



**FAKULTA
ŠTOJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh brzdného mechanismu zkušebního
zařízení**

**Design of the braking mechanism of the test
equipment**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Martin PROCHÁZKA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD ŠTOJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Marek Štádler

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh brzdného mechanismu zkušebního zařízení“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Marka Štádlera s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 4. 6. 2019 Martin Procházka

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji svému vedoucímu Ing. Marku Štádlerovi za vedení a cenné rady při tvorbě mé bakalářské práce. Děkuji také své rodině za podporu během celé doby studia.

ANOTAČNÍ LIST

- Jméno autora: Martin PROCHÁZKA
- Název BP: NÁVRH BRZDNÉHO MECHANISMU ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ
- Anglický název: DESIGN OF THE BRAKING MECHANISM OF THE TEST EQUIPMENT
- Rok: 2019
- Studijní program: B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
- Obor studia: 2301R000 Studijní program je bezoborový
- Ústav: Ústav konstruování a částí strojů
- Vedoucí BP: Ing. Marek ŠTÁDLER
- Bibliografické údaje: počet stran 44
počet obrázků 34
počet tabulek 2
počet příloh 10
- Klíčová slova: hydraulická brzda, průmyslová brzda, zkušební zařízení, hydraulický brzdňý mechanismus
- Keywords: hydraulic brake, industry brake, test equipment, hydraulic braking mechanism
- Anotace: Tato bakalářská práce se věnuje návrhu brzdného mechanismu pro vozík zkušebního zařízení pro testování bezpečnostních prvků v automobilech. Práce obsahuje rešerši použitelných prvků brzdňých mechanismů, návrh brzdného mechanismu a kontrolní výpočty.
- Annotation: This bachelor thesis deal with design of the braking mechanism of the cart of the test equipment for testing automobile safety components. The thesis contents a survey of components of braking mechanisms, design of the braking mechanism and its control calculations.

OBSAH

Obsah

Prohlášení	III
Poděkování	IV
Anotační list	V
Obsah.....	VI
Seznam zkratk a symbolů	1
1. Úvod.....	4
2. Hydraulický brzdny mechanismus	5
2.1. Vlastní brzda.....	5
2.1.1. Radiální brzdy	5
2.1.1.1. Bubnové	5
2.1.1.2. Zdržové (špalíkové)	5
2.1.1.3. Pásové	6
2.1.2. Axiální brzdy (kotoučové)	6
2.1.2.1. Kotoučová brzda s pevným třmenem	6
2.1.2.2. Kotoučová brzda s plovoucím třmenem	7
2.1.2.3. Kotoučová brzda s třmenem s dvojjzvratnými rameny.....	7
2.1.3. Shrnutí vlastní brzdy.....	8
3. Ovládací prvky.....	8
3.1. Hlavní brzdový válec	9
3.2. Tandemový brzdový válec	10
4. Návrh mechanismu (funkční a tvarový)	12
4.1. Volba principu brzdění	12
4.2. Třmen.....	12
4.2.1. Těleso třmenu	12
4.2.2. Upevnění tělesa na vozík	13
4.2.3. Brzdové destičky	13
4.2.4. Pístky a hydraulika tělesa	14
4.3. Spouštěcí mechanismus	15
4.3.1. Spouštěcí válec.....	15
4.4. Ovládací válec.....	16
4.4.1. Části ovládacího válce	16
4.4.2. Princip ovládacího válce	17
4.5. Hydraulický mechanismus.....	17
5. Základní návrhové výpočty	19
5.1. Návrhové výpočty třmenu.....	19
5.2. Návrhové výpočty spouštěcího válce a pružiny	21
5.3. Návrhové výpočty ovládacího válce	23
6. Kontrolní výpočty	24
6.1. Maximální hodnoty.....	24
6.2. Vlastní brzda.....	24

6.2.1.	Kontrola závitů víček na otláčení	25
6.2.2.	Kontrola svarů u opěrného plechu držáku	25
6.2.3.	Opotřebení brzdových destiček	26
6.3.	MKP model tělesa třmenu.....	28
6.4.	Spouštěcí válec	29
6.4.1.	Kontrola svaru úchyt – dno válce	30
6.4.2.	Kontrola svaru dno válce – válec.....	30
6.4.3.	Kontrola závitů ve víku válce	31
6.4.4.	Kontrola přípojovacího závitů na konci pístní tyče.....	31
6.5.	Ovládací válec.....	32
6.5.1.	Kontrola závitů válec – víko válce	32
6.5.2.	Kontrola závitů víko válce – seřizovací šroub	32
6.5.3.	Kontrola závitů seřizovací šroub – ovládací šroub.....	33
6.5.4.	Kontrola svarů dno válce – válec.....	34
7.	Provoz brzdného mechanismu	36
7.1.	Napuštění hydraulické kapaliny.....	36
7.2.	Odvzdušnění.....	36
7.3.	Seřízení destiček	37
7.4.	Ovládání v běžném provozu	37
7.5.	Provozní poznámky.....	37
8.	Závěr.....	40
	Seznam použité literatury	41
	Seznam obrázků	42
	Seznam tabulek	43
	Seznam příloh.....	44

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

symbol	význam/veličina	jednotka	poznámka
TT	typ dvouokruhové brzdové soustavy		
K	typ dvouokruhové brzdové soustavy		
HT	typ dvouokruhové brzdové soustavy		
LL	typ dvouokruhové brzdové soustavy		
HH	typ dvouokruhové brzdové soustavy		
MKP	metoda konečných prvků		
π	Ludolfovo číslo (=3,14159265)	[-]	
k_l	koeficient bezpečnosti u brzdné dráhy	[-]	
f	součinitel tření	[-]	
α_τ	převodní součinitel svaru	[-]	
α_{τ_l}	převodní součinitel svaru	[-]	
α_\perp	převodní součinitel svaru	[-]	
α_\parallel	převodní součinitel svaru	[-]	
s_p	převodní součinitel jednotek	[-]	
$n_{0,5mm}$	počet spuštění při opotřebení 0,5mm	[-]	
v	rychlost vozíku	$[kmh^{-1}] [ms^{-1}]$	
m	hmotnost vozíku	$[kg]$	
a	zrychlení vozíku	$[ms^{-2}]$	
a_{max}	maximální zrychlení	$[ms^{-2}]$	
t	čas	$[s]$	
l	délka brzdné dráhy (výpočtová)	$[m]$	
l_m	max. délka brzdné dráhy	$[m]$	
l_c	délka dráhy	$[m]$	
l_z	délka žlábkového svaru	$[mm]$	
l_u	délka svaru úchyty	$[mm]$	
h_p	pracovní zdvih pístků (vůle destiček)	$[mm]$	
h_{SV}	pracovní zdvih pístu spouštěcího válce	$[mm]$	
h_{SVmax}	maximální zdvih spouštěcího válce	$[mm]$	
$h_{SVvyužitý}$	využitý zdvih spouštěcího válce	$[mm]$	
h_{SVrez}	rezerva zdvihu spouštěcího válce	$[mm]$	
h_{SVrezF}	silová rezerva zdvihu spouštěcího válce	$[mm]$	
$h_{odbrzdmin}$	minimální zdvih pístu ovládacího válce	$[mm]$	
$h_{zvíčko}$	délka závitu na víčku	$[mm]$	
h_{op}	celkové opotřebení destiček	$[mm]$	
$h_{zSVvíko}$	délka závitu víka spouštěcího válce	$[mm]$	
$h_{připoj}$	délka přípojovacího závitu	$[mm]$	
$h_{OVzvíko}$	délka závitu víko – ovládací válec	$[mm]$	
$h_{seřiz}$	délka závitu víko – seřizovací šroub	$[mm]$	
h_{ovl}	délka závitu seřizovací šroub – ovládací šroub	$[mm]$	
d_p	průměr pístku	$[mm]$	
d_{SV}	průměr pístní tyče spouštěcího válce	$[mm]$	
D_{SV}	průměr pístu spouštěcího válce	$[mm]$	
$D_{SVvnější}$	vnější průměr spouštěcího válce	$[mm]$	
d_{OV}	průměr ovládacího válce	$[mm]$	
$d_{víčko}$	průměr víčka	$[mm]$	

symbol	význam/veličina	jednotka	poznámka
d	šířka žlábkového svaru	[mm]	
D	vnější průměr ovládacího válce	[mm]	
d^x	jmenovitý průměr závitu	[mm]	horní index x označuje konkrétní závit, ke kterému se rozměr vztahuje
d_2^x	střední průměr závitu	[mm]	
d_1^x	malý průměr závitu	[mm]	
H_1^x	nosná výška závitu	[mm]	
p_z^x	tlak v závitech	[Nmm ⁻²]	
s	zdvih pružiny	[mm]	
s_n	maximální zdvih pružiny	[mm]	
s_{OV}	tloušťka stěny ovládacího válce	[mm]	
t_p	tloušťka opěrného plechu	[mm]	
a_u	specifický rozměr svaru úchyty	[mm]	
b	výška destiček	[mm]	
c	šířka destiček	[mm]	
S_p	celková plocha pístků	[mm ²]	
S_{SV}	plocha spouštěcího válce	[mm ²]	
S_{OV}	plocha pístu ovládacího válce	[mm ²]	
$S_{víčko}$	plocha víčka	[mm ²]	
S_z	plocha žlábkového svaru v základové ploše	[mm ²]	
$S_{zvypočtová}$	výpočtová plocha žlábkového svaru v základové ploše	[mm ²]	
S_o	plocha žlábkového svaru v obvodové ploše	[mm ²]	
$S_{Ovypočtová}$	výpočtová plocha žlábkového svaru v obvodové ploše	[mm ²]	
S_D	styková plocha destiček a brzdné kolejnice	[mm ²]	
F_t	potřebná brzdná síla	[N]	
F_n	přítlačná síla	[N]	
$F_{potřebná}$	potřebná síla na pružině	[N]	
$F_{dostupná}$	dostupná síla na pružině	[N]	
F_{SVmax}	maximální síla na spouštěcím válci	[N]	
F_{nmax}	maximální přítlačná síla	[N]	
F_{tmax}	maximální brzdná síla	[N]	
F_{OVmax}	maximální síla na ovládacím válci	[N]	
$F_{víčko}$	síla působící na víčko	[N]	
c	tuhost pružiny	[Nmm]	
R_e	napětí na mezi kluzu	[Nmm ⁻²]	
σ_D	dovolené napětí	[Nmm ⁻²]	
σ	napětí ve svaru dno válce – spouštěcí válec	[Nmm ⁻²]	
$\sigma_{ }$	napětí rovnoběžné se svarem	[Nmm ⁻²]	
σ_{\perp}	napětí kolmé ke svaru	[Nmm ⁻²]	
σ_{red}	reduované napětí	[Nmm ⁻²]	
τ_z	smyskové napětí žlábkového svaru v základové ploše	[Nmm ⁻²]	

