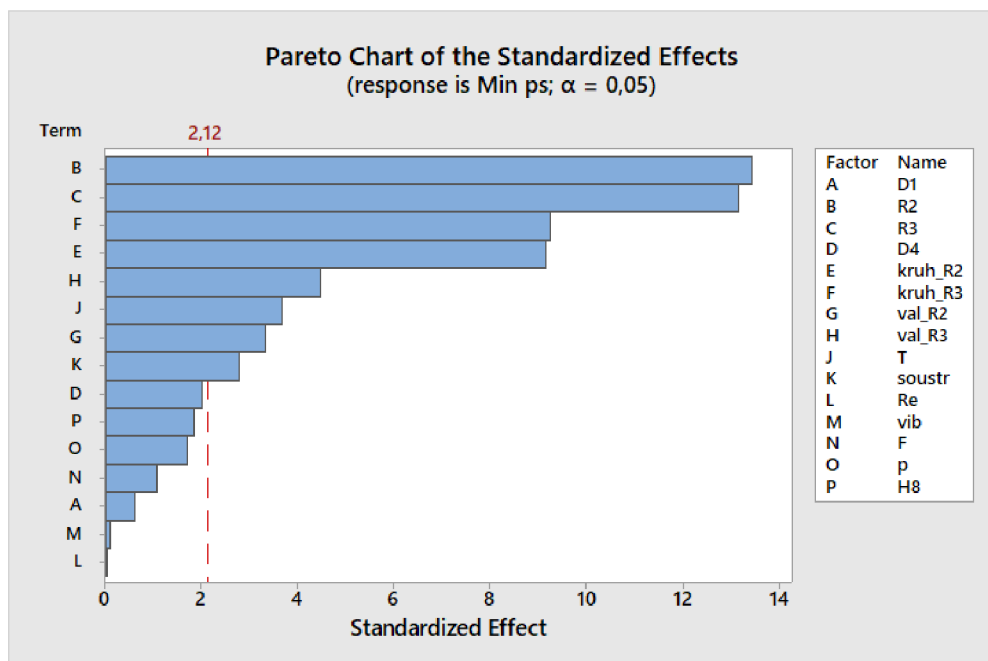
Návrhové body byly poté postupně realizovány. Vybrané výsledky průběhů kontaktních tlaků jsou na obrázku 76.



Obrázek 76: Výsledky vybraných návrhových bodů

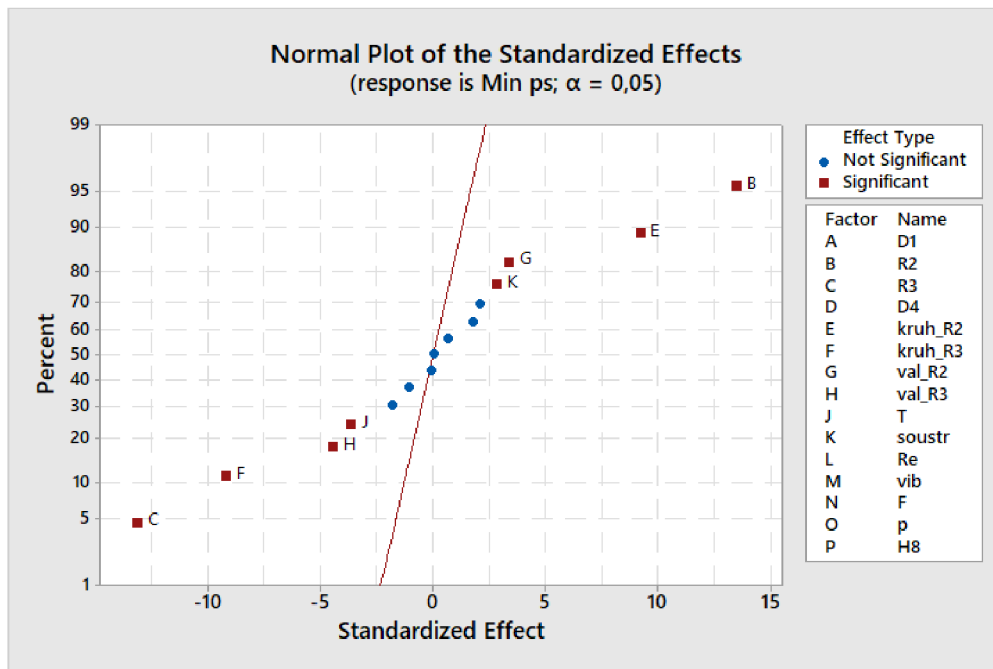
Kontaktní tlak vyhodnocený podle interních doporučení [48] nabývá intervalu  $\langle 0, 432 \text{ MPa} \rangle$ . Konstrukce ve stávajícím stavu není schopna zajistit těsnost danou podmínkou  $p_s > 8 \text{ MPa}$  [7] v celém variačním intervalu (obr. 76).

