



**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**FAKULTA STROJNÍ**

**Ú12113 - Ústav konstruování a částí strojů**



**Bakalářská práce**

**NÁVRH PNEUMATICKÉHO BRZDNÉHO VÁLCE PRO  
ZEMĚDĚLSKÝ PŘÍVĚS**

Studijní obor: TZSI

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

Vypracoval: Marek Štádler

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh pneumatického brzdného válce pro zemědělský přívěs“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze ..... ..

Marek Štádler

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za vedení mé bakalářské práce, za vstřícnost a trpělivost při konzultacích. Mé poděkování patří též panu Ing. Bc. Vítu Shánělovi za cenné rady při řešení pevnostních výpočtů a dále pak panu Ing. Františku Starému za obětavou pomoc při experimentu.

## **Anotační list**

Jméno autora: Marek Štádler  
Název BP: Návrh pneumatického brzdného válce pro zemědělský přívěs  
Anglický název: Design of pneumatic brake cylinder for farm trailer  
Rok: 2015  
Studijní program: TZSI  
Ústav: Ú12113 - Ústav konstruování a částí strojů  
Vedoucí BP: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.

## **Bibliografické údaje**

počet stran: 44  
počet obrázků: 39  
počet tabulek: 0  
počet příloh: 0  
Klíčová slova: Lineární pneumatický motor, stlačený vzduch, brzdy  
Keywords: Pneumatic cylinder, compressed air, brakes

Anotace: Bakalářská práce se zabývá návrhem pneumatického brzdného válce pro zemědělský přívěs. Při návrhu je vycházeno ze stávajícího funkčního prototypu s přihlédnutím k jeho nedostatkům. Dále je provedena rešerše možných řešení těchto nedostatků. Pro konečný návrh jsou provedeny všechny potřebné pevnostní výpočty.

Abstract: Bachelor's thesis deals with design of pneumatic brake cylinder for farm trailer. The design was based on the existing functional prototype with respect to its defects. Followed by, research of possible solutions of these deficiencies. For the final proposal are made all the necessary strength calculations.

## Obsah:

Seznam použitých veličin.....	VI
Úvod.....	1
1.1 Lineární pneumatický motor obecně: .....	2
1.2 Popis stávajícího stavu prototypu:.....	3
1.3 Nevýhody stávajícího konstrukčního řešení:.....	4
1.4 Návrh řešení pro odstranění nedostatků prototypu: .....	6
1.4.1 Lineární vedení pístní tyče:.....	6
1.4.1.1 Kluzná pouzdra z masivního bronzu:.....	6
1.4.1.2 Kluzná pouzdra z masivního slinutého bronzu: .....	7
1.4.1.3 Kluzná pouzdra ze svinutého bronzového pásu: .....	7
1.4.1.4 Kluzná pouzdra z kompozitu POM/ PTFE:.....	8
1.4.1.5 Kluzná pouzdra z vinutých vláken: .....	8
1.4.1.6 Výběr vhodného kluzného pouzdra:.....	9
1.4.2 Ochrana pneumotoru před vnášením nečistot pístní tyčí:.....	10
1.4.3 Uložení pístu ve válci: .....	11
1.4.4 Spojení tělesa válce se závěrnými členy:.....	13
1.4.4.1 Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí závitů na tělese válce a na závěrných členech: .....	13
1.4.4.2 Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí externích svorníků: .....	14
1.4.4.3 Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí šroubů uchycených do speciálně tvarovaného tělesa válce: .....	14
1.4.4.4 Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí pružných kolíků: .....	15
1.5 Pevnostní kontrola tělesa válce:.....	16
1.5.1 Kontrola namáhání tělesa válce vnitřním přetlakem:.....	16
1.5.2 Kontrola v místě připojení tělesa válce k závěrným prvkům:.....	18
1.5.3 Pevnostní kontrola pístní tyče: .....	23
1.6 Dynamická kontrola: .....	25
1.6.1 Dynamická kontrola tělesa válce:.....	25
1.6.2 Dynamická kontrola pístní tyče:.....	27
1.7 Tlaková zkouška:.....	27
1.7.1 Vyhodnocení tlakové zkoušky: .....	30
Závěr.....	35
Seznam použité literatury.....	35
Seznam obrázků.....	36

## Seznam použitých veličin:

Symbol	Jednotka	Název veličiny
E	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Modul pružnosti v tahu
p <sub>m</sub>	[MPa]	Přetlak stlačeného vzduchu
F	[N]	Síla
A <sub>k</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha pístu
H	[-]	Účinnost pneumatického válce
k	[-]	Bezpečnost
L	[mm]	Délka vodícího pásku
D	[mm]	Průměr
Š	[mm]	Šířka vodícího pásku
p <sub>1</sub>	[MPa]	Tlak uvnitř tlakové nádoby
p <sub>2</sub>	[MPa]	Tlak vně tlakové nádoby
K	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Konstanta tlakové nádoby
σ <sub>t</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Tečné napětí
σ <sub>r</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Radiální napětí
σ <sub>o</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Osové napětí
σ <sub>RED</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Redukované napětí
σ <sub>D</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Dovolené napětí
σ <sub>K</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Napětí na mezi kluzu
p <sub>K</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Kontaktní tlak
σ <sub>MAX-T</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Maximální tečné napětí
σ <sub>S</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Nominální napětí
N	[N]	Síla kterou přenáší jeden kolík
T	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Smykové napětí
S	[ mm]	Síla stěny nádoby
L	[ mm ]	Délka jedné střížné plochy
σ <sub>MAX-O</sub>	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Maximální osové napětí

<b>Symbol</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Název veličiny</b>
$N_C$	[N]	Celková síla na pístu
$\sigma_j$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Napětí v jádru šroubu
$d_{3-M12}$	[mm]	Průměr jádra šroubu M12
$Z$	[-]	Počet nosných závitů
$H_{1-M12}$	[mm]	Nosná výška závitu
$p_z$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Tlak v závitech
$\sigma_m$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Meridiánové napětí
$\sigma_a$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Amplitudové napětí
$\sigma_c$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Základní mez únavy
$R_m$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Mez pevnosti v tahu
$\sigma^*_c$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Snížená mez únavy
$p_{MAX}$	[MPa]	Tlak potřebný k porušení těla válce

## Úvod:

Zadání bakalářské práce vychází z konkrétní potřeby investora – zemědělce, vytvořit spolehlivě fungující brzdny lineární pneumotor pro brzdění traktorového přívěsu s nosností 3,5 tuny, pohybujícího se výhradně po soukromých pozemcích investora. Doposud byl na přívěsu nainstalován jednoduchý lineární pneumotor. Instalované řešení bylo účinné a dostačující, jak vyvozenou brzdou silou pneumotoru, tak jeho pracovním zdvihem. Při dlouhodobém používání daný pneumotor přestal spolehlivě pracovat. Cílem bakalářské práce je navrhnout nové konstrukční řešení pneumotoru, které bude vycházet z konstrukce instalovaného prototypu, a které bude eliminovat jeho nedostatky. První část bakalářské práce popisuje základní princip funkce lineárního pneumatického motoru a popisuje konstrukci prototypu a jeho vady. Následuje rešerše možných konstrukčních řešení nedostatků prototypu. Druhá část práce se zabývá konstrukčním návrhem konkrétního lineárního pneumatického motoru, vycházejícího z konstrukce prototypu eliminováním jeho nedostatků pomocí řešení popisovaných v rešeršní části práce. Práce zahrnuje kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů a experiment pro ověření části těchto kontrolních výpočtů a výpočtových modelů.



## 1.1 Lineární pneumatický motor obecně:

Lineární pneumatický motor je stroj převádějící tlakovou energii pracovního média (stlačeného vzduchu) na práci, kterou koná výsledná síla v pístní tyči na dráze pracovního zdvihu. Lineární pneumatický motor, stejně tak jako lineární hydraulický motor, se skládá z: pístu, pístní tyče a tělesa válce. Na rozdíl od hydraulických motorů, které jsou používány pro vyvození velkých sil, za použití vysokých tlaků, při možnosti přesně řídit průběh zdvihu a délku vysunutí pístní tyče, se pneumatické motory používají tam, kde je nutné docílit tichého, rychlého chodu motoru a nulové kontaminace okolí motoru pracovním médiem v případě selhání těsnících prvků. Protože je pracovním médiem plyn, a je tedy stlačitelné, je nebezpečné používat pneumatické systémy pracující pod tlakem vyšším než 2MPa. Akumulovaná energie v pracovním médiu – plynu je při jeho stlačení značná a proto je zde velké nebezpečí v případě náhlého uvolnění této energie – poruchy těsnosti motoru. Při omezení maximálního tlaku pracovního média do 2 MPa je jasné, že pro vyvození velkých sil (desítky kN) by byly nutné velké průměry pístu (stovky mm) a tím by se motor stával svými rozměry nepraktickým. Proto lze pneumatickými motory, za dodržení, bezpečného tlaku pracovního média a při omezení maximálních rozměrů motoru, vyvodit jen malé síly (jednotky kN). Klíčovým vztahem, který popisuje velikost síly na pístní tyči v závislosti na tlaku pracovního média a činné ploše pístu, je vztah:

$$F = p_m \cdot A_k \cdot \eta \quad (1)$$

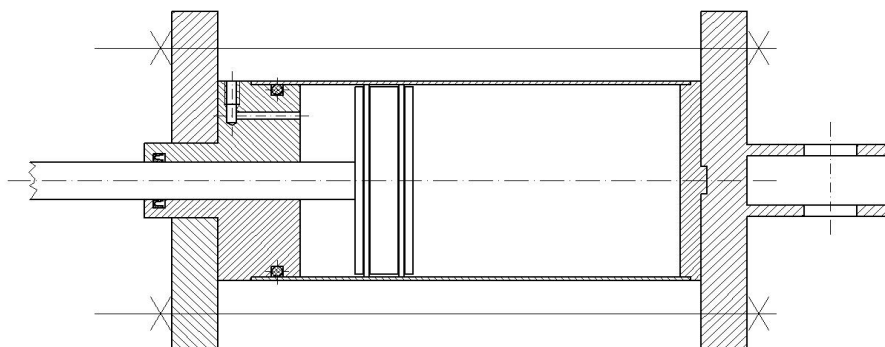
Kde  $p_m$  [MPa] je tlak pracovního média,  $F$  [N] síla na pístní tyči,  $A_k$  [mm<sup>2</sup>] vyjadřuje kontaktní plochu čela pístu s pracovním médiem a  $\eta$  [-] je účinnost, která je vlivem různých ztrát menší než 1 (100 %) a leží mezi 0,5 až 0,85 (50% až 85%). Tento vztah předpokládá, že na straně pístu bez pracovního média je tlak roven nule. To ale není pravda, prostor na této straně pístu je z konstrukčních důvodů spojen s okolním prostředím – atmosférou, a je zde tedy atmosférický tlak. V reálných případech ale tento tlak můžeme opravdu položit roven nule. Je to způsobeno tím, že v technických aplikacích je tlak měřen a jeho hodnoty tedy udávány, nikoli jako hodnoty absolutního tlaku, ale jako hodnoty přetlaku či podtlaku měřeného média vůči atmosférickému tlaku.

## 1.2 Popis stávajícího stavu prototypu:

Doposud byl používán při brzdění zemědělského přívěsu lineární pneumatický motor viz. obr.(1):



Obr. 1 – Doposud používaný prototyp pneumatického brzděného válce



Obr. 2 – Doposud používaný prototyp pneumatického brzděného válce - schema uspořádání

Tento motor byl velice jednoduché konstrukce a byl vyroben z materiálů, které nepodléhají běžné korozi. Vlastní tělo válce bylo vyrobeno z duralové trubky o vnějším průměru 60mm a tloušťce stěny 2mm. Toto tělo bylo uzavřeno taktéž duralovými koncovými členy, na jednom konci uzavíracím a na druhém vtokovým členem s vedením pístní tyče.



*Obr. 3 – Pneumatický válec bez stahujících svorníků a přírub*

Těsnění mezi tělem válce a koncovými členy bylo řešeno pomocí NBR o-kroužků s průměrem průřezu 6mm a tyto členy byly přes ocelové příruby staženy dvěma, taktéž ocelovými, svorníky M12.