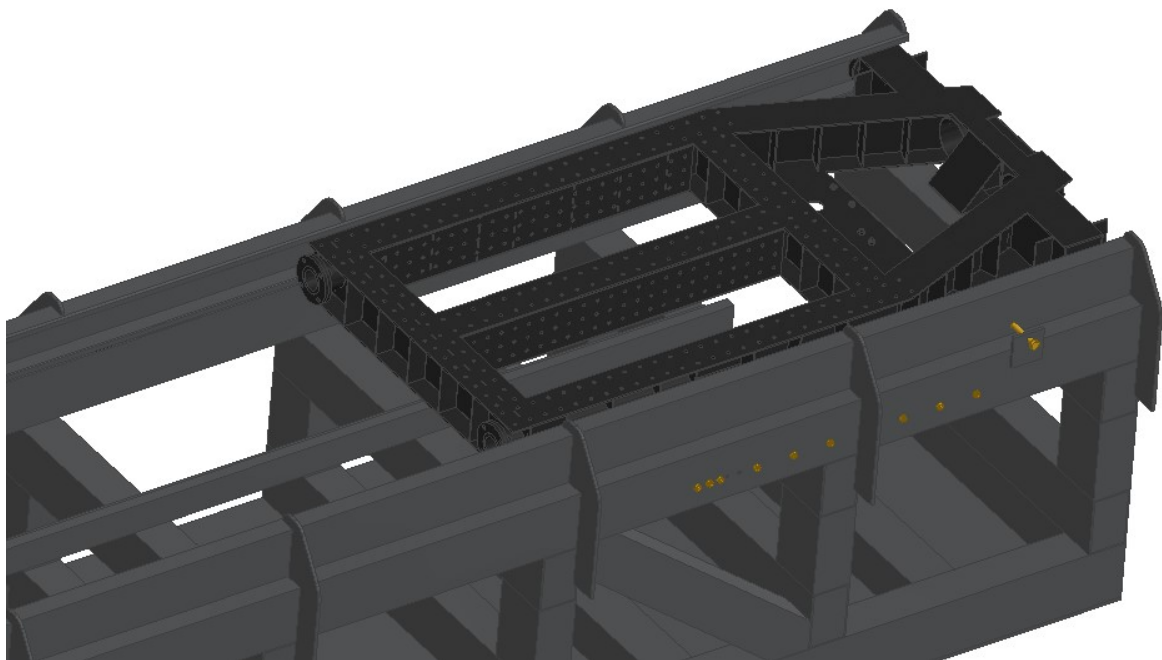


symbol	význam/veličina	jednotka	poznámka
τ_O	smykové napětí žlábkového svaru v obvodové ploše	$[Nmm^{-2}]$	
$\tau_ú$	smykové napětí svaru úchyty	$[Nmm^{-2}]$	
p_D	dovolený tlak v závitech	$[Nmm^{-2}]$	
p	tlak v hydraulické kapalině	$[MPa]$	
p_{max}	maximální tlak v hydraulické kapalině	$[MPa]$	
w	opotřebení brzdových destiček	$[mm^3kWh^{-1}]$ $[mm^3J^{-1}]$	
w_{max}	maximální opotřebení brzdových destiček	$[mm^3kWh^{-1}]$ $[mm^3J^{-1}]$	
E_k	kinetická energie vozíku	$[J]$	
Q_B	teplo uvolněné při brzdění	$[J]$	
k_z	součinitel bezpečnosti žlábkového svaru	$[-]$	
$k_ú$	součinitel bezpečnosti svaru úchyty	$[-]$	
k_{dnoSV}	součinitel bezpečnosti svaru dno válce – spouštěcí válec	$[-]$	
k_{dnoOV}	součinitel bezpečnosti svaru dno válce – ovládací válec	$[-]$	
$Z_{víčko}$	počet činných závitů na víčku	$[-]$	
$Z_{SVvíko}$	počet činných závitů víka spouštěcího válce	$[-]$	
$Z_{připoj}$	počet činných připojovacích závitů	$[-]$	
$Z_{OVvíko}$	počet činných závitů víka ovládacího válce	$[-]$	
$Z_{seřiz}$	počet činných závitů na seřizovacím šroubu	$[-]$	
Z'_{ovl}	vypočtený počet činných závitů na ovládacím šroubu	$[-]$	
Z_{ovl}	počet činných závitů na ovládacím šroubu	$[-]$	

1. Úvod

Cílem této bakalářské práce je navrhnout hydraulický brzdný mechanismus ke zkušebnímu zařízení. Zařízení bude sloužit k testování automobilových bezpečnostních pásů a dětských zádržných systémů. Testovaný prvek se připevní na vozík pohybující se v kolejnicích (Obr. 1). Vozík se pomocí speciálního mechanismu rozjede se zrychlením simulujícím náraz auta. Následně je třeba vozík zabrzdit na relativně krátké dráze, což bude úkolem navrhovaného brzdného mechanismu. Vozík se pohybuje v kolejnicích tvaru C na malých pojezdových rolnách.

Při konstrukci musí být dbáno na kompatibilitu brzdného mechanismu s vozíkem, dráhou a pružinovou částí spouštěcího mechanismu.



Obr. 1.: Vozík s částí dráhy

2. Hydraulický brzdný mechanismus

Hydraulické brzdné mechanismy mají široké využití v dopravě. Používají se na automobilech, motocyklech, jízdních kolech, ale i na kolejových dopravních prostředcích. Dále existují průmyslové aplikace pro brždění strojů.

2.1. Vlastní brzda

Vlastní brzda je část brzdného mechanismu, ve které vzniká síla působící proti pohybu brzděného stroje, či předmětu. V případě hydraulických mechanismů je daná síla vždy síla třecí. Třecí síla vzniká, když je brzdný element z třecího materiálu přitlačen pomocí hydraulických pístků k protikusů z oceli, litiny nebo kompozitů s keramikou a uhlíkovými vlákny. Brzdy mohou být rozděleny dle směru přitlačné síly na radiální a axiální. [1][2]

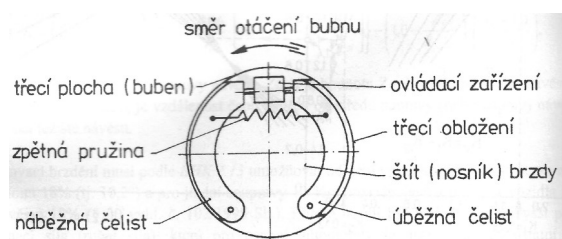
2.1.1. Radiální brzdy

U radiálních brzd působí přitlačná síla mezi brzdnými elementy v radiálním směru. Tyto brzdy lze použít pouze na brždění rotačního pohybu.

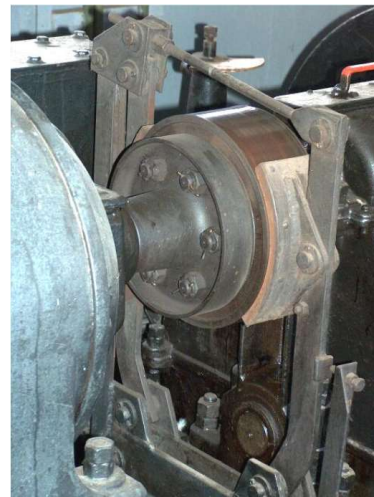
Vzhledem k tomu, že vozík koná lineární pohyb, musí být brzděn brzdou pro lineární pohyb. Z tohoto důvodu se zdají být radiální brzdy při návrhu daného brzdného mechanismu nevhodné, proto se jim tato práce věnuje pouze krátce. [3]

2.1.1.1. Bubnové

Základní částí těchto brzd je buben, ke kterému jsou přitlačovány čelisti s obložení z třecího materiálu, a to z vnitřní strany bubnu (Obr. 2) – typické pro osobní automobily, nebo z vnější části bubnu (Obr. 3) – typické pro průmyslové aplikace. [1][3]



Obr. 2.: Schéma bubnové brzdy s vnitřními čelistmi



Obr. 3.: Bubnová brzda s vnějšími čelistmi

2.1.1.2. Zdržové (špalíkové)

Zdržové brzdy fungují na podobném principu jako vnější bubnové brzdy. V historii se využívaly u povozů a kočárů, dnes se vyskytují u železničních vagónů, ale jsou nahrazovány kotoučovými brzdami. Jedním brzdným prvkem je přímo brzděné kolo, ke kterému jsou

tlačeny pomocí pákového mechanismu zdrže (špalíky) z litiny nebo kompozitu s třecím materiálem (Obr. 4). [3]



Obr. 4.: Zdržová brzda

2.1.1.3. Pásové

U tohoto typu dochází kutvoření třecí brzdné síly mezi bubnem a opásaným napnutým pásem. Pás může být s třecím obložením nebo i bez obložení. Bez obložení má ale velmi nízký koeficient tření. Většinou je pás napínán pákovým mechanismem. [3]

2.1.2. Axiální brzdy (kotoučové)

U axiálních brzd svírají dva třecí elementy (brzdové destičky) kotouč z boků. Přítlačná síla je rovnoběžná s osou rotace. Kotoučové brzdy jsou nejčastěji používanými brzdami. Jsou aplikovatelné na téměř jakýkoli otáčející se mechanismus. V některých případech se používají jako stacionární brzdy, tj. nebrzdí pohybující se hřídel ale drží ji v požadované pozici. Kotouče bývají ocelové, litinové, keramické nebo kompozitní. Princip kotoučové brzdy lze použít i pro brždění nerotačního pohybu tak, že kotouč je nahrazen kolejnicí, kterou budou svírat brzdové destičky. Tento typ brzd je tudíž vhodnější pro navrhovaný brzdny mechanismus, a proto se mu tato práce věnuje více. [3]

2.1.2.1. Kotoučová brzda s pevným třmenem

Tento typ brzd má třmen pevně přišroubovaný k rámu. Do třmenu je přivedena brzdová kapalina nebo hydraulický olej z ovládací části brzdného mechanismu. Když stoupne tlak v kapalině, například při sešlápnutí brzdového pedálu v automobilu, 1 až 6 pístků z každé strany třmenu přitlačí posuvně uložené brzdové destičky s třecím obložením ke kotouči. Destičky mohou být jedna nebo dvě na každé straně. Třmen může být vyfrézován z jednoho kusu, tzv. monotřmen (Obr. 5) nebo sešroubovaný ze dvou polovin (Obr. 6). V případě monotřmenu je výrobně jednodušší obrobit dutiny pro pístky z vnější strany a poté je uzavřít víčky (Obr. 5). V nejvyšším bodě dutiny třmenu je instalován odvodušňovací šroub. [1]