Pareto graf významnosti faktorů na hladině pravděpodobnosti 95 % je na obrázku 77.



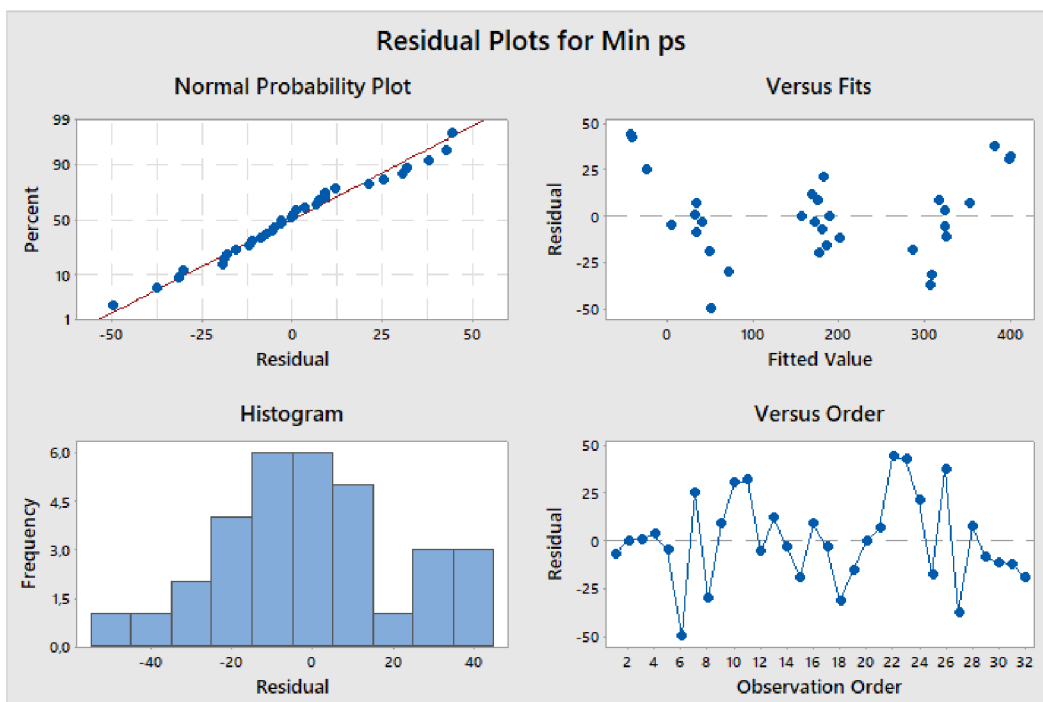
Obrázek 77: Pareto analýza výpočtového experimentu

Doporučený postup je kromě vykreslení pareto analýzy také vykreslení normálového p-grafu (obr. 78). S přibývajícím vzdáleností od přímky roste pravděpodobnost významnosti faktoru [36].