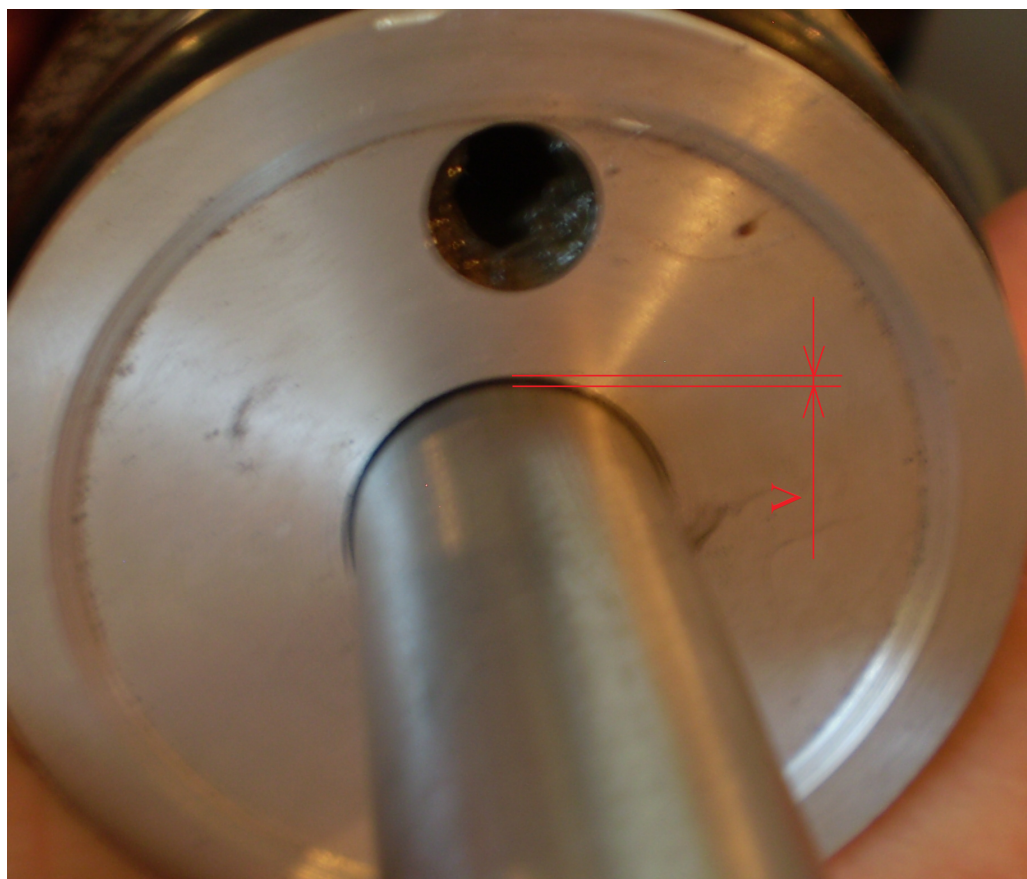
*Obr. 4 – Stahovací svorníky a příruby pneumatického válce*

Uvnitř těla válce byl umístěn duralový píst a nerezová pístní tyč. Jejich spojení bylo realizováno pomocí závitu M14 a utěsněno na závitech teflonovou páskou. Píst neměl na svém povrchu žádné vodící plochy a prostor mezi pístem a tělem válce byl utěsněn pomocí čtyř NBR u-manžet určených pro pneumatické aplikace. Pístní tyč, která zajišťovala vedení pístu, byla ve vtokovém členu, vedena s uložením H8/h9 a utěsněna NBR u-manžetou. V provozu byl při brzdění přiváděn tlakový vzduch tlakovou hadicí, skrze mosazný přechodový kus do vtokového členu a jím dále pak do pracovního prostoru pístu.

### **1.3 Nevýhody stávajícího konstrukčního řešení:**

Instalované řešení se v provozu projevuje následujícími nedostatky způsobenými chybami v konstrukci. Zejména pak únik vzduchu z pracovního prostoru pístu a jím způsobená ztráta

brzdě síly a dále pak postupné zadírání pístní tyče v jejím vedení. Tyto závady byly způsobeny absencí stíracího kroužku pístní tyče a nedostatečným mazáním všech pohyblivých prvků motoru. V daném konstrukčním řešení bylo spoléháno na to, že stačený vzduch s sebou ponese z kompresoru olejovou mlhu a ta bude po přivedení vzduchu do pracovního prostoru pístu ulpívat na stěně válce a pístní tyči a bude tak tyto plochy mazat. Jak se ukázalo, k tomuto jevu docházelo, avšak s nedostatečným mazacím účinkem. Vzhledem k větší délce vedení, mezi kompresorem a pneumatickým motorem, a umístění vzduchojemu na tomto vedení, se do pracovního prostoru pístu dostávalo se stlačeným vzduchem jen nedostatečné množství oleje. Tento olej byl postupně při brzdění vynášen pístní tyčí ven z motoru, kde ve velmi prašném prostředí i v malém množství, způsoboval zvýšené ulpívání prachu a nečistot na pístní tyči. Pístní tyč při svém zpětném pohybu, při absenci stíracího kroužku, tyto nečistoty zanášela do zástavbového prostoru těsnicí u-manžety pístní tyče a dále do vedení pístní tyče. Tyto nečistoty a prach, svým abrazivním účinkem velice snižovaly životnost těsnicí manžety a způsobovaly zhoršení jakosti povrchu pístní tyče a vydírání uložení ve vtokovém členu.



*Obr. 5 – Viditelné opotřebení lineárního vedení pístní tyče*

Při návrhu nového brzdícího pneumatického motoru je dobré vycházet z konstrukce stávajícího prototypu a provést takové konstrukční úpravy aby se zamezilo výše uvedeným závadám. Je zapotřebí vyřešit:

- 1) Lineární vedení pístní tyče a jeho mazání
- 2) Ochranu pneumotoru před vnášením nečistot pístní tyčí utěsněním
- 3) Uložení pístu ve válci, při použití vhodných vodicích prvků pro zamezení styku “kov na kov“
- 4) Spojení tělesa válce se závěrnými členy

## **1.4 Návrh řešení pro odstranění nedostatků prototypu:**

Následuje přehled možných konstrukčních variant řešení nedostatků prototypu.

### **1.4.1 Lineární vedení pístní tyče:**

Vedení pístní tyče je u běžných pneumatických motorů realizováno lineárním kluzným pouzdem. Kluzná pouzdra dělíme podle druhu materiálu, ze kterého jsou vyrobena na:

- 1) Kluzná pouzdra z masivního bronzu
- 2) Kluzná pouzdra z masivního slinutého bronzu
- 3) Kluzná pouzdra ze svinutého bronzového pásu
- 4) Kluzná pouzdra z kompozitu PTFE
- 5) Kluzná pouzdra z kompozitu POM
- 6) Kluzná ložiska z vinutých vláken

#### **1.4.1.1 Kluzná pouzdra z masivního bronzu:**

Kluzná pouzdra z masivního bronzu jsou vyrobena z materiálu CuSn10P. Jsou vodná pro použití v náročných uloženích a nepříznivých provozních podmínkách při teplotách od -40 do +150 °C. Tato kluzná pouzdra poskytují řadu předností, např.:

- odolávají nečistotám
- při nízkých rychlostech vzdorují rázovému zatížení i vibracím
- umožňují použití hřídelí s hrubě opracovaným povrchem
- nepodléhají korozi

Ale jsou vhodná především pro kývavé pohyby, nehodí se pro rotační pohyb při středních a vysokých otáčkách a vyžadují domazávání olejem, nebo plastickým mazivem.



Obr. 6 - Kluzná pouzdra z masivního bronzu [1]

#### 1.4.1.2 Kluzná pouzdra z masivního slinutého bronzu:

Kluzná pouzdra ze slinutého bronzu jsou určena pro pracovní podmínky s omezeným mazáním, nevyžadují tedy domazávání ani jinou údržbu. Vyrábějí se technologií práškové metalurgie z kovových prášků. Tvoří je porézní bronzová matrice napuštěná olejem, který při provozu ložiska slouží jako mazivo. Přípustná kluzná rychlost pouzder ze slinutého bronzu dosahuje vysokých hodnot, proto jsou vhodná při rotačních pohybech. Přednosti kluzných pouzder ze slinutého bronzu:

- vysoká kluzná rychlost
- domazávání není nutné
- bezúdržbový chod
- nízké tření

#### 1.4.1.3 Kluzná pouzdra ze svinutého bronzového pásu:

Kluzná pouzdra ze svinutého bronzového pásu se zvláště hodí do uložení, která pracují v prostředí plném nečistot, a tudíž se musejí často domazávat. Kluzný povrch je opatřen mazacími kapsičkami, které přispívají k lepšímu mazání ložiska. Tato kluzná pouzdra se vyznačují mnoha výhodnými vlastnostmi:

- odolávají vlivu nečistot

- při nízkých kluzných rychlostech vzdorují rázovému zatížení i vibracím
- jsou odolné vůči korozi



Obr. 7 - Kluzná pouzdra ze svinutého bronzového pásu [1]

#### 1.4.1.4 Kluzná pouzdra z kompozitu POM/ PTFE:

Kluzná pouzdra z kompozitu POM/PTFE se běžně označují jako předmazaná, protože pracují spolehlivě i při velmi malém množství maziva. Speciální kluzný materiál vyžaduje domazávání jen velmi zřídka. Tato pouzdra vyplňují prostor mezi ložisky, jež vyžadují pravidelné domazávání, a ložisky bezúdržbovými. Výhody kluzných pouzder POM/PTFE:

- provoz bez údržby
- velmi nízké tření
- vysoká únosnost
- vysoká kluzná rychlost
- malá provozní vůle



Obr. 8 - Kluzná pouzdra z kompozitu POM/PTFE [1]

#### 1.4.1.5 Kluzná pouzdra z vinutých vláken:

Kluzná pouzdra z vinutých vláken se vyrábějí navíjením pramenů teflonového a polyesterového vlákna do matrice z pryskyřičného pojiva, jsou vhodná pro rotační a lineární pohyby při působení poměrně vysokého radiálního zatížení, pro provoz bez domazávání a

především pro uložení, na něž působí střídavé, rázové nebo oscilující zatížení, vibrace a agresivní prostředí. Výhodami jsou:

- vysoká únosnost
- vynikající odolnost vůči rázovému zatížení a vibracím
- odolnost vůči hranovému zatížení a vyrovnání nesouososti
- bezúdržbový provoz
- vynikající odolnost vůči korozi
- nízké tření
- elektroizolační vlastnosti



*Obr. 9 - Kluzná pouzdra z vinutých vláken [1]*

#### **1.4.1.6 Výběr vhodného kluzného pouzdra:**

Vzhledem k výše popsaným nevýhodám lineárního vedení pístní tyče u prototypu a omezeným možnostem mazání olejovou mlhou ve stlačeném vzduchu je zapotřebí použít buď kluzné pouzdro, které je bezúdržbové, nebo zajistit kluznému pouzdru externí domazávání. Při těžkých pracovních podmínkách a prašném prostředí, jemuž bude motor vystaven, navrhuji, vzhledem k výše uvedeným výhodám, použít kluzné pouzdro z vinutých vláken s externím domazáváním plastickým mazivem.

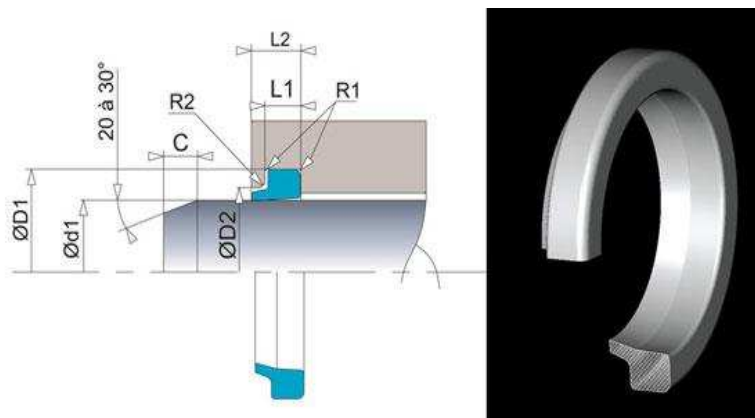


### 1.4.2 Ochrana pneumotoru před vnášením nečistot pístní tyčí:

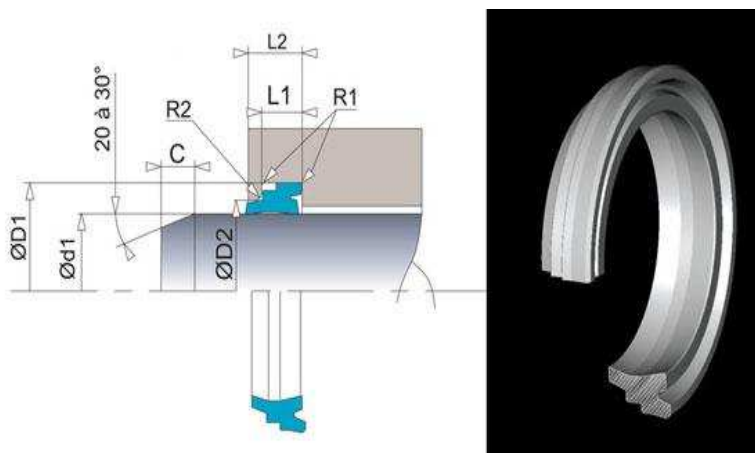
Pro zabránění vniknutí nečistot do pneumatických či hydraulických lineárních motorů se používají stírací kroužky z materiálu na bázi polyuretanu.