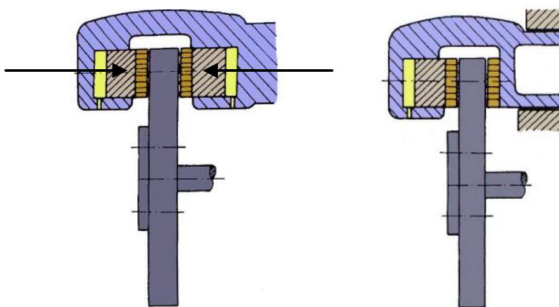
Obr. 5.: Třmen typu monoblok s víčky



Obr. 6.: Sešroubovaný třmen

2.1.2.2. Kotoučová brzda s plovoucím třmenem

U této brzdy není třmen pevně přišroubovaný k rámu, ale je posuvně uložený na čepch, nebo v drážce (Obr. 7). Posunutí je možné ve směru osy otáčení kotouče. Vzhledem k možnosti posunutí třmenu není nutné mít pístky na obou stranách, což vede k nižší hmotnosti brzdy a menšímu zástavbovému prostoru. Těleso třmenu je většinou vyrobeno z jednoho kusu a jeho tvar umožňuje dobrý přístup k obrobení díry pro pístky (Obr. 8). Při brzdění je nejprve ke kotouči přisunuta destička na straně pístků a poté se vlivem tlaku kapaliny posune celý třmen s protilehlou destičkou. Následně obě destičky sevřou kotouč. Odvzdušnění funguje obdobně jako u pevného třmenu. Posouvání třmenu dovoluje větší montážní tolerance polohy kotouče a třmenu. [1]



Obr. 7.: Pevný a plovoucí třmen – schéma



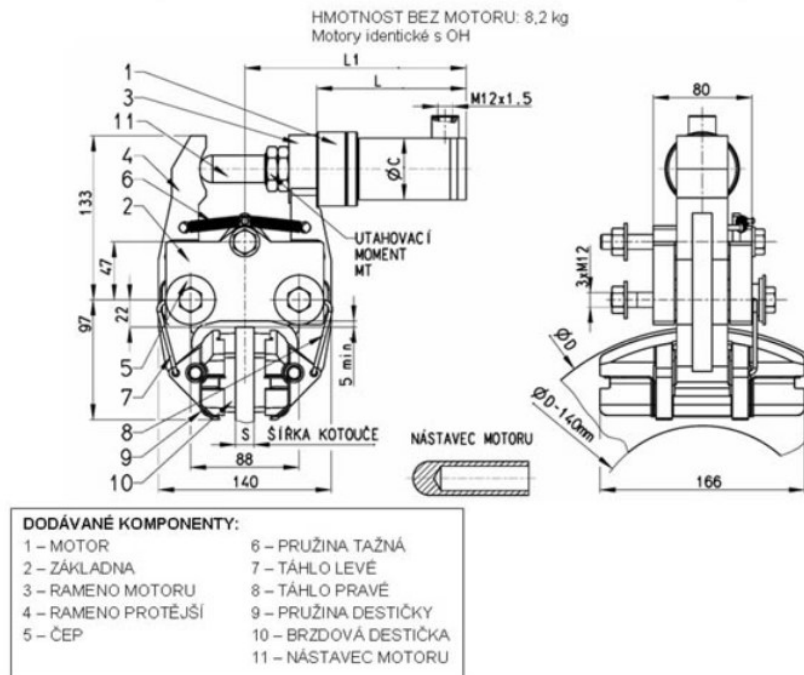
Obr. 8.: Plovoucí třmen (jednopístkový)

2.1.2.3. Kotoučová brzda s třmenem s dvojjzratnými rameny

Kotoučové brzdy s třmenem s dvojjzratnými rameny se nepoužívají na automobilech, ale mají využití v průmyslu a v kolejové dopravě. Základem třmenu jsou dvě ramena, která jsou přibližně uprostřed spojená příčnou částí pomocí čepů. Na jednom konci ramena rozevívá tlačný píst. Na druhém konci ramen jsou připevněny čelisti s brzdými destičkami (Obr. 9). Tyto třmeny jsou vhodné i pro aplikaci na velmi široké kotouče, které v případě

průmyslových aplikací fungují i jako setrvačníky. V případě kolejové dopravy jsou místo hydraulických používány pneumatické písty, nebo táhlové mechanismy. [3][4]

Třmeny s dvojitými rameny jsou vzhledem ke konstrukci prostorově náročnější na výšku. Dostupné třmeny s dvojitými rameny od firmy P.I.V.K.O. mají plochu pro upevnění ve vertikální rovině. [4]



Obr. 9.: Třmen s dvojitými rameny PIVKO

2.1.3. Shrnutí vlastní brzdy

Radiální brzdy jsou určeny pro brzdění rotačního pohybu a nelze je jednoduše upravit pro brzdění lineárního pohybu, tudíž jsou pro danou aplikaci nevhodné. Axiální brzdy jsou určeny také pro brzdění rotačního pohybu ale lze je relativně jednoduchým způsobem aplikovat na lineární pohyb. Z výše uvedených tří typů axiálních brzd se zdají být vhodnější ty s plovoucím a pevným třmenem, jelikož lze jednoduše připevnit na spodní stranu vozíku. Použití plovoucího má dvě výhody oproti pevnému. Má jednodušší hydraulickou část, tudíž i méně těsněných ploch – potencionálních míst úniku kapaliny. Dále je jeho použití vhodnější vzhledem k nastavení polohy třmenu vůči brzdě kolejnici.

3. Ovládací prvky

Součástí hydraulického brzděného mechanismu musí být zařízení, které ovládá tlak v hydraulické kapalině.

V předchozí kapitole byla předběžně určena jako nejvhodnější brzda s plovoucím třmenem, která se nejvíce používá v automobilech. Proto se při konstrukci vlastního hydraulického mechanismu lze inspirovat ovládáním brzd automobilů.

Hlavními prvky brzdné soustavy u automobilů, kromě třmenu, jsou rozvodné hadice, či trubky, posilovač, vyrovnávací nádrž a hlavní brzdový válec. [1]

Rozvodné trubky byly dříve vyráběny z mědi, dnes se ale dělají z oceli, jelikož použití mědi je nevhodné pro vyšší tlaky. Trubky jsou většinou připojeny ke třmenu krátkými hadicemi.

Kvůli bezpečnosti ale i kvůli pohodlnějšímu ovládní brzd jsou v automobilech instalovány posilovače brzd, které zvyšují sílu vyvinutou nohou řidiče na píst hlavního válce. Tato zařízení jsou v porovnání se ostatními částmi brzdové soustavy složitější. Jelikož vozík zkušebního zařízení nebude brzděn člověkem, jsou v této práci uvedeny pouze typy posilovačů [1]:

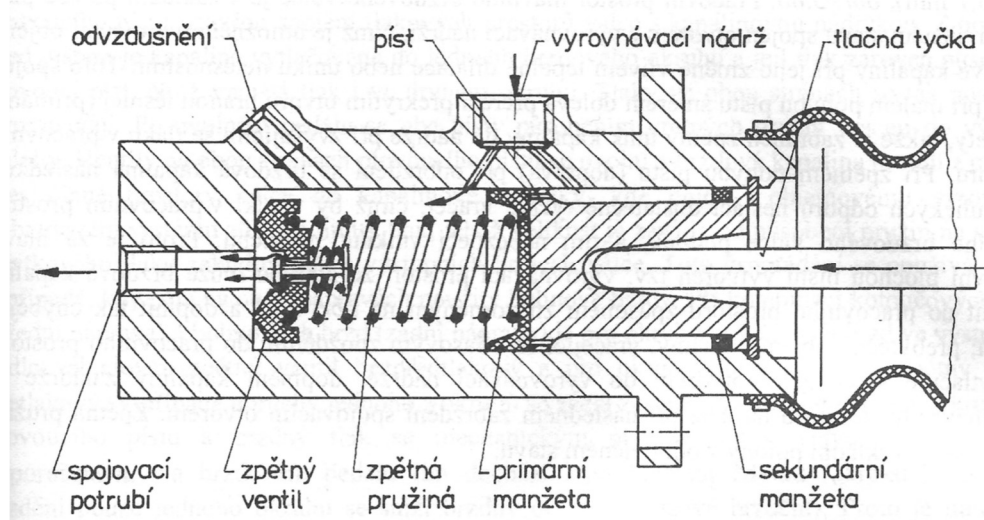
- podtlakový
- přetlakový
- hydraulický
- kombinovaný s hlavním brzdovým válcem

3.1. Hlavní brzdový válec

V hlavním brzdovém válci (Obr. 10) vzniká tlak, potřebný k zabrzdění. Řidič ovládá píst válce přes tlačnou tyčku brzdovým pedálem. Při stlačení píst nejprve překryje otvor do vyrovnávací nádrže. Otvor je překryt po co nejkratším posunu pístu. Následně vzniká tlak v kapalině a ta je vytlačována z válce přes zpětný ventil. Zpětný ventil se používá z důvodu udržení mírného přetlaku ve vedení, aby při netěsnostech nedocházelo k zavzdušnění mechanismu. Ventil ale může být použit pouze u bubnových brzd, kde jsou brzdové čelisti vraceny pružinami. U kotoučových brzd by nemuselo dojít k odbrzdění, jelikož pístek je zde vracen pouze těsnícím kroužkem, který se při brzdění zdeformuje a při návratu do základní polohy vrací pístek. U kotoučových brzd může nastat i mírný podtlak v soustavě a je tedy třeba více dbát na těsnost celé soustavy. [1]

Ve válci je také instalována zpětná pružina, která vrací píst po ukončení brzdění zpět do výchozí polohy. V pístu jsou vyvrtány přepouštěcí otvory, které dovolují kapalině při vracení pístu přetéct z otvoru před sekundární manžetou do válce. Tímto je zabráněno vzniku podtlaku, který by mohl vzniknout při rychlém návratu pístu v důsledku hydraulických odporů ve vedení. V tělese válce je také umístěn otvor pro odvzdušňovací šroub. [1]

Při opotřebení destiček, či při úniku kapaliny je tato doplněna buď přímo z vyrovnávací nádrže, nebo při odbrzdování z písního prostoru přes přepouštěcí otvory. [1]