Obrázek 78: Normálový p-graf výpočtového experimentu

Kontrola správnosti řešení byla provedena dvěma způsoby – kontrolou směru ovlivnění jednotlivých faktorů a grafickým vyhodnocením residuí. Běžné grafy vyhodnocení residuí jsou na obrázku 79. Residua vykazují normálové rozdělení. Hodnoty grafu „Versus fit“ poukazují na nelinearitu systému potvrzující analytické řešení. Residua v krajních hodnotách dosahují vyšších hodnot. K přesnějšímu proložení dat chybí statistickému modelu členy vyššího stupně. Ty však jsou ve zvoleném návrhu vzájemně aliasované a není možné je vyhodnotit.



Obrázek 79: Grafické vyhodnocení residuí

## 8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH - DOPORUČENÍ

Experimentální ověření výsledků bylo z důvodu zásahu vyšší moci odloženo (pandemie COVID19 a s ní spojená Vládní nařízení platná od 12. 3. 2020).

Pouze na základě citlivostní analýzy není možné vytvořit konstrukční návrh. Je však možné vytvořit závěry a doporučení pro další analýzu.

Stávající konstrukční řešení nespĺňuje nové požadavky bez dodatečných konstrukčních změn. Autor doporučuje zaměřit se na potenciální zúžení rozměrových tolerancí průměrů  $\varnothing d_2, \varnothing D_3$  a na možnost definování geometrické tolerance kruhovitosti a válcovitosti.

Autor doporučuje vycházet při volbě stochastických a deterministických faktorů ze závěrů této práce a vytvořit výpočtový experiment s vyšším rozlišením. Vhodným vzorkováním experimentu s osmi faktory je Haltonovo pseudonáhodné vzorkování. [39]. K ekonomickému návrhu by autor dále doporučil pomocí odezvové plochy zpracovat statistickou pravděpodobnost výskytu hraničních geometrických konfigurací a toleranci omezit na hodnotu pravděpodobnosti nižší než 1 ppm.

K tomuto účelu autor doporučuje stanovení odezvové plochy za pomoci prediktivního výpočtového experimentu.

### ZÁVĚR A DISKUZE

Tato diplomová práce se zabývala analýzou soustavy palivového tlakového zásobníku Common Rail a nízkotlakého konektoru. Tato soustava je srdcem stejnojmenného systému vstřikování paliva vznětových motorů.

Cílem práce bylo určení citlivosti těsnících vlastností jejich spoje. Těsnící vlastnosti byly na začátku práce konkretizovány na kontaktní tlak. Byla provedena analýza možných řešení, ze které vyšlo rozhodnutí použít výpočtový experiment. Z množství návrhových bodů byl zvolen dílčí faktoriální výpočtový experiment o rozlišení čtyři. Rozlišení čtyři poskytuje výsledky hlavních efektů bez aliasingu, tj. bez ovlivnění výsledků některým z ostatních faktorů nebo jejich interakcí.

Vytvořený výpočtový model zahrnoval nejen tolerance geometrie, ale také intervaly provozních zatížení nebo zatížení vznikajících při montáži. V průběhu tvorby výpočtového modelu došlo k nabytí nových znalostí. Z harmonické analýzy vyplynulo, že vibrační zatížení není možné při řešení zcela zanedbat. Zanedbat lze vliv setrvačných sil. Na základě těchto znalostí byl výpočtový experiment realizován jako série statických analýz.

Výsledky byly následně analyzovány a byly určeny faktory se statisticky významným vlivem na kontaktní tlak. Jejich následné experimentální ověření nemohlo být z důvodu zásahu vyšší moci a propuknutí koronavirové pandemie provedeno. Z tohoto důvodu byly závěry výpočtového experimentu převzaty jako závěry konečné. Na jejich základě pak byl vytvořen návrh na konstrukční změny. Navrženo bylo zavedení dodatečných geometrických tolerancí kruhovitosti a válcovitosti průměrů kontaktních ploch obou součástí.