Stírací kroužky jsou instalovány za účelem stírání nečistot, cizích částic, třísek, vlhkosti atd. z povrchu pístní tyče tak, aby nedošlo k jejich vniknutí do systému. Tím zabraňují znečištění vnitřních prostorů motoru a tedy mechanickému poškození vodících kroužků, těsnění a dalších komponentů pneumatického obvodu. V závislosti na aplikaci a těsnicím systému mohou být použity jednočinné nebo dvojčinné stírací kroužky, které se výrazně liší svojí funkcí:

- jednočinné stírací kroužky jsou konstruovány tak, aby bránily znečištění z vnějšku
- dvojčinné stírací kroužky mají navíc funkci stírání zbytkového filmu provozní kapaliny-maziva, čímž zabraňují vynášení maziva a zvýšenému ulpívání nečistot na pístní tyči.



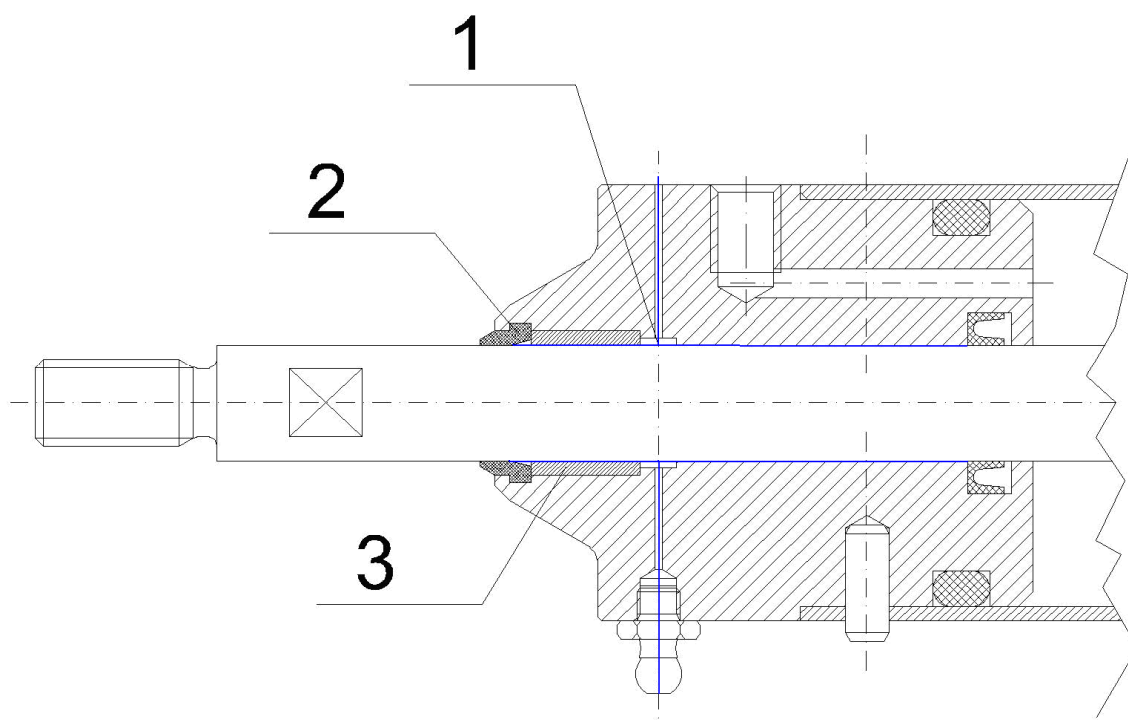
Obr. 10 – Jednočinný stírací kroužek [2]



Obr. 11 - Dvojčinný stírací kroužek [2]

Problémy prototypu s vnášením nečistot pístní tyčí jasně řeší použití polyuretanového, dvojčinného stíracího kroužku (2).

Volím tedy dvojčinný stírací kroužek, vzhledem k uvedeným vlastnostem, především zabránění vynášení maziva pístní tyčí. Pro zvýšení účinnosti ochrany lineárního vedení (3) a těsnicích prvků pístní tyče, bude externí domazávání vedení řešeno drážkou (1), ve které bude zásoba maziva a která bude konstruována tak, aby při domazávání vytlačilo čerstvé mazivo zbytky starého maziva kontaminovaného případnými nečistotami v případě jednorázového selhání stíracího kroužku.

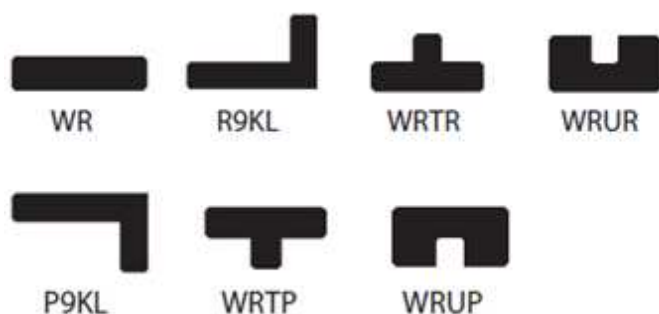


Obr. 12 – Konstrukční řešení lineárního vedení pístní tyče

### 1.4.3 Uložení pístu ve válci:

Pro spolehlivé vedení pístu ve válci, tak aby nedocházelo k přímému styku kovových povrchů, je nutné použít vodící pásek, nejrozšířenějším materiálem vodících pásek je PTFE.

Vodící pásy z PTFE slouží jako vodící prvky, pro písty a pístnice, zabraňující nechtěnému kontaktu kovových částí strojního zařízení a tlumí radiální síly. Vodící prvky z PTFE mají velmi nízké tření, proto umožňují plynulý kluzný pohyb vedených částí bez zadírání. Vykazují také velmi vysokou teplotní a chemickou odolnost a jsou vhodné pro střední tlakové zatížení. Vyrábí se celá řada typů PTFE vodících pásek lišících se tvarem průřezu:



Obr. 13 – Příklady tvarů průřezu vodicích pásků [3]

Nejběžnějším tvarem průřezu vodicích pásků je obdélníkový průřez se zaoblenými hranami:



Obr. 14 – Vodicí pásek s obdélníkovým průřezem [3]

Vodicí pásy jsou dodávány v rolích a před montáží se zkracují na požadovanou délku s tím, že konce pásku jsou seříznuty pod úhlem  $30^\circ$  k podélné ose pásku.

Pro výpočet potřebné délky  $L$  [mm] slouží následující vzorce, které již zahrnují součinitel teplotní roztažnosti i velikost mezery ve spoji.

Vedení pístnice:

$$L = 3,11 \cdot (d + \check{s}) - 0,1 \quad (2)$$

Vedení pístu:

$$L = 3,11 \cdot (d - \check{s}) - 0,1 \quad (3)$$

Kde  $d$  [mm] vyjadřuje průměr pístu resp. pístnice a  $\check{s}$  [mm] šířku vodicího pásku.

Díky svým vlastnostem jsou vodící pásy z PTFE vhodné i pro použití v aplikacích s nedostatečným mazáním. Sražené hrany vodících pásek zabraňují jejich stlačení v rozích zástavbového prostoru a usnadňují také samotnou montáž.

#### 1.4.4 Spojení tělesa válce se závěrnými členy:

Spojení tělesa válce lze se závěrnými členy realizovat pomocí různých konstrukčních variant. Nejčastějšími konstrukčními řešeními jsou:

- 1) Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí závitů na tělese válce a na závěrných členech.
- 2) Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí externích svorníků.
- 3) Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí šroubů uchycených do speciálně tvarovaného tělesa válce.

##### 1.4.4.1 Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí závitů na tělese válce a na závěrných členech:

Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí závitů na tělese válce a na závěrných členech je velice elegantní a účelné. Jedinými avšak podstatnými nevýhodami tohoto řešení jsou výrazné oslabení stěny trubky a tím nutnost použít trubku s větší silou stěny a nebo použití materiálu s lepšími pevnostními vlastnostmi. A dále pak komplikovanost výroby a dosažení souososti závitových konců tělesa válce.



Obr. 15 – Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí závitů na tělese válce [4]



#### 1.4.4.2 Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí externích svorníků:

Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí externích ocelových svorníků je jednoduchým řešením, nenáročným na tvarovou složitost jednotlivých dílů. Toto řešení má své slabiny v nutnosti kvalitní povrchové úpravy svorníků, či v použití svorníků z nerez oceli nebo jiných vhodných korozivzdorných materiálů.



Obr. 16 – Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí svorníků [5]

#### 1.4.4.3 Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí šroubů uchycených do speciálně tvarovaného tělesa válce:

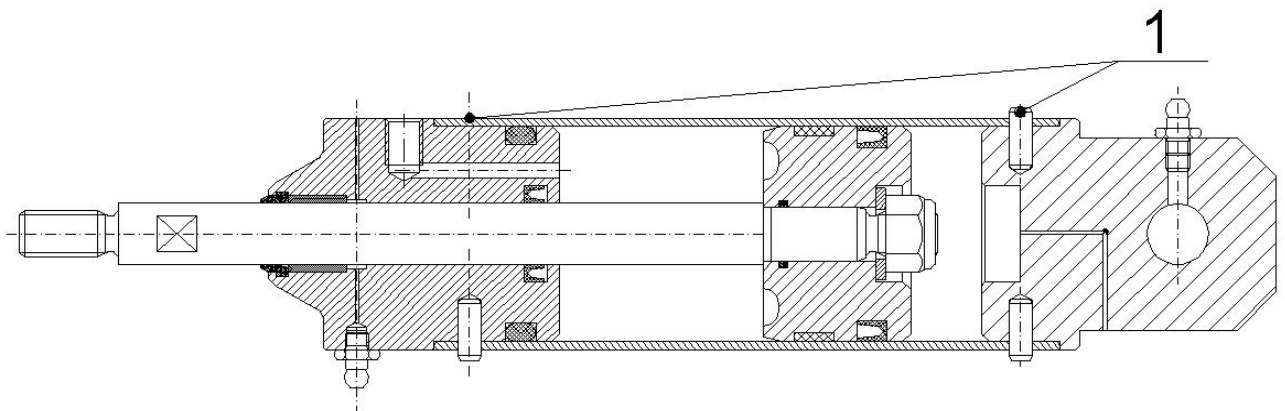
Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí šroubů uchycených do speciálně tvarovaného tělesa válce je v podstatě vylepšenou verzí předchozí varianty. Koncové členy jsou pomocí šroubů spojeny s tělesem válce, které je vyrobeno z protlačované duralové tyče se speciálním průřezem. Tento průřez obsahuje nejen vnitřní trubici pro pohyb pístu, ale dále pak i čtyři válcové komory menšího průměru, spojené s hlavní středovou trubicí pomocnými žebry. V těchto komorách je vytvořen příslušný vnitřní závit nutný pro zašroubování šroubů. Nevýhodou tohoto řešení je nutnost velmi přesného a komplikovaného profilu, jehož výroba vyžaduje použití speciálních, jednoúčelových, protlačovacích forem.