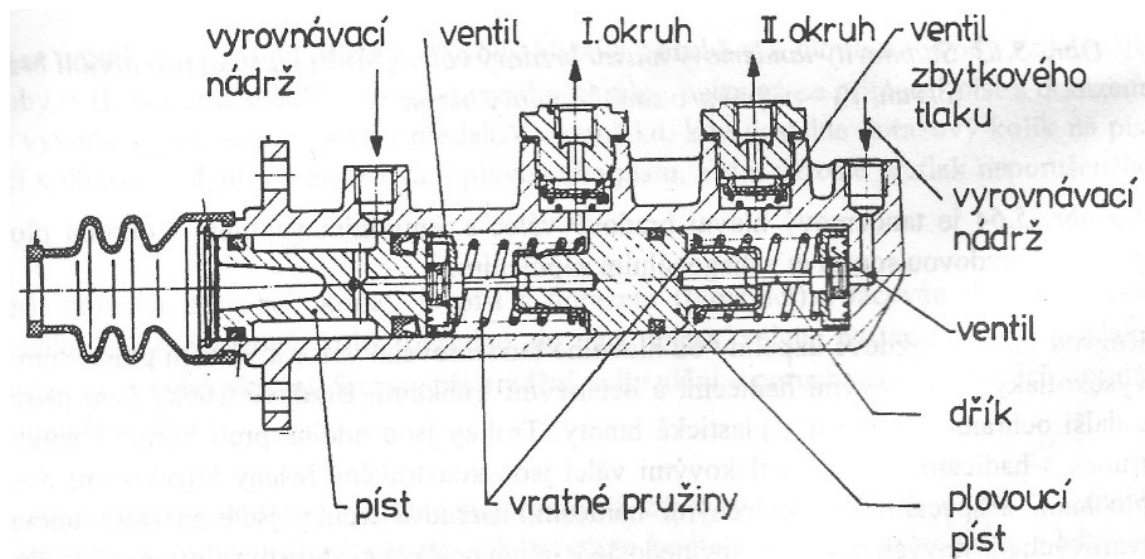
Obr. 10.: Hlavní brzdový válec

3.2. Tandemový brzdový válec

S ohledem na bezpečnost se používá v autech dvouokruhová brzdová soustava. V této soustavě jsou dva hydraulicky oddělené brzdové okruhy. V případě porušení jednoho (prasknutí brzdové hadičky apod.), druhý funguje. Používá se několik druhů zapojení [1]:

- TT – jeden okruh ovládá přední a druhý zadní brzdy
- K – jeden ovládá levou přední a pravou zadní brzdu, druhý zbývající dvě
- HT – každý okruh ovládá přední brzdy, jeden i zadní
- LL – jeden okruh ovládá přední brzdy a levou zadní brzdu, druhý také přední brzdy a pravou zadní brzdu
- HH – oba okruhy ovládají přední i zadní brzdy, toto řešení je nejvhodnější z hlediska brzdění, ale technicky nejnáročnější

Pro dvouokruhovou soustavu se používá tandemový hlavní válec s plovoucím pístem (Obr. 11). Princip válce pro dvouokruhovou soustavu je stejný jako pro jednookruhovou. Okruhy ve válci jsou odděleny plovoucím pístem. Během brzdění při normálním provozu píst stlačí kapalinu v okruhu I a plovoucí píst přenese tlak i do okruhu II. Při poruše okruhu I píst dosedne na plovoucí píst a ten stlačí kapalinu v okruhu II. Při poruše okruhu II plovoucí píst dosedne na konec tělesa válce a kapalina I. okruhu je stlačena mezi pístem a plovoucím pístem. [1]



Obr. 11.: Tandemový hlavní válec

4. Návrh mechanismu (funkční a tvarový)

Hydraulický brzdňý mechanismus pro dané zkušební zařízení má svá specifika, na která je třeba brát ohled při návrhu.

Jak bylo zmíněno výše, vozík zkušebního zařízení se pohybuje v kolejnicích na malých kolečkách, které není možno brzdit. Z tohoto důvodu není možné použít brzdu pro brždění rotačního pohybu, ale je nutné použít mechanismus pro brždění lineárního pohybu.

Vozík je nutné zabrzdit z relativně vysoké rychlosti ($v = 50 \text{ kmh}^{-1}$) na krátké dráze ($l_c = 3 \text{ m}$), tudíž nelze využít spouštění brzdy člověkem, ale je nutné proces zautomatizovat a zajistit okamžitý nástup brzdného účinku.

Další charakteristický prvek je četnost a průběh brzdění. Zařízení bude spouštěno jednou až dvakrát denně. Při každém spuštění bude vozík brzděn z maximální rychlosti do zastavení.

4.1. Volba principu brzdění

Jak bylo zmíněno v části 2, v úvahu připadá použití upravené axiální brzdy. Úprava je principiálně jednoduchá. Místo kotouče bude použita brzdňá kolejnice, která bude připevněna k rámu dráhy vozíku a bude probíhat v celé její délce. Třmen bude připevněn přímo na rám vozíku. Při návrhu a montáži je třeba brát ohled na potřebu správné vzájemné polohy brzdňé kolejnice a třmenu.

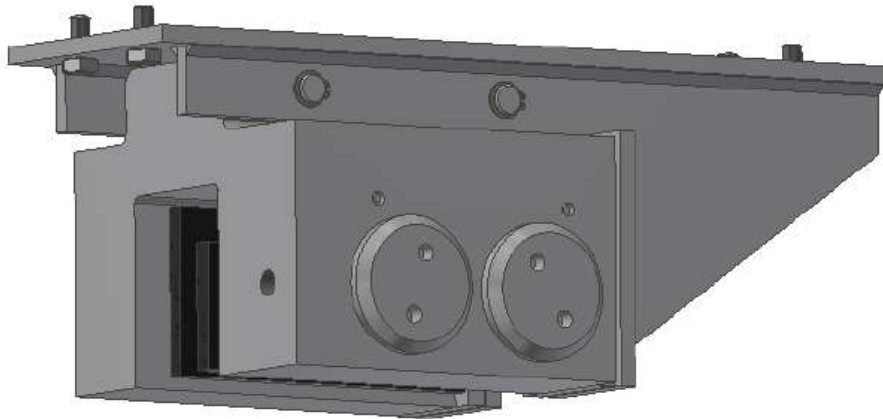
4.2. Třmen

Použití dostupného výkonného automobilového třmenu, není uskutečnitelné, jelikož tyto třmeny jsou tvarově uzpůsobeny kotoučům. Jejich aplikování by mělo za následek malou, či v krajním případě žádnou možnou stykovou plochu destiček a brzdňé kolejnice.

Druhá možnost je výroba vlastního plovoucího třmenu.

4.2.1. Těleso třmenu

Z hlediska pevnosti je výhodnější použít těleso vyrobené z jednoho kusu – tzv. monoblok nežli těleso sešroubované ze dvou polovin. Zvláště to platí v případě použití kolejnice místo kotouče. Navržené těleso má tvar obráceného Y a při brzdění bude přítlačnou silou rozevíráno (Obr. 12).



Obr. 12.: Třmen s držákem

4.2.2. Upevnění tělesa na vozík

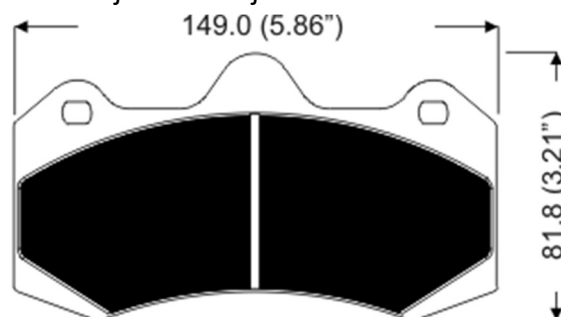
Těleso je upevněno v držáku na dvou čepích. Jelikož by ale brzdná síla byla příliš velká na to, aby se přenášela do vozíku přes čepy, byl navržen držák s opěrným dorazem. Na čepy tedy působí pouze vlastní váha tělesa s příslušnými komponentami (Obr. 12).

Držák je svařený z plechů a k vozíku je přišroubovaný čtyřmi šrouby. Přenos brzdové síly do vozíku zajišťuje přivařený opěrný plech.

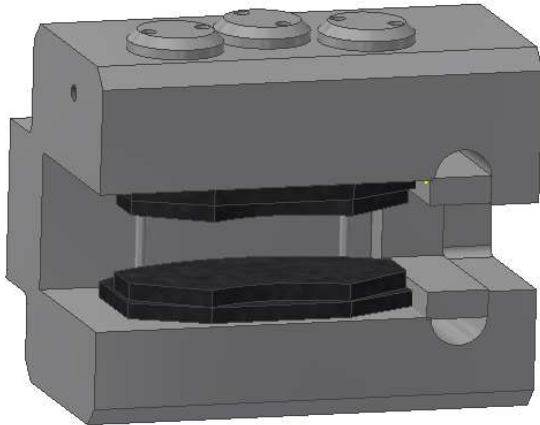
4.2.3. Brzdové destičky

První verze třmenu (Obr. 14) je zkonstruována na kupované brzdové destičky AP Racing CP7040D54 s materiálem obložení FERODO RACING DS300 (R) (Obr. 13). Tyto i jiné dostupné destičky ale nemají ideální tvar a mohlo by docházet k nestejněnému opotřebení brzdové kolejničky. Proto je navržena vlastní vyráběná destička obdélníkového tvaru, s materiálem obložení FAG-M od firmy Frenos Sauleda (Obr. 15). Tento materiál má dobrou pevnost, koeficient tření a odolnost proti opotřebení [5]. Vlastnosti jsou podrobněji popsány v katalogovém listě (Příloha č. 1).

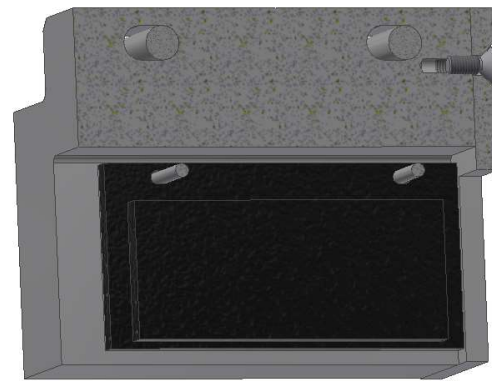
Destičky jsou posuvně zavěšeny na dvou čepích. Brzdnou sílu v první verzi zachycovala speciálně tvarovaná opěrná část tělesa (Obr. 14), ale tato varianta je nevýhodná jak z hmotnostního, tak z výrobního hlediska. Ve finálním navrženém tvaru třmenu přenáší brzdovou sílu od destiček do držáku opěrka destiček přišroubovaná k tělesu (Obr. 15). Toto řešení zároveň zjednodušuje tvar tělesa.