Nakonec byla vydána doporučení pro další postup. K určení přesných hodnot tolerancí bylo doporučeno využít závěrů práce a vytvořit detailnější výpočtový experiment zahrnující pouze vybrané faktory.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] High-pressure rail HFR-25 4 Cylinder. In: *Bosch Mobility Solutions* [online]. Gerlingen GERMANY: Robert Bosch, 2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: [https://www.bosch-mobility-solutions.com/media/global/products-and-services/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-solutions/diesel-common-rail-system-piezo/high-pressure-rail/high-pressure-rail-gallery-2-3\\_stage\\_mobile.jpg](https://www.bosch-mobility-solutions.com/media/global/products-and-services/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-solutions/diesel-common-rail-system-piezo/high-pressure-rail/high-pressure-rail-gallery-2-3_stage_mobile.jpg)
- [2] BAUER, Horst. Diesel-engine management: [systems and components]. 3. ed., completely rev. and extended. Plochingen: Bury St Edmunds: Robert Bosch GmbH ;Professional Engineering, 2004, 489 s. : il. ISBN 1-86058-435-7.
- [3] LANDHÄUßER, Felix. *Systém vstříkávání s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory*. Praha: Robert Bosch, 2005. Technické vzdělávání. ISBN 80-903-1327-2.
- [4] BLAHA, J. *Výpočtová analýza zbytkových napětí u autofretovaných vysokotlakých zásobníků paliva*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 72 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c..
- [5] Common-Rail-System mit Piezo-Injektoren. *Bosch Mobility Solutions* [online]. Gerlingen GERMANY: Robert Bosch, 2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-systems/common-rail-system-piezo/>
- [6] Modular commo-rail system fo commercial vehicles (CRSN). *Bosch Mobility Solutions* [online]. Gerlingen GERMANY: Robert Bosch, 2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/commercial-vehicles/powertrain-systems/modular-common-rail-system/>
- [7] PAVLÍČEK, Jaroslav. Common Rail Systém: *Vybrané tématické okruhy* [školení]. Jihlava, Bosch Diesel, s.r.o, 25. 6. 2019.
- [8] HOP1/TEF68. Výkres součásti: F00R002835. Homburg Germany, 2014.
- [9] HOP1/TEF68. Výkres součásti: F00R002837. Homburg Germany, 2009.
- [10] HOP1/TEF68. Výkres součásti: 0445214256. Homburg Germany, 2010.
- [11] HOP1/TEF68. Výkres součásti: F00R001705. Homburg Germany, 2017.
- [12] HOP1/TEF68. Výkres součásti: F00R002952. Homburg Germany, 2012.
- [13] LENIKUS, Martin. *FW: postup obrabeni – nerezovy konektor* [email]. Message to: Bedrich.Scerban@cz.bosch.com. 26. 2. 2020 [cit. 2020-06-25]. Osobní komunikace