Obr. 17 – Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí šroubů [6]

#### 1.4.4.4 Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí pružných kolíků:

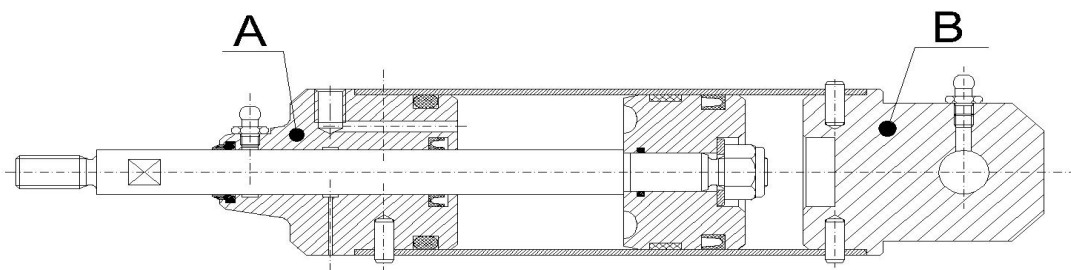
Pro spojení tělesa válce se závěrnými členy by bylo nejvhodnější realizovat pomocí závitů na tělese válce a na závěrných členech. Jedná se o konstrukčně jednoduché řešení, které má však velké nároky na pevnost materiálu tělesa válce vzhledem k jeho velkému oslabení v místě závitů. Proto bylo nalezeno jiné řešení, při kterém dochází k lepšímu roznášení zatížení ve stěně tělesa válce oproti výše uvedené variantě a tím i k výskytu menších napětí. Jedná se o spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí pružných nerezových kolíků (1) viz. Obr. (18). Toto řešení bylo použito pro výsledný návrh.



Obr. 18 – Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí pružných kolíků

## 1.5 Pevnostní kontrola tělesa válce:

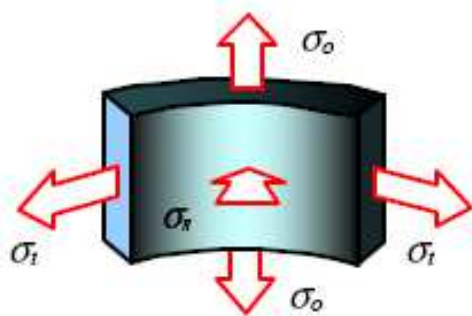
Těleso válce je dle návrhu konstruováno jako uzavřená nádoba, tj. je zatíženo osovou silou, která je vyvozována stlačeným vzduchem v pracovním prostoru pístu. Na tělesu válce je zapotřebí provést statickou kontrolu namáhání od zatížení vnitřním přetlakem stlačeného vzduchu a dále pak také kontrolu v místě připojení tělesa válce k závěrným prvkům A a B.



Obr. 19 – Orientační přehled uspořádání pneumatického motoru

### 1.5.1 Kontrola namáhání tělesa válce vnitřním přetlakem:

Na stěnu uzavřené tlakové nádoby namáhané vnitřním přetlakem působí obecně tři vnitřní napětí a to napětí tečné  $\sigma_t$  [ $\text{Nmm}^{-2}$ ], osové  $\sigma_o$  [ $\text{Nmm}^{-2}$ ] a radiální  $\sigma_r$  [ $\text{Nmm}^{-2}$ ]. Tato napětí ve

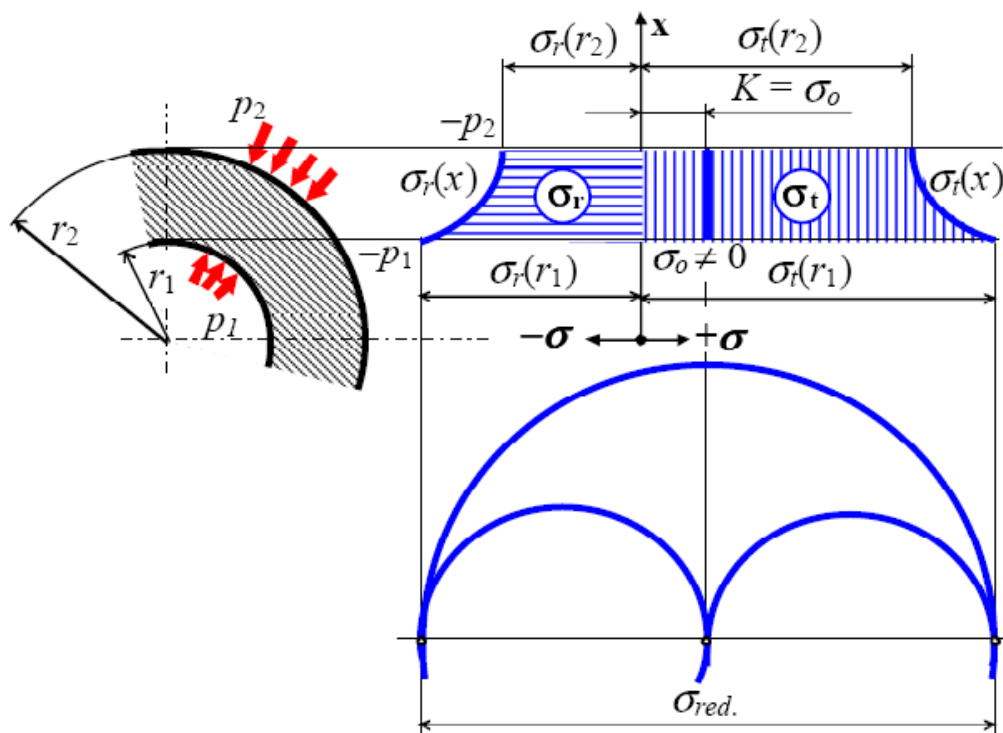


stěně nádoby lze určit například následujícími dvěma metodami. A to Laplaceovou rovnicí tenkostěnných nádob a dále pak pomocí teorie silnostěnných nádob, která je nadmnožinou tenkostěnných nádob. Z výše uvedeného je tedy zřejmé, že ačkoli je těleso válce navrženo jako tenkostěnná nádoba, pro obecnější výpočet hodnot

Obr. 20 – Vyjmutý element tlakové nádoby s vyznačenými uvažovanými napětími [7]

jednotlivých napětí je vhodné použít způsob výpočtu pro silnostěnné nádoby.

Dle této teorie je nejnamáhavějším místem nádoby vnitřní poloměr. Kontrola tedy bude provedena právě na něm.



Obr. 21 – Průběhy uvažovaných napětí ve stěně uzavřené nádoby, dle teorie silnostěnných nádob [7]

Pro jednotlivá napětí jsou známy tyto vztahy [7]:

$$\sigma_t(r_1) = 2K + p_1 \quad (4)$$

$$K = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (5)$$

$$\sigma_r(r_1) = -p_1 \quad (6)$$

$$\sigma_0 = K \text{ (při zanedbání průměru pístití tyče)} \quad (7)$$

Pro početní redukci této víceosé napjatosti v napjatost jednoosou je nutné provést výpočet redukovaného napětí. Po úpravě výše uvedených vztahů a při použití hypotézy  $\tau_{MAX}$ , lze získat vztah:

$$\sigma_{RED} = 2 \cdot \frac{(p_1 - p_2) \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} = 2 \cdot \frac{(1 - 0) \cdot 30^2}{30^2 - 28^2} = 15,52 \text{ Nmm}^{-2} \quad (8)$$

Porovnáním hodnoty dovoleného napětí  $\sigma_D$  [Nmm<sup>-2</sup>] s hodnotou redukovaného napětí  $\sigma_{RED}$

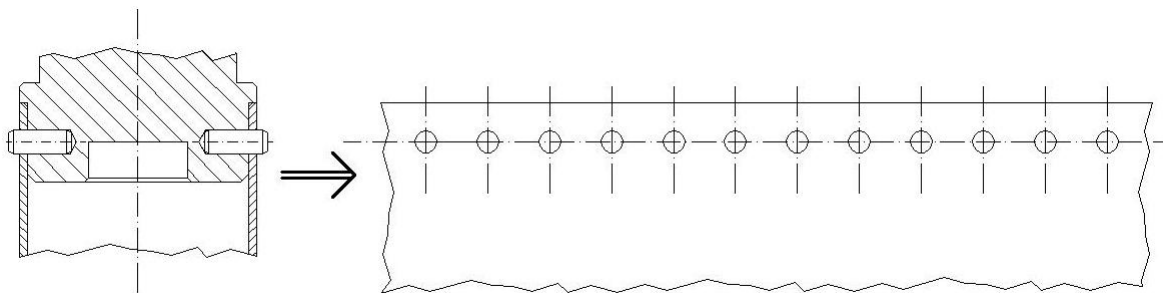


[Nmm<sup>-2</sup>] lze posoudit zda-li nádoba vydrží statické působení přetlaku pracovního média při dané bezpečnosti.

$$\sigma_D = \frac{\sigma_K}{k} \geq \sigma_{RED} ; k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED}} = \frac{212}{15,52} = \underline{\underline{13,66}} \quad (9)$$

### 1.5.2 Kontrola v místě připojení tělesa válce k závěrným prvkům:

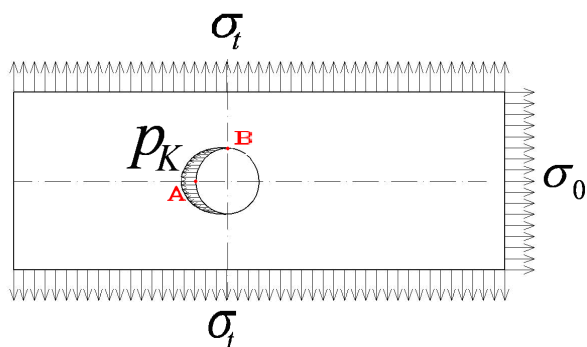
V místě spojení tlakové nádoby se závěrnými prvky za pomoci pružných kolíků je stěna nádoby oslabena kruhovými otvory, kterými tyto kolíky procházejí. Pro zjednodušení analytického výpočtu lze nádobu rozvinout v nekonečnou desku, při zachování zatížení radiálním, tečným a osovým napětím.



Obr. 22 – Detail spojení tělesa válce se závěrným členem a zvolený výpočtový model tohoto místa

Vzhledem k periodičnosti této desky je pro další zjednodušení výpočtu vhodné využít pouze výřez a pevnostní kontrolu provést jen pro body, A a B výřezu, reprezentující nejnamáhanější místa. Jak je z obrázku (19) zřejmé je místo oslabení nádoby vždy již bez zatížení vnitřním přetlakem a lze tedy radiální napětí, které vyjadřuje jeho distribuci ve stěně nádoby zanedbat. To samé ovšem není možné konstatovat o tečném napětí. Ačkoli toto místo již není zatíženo přetlakem a tečné napětí by mělo být rovno nule, je toto místo zatíženo zbytkovým napětím, které je do tohoto místa přenášeno z úseku tlakové nádoby, které přetlakem zatíženo je. Jeho hodnotu je analyticky velmi obtížné získat. Je však možné předpokládat (viz. experiment), že toto napětí bude vždy menší než-li tečné napětí. Proto budeme na straně bezpečnosti, když budeme předpokládat tečné napětí po celé délce tlakové nádoby konstantní.

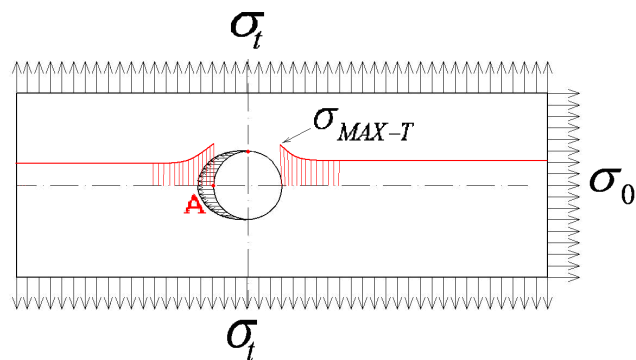
Následný výpočtový model bude tento:



Obr. 23 – Zjednodušený výpočtový model pro kontrolu místa spojení tělesa válce se závěrnými členy

Po zanedbání radiálního napětí je deska zatížena dvěma na sebe kolmými napětími. Tečné napětí je rozloženo rovnoměrně po protilehlých stranách výřezu, zatímco osová napětí je po jedné straně výřezu rozloženo rovnoměrně a v místě spojení se projevuje jako kontaktní tlak  $p_K$ .

Protože se jedná o napětí ve dvou na sebe kolmých rovinách lze velikost redukovaného napětí v bodě A, za předpokladu lineární teorie pružnosti, řešit superpozicí.