Obr. 13.: Destička AP Racing CP7040D54



Obr. 14.: Uložení destiček s tvarovanou opěrnou částí tělesa



Obr. 15.: Uložení destičky s opěrkou destiček

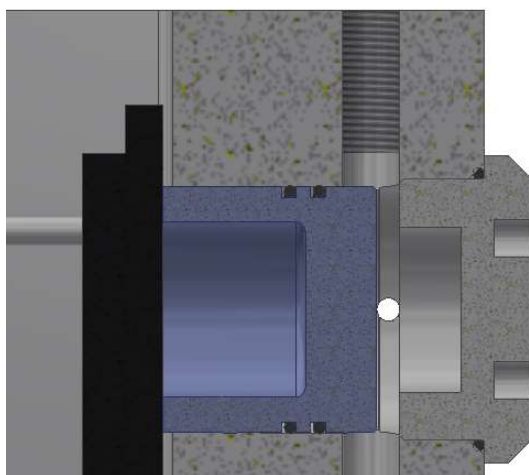
4.2.4. Pístky a hydraulika tělesa

Pístky jsou duté kvůli odlehčení. Vzhledem k tvaru tělesa by bylo obtížné obrobit díry pro pístky zevnitř, proto je navrženo obrobení z vnější strany a uzavření děr víčky. Toto řešení se využívá i u automobilových brzdových těles typu monoblok. Víčka mají metrický závit a jsou těsněna O-kroužkem (Obr. 16).

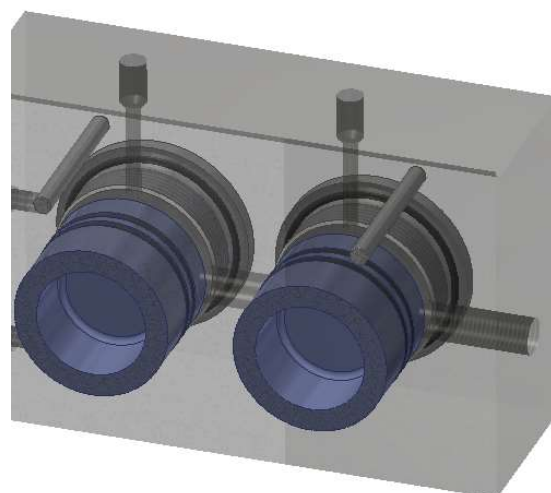
Pístky jsou těsněny dvěma O-kroužky, pro něž jsou vyrobeny drážky v pístcích kvůli snazší obrobitelnosti.

Hydraulická kapalina je přiváděna k pístkům dírou z čela tělesa. Díra je opatřena připojovacím metrickým závitem pro hydraulickou hadici. Z nejvyšších míst otvorů pro pístky jsou vyvedeny díry se závitem pro odvzdušňovací šrouby a těsnící kuželovou plochou o vrcholovém úhlu 90° (Obr. 17).

V případě kupované destičky by byly pístky tři, rozmístěné tak, aby odpovídaly geometrii destiček. Pro obdélníkové vyráběné destičky je nejvhodnější použít pístky dva s větším průměrem.



Obr. 16.: Detail pístku a přilehlých částí

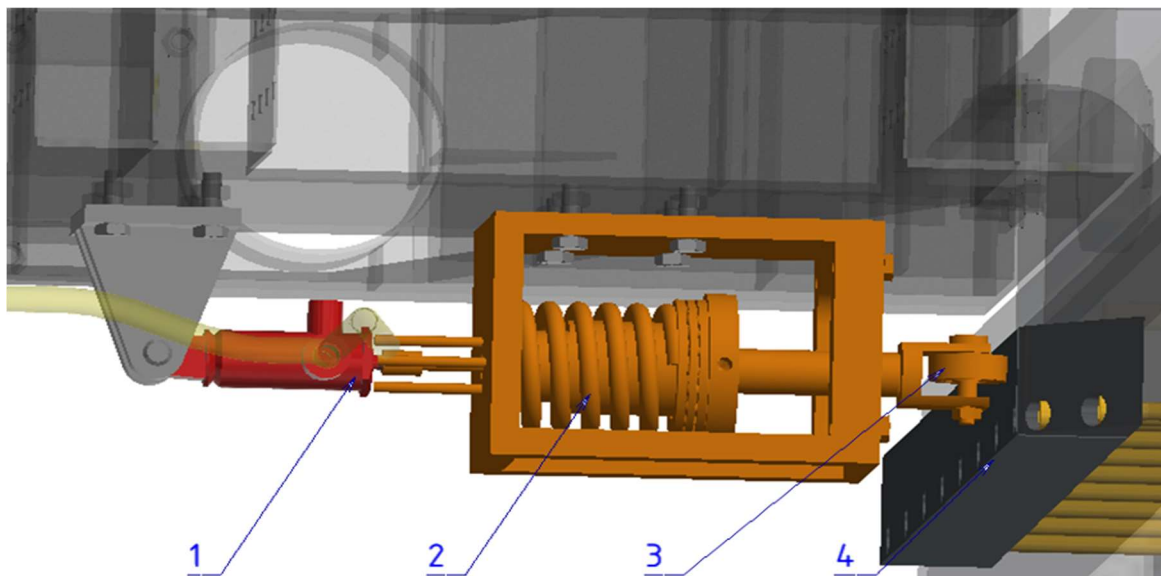


Obr. 17.: Znárodnění hydraulických kanálů

4.3. Spouštěcí mechanismus

Vozík zkušebního zařízení je třeba začít brzdít, když je ve správné poloze, aby nedocházelo k současnému záběru brzdy a pohonné vačky, a zároveň aby zabrzdil na určené dráze. Zajištění spouštění brzdy ve správné poloze vozíku je realizováno mechanicky, jelikož tento způsob je jednodušší a spolehlivější oproti elektronickému.

Při rozjezdu vozíku je spouštěcí pružina (Obr. 18 – 2) stlačována přes rolnu (Obr. 18 – 3) pomocnou lištou (Obr. 18 – 4). V místě počátku brždění rolna sjede z lišty a pružina začne působit silou na tažený spouštěcí válec (Obr. 18 – 1), který vytvoří tlak v hydraulické kapalině. Součástí této práce je návrh hydraulické části spouštěcího mechanismu (tj. spouštěcí válec) a s tím související dimenzování spouštěcí pružiny. Ostatní části spouštěcího mechanismu jsou spolu s vozíkem a dráhou součástí práce Bc. Adama Babora.



Obr. 18.: Spouštěcí mechanismus

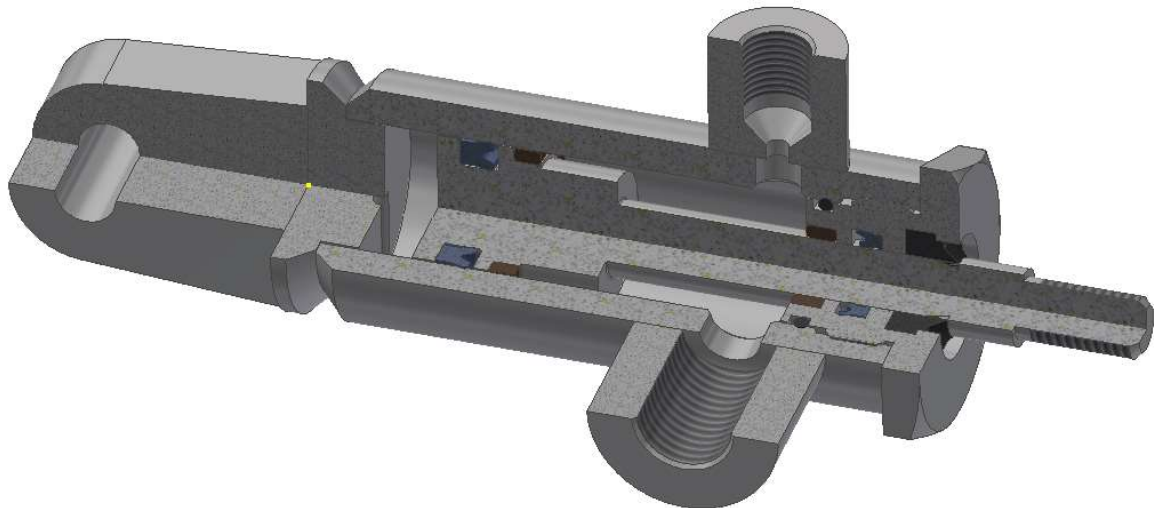
4.3.1. Spouštěcí válec

Spouštěcí válec (Obr. 19) je navržen jako tažený, tj. tlak v hydraulické kapalině je vytvářen tažnou silou.

Základní těleso je svařené z honovaného válce, dna, úchyty a návarků pro odvodušňovací šroub a pro připojení hydraulického šroubení. Úchyt a dno válce je možno obrobit z jednoho kusu. Pro odvodušňovací šroub je určen závit s těsnící kuželovou plochou o vrcholovém úhlu 90°.

Píst je vzhledem k malým rozměrům a minimalizaci délky válce pevnou součástí pístní tyče, která je zakončena metrickým závitem pro připojení táhla pružinové části mechanismu. Na pístu je nalisovaný bronzový vodící kroužek. Utěsnění pístu je zajišťováno manžetou.

Víčko je přišroubované přes metrický závit a utěsněné k válci O-kroužkem. Do víčka je nalisován bronzový vodící kroužek a vložena těsnící manžeta a stírací kroužek.



Obr. 19.: Spouštěcí válec

4.4. Ovládací válec

Spouštěcí mechanismus slouží jen ke spuštění brzdy a nedokáže vozík odbrzdit. Je proto třeba navrhnout mechanismus, kterým bude vozík odbrzděn, a který zároveň nebude prostorově náročný. Dále je nutné vyřešit nastavování vůle destiček a zásobník hydraulické kapaliny. Tyto tři funkce jsou plněny ovládacím válcem.