- [14] Veles P. : Mechanické vlastnosti a skúšanie kovov, SNTL Praha, 1989
- [15] PAVLINA, E.J. a C.J. TYNE. Correlation of Yield Strength and Tensile Strength with Hardness for Steels. *Journal of Materials Engineering and Performance* [online]. Boston: Springer US, 2008, **17**(6), 888-893 [cit. 2020-03-19]. DOI: 10.1007/s11665-008-9225-5. ISSN 1059-9495. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/226657719\\_Correlation\\_of\\_Yield\\_Strength\\_and\\_Tensile\\_Strength\\_with\\_Hardness\\_for\\_Steels](https://www.researchgate.net/publication/226657719_Correlation_of_Yield_Strength_and_Tensile_Strength_with_Hardness_for_Steels)
- [16] DIN EN ISO 18265:2013: *Metallic materials - Conversion of hardness values. Second edition*. Berlin: DIN German Institute for Standardization, 2014.
- [17] DIN EN ISO 6892-1:2017: *Metallic materials – Tensile testing – Part 1: Method of test at room temperature*. Berlin: DIN German Institute for Standardization, 2017.
- [18] DORAZIL, Eduard. *Nauka o materiálu I: přednášky*. 3. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1989. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:5b090770-9fcc-11e3-8e84-005056827e51>
- [19] DUNNE, Fionn a Nik PETRINIC. *Introduction to Computational Plasticity*. New York: Oxford University Press, 2005, 241 p. ISBN 01-985-6826-6.
- [20] HALAMA, Radim. *Experimentální poznatky a fenomenologické modelování cyklické plasticity kovů*. Ostrava, 2009. Habilitační práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra pružnosti a pevnosti.
- [21] JENÍK, I. *Identifikace parametrů elasto-plastických modelů materiálu z experimentálních dat*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 87 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Kubík.
- [22] PARASKA, B. *Studie vlivu složitosti Chabocheho modelu plasticity na napjatost a deformaci u vysokotlaké nádoby*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 96 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c. .
- [23] Comparison of Tresca criterion to Von Mises criterion. In: *Wikipedia, the free encyclopedia* [online]. San Francisco, Spojené státy americké: Wikimedia Foundation, 2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Plasticity\\_\(physics\)#/media/File:Critere\\_tresca\\_von\\_mises.svg](https://en.wikipedia.org/wiki/Plasticity_(physics)#/media/File:Critere_tresca_von_mises.svg)
- [24] ANSYS 14.5 RELEASE. Help Documentation: Rate-Independent Plasticity [online]. In: . Canonsburg, Pennsylvania, U.S.: ANSYS, 2012 [cit. 2020-06-25].
- [25] WEI, Zongliang, Liquan WANG, Yu GUAN, Shaoming YAO a Shaokai LI. Static metal sealing mechanism of a subsea pipeline mechanical connector. *Advances in Mechanical Engineering* [online]. London, England: SAGE Publications, 2016, **8**(7) [cit. 2020-03-04]. DOI: 10.1177/1687814016654821.
- [26] JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. *Expertní inženýrství v systémovém pojetí*. 1. vyd. Praha: Grada, 2013, 592 s. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.



- [27] JANÍČEK, Přemysl. Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: hledání souvislostí. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-7204-554-9
- [28] HOP1/TEF68. Pressing in of steel LP-connetctor: F00R090161. Homburg Germany, 2012.
- [29] LAGHZALE, Noreddine a Abdel-Hakim BOUZID. Analytical Modelling of Elastic-Plastic Interference Fit Joints. *International Review on Modelling and Simulations (IREMOS)* [online]. 2016, **9**(3), 191-199 [cit. 2020-06-09]. DOI: 10.15866/iremos.v9i3.8703. ISSN 1974-983X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect-com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S1877705814015550>
- [30] QIU, Jun, Ming ZHOU a Jun QIU. Analytical Solution for Interference Fit for Multi-Layer Thick-Walled Cylinders and the Application in Crankshaft Bearing Design. *Applied Sciences* [online]. 2016, **6**(6), 167-167 [cit. 2020-03-03]. DOI: 10.3390/app6060167. Dostupné z: <http://search.proquest.com/docview/1825521363/>
- [31] PEŠINA, Eugen. Základy užití teorie plasticity. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966.
- [32] ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., JANÍČEK, P., BURŠA, J.: Mechanika těles- Pružnost a pevnost II. 4. přeprac. vyd. Brno: CERM, 2006. 262 s. ISBN 80-214-3260-8
- [33] OBDRŽÁLEK, Vít. Rozhovor s výpočtovým specialistou PS/ERR1-Jh. Jihlava. 24. 2. 2020
- [34] PUDUŠKA, Jan. Cvičení 7: Řešené příklady. In: Pružnost a pevnost 2: Podpora ke cvičením z předmětu 5PP [online]. Brno, 2014, 2015-10 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [https://pppoduska.files.wordpress.com/2015/10/pr\\_resene\\_7.pdf](https://pppoduska.files.wordpress.com/2015/10/pr_resene_7.pdf)
- [35] VANAJA, K. a R.H. SHOBHA RANI. Design of Experiments: Concept and Applications of Plackett Burman Design. *Clinical Research and Regulatory Affairs* [online]. 2007, 10 Oct 2008, **24**(1), 1-23 [cit. 2020-06-26]. DOI: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/10601330701220520>. ISSN 1532-2521. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/10601330701220520>
- [36] ANTONY, Jiju, 2014. A Systematic Methodology for Design of Experiments. In: *Design of Experiments for Engineers and Scientists* [online]. B.m.: Elsevier, s. 33–50. Dostupné z: [doi:10.1016/b978-0-08-099417-8.00004-3](https://doi.org/10.1016/b978-0-08-099417-8.00004-3)
- [37] SALTELLI, Andrea. Sensitivity analysis in practice: a guide to assessing scientific models [online]. Chichester: Wiley, c2004 [cit. 2020-06-26]. ISBN 04-708-7093-1.
- [38] KLEIJNEN, Jpc, Sm SANCHEZ, Tw LUCAS a Tm CIOPPA. A user's guide to the brave new world of designing simulation experiments. *Inform Journal On Computing* [online]. INFORMS, 2005, **17**(3), 263-289 [cit. 2020-03-18]. DOI: 10.1287/ijoc.1050.0136. ISSN 1091-9856.