Obr. 24 – Průběh uvažovaných napětí v bodě A

Rovnice řešící maxima napětí v hlavních a vedlejších vrcholech eliptického otvoru, který oslabuje nekonečnou desku zatíženou rovnoměrně rozloženým jednoosým napětím jsou známy [8]. A byla sestavena rovnice popisující velikost tohoto napětí.

$$\begin{aligned}
 \sigma_s = \sigma_t(r_1) &= 2 \cdot \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + p_1 = 2 \cdot \frac{28^2}{30^2 - 28^2} + 1 = \\
 &= 14,52 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

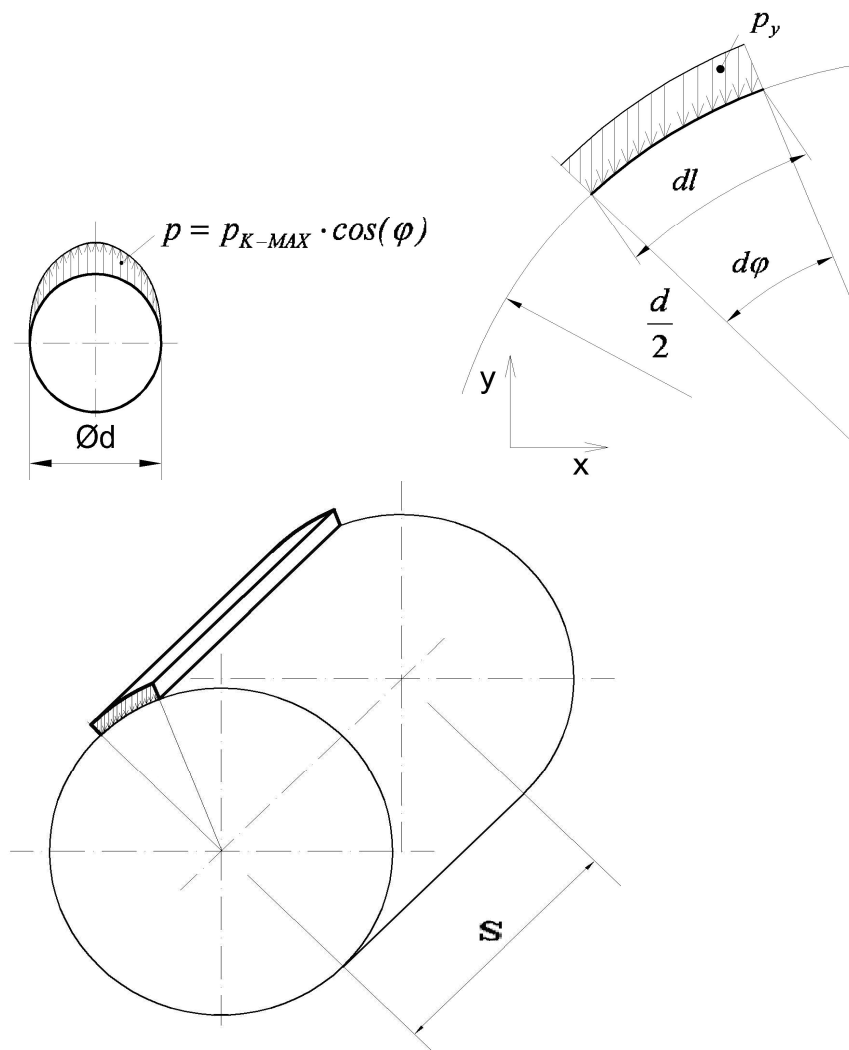
(10)

$$\sigma_{MAX} = \sigma_S \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{a}{b}\right) \quad (11)$$

Kde členy  $a$  a  $b$  vyjadřují délku hlavní resp. vedlejší poloosy a člen  $\sigma_S$  hodnotu nominálního napětí v neoslabené desce. Pro náš případ, kdy je otvor kruhový, a tedy  $a=b=r$ , získává výše uvedená rovnice tvar:  $\sigma_{MAX} = 3\sigma_S$  (12)

$$\sigma_{MAX-T} = 3 \cdot 14,52 = 43,56 \text{ Nmm}^{-2}$$

Pro výpočet maxima kontaktního tlaku  $P_K$  lze využít analogie se spojením náboje a hřídele pomocí svěrného spoje (miskové spojky). A odvodit tak vztah:



Obr. 25 – Odvození vztahu pro velikost kontaktního tlaku

$$p_y = p \cdot \cos(\varphi) = p_{K-MAX} \cdot \cos^2(\varphi) ; dS = dl \cdot s = \frac{d}{2} \cdot s \cdot d\varphi$$

$$\begin{aligned}
 N &= \int_S (p_y) dS = \int_S (p_{K-MAX} \cdot \cos^2(\varphi)) dS = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} (p_{K-MAX} \cdot \cos^2(\varphi) \cdot \frac{d}{2} \cdot s) d\varphi = \\
 &= \frac{\pi \cdot d \cdot s \cdot p_{K-MAX}}{4}
 \end{aligned}$$

$$p_{K-MAX} = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d \cdot s} = \frac{4 \cdot 188,50}{\pi \cdot 6 \cdot 2} = 20,00 \text{ Nmm}^{-2} \quad (14)$$

$$N = \frac{\pi \cdot (r_1^2 - r_t^2) \cdot p_1}{n} = \frac{\pi \cdot (28^2 - 8^2) \cdot 1}{12} = 188,50 \text{ N} \quad (15)$$

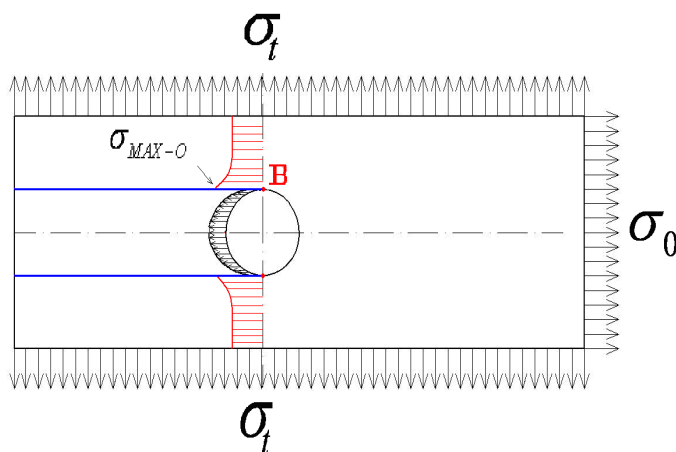
Kde  $n$  [-] představuje počet kolíků ve spoji,  $N$  [N] je dílčí síla kterou kolík přenáší,  $d$  vyjadřuje průměr kolíku,  $s$  tloušťku stěny nádoby a  $r_t$  [mm] poloměr pístní tyče.

Při použití hypotézy  $\tau_{MAX}$  dostáváme vztah pro redukované napětí v bodě A:

$$\sigma_{RED} = \sigma_{MAX-T} - (-p_{K-MAX}) = 43,56 + 20,00 = 63,56 \text{ Nmm}^{-2} \quad (16)$$

$$\sigma_D = \frac{\sigma_K}{k} \geq \sigma_{RED} ; k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED}} = \frac{212}{63,56} = \underline{\underline{3,34}} \quad (17)$$

Dále je pak zapotřebí provést pevnostní kontrolu i v bodě B kruhového otvoru.



Obr. 26 – Průběh uvažovaných napětí bodě B

Dochází zde ke kombinaci smyku a tahu. Smykové napětí vzniká ve dvou smykových rovinách (na obrázku vyznačených modře) v důsledku přenášení osové síly kolíkem:

$$\tau = \frac{N}{2 \cdot s \cdot l} = \frac{188 \cdot 50}{2 \cdot 2 \cdot 20} = 2,36 \text{ Nmm}^{-2} \quad (18)$$

, kde  $l$  vyjadřuje délku jedné střížné plochy.

Osově napětí v bodě B nabývá své maximální hodnoty, jak bylo odvozeno výše pro bod A:

$$\sigma_{MAX-O} = 3 \cdot \sigma_O = 3 \cdot 6,76 = 20,28 \text{ Nmm}^{-2} \quad (19)$$

Výslednou hodnotu redukovaného napětí v bodě B získáme použitím hypotézy  $\tau_{MAX}$ :

$$\sigma_{RED} = \sqrt{4 \cdot \tau^2 + \sigma_{MAX-O}^2} = \sqrt{4 \cdot 2,36^2 + 20,28^2} = 20,82 \text{ Nmm}^{-2} \quad (20)$$

$$\sigma_D = \frac{\sigma_K}{k} \geq \sigma_{RED} ; k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED}} = \frac{212}{20,82} = \underline{\underline{10,18}} \quad (21)$$

Kontrola minimálního průřezu zbylého po oslabení tělesa válce otvory pro pružné kolíky:

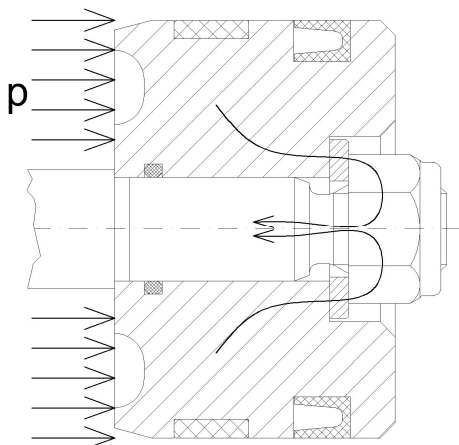
Velikost osověho napětí  $\sigma_{OM}$  [Nmm<sup>-2</sup>] v oslabené části průřezu tělesa válce je vyjádřeno vzorcem:

$$\sigma_{OM} = \sigma_O \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot s \cdot \frac{r_1 + r_2}{2}}{2 \cdot \pi \cdot s \cdot \frac{r_1 + r_2}{2} - n \cdot d \cdot s} = 6,67 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot \frac{28 + 30}{2}}{2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot \frac{28 + 30}{2} - 12 \cdot 6 \cdot 2} = 11,03 \text{ Nmm}^{-2} \quad (22)$$

$$\sigma_D = \frac{\sigma_K}{k} \geq \sigma_{OM} ; k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{OM}} = \frac{212}{11,03} = \underline{\underline{19,22}} \quad (23)$$

### 1.5.3 Pevnostní kontrola pístní tyče:

Vzhledem ke kloubovému uložení pneumatického válce a k jeho charakteristice (jednočinný, tahový) je možné pístní tyč kontrolovat pouze na zatížení prostým tahem. Dle návrhu je zřejmé, že nejslabším místem pístní tyče je místo spojení s pístem, které je konstrukčně řešeno osazením a závitem se samojistnou maticí M12.