4.4.1. Části ovládacího válce

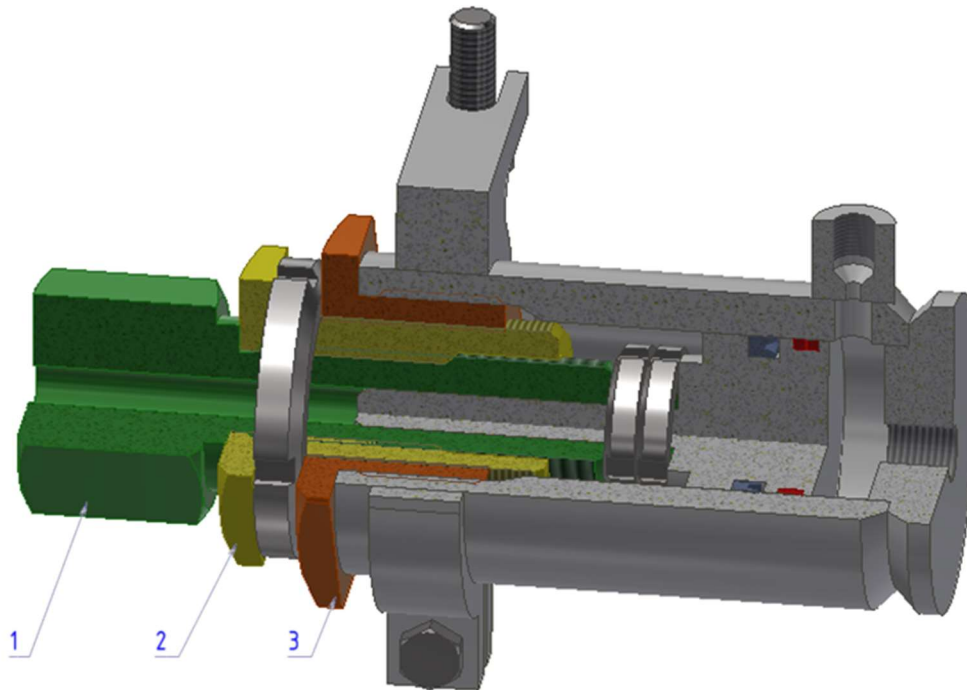
Ovládací válec (Obr. 20) je hydraulický válec, jehož těleso je svařeno z honovaného válce, dna a návarku pro odvzdušňovací šroub. Ve dně je připojovací díra se závitem pro hydraulické šroubení. Návarek má v sobě díru se závitem pro odvzdušňovací šroub se závitem a kuželovou těsnicí plochou s vrcholovým úhlem 90° . Válec je připevněn objímkou ke spodní části vozíku.

Těleso válce je uzavřeno víkem (Obr. 20 – 3), kterým prochází seřizovací šroub (Obr. 20 – 2) s jemným metrickým závitem, stejným jako má pojistná KM matice.

Do seřizovacího šroubu je našroubován ovládací šroub (Obr. 20 – 1), na jehož konci jsou dvě KM matice, sloužící jako doraz.

Při návrhu konkrétních rozměrů je třeba dát pozor na omezené možnosti velikostí závitů u KM matic.

Na pístu je navlečena manžeta a nasazen vodící pás. Pístní tyč tvoří s pístem jednu součást a je zasunuta do ovládacího šroubu.



Obr. 20.: Ovládací válec

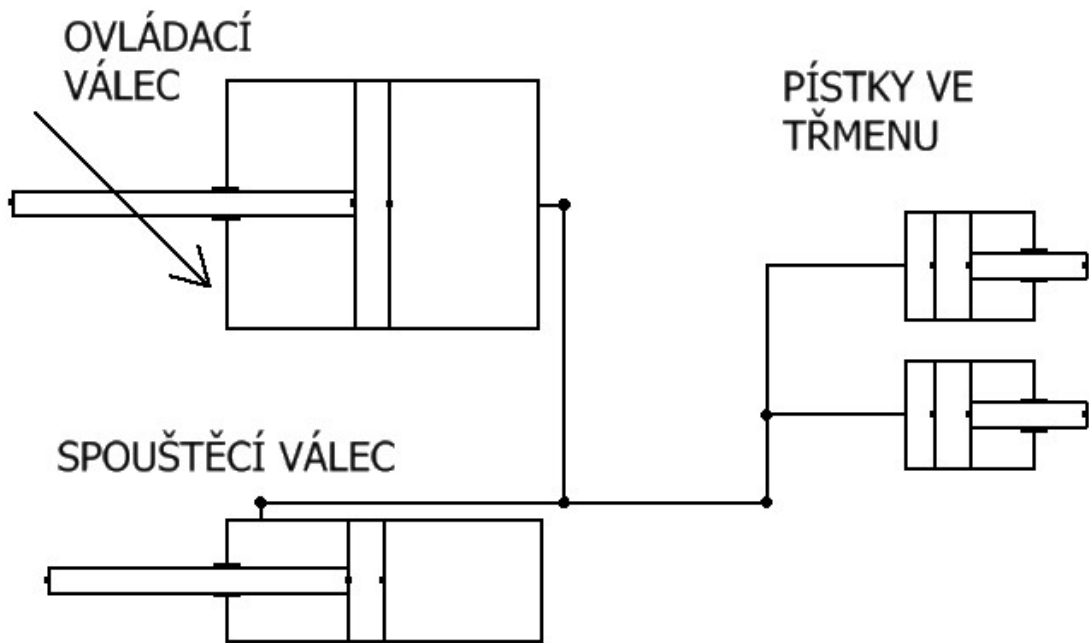
4.4.2. Princip ovládacího válce

Pomocí seřizovacího šroubu se nechá nastavit objem kapaliny ve válci v základní poloze a tím i vůle brzdových destiček. Odbrzdění se provádí ovládacím šroubem, který uvolní tlak v kapalině. Při návratu vozíku do základní polohy najede kladka spouštěcího mechanismu na lištu a spouštěcí válec se vrátí též do základní polohy a nasaje kapalinu. V základní poloze vozíku se ovládací šroub zašroubuje na doraz, čímž je brzda uvedena zpět do výchozího stavu.

Při odbrzďování a při návratu spouštěcího válce by mohlo dojít k většímu pohybu pístků ve třmenu, či k vytvoření podtlaku, což je nežádoucí. Proto je navrženo posuvné spojení s dorazem mezi seřizovacím šroubem a pístem. Seřizovací šroub tedy vymezuje jen maximální objem kapaliny v ovládacím válci, ale ne minimální.

4.5. Hydraulický mechanismus

Výsledný hydraulický mechanismus je složen z ovládacího válce, spouštěcího válce a dvou třmenových pístků. Ovládací a spouštěcí válec jsou propojeny s tělesem třmenu hydraulickými hadicemi. Ke třmenovým pístkům je hydraulická kapalina přivedena kanálky uvnitř tělesa třmenu. Mechanismus je schematicky znázorněn na Obr. 21.



Obr. 21.: Hydraulické schéma mechanismu

5. Základní návrhové výpočty

Tato kapitola se zabývá dimenzováním a výpočty potřebnými pro zajištění správné funkce mechanismu. Jde především o silové výpočty, velikost pružiny a průměry a zdvihy pístů.

5.1. Návrhové výpočty třmenu

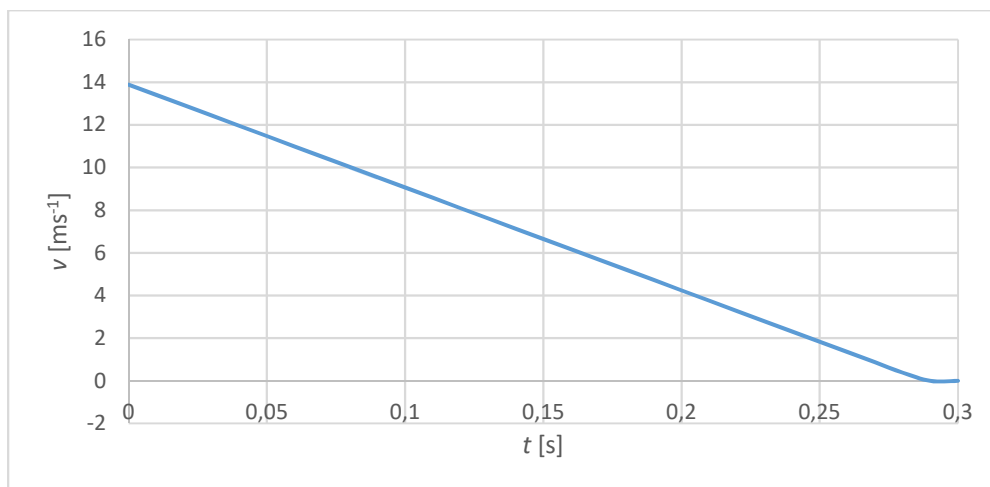
Při návrhu mechanismu je nutné vycházet z těchto daných parametrů: maximální brzděná hmotnost (tj. hmotnost vozíku s příslušenstvím) $m = 560 \text{ kg}$, maximální délka brzděné dráhy $l_m = l_c = 3 \text{ m}$ a maximální rychlost vozíku $v = 50 \text{ km/h} = 13,889 \text{ m/s}$. Pro brzdou dráhu byl stanoven koeficient bezpečnosti $k_l = 1,5$, a tedy výpočtová brzděná dráha je $l = 2 \text{ m}$.

Brždění následuje po vlastní zkoušce, a proto je potřeba zajistit co nejmenší ovlivnění výsledků bržděním. Je tedy nutné minimalizovat absolutní hodnotu maximálního zrychlení při brždění, což zajistí konstantní průběh zrychlení. Síla je přímo úměrná zrychlení, takže konstantnímu průběhu zrychlení odpovídá konstantní průběh brzděné síly. Při zanedbání změn součinitele tření s teplotou je tento průběh také nejjednodušší prakticky realizovat.