- [39] GARUD, Sushant S., Iftekhar A. KARIMI a Markus KRAFT, 2017. Design of computer experiments: A review. *Computers & Chemical Engineering* [online]. B.m.: Elsevier BV, **106**, 71–95. Dostupné z: doi:10.1016/j.compchemeng.2017.05.010
- [40] GUTHRIE, William F., 2020. NIST/SEMATECH e-Handbook of Statistical Methods (NIST Handbook 151) [online]. 2020. B.m.: National Institute of Standards and Technology. Dostupné z: doi:10.18434/M32189
- [41] PANDA, Aurojit a Colin SCOTT. Convert SVG to CDF: *GitHub repository* [online]. Committ 77d1e40. 2013 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: <https://github.com/apanda/svg-points>
- [42] ANSYS 2019 R3 RELEASE. *Help Documentation: Rate-Independent Plasticity* [online]. In: . Canonsburg, Pennsylvania, U.S.: ANSYS, 2012 [cit. 2020-06-25].
- [43] DIN 50125:2009-07: *Testing of materials – Tensile test pieces*. Berlin: DIN German Institute for Standardization, 2016-12.
- [44] SEW 310:1992-08: *Physikalische Eigenschaften von Stählen*. 1. Ausgabe. Düsseldorf Germany: Stahlinstitut VDEh
- [45] WEIHUA, Ni a Yao ZHENQIANG. Cylindricity modeling and tolerance analysis for cylindrical components. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* [online]. London: Springer-Verlag, 2013, **64**(5-8), 867-874 [cit. 2020-03-06]. DOI: 10.1007/s00170-012-4078-3. ISSN 0268-3768.
- [46] CHO, N a J.F TU. Quantitative circularity tolerance analysis and design for 2D precision assemblies. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. Elsevier, 2002, **42**(13), 1391-1401 [cit. 2020-06-21]. DOI: 10.1016/S0890-6955(02)00080-9. ISSN 0890-6955.
- [47] WEIHUA, Ni a Yao ZHENQIANG. Integrating cylindricity error into tolerance analysis of precision rotary assemblies using Jacobian–Torsor model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* [online]. 2013, **227**(11), 2517-2530 [cit. 2020-06-21]. DOI: 10.1177/0954406213475553. ISSN 0954-4062. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0954406213475553>
- [48] KNOEDL, Helmut. *Leitfaden Dichtheitsbewertung mit FEM*. Fuerbach Germany, 2013.
- [49] WANG, Erke, Thomas NELSON a Rainer RAUCH. *Back to Elements: Tetrahedra vs. Hexahedra* [online]. Munich, Germany: CAD-FEM, 2004 [cit. 2020-06-26]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/242616030\\_Back\\_to\\_Elements\\_-\\_Tetrahedra\\_vs\\_Hexahedra](https://www.researchgate.net/publication/242616030_Back_to_Elements_-_Tetrahedra_vs_Hexahedra)