Obr. 27 – Detail připojení pístu k pístní tyči

Z návrhu spojení také vyplývá, že síla, vznikající jako reakce v tělese pístu, na přetlak pracovního média v pracovním prostoru pístu, bude přenášena skrze podložku do matice a dále pak do pístní tyče. Bude provedena kontrola jádra závitu M12 a kontrola tlaku v závitech. Nejdříve je nutné stanovit celkovou sílu  $N_C$  [N] působící na píst.

$$N_C = \pi \cdot (r_1^2 - r_t^2) \cdot p_1 = \pi \cdot (28^2 - 8^2) \cdot 1 = 2261,95 \text{ N} \quad (24)$$

Napětí v jádru závitu  $\sigma_j$  [Nmm<sup>-2</sup>] se určí ze vztahu:

$$\sigma_j = \frac{N_C}{\pi \cdot d_{3-M12}^2} = \frac{2261,95}{\pi \cdot 9,853^2} = 7,42 \text{ Nmm}^{-2} \quad (25)$$

$$\sigma_D = \frac{\sigma_K}{k} \geq \sigma_{RED} ; \sigma_D = \frac{212}{3} = \underline{\underline{70,67 \text{ Nmm}^{-2} \gg 7,42 \text{ Nmm}^{-2}}} \quad (26)$$

Pro určení tlaku v závitech je nutno vypočítat počet nosných závitů  $z[mm]$ , kde  $m_3[mm]$  je výška matice a  $P[mm]$  je rozteč daného závitu:

$$z = \frac{m_3 - 1,2 \cdot P}{P} = \frac{10,37 - 1,2 \cdot 1,75}{1,75} = 4,73 \quad (27)$$

Tlak v závitech  $p_z [Nmm^{-2}]$  se pak určí ze vztahu (29), kde  $H_{1-M12}[mm]$  je nosná výška závitu,  $d_{M12} [mm]$  je vnější průměr závitu,  $d_{1-M12} [mm]$  je malý průměr závitu a  $d_{2-M12} [mm]$  je střední průměr závitu [9].

$$H_{1-M12} = \frac{d_{M12} - d_{1-M12}}{2} = \frac{12,00 - 10,106}{2} = 0,947 \text{ mm} \quad (28)$$

$$p_z = \frac{N_c}{\pi \cdot d_{2-M12} \cdot H_{1-M12} \cdot z} = \frac{2261,95}{\pi \cdot 10,863 \cdot 0,947 \cdot 4,73} = 14,80 \text{ Nmm}^{-2} \quad (29)$$

Porovnání hodnoty dovoleného tlaku v závitech  $p_{z-D} [Nmm^{-2}]$  s hodnotou vypočteného tlaku  $p_z [Nmm^{-2}]$ :

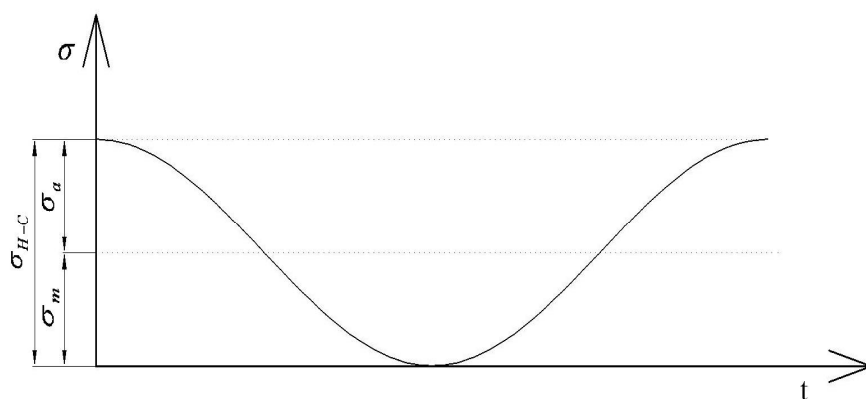
$$p_{z-D} \approx 0,6 \cdot \sigma_K = 0,6 \cdot 212 = 127,2 \text{ Nmm}^{-2} \quad (30)$$

$$p_{z-D} \gg p_z; \underline{\underline{127,2 \text{ Nmm}^{-2} \gg 14,8 \text{ Nmm}^{-2}}} \quad (31)$$

## 1.6 Dynamická kontrola:

Z výpočtu statických kontrol byly získány hodnoty redukovaných napětí, v jednotlivých kontrolovaných místech (místo připojení tělesa válce k závěrným prvkům, místo spojení pístní tyče a píst, těleso válce jako celek). Vzhledem k tomu, že pneumatický motor bude pracovat cyklicky je zapotřebí provést také kontrolu těchto míst na únavovou pevnost.

Všechny součásti pneumatického motoru budou vzhledem k jeho konstrukci zatěžovány v mívivém cyklu.



Obr. 28– Časový průběh namáhání částí pneumotoru

Kdy:  $\sigma_{H-C} = \sigma_{RED}$ ;  $\sigma_m = \frac{\sigma_{RED}}{2}$ ;  $\sigma_a = \frac{\sigma_{RED}}{2}$ ; vždy pro dané kontrolované místo.

### 1.6.1 Dynamická kontrola tělesa válce:

Při statické kontrole bylo vypočteno maximální redukované napětí v místě připojení tělesa válce k závěrným prvkům:  $\sigma_{RED} = 63,56 Nmm^{-2}$

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{63,56}{2} = 31,78 Nmm^{-2} \quad (32)$$

Určení základní meze únavy:

Přesnou hodnotu základní meze únavy  $\sigma_c [Nmm^{-2}]$  pro materiál tlakové nádoby se nepodařilo zjistit. Proto bude základní mez únavy určena dle empirického vztahu [10], kde  $R_m [Nmm^{-2}]$  je mez pevnosti materiálu:



$$\sigma_c = \frac{10 \cdot R_m}{1 + 0,064 \cdot R_m} = \frac{10 \cdot 238}{1 + 0,064 \cdot 238} = 146,62 \text{ Nmm}^{-2} \quad (33)$$

Výpočet snížené meze únavy [8]:

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{\eta_p \cdot \varepsilon_V}{\beta} = 146,62 \cdot \frac{1 \cdot 0,98}{2} = 71,84 \text{ Nmm}^{-2} \quad (34)$$

Kde dle příslušných diagramů [10]:

$$\eta_p (\text{lešteno}) = 1$$

$$D_{ekv} = 0,808 \cdot \sqrt{s \cdot \pi \cdot d} = 0,808 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot 60} = 15,69 \text{ mm}$$

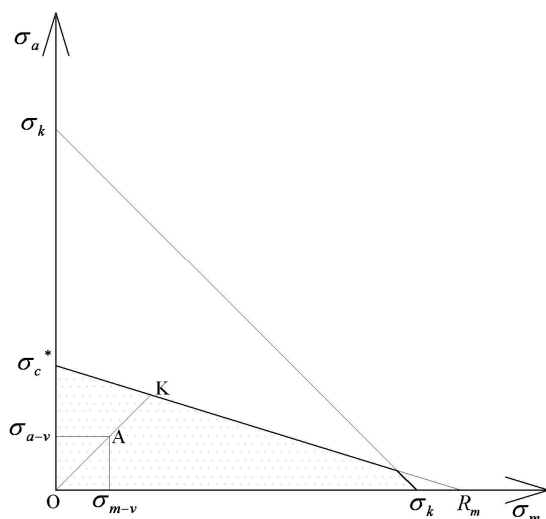
$$\varepsilon_V (D_{ekv}) = 0,98$$

$$q (\text{dural}) = 0,5$$

$$\alpha (\text{vrubu}) = 3$$

$$\beta = 1 + q (\text{dural}) \cdot (\alpha (\text{vrubu}) - 1) = 1 + 0,5 \cdot (3 - 1) = 2$$

Haighův diagram:



Obr. 29– Haighův diagram pro určení dynamické bezpečnosti tělesa válce

Určení dynamické bezpečnosti z Haighova diagramu:

$$k = \frac{|OK|}{|OA|} = \frac{80}{44,55} = \underline{\underline{1,80}} \quad (35)$$

## 1.6.2 Dynamická kontrola pístní tyče:

Při porovnání základní meze únavy materiálu pístní tyče s napětím vznikajícím v jádru šroubu  $\sigma_j$  pístní tyče je zřejmé, že i bez výpočtu snížené meze únavy pístní tyč vyhověla dynamické kontrole.

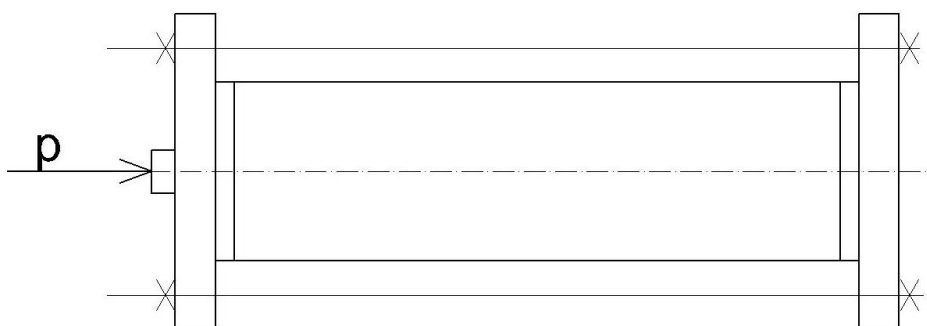
$$\begin{aligned}
 \sigma_{c(\text{neraz}-1.4301)} &= 190 \text{ Nmm}^{-2} \\
 \sigma_j &= 7,42 \text{ Nmm}^{-2} \\
 \frac{\sigma_c}{\sigma_j} = k &= \frac{190}{7,42} = \underline{\underline{25,6}}
 \end{aligned}
 \tag{36}$$

## 1.7 Tlaková zkouška:

Pro ověření výsledků statické pevnostní kontroly byla provedena tlaková zkouška. Nejdříve bylo nutné stanovit při jakém tlaku  $p_{MAX}$  [MPa] dojde k porušení trubky. Tento tlak byl vypočten dle teorie silnostěnných nádob, za použití hypotézy H.M.H a deklarované meze pevnosti.

$$p_{MAX} = \frac{R_m}{\sqrt{\left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}\right)^2 + 1 + \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2}\right)}} = \frac{215}{\sqrt{\left(\frac{30^2 + 28^2}{30^2 - 28^2}\right)^2 + 1 + \left(\frac{30^2 + 28^2}{30^2 - 28^2}\right)}} = 14,29 \text{ MPa}
 \tag{37}$$

Trubka tvořící tělo válce byla umístěna do testovacího přípravku sestaveného ze dvou masivních přírub tl. 20mm, vtokového a uzavíracího členu a tří svorníků M16-8.8 s maticemi.



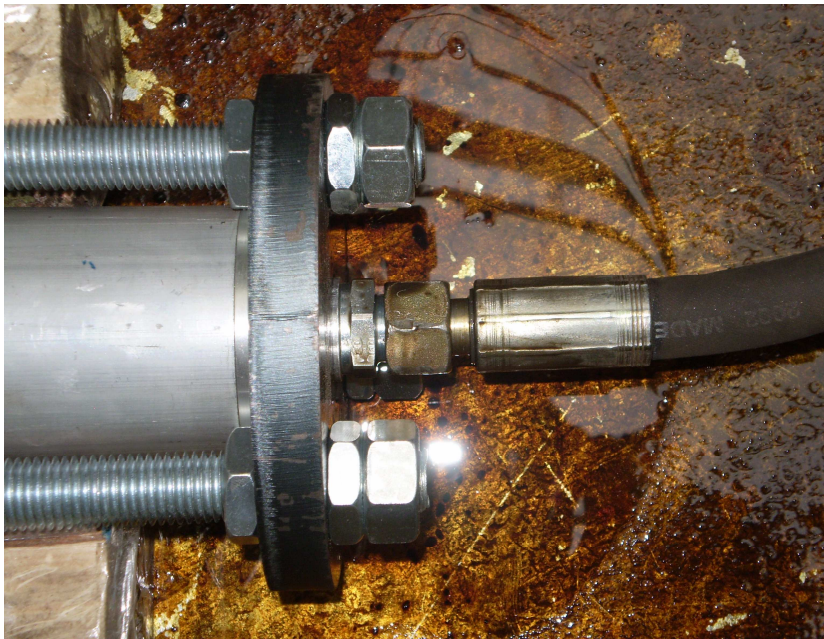
Obr. 30– Schema testovacího přípravku

Síla přenášená jedním svorníkem při dosažení maximálního výpočtového tlaku  $p_{MAX}$ :

$$N_s = \frac{p_{MAX} \cdot \pi \cdot r_1^2}{3} = \frac{14,92 \cdot \pi \cdot 28^2}{3} = 12249,36N = 12,25kN \quad (38)$$

Maximální síla, kterou je svorník možné zatížit  $N_{S-D} = 63kN$ , svorníky jsou tedy naddimenzovány dostatečně.