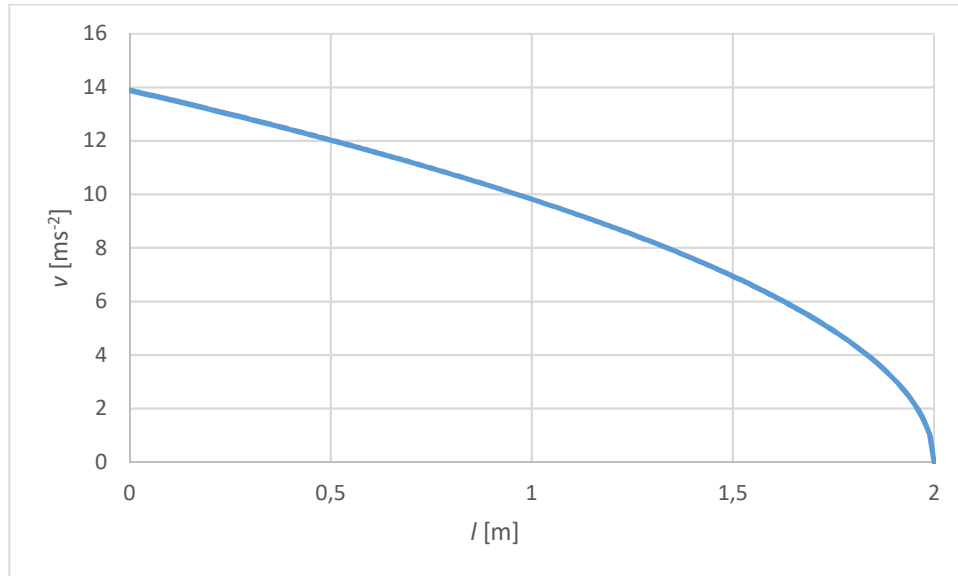
Rychlost bude v tomto případě v závislosti na čase lineárně klesat (Obr. 22), v závislosti na dráze je rychlost klesání dána mocninnou funkcí (Obr. 23). Potřebná hodnota brzděné síly se vypočte pomocí Newtonova zákona síly (rovnice 2). K tomu je třeba znát absolutní hodnotu potřebného zrychlení (rovnice 1).

$$|a| = \frac{v^2}{2 \cdot l} = \frac{13,889^2}{2 \cdot 2} = 48,226 \text{ ms}^{-2} \quad (1)$$

$$F_t = m \cdot |a| = 560 \cdot 48,226 = 27\,006,6 \text{ N} \quad (2)$$



Obr. 22.: Graf závislosti rychlosti v na čase t



Obr. 23.: Graf závislosti rychlosti v na dráze l

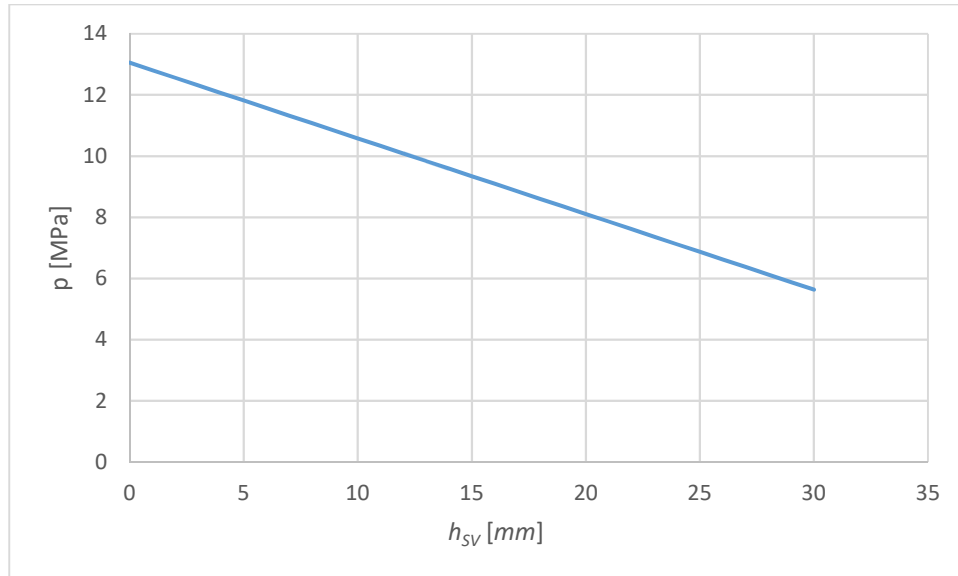
Potřebná přitlačná síla na jednu destičku se vypočte dle následující rovnice (3). Destičky jsou dvě a na každou působí přitlačná síla F_n , proto je použit součinitel 0,5. Vzhledem k tomu, že dopředu nejsou známy teplotní podmínky u destiček a součinitel tření třecího materiálu je závislý na teplotě, je pro výpočet zvolena nejnižší hodnota součinitele tření.

$$F_n = 0,5 \cdot \frac{F_t}{f} = 0,5 \cdot \frac{27\,006,6}{0,4} = 33\,758,3 \text{ N} \quad (3)$$

Zdvih a průměr pístků určuje objem kapaliny, kterou je třeba při brzdění vytlačit ze spouštěcího válce a dostat k pístkům, viz rovnice (4), kde $h_p \cdot S_p$ je pracovní objem pístků a $h_{SV} \cdot S_{SV}$ je pracovní objem spouštěcího válce.

$$h_p \cdot S_p = h_{SV} \cdot S_{SV} \quad (4)$$

Jelikož se zdvihem spouštěcího válce klesá síla pružiny, a tedy se zdvihem klesá tlak v kapalině (Obr. 24), je vhodné minimalizovat pracovní zdvih pístků.



Obr. 24.: Závislost tlaku v kapalině p na zdvihu válce h_{SV} (při průřezu válce 300mm^2)

Při návrhu maximálního zdvihu pístků se ale musí umožnit zvětšení vůle destiček vlivem opotřebení, bez nutnosti neustálého seřizování brzdy. Pro pístky je tedy zvolen maximální povolený zdvih při brzdění (tj. maximální celková vůle destiček) $h_p = 1\text{ mm}$ a průměr pístků $d_p = 52\text{ mm}$.

Celková plocha dvou pístků:

$$S_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 52^2}{4} = 4\,247,43\text{ mm}^2 \quad (5)$$

Tlak v kapalině, potřebný na vyvinutí dostatečné přitlačné síly, se vypočte vydělením potřebné přitlačné síly celkovou plochou pístků (rovnice 6).

$$p = \frac{F_n}{S_p} = \frac{33\,758,3}{4\,247,43} = 7,947\,9\text{ MPa} \quad (6)$$

5.2. Návrhové výpočty spouštěcího válce a pružiny

Spouštěcí válec a pružinu je třeba navrhnout tak, aby válec měl dostatečný objem a zároveň dokázal vyvinout dostatečný tlak v kapalině. Je třeba vzít v úvahu, že síla pružiny se se zdvihem mění.

Postupováno bylo tak, že byl zvolen průřez spouštěcího válce a následovala kontrola rezervy a silové rezervy zdvihu válce při kombinaci s pružinami od firmy Hennlich. Použity byly rovnice (7) až (12), které jsou číselně vyjádřeny pro finální verzi, kde průměr pístní tyče spouštěcího válce je $d_{SV} = 10\text{ mm}$, průměr pístu $D_{SV} = 22\text{ mm}$ a maximální zdvih

$h_{SVmax} = 26,5 \text{ mm}$. Základní parametry pružiny jsou $c = 74,17 \text{ N/mm}$ a $s_n = 52,8 \text{ mm}$ (viz příloha č.2).

Nejdříve je třeba vypočítat plochu pístu, píst je tažený a kapalina je na straně pístní tyče, proto je počítána plocha mezikruží mezi pístní tyčí a vnějším průměrem pístu:

$$S_{SV} = \frac{\pi \cdot (D_{SV}^2 - d_{SV}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (22^2 - 10^2)}{4} = 301,59 \text{ mm}^2 \quad (7)$$

Využitý zdvih spouštěcího válce, při maximální povolené vůli destiček:

$$h_{SVvyužitý} = \frac{S_p \cdot h_p}{S_{SV}} = \frac{4 \ 247,43 \cdot 1}{301,59} = 14,08 \text{ mm} \quad (8)$$

Síla působící na píst spouštěcího válce, potřebná k vyvození potřebného tlaku v kapalině:

$$F_{potřebná} = p \cdot S_{SV} = 7,947 \ 9 \cdot 301,59 = 2 \ 397 \text{ N} \quad (9)$$

Síla, dostupná na pružině při využitém zdvihu spouštěcího válce, se vypočte pomocí tuhosti a maximálního pracovního zdvihu pružiny následující rovnicí (10). Předpokládá se maximální stlačení pružiny v základním stavu spouštěcího mechanismu.

$$F_{dostupná} = c \cdot (s_n - h_{SVvyužitý}) = 74,17 \cdot (52,8 - 14,08) = 2 \ 871,62 \text{ N} \quad (10)$$

Rezerva zdvihu válce:

$$h_{SVrez} = h_{SVmax} - h_{SVvyužitý} = 26,5 - 14,08 = 12,42 \text{ mm} \quad (11)$$

Silová rezerva zdvihu válce je vzdálenost, o kterou může být prodloužen využitý zdvih válce, aniž by hodnota dostupné síly na pružině klesla pod hodnotu potřebné síly:

$$h_{SVrezF} = s_n - \frac{F_{potřebná}}{c} - h_{SVvyužitý} = 52,8 - \frac{2 \ 397}{74,17} - 14,08 = 6,4 \text{ mm} \quad (12)$$

5.3. Návrhové výpočty ovládacího válce

Ovládací válec musí mít dostatečný objem, aby umožnil seřizování vůle destiček a aby umožnil přesuny kapaliny při odbrzdování a vracení vozíku do výchozí polohy. Průměr pístu je zvolen $d_{OV} = 50\text{mm}$.

Plocha pístu:

$$S_{OV} = \pi \cdot \frac{d_{OV}^2}{4} = \pi \cdot \frac{50^2}{4} = 1\,963,5 \text{ mm}^2 \quad (13)$$

Minimální zdvih, potřebný na odbrzdění, je počítán jako objem spouštěcího válce dělený průřezem ovládacího válce.

$$h_{odbrzd}^{min} = \frac{V_{SV}}{S_{OV}} = \frac{S_{SV} \cdot h_{SV}^{max}}{S_{OV}} = \frac{301,59 \cdot 26,5}{1\,963,5} = 4,07 \text{ mm} \quad (14)$$

6. Kontrolní výpočty

Tato část je věnována kontrolním výpočtům některých prvků mechanismu, které jsou nejvíce namáhané a u kterých hrozí největší nebezpečí poruchy. Vzhledem k tomu, že není zadán materiál, ze kterého se díly budou vyrábět, je ke stanovení dovoleného napětí (rovnice 15) použita hodnota napětí meze kluzu běžné konstrukční oceli 11 373, tj. $R_e = 186 \text{ Nmm}^{-2}$. [6]

Minimální hodnota koeficientu bezpečnosti je zvolena $k=2$.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{186}{2} = 93 \text{ Nmm}^{-2} \quad (15)$$

Jako dovolený tlak ve statických závitech je uvažována hodnota dovoleného tlaku pro těsná pera $p_D = 120 \text{ MPa}$.