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka/Symbol	Jednotka	Popis
UIS	-	United Injection System
PCV	-	Regulační tlakový ventil
ECU	-	Řídicí jednotka automobilu
PLV	-	Pojistný ventil
MKP	-	Metoda konečných prvků
DOE	-	Plánovaný (výpočtový) experiment
FF	-	Dílčí faktoriální návrhová metoda
R3	-	Rozlišení 3
R4	-	Rozlišení 4
LP	-	Nízkotlaký
$\varnothing D_1$	mm	Vnitřní průměr konektoru
$\varnothing d_2$	mm	Vnější průměr konektoru
$\varnothing D_3$	mm	Vnější průměr rozhraní
$\varnothing d_4$	mm	Vnitřní průměr rozhraní
$V_i$	mm	Vertikální kóta rozhraní, nebo konektoru
$H_i$	mm	Horizontální kóta rozhraní, nebo konektoru
$u_{x,y,z}$	mm	Posuv ve směru osy (X,Y,Z)
$R$	MPa	Smluvní napětí
$e$	-	Smluvní přetvoření
$\sigma$	MPa	Skutečné napětí
$\epsilon$	-	Skutečné přetvoření (celkové)
$\epsilon_e$	-	Elastická složka přetvoření
$\epsilon_p$	-	Plastická složka přetvoření
$L$	-	Konečná délka vzorku
$L_0$	-	Původní délka vzorku
$E$	MPa	Modul pružnosti v tahu
$\mu$	-	Poissonova konstanta
$\tau_\epsilon$	-	Tenzor přetvoření
$\tau_\sigma$	MPa	Tenzor napětí
$x$	mm	Odsazení tahové křivky ve směru osy X v místě protínající osu Y
$b$	MPa	Odsazení tahové křivky ve směru osy Y v místě protínající osu X

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$f$	MPa	Funkce plasticity
$\bar{f}$	MPa	Funkce pro výpočet ekvivalentního napětí
$\sigma_{1,2,3}$	MPa	Hlavní napětí
$\gamma_i$	-	Úhlová přetvoření
$\lambda$		Plastický multiplikátor udávající velikost přírůstku
Q		Plastický potenciál
$\sigma_y$	MPa	Mez kluzu
$\omega_v$		Válcový řez
$\omega_r$		Radiální řez
$\omega_m$		Meridiánový řez
$\Omega$		Objekt zájmu
$\Sigma(\Omega)$	-	Množina všeho podstatného souvisejícího s řešením problému
$O(\Omega)$	-	Okolí objektu zájmu
Re	MPa	Mez kluzu
Rm	MPa	Mez pevnosti
p	MPa	Tlak paliva
F	N	Montážní síla
A	N	Amplituda vibrací
$\sigma_{t,r,z}$	-	Tangenciální, radiální, axiální napětí
$\epsilon_{t,r,z}$	-	Tangenciální, radiální, axiální přetvoření
$X_i$	-	Faktory (výpočtového) experimentu
n		Počet period
k		Počet rozdělení každé periody

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$\overline{F}_{+1}$	-	Průměrná odezva na horní úrovni pro faktor $E_f$
$\overline{F}_{-1}$	-	Průměrná odezva na dolní úrovni pro faktor $E_f$
$p_s$	MPa	Kontaktní tlak
$\sigma_k$	MPa	Mez kluzu
$\sigma_{\text{red}}$	MPa	Redukované napětí
$\sigma_{r1}$	MPa	Radiální napětí prvního tělesa
$\sigma_{r2}$	MPa	Radiální napětí druhého tělesa
$r$	mm	Radiální souřadnice válcového souřadného systému
$\phi$	°	Úhlová souřadnice válcového souřadného systému
$z$	mm	Axiální souřadnice válcového souřadného systému
$f_1$	Hz	První vlastní frekvence
$g$		Hodnoty měření, konstrukční tolerance, specifikace a uvažované rozšířené specifikace
$p_F$	MPa	Zatížení funkcí pressure penetration v případě nesplnění podmínky.

## SEZNAM PŘÍLOH V ELEKTRONICKÉM FORMÁTU

Příloha 1	Python skript na export křivky z formátu svg na formát csv
Příloha 2	Matlab skript na zpracování exportovaných souřadnic
Příloha 3	Skupina Matlab skriptů na vyhodnocení kontaktního tlaku