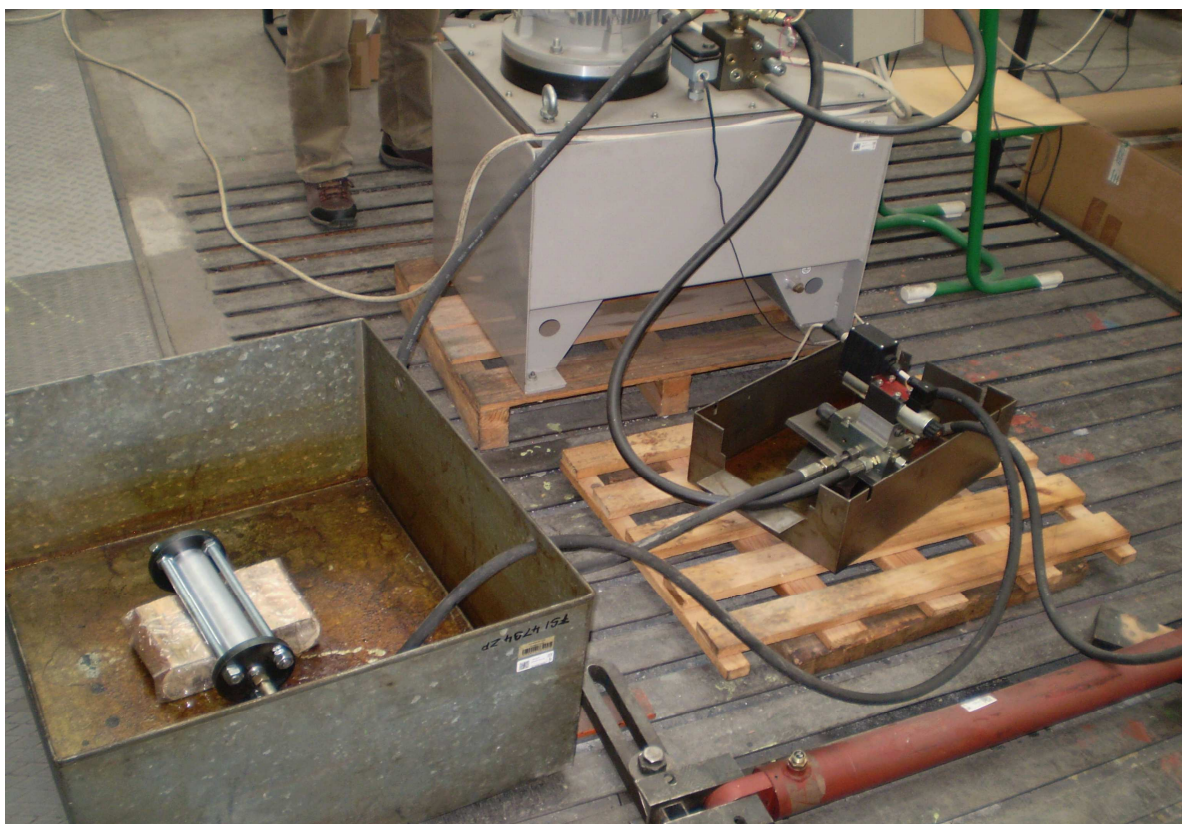
Pro zvýšení bezpečnosti v případě selhání některého ze svorníků byly přidány také nízké matice na vnitřní strany přírub, které zajišťovaly případné přetržené kusy ve své poloze. Následně byla trubka přes vtokový člen připojena k hydraulickému agregátu, zcela naplněna olejem a umístěna do ochranné nádoby. Při zkoušce bylo použito hydraulického oleje místo vzduchu, pro minimalizaci energie akumulované v pracovním médiu a tím pádem i případných škod po roztržení trubky.



*Obr. 31 – Detail připojení zkušebního přípravku k hydraulickému agregátu*



Obr. 32 – Umístění zkušebního přípravku v ochranném krytu



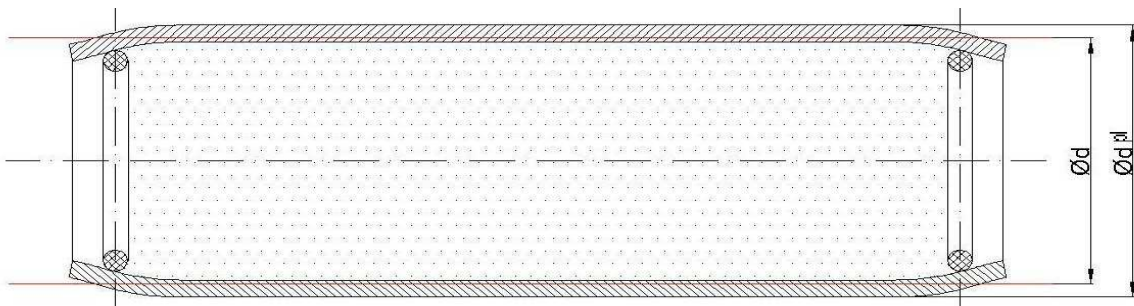
Obr. 33 – Přehled uspořádání pokusu



Obr. 34 – Zakrytí pokusu ochranným plexisklem

### 1.7.1 Vyhodnocení tlakové zkoušky:

Při tlakové zkoušce bylo pozvolně dosaženo tlaku přibližně 19MPa. Na trubce se projevíly plastické deformace tj. došlo k trvalé změně průměru trubky  $d_{pl}$ , ale nedošlo k porušení stěny trubky. Zajímavými místy se ukázala místa připojení k uzavíracímu a vtokovému členu, konkrétně oblast, která byla již bez zatížení přetlakem. Jak je z obrázku (35) patrné je i část bez zatížení tlakem  $p_{MAX}$  deformována. Děje se tak proto, že je do této oblasti vnášeno napětí z části zatížené tlakem  $p_{MAX}$ . Experimentem byla ověřena reálnost předpokladu, že v části bez zatížení tlakem  $p_{MAX}$  je tečné napětí vždy menší než v části se zatížením tlakem  $p_{MAX}$ . Za předpokladu úměry mezi plastickou deformací a redukováným napětím ve stěně nádoby.



Obr. 35 – Průběh plastické deformace u závěrných členů



*Obr. 36 – Průběh plastické deformace u závěrných členů*

Pro určení, proč nedošlo k porušení stěny trubky bylo zpětně nahlédnuto do hutního atestu trubky a bylo zjištěno, že u šarže, ze které trubka pocházela, byla naměřena mez pevnosti  $R_m = 238\text{MPa}$  oproti deklarované (minimální) hodnotě  $215\text{MPa}$ . Po dosazení této hodnoty do výše uvedeného vztahu (37) byla získána hodnota maximálního přetlaku  $p_{\text{MAX}} = 15,82\text{MPa}$ . Proč nedošlo k porušení nádoby ani při tomto tlaku není zcela zřejmé, jako nejpravděpodobnější příčina se jeví proměnlivost kvality jednotlivých tyčí v rámci dané šarže, ovšem pro prokázání této teorie by bylo nutné znát metodiku vyhodnocování dat pro hutní atesty daného výrobce.

# Acciaierie Valbruna S.p.A.

36100 VICENZA (Italia) - Viale della scienza, 25 z.i.  
Stab.: 39100 BOLZANO (Italia) - Via A. Volta, 4  
Cliente / Basistat/Purchaser/Clien:



## CERTIFICATO DI COLLAUDO ABNAHMEPRUEFZEUGNIS INSPECTION CERTIFICATE CERTIFICAT DE RECEPTION EN 10204 (2004) .3.1

Produttore: ACCIAIERIE VALBRUNA S.P.A.  
Hersteller/Werk/Usine producer:

Avviso di Spedizione: D-VH13022515  
Lieferanzeige/Frachtbrief/Lettre

Certificato nr: MEST379804/2013/  
Prüfung/Test/Essa:

Ordine nr: 03000158-2013  
Bestell-/Your order/Commande

Confirma ordine nr: E113005997  
Werk/Dat./Order/Nr.:

Stato di fornitura: - Annealed Cold Drawn  
Lieferzustand/Delivery state/Etat de livraison:

Tipo di Elaborazione: E+AOD  
Erhitzungsprozess/Heating process/Mode d'elaboration:

Marchio di Fabbrica:  
Zeichen des Lieferanten/  
Trade mark  
Sigle de l'usine/producer

Punzone del Collaudatore:  
Stempel des Werkstoffverständigen/  
Inspector's stamp/Impression de l'inspecteur

**Specifiche:**

Anforderungen / Requirements / Exigences:

VAL STOCK 2010 1.4307/304L A,CF  
ASME SA276 2010 S30400 A,CF (0)  
ASME SA479 2010 S30403 A (3)  
ASTM A276 2010 S30403 A,CF  
ASTM A479 2012 S30400 A  
EN 10088-3 2005 1.4307 A,CF  
QQ-S-763 F 304L A,CF

AISI 304  
ASME SA276 2010 S30403 A,CF (1)  
ASTM A262 2010 PRACTICE E  
ASTM A314 2008 S30400  
ASTM A479 2012 S30400  
EN 10272 2007 1.4301 A,CF

AISI 304L  
ASME SA479 2010 S30400 A (2)  
ASTM A276 2010 S30400 A,CF  
ASTM A314 2008 S30403  
EN 10088-3 2005 1.4301 A,CF  
EN 10272 2007 1.4307 A,CF

Atest se vzaima - potvrzení z  
dokladu č.: 006-1600199191

ze dne: 15. 4. 2015

(0) SEC.II P.T.A 2010 EDITION ADD. 2011a  
(2) SEC.II P.T.A 2010 EDITION ADD. 2011a

(1) SEC.II P.T.A 2010 EDITION ADD. 2011a  
(3) SEC.II P.T.A 2010 EDITION ADD. 2011a

Matr.: 1.4301/1.4307/304/304L  
Werkstoff/Grade/Numéro:

Marca: MVAISL  
MARXVAL

Tolleranza: DIN 671 - h9  
Toleranz: h9/maschinelles

Punzonatura: 1.4301/7/304/L  
Kennzeichnung/Merking/Marquage

Pos. nr. Pos. nr. N° de posita	Oggetto Description Design du produit	Dimensioni - mm Abmet/ungen Dimensions	Lunghezza - mm Länge Length	Colata Schmelze Heat	Pezzi Stückzahl Pieces	Peso - KG Gewicht Weight	Lotto nr. Lose n. Lot nr.
0020	Round	16,000	2900 / 3100	254592		1074,0	305502381

### TEST ALLO STATO DI FORNITURA

TEST	Prove/Prüfung Essai	Temperatura Température Temp.	Snervamento Yield strength Rp 0.2% N/mm <sup>2</sup>	Snervamento Yield strength Rp 1% N/mm <sup>2</sup>	Resistenza Tensile strength Rm N/mm <sup>2</sup>	Allungamento Elongation A5 %	Allungamento Elongation E 4d %	Strizione Reduction of area Z %	Strizione Reduction of area RA %	Resilienza Impact Value Pendulum KV J	Durezza Hardness Duesit HB
Valori richiesti 1 Required values Valeurs demandées		min max	205	225	515 900	20 30			40	100	- 315
A	10	20	L 564	611	758	34	37	67	67	196 185 181 254	
TEST					min	max					
A	Grain size for ASTM E112						5				

### Analisi chimica

Chemische Zusammensetzung/Chemical Analysis/Analyse chimique

Colata Heat Schmelze/Charge	min	max	0.030	1.00	2.00	18.00 19.00	1.00	1.00	6.00 10.50	0.045	0.030	0.100					
	C %	Si %	Mn %	Cr %	Mo %	Cu %	Ni %	P %	S %	N %							
254592	0,016	0,66	1,67	18,25	0,44	0,48	8,11	0,030	0,030	0,086							

Intergranular corrosion test per ASTM A262 pract. E: ok.  
I.Korrosion nach EN ISO 3651-2A Sensibilisierung: T1: OK  
Corrosion test per EN ISO 3651-2A sensitized T1: OK

Sono state soddisfatte tutte le condizioni richieste  
Die gestellten Anforderungen sind erfüllt  
The material has been furnished in accordance with the requirements  
Le matériel a été livré conforme aux exigences

Controllo antimiscelazione: OK  
Vermischungsverbot, spektralanalytisch durchgeführt.  
Anti-mixing test performed: OK  
Controlle antimélange satisfaisant

Controllo visivo e dimensionale: soddisfa le esigenze  
Besichtigung und Ausmessung, ohne Beanstandung  
Visual inspection and dimensional checks/satisfactory  
Contrôle visuel et dimensionnel satisfaisant

Melted and manufactured in Italy No welding or weld repair Material free from Mercury contamination  
We declare that the finished product is checked for radioactive contamination through Portal System when it leaves the production plant.  
The Quality Management System is Certified acc. Pressure Equipment Directive [97/23/EC] Annex 1, s. 4.3 by TÜEV and LLOYD'S

Vicenza, 22/07/13 V00078 iMod. MGEZ	Il collaudatore di stabilimento / der Werkstoffverständige / Works inspector / L'agent d'usine M. Rizzotto	Pagina - 1 di 2
---	---	-----------------

Obr. 37 – Hutní atest polotovaru pístní tyče



Constellium Extrusions Levice s.r.o.  
Priemyselná zóna Levice/Géňa  
SK 934 01 Levice

Constellium Extrusions Levice s.r.o.  
Levice - část Géňa 5654/63  
SK 934 01 Levice  
Firma  
Feron, a.s.  
Havlíčková čp. 1043/11  
CZ-111 82 PRAHA 1

Objednávka číslo : 505751 / pozícia 5  
Dátum objednávky : 09.08.2012  
Číslo výrobku : -  
Číslo výkresu : -  
Specifikácia : -  
Číslo zákazky : 74486 / 10  
Naš materiál : 100040631  
Popis výrobku : TVAR:TR-60\*2  
PROFIL:00616  
NORMA:EN755-8, EN755/1,2  
ZLI:EN AW-6060,T66,EN 573-3  
DLŽKA:6000 MM  
TOLERANCIA :-0/+10MM  
Zodpovedá : Ing. Jaroslav Dunaj - vedúci kvality

**Inšpekčný certifikát EN 10204 3.1**  
**Číslo: 110160280 / 010 / 001**

Dátum vystavenia : 03.09.2012  
Šarža : 1692297001  
Číslo dodávky : 110160280  
Množstvo : 493KG  
Strana : 1 / 1

Charakteristika	Jednotky	Hodnoty	Minimum	Maximum
-----------------	----------	---------	---------	---------

**Chemické zloženie** (Tavba:ZA2762; Kontrolná dávka:10000025408)

Si	%	0,49	0,30	0,6
Fe	%	0,20	0,10	0,30
Cu	%	0,01	0	0,10
Mn	%	0,03	0	0,10
Mg	%	0,49	0,35	0,6
Cr	%	0,00	0	0,05
Ni	%	-	-	-
Zn	%	0,02	0	0,15
Ti	%	0,01	0	0,10
Ga	%	-	-	-
V	%	-	-	-
Ostatné jednotlivé	%	0,00	0	0,05
Ostatné celkom	%	0,00	0	0,15

**Mechanické vlastnosti** (Šarža:1692297001, Kontrolná dávka:30000169922)

Rm	Vzorka 1	MPa	238	215	-
Rp0,2	Vzorka 1	MPa	212	160	-
A	Vzorka 1	%	12	8	-

Materiál spĺňa všetky požiadavky zákazníka potvrdené dodávateľom na potvrdenej objednávke.  
Tento dokument bol vyhotovený elektronicky a je platný bez podpisu.

S pozdravom  
Constellium Extrusions Levice s.r.o.

  
Feron, a.s., Havlíčková 1043/11, 110 00 Praha 1  
CZ 6440181  
Maloprodávna, Hegeraneky 11, 110 00 Praha 1

**Atest se vztahuje k množství z**

**dokladu č.: 006-1600199191**

**ze dne: 15. 4. 2015**

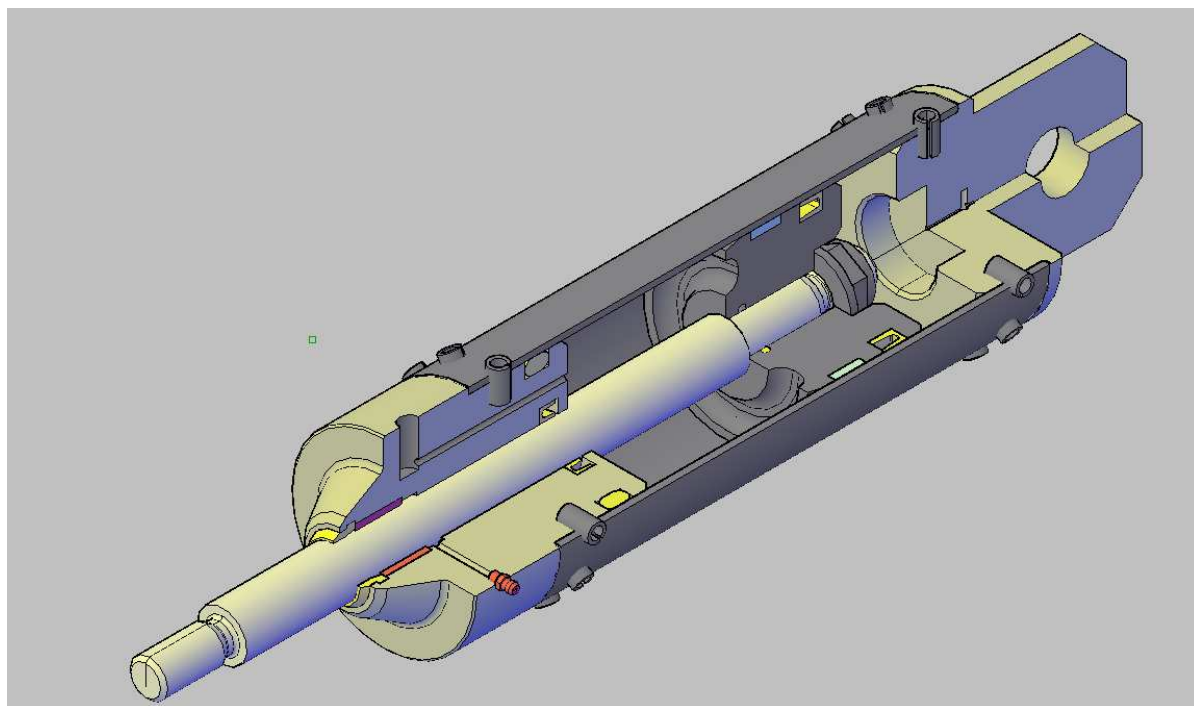
Constellium Extrusions Levice s.r.o., Levice-časť Géňa 5654/63, SK-934 01 Levice, IČO:35 967 480, DIČ: 202 209 4008, ICDPH:SK202 209 4008  
Spoločnosť je zapísaná v OR, Okresný súd Nitra, oddiel Sro, vložka 23860/N  
Konateľ spoločnosti: Lionel Chapis  
Prokurista spoločnosti: Rafael Carbonell

Obr. 38 – Hutní atest polotovaru tělesa válce



## Závěr:

V bakalářské práci byl popsán základní princip funkce lineárního pneumatického motoru. Dále byla popsána konstrukce a technické nedostatky stávajícího funkčního prototypu lineárního brzdného pneumatického motoru. Byla provedena rešerše možných konstrukčních variant řešení zjištěných závad prototypu, ze které vyšel návrh nového, vylepšeného lineárního pneumotoru. Pro navržený motor byly provedeny potřebné statické pevnostní výpočty pro ověření funkčnosti daných konstrukčních řešení návrhu. Pro nejnamáhavější místa byla provedena únavová kontrola. Při experimentu, realizovaném v halové laboratoři Ústavu konstruování a částí strojů byla ověřena pevnost trubky pneumotoru. Experiment také ukázal, jak se stěna deformuje při přetížení tlakem. Dochází ke změně průměrů a plastické deformaci. Nedojde však k roztržení tělesa a zasažení okolí jeho úlomky. Tlak v průběhu experimentu byl desetinásobkem provozního tlaku. Při zatížení nominálním tlakem k plastické deformaci nedošlo. Nově navržený pneumotor se momentálně nalézá ve fázi výroby. Jakmile bude výroba dokončena, bude pneumotor nasazen investorem v reálném zkušebním provozu na soukromých pozemcích investora.



Obr. 39 – Obrázek 3D koncepčního modelu

## Seznam použité literatury:

- [1] Kluzná pouzdra SKF. *Ložiska - EXVALOS s.r.o.* [online]. c 2010 [cit. 2015-06-15]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/kluzna-loziska---pouzdra/kluzna-loziska---pouzdra-skf/>
- [2] Joints pneumatiques. *France joint* [online]. 2011 [cit. 2015-06-15]. Dostupné z: <http://www.francejoint.fr/joints-pneumatiques/>
- [3] Vodicí pásy. *Rubena: Hydraulická těsnění, stírací kr. a vodicí pásy* [online]. 2014 [cit. 2015-06-15]. Dostupné z: <http://www.rubena.cz/vodici-pasky/c-2261/>
- [4] Cilindri De Acționare: Cilindri rotunzi. *Norgren express* [online]. 2015 [cit. 2015-06-15]. Dostupné z: <http://store.norgren.com/ro/ro/list/cilindri-de-actionare>
- [5] Pneumatické válce. *Parker: pneumatické válce-parker* [online]. 2014 [cit. 2015-06-15]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/pneumatika/pneumaticke-valce/>
- [6] Výrobky: Válce dle norem DSBC podle ISO 15552. *Festo* [online]. 2015 [cit. 2015-06-15]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cms/cs\\_cz/19647.htm](http://www.festo.com/cms/cs_cz/19647.htm)
- [7]. doc. Ing. Řezníček Jan, CSc. pruznost.unas. Stránky podpory výuky pružnosti a pevnosti na FS ČVUT v Praze. [online]. 7.2.2015 [cit. 2015-06-12]. Dostupné z: [http://www.pruznost.unas.cz/PP\\_II\\_14\\_15\\_600.pdf](http://www.pruznost.unas.cz/PP_II_14_15_600.pdf)
- [8] BAŽANT, zdeněk, antonín NEDOMA, karel SPÁLA a františek KLOKNER (ed.). *Technický průvodce: nauka o pružnosti a pevnosti*. 3 rozšířené vydání. praha: politika, 1944.
- [9] LEINVEBER, Jiří a pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Páté. úvaly: albra, 2011. ISBN 978-80-7361-0814.
- [10] ČERNOCH, svatopluk a josef NOVÁK (ed.). *Strojně technická příručka*. Dvanácté rozšířené. praha: SNTL, 1968.

## Seznam obrázků:

- Obr. 1 – Doposud používaný prototyp pneumatického brzdného válce
- Obr. 2 – Doposud používaný prototyp pneumatického brzdného válce - schema uspořádání
- Obr. 3 – Pneumatický válec bez stahujících svorníků a přírub
- Obr. 4 – Stahovací svorníky a příruby pneumatického válce
- Obr. 5 – Viditelné opotřebení lineárního vedení pístní tyče
- Obr. 6 - Kluzná pouzdra z masivního bronzu [1]
- Obr. 7 - Kluzná pouzdra ze svinutého bronzového pásu [1]
- Obr. 8 - Kluzná pouzdra z kompozitu POM/PTFE [1]
- Obr. 9 - Kluzná pouzdra z vinutých vláken [1]
- Obr. 10 – Jednočinný stírací kroužek [2]
- Obr. 11 – Dvojčinný stírací kroužek [2]
- Obr. 12 – Konstruktivní řešení lineárního vedení pístní tyče
- Obr. 13 – Příklady tvarů průřezu vodicích pásků [3]
- Obr. 14 – Vodicí pásek s obdélníkovým průřezem [3]
- Obr. 15 – Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí závitů na tělese válce [4]
- Obr. 16 – Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí svorníků [5]
- Obr. 17 – Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí šroubů [6]
- Obr. 18 – Spojení tělesa válce se závěrnými členy pomocí pružných kolíků
- Obr. 19 – Orientační přehled uspořádání pneumatického motoru
- Obr. 20 – Vyjmutý element tlakové nádoby s vyznačenými uvažovanými napětími [7]
- Obr. 21 – Průběhy uvažovaných napětí ve stěně uzavřené nádoby, dle teorie silnostěnných nádob [7]
- Obr. 22 – Detail spojení tělesa válce se závěrným členem a zvolený výpočtový model tohoto místa
- Obr. 23 – Zjednodušený výpočtový model pro kontrolu místa spojení tělesa válce se závěrnými členy
- Obr. 24 – Průběh uvažovaných napětí v bodě A
- Obr. 25 – Odvození vztahu pro velikost kontaktního tlaku
- Obr. 26 – Průběh uvažovaných napětí v bodě B
- Obr. 27 – Detail připojení pístu k pístní tyči
- Obr. 28 – Časový průběh namáhání částí pneumotoru

- Obr. 29 – Haighův diagram pro určení dynamické bezpečnosti tělesa válce
- Obr. 30 – Schema testovacího přípravku
- Obr. 31 – Detail připojení zkušebního přípravku k hydraulickému agregátu
- Obr. 32 – Umístění zkušebního přípravku v ochranném krytu
- Obr. 33 – Přehled uspořádání pokusu
- Obr. 34 – Zakrytí pokusu ochranným plexisklem
- Obr. 35 – Průběh plastické deformace u závěrných členů
- Obr. 36 – Průběh plastické deformace u závěrných členů
- Obr. 37 – Hutní atest polotovaru pístní tyče
- Obr. 38 – Hutní atest polotovaru tělesa válce
- Obr. 39 – Obrázek 3D koncepčního modelu