6.1. Maximální hodnoty

Pro potřeby kontroly je třeba znát maximální hodnoty některých veličin. Při výpočtu těchto hodnot (rovnice 16 až 21) je brána v úvahu maximální hodnota síly spouštěcí pružiny.

$$F_{SVmax} = c \cdot s_n = 74,17 \cdot 52,8 = 3\,916,18 \text{ N} \quad (16)$$

$$p_{max} = \frac{F_{SVmax}}{S_{SV}} = \frac{3\,916,18}{301,59} = 12,985 \text{ MPa} \quad (17)$$

$$F_{nmax} = p_{max} \cdot S_p = 12,985 \cdot 4\,247,43 = 55\,152,9 \text{ N} \quad (18)$$

$$F_{tmax} = F_{nmax} \cdot f \cdot 2 = 55\,152,9 \cdot 0,4 \cdot 2 = 44\,122,3 \text{ N} \quad (19)$$

$$F_{OVmax} = p_{max} \cdot S_{OV} = 12,985 \cdot 1\,963,5 = 25\,496 \text{ N} \quad (20)$$

$$a_{max} = \frac{F_{tmax}}{m} = \frac{44\,122,3}{560} = 78,79 \text{ ms}^{-2} \quad (21)$$

6.2. Vlastní brzda

U třmenu je třeba zkontrolovat závity víček na otláčení a svary u opěrného plechu držáku. Dále je proveden orientační výpočet opotřebení destiček.

6.2.1. Kontrola závitů víček na otlačení

Víčka mají metrický závit M55x2. Parametry závitu, potřebné pro kontrolu, jsou převzaty z tabulek [6]: $d^{M55x2} = 55 \text{ mm}$, $d_2^{M55x2} = 53,701 \text{ mm}$, $d_1^{M55x2} = 52,835 \text{ mm}$, $H_1^{M55x2} = 1,0825 \text{ mm}$.

Nejprve je třeba spočítat nosnou výšku závitu a plochu víčka, poté sílu působící na víčko (rovnice 22 až 24).

$$H_1^{M55x2} = \frac{d^{M55x2} - d_1^{M55x2}}{2} = \frac{55 - 52,835}{2} = 1,0825 \text{ mm} \quad (22)$$

$$S_{\text{víčko}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{víčko}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 55^2}{4} = 2\,375,8 \text{ mm}^2 \quad (23)$$

$$F_{\text{víčko}} = p_{\text{max}} \cdot S_{\text{víčko}} = 12,985 \cdot 2\,375,8 = 30\,849,8 \text{ N} \quad (24)$$

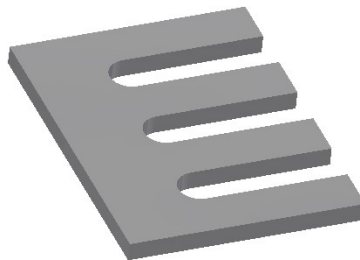
Z délky závitu na víčku je určen počet činných závitů:

$$z_{\text{víčko}} = \frac{h_{z_{\text{víčko}}}}{p^{M55x2}} = \frac{10}{2} = 5 \quad (25)$$

Maximální tlak:

$$p_{z_{\text{víčko}}} = \frac{F_{\text{víčko}}}{z_{\text{víčko}} \cdot \pi \cdot d_2^{M55x2} \cdot H_1^{M55x2}} = \frac{30\,849,8}{5 \cdot \pi \cdot 53,701 \cdot 1,0825} = 33,8 \text{ Nmm}^{-2} \quad (26)$$

6.2.2. Kontrola svarů u opěrného plechu držáku



Obr. 25.: Opěrný plech držáku

U opěrného plechu držáku jsou použity 3 žlábkové svary (Obr. 25). Plech má tloušťku $t_p = 8 \text{ mm}$. Dle [7] je možno zvolit šířku svaru d pomocí rovnice (27).

$$d = 1,5 \cdot t_p + 5 = 1,5 \cdot 8 + 5 = 17 \text{ mm} \quad (27)$$

Svary jsou délky $l_z = 60 \text{ mm}$. Pro kontrolu žlábkového svaru musí platit následující nerovnosti (rovnice 28 až 31) pro napětí v základové, respektive v obvodové ploše svaru [7]:

$$\tau_Z = \frac{F_t}{S_{Zvypočtová}} = \frac{F_t}{0,7 \cdot S_Z} = \frac{F_t}{0,7 \cdot 3 \cdot d \cdot l_z} \leq \alpha_\tau \cdot \sigma_D \quad (28)$$

$$\tau_O = \frac{F_t}{S_{Ovypočtová}} = \frac{F_t}{0,7 \cdot S_O} = \frac{F_t}{0,7 \cdot 6 \cdot t_p \cdot l_z} \leq \alpha_\tau \cdot \sigma_D \quad (29)$$

kde α_τ je převodní součinitel svaru, pro žlábkový svar $\alpha_\tau = 0,65$.

$$\tau_Z = \frac{27\,006,6}{0,7 \cdot 3 \cdot 17 \cdot 60} = 12,6 \text{ Nmm}^{-2} \leq 0,65 \cdot 93 = 60,5 \text{ Nmm}^{-2} \quad (30)$$

$$\tau_O = \frac{27\,006,6}{0,7 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 60} = 13,39 \text{ Nmm}^{-2} \leq 0,65 \cdot 93 = 60,5 \text{ Nmm}^{-2} \quad (31)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu Re :

$$k_z = \frac{Re}{\frac{\tau_O}{\alpha_\tau}} = \frac{186}{\frac{13,39}{0,9}} = 9,03 \quad (32)$$

6.2.3. Opotřebení brzdových destiček

Pro výpočty opotřebení destiček je použit údaj z katalogového listu výrobce (Příloha 1). Jelikož je opotřebení dle výrobce měřeno pro jiné podmínky, než jaké budou ve skutečnosti, je výpočet pouze orientační. Opotřebení dle výrobce je $w = (45 \text{ až } 64) \text{ mm}^3 \text{ kWh}^{-1}$. [5]

Styková plocha destiček a brzdné kolejnice S_D :

$$S_D = 2 \cdot b \cdot c = 2 \cdot 60 \cdot 140 = 16\,800 \text{ mm}^2 \quad (33)$$

Teplo Q_B , které vznikne při brzdění přeměnou počáteční kinetické energie:

$$Q_B = E_k = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot 560 \cdot 13,889^2 = 54\,013 \text{ J} \quad (34)$$

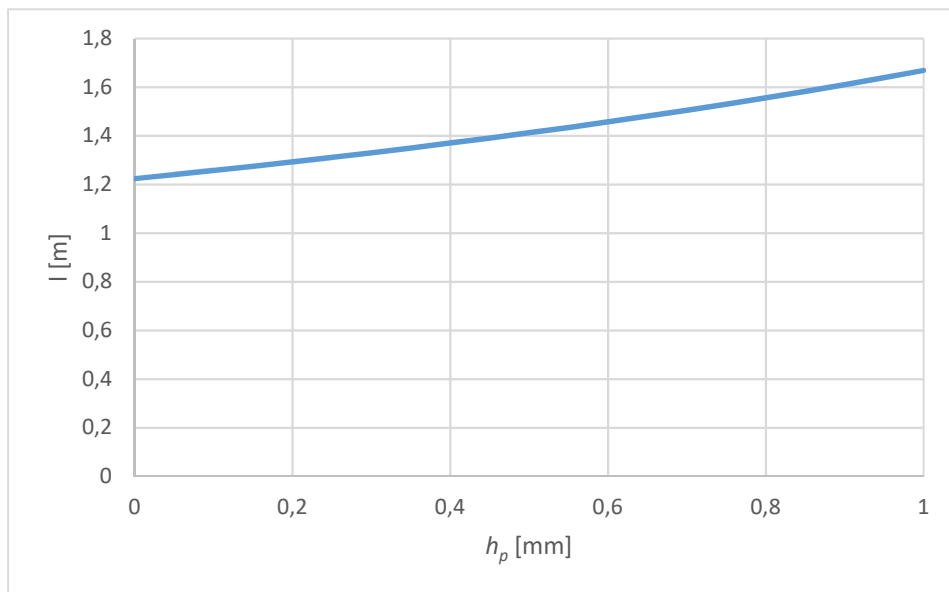
Celkový úbytek tloušťky destiček h_{op} se spočte dle následující rovnice (35). Koeficient $s_p = 1/3\,600\,000$ slouží k převodu jednotky opotřebení $\text{mm}^3 \text{ kWh}^{-1}$ na $\text{mm}^3 \text{ J}^{-1}$.

$$h_{op} = s_p \cdot w_{max} \cdot \frac{E_k}{S} = \frac{1}{3\,600\,000} \cdot 64 \cdot \frac{54\,012}{16\,800} = 0,000\,057\,16 \text{ mm} \quad (35)$$

Při uvažování počáteční nastavené vůle destiček 0,5mm a výpočtové vůle destiček 1mm nastane nutnost znovu nastavit destičky teoreticky po $n_{0,5mm}$ spuštění.

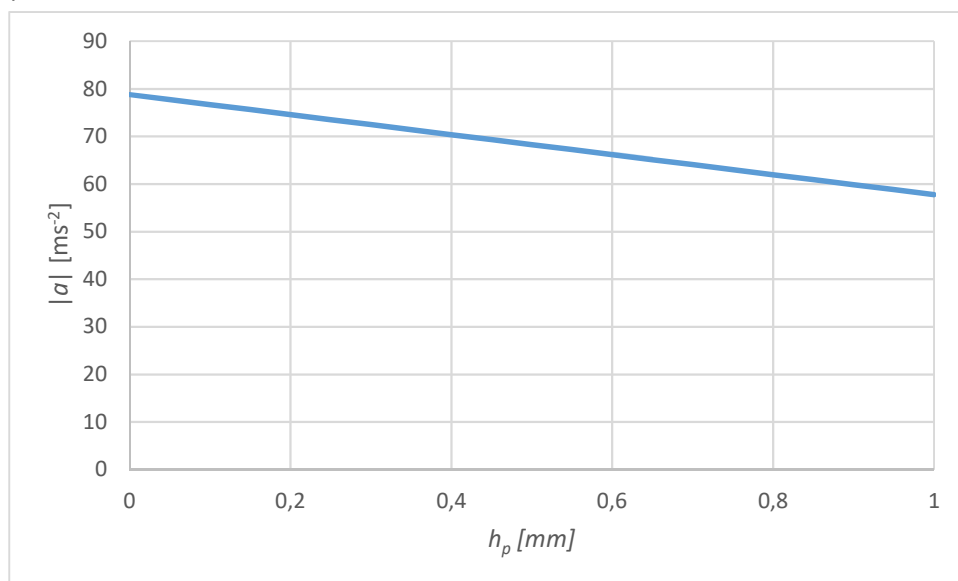
$$n_{0,5mm} = \frac{0,5}{h_{op}} = \frac{0,5}{0,000\,057\,16} = 8\,747 \quad (36)$$

Výpočtová brzdná dráha se v závislosti na vůli destiček mění dle následujícího grafu.



Obr. 26.: Závislost brzdné dráhy l na vůli destiček h_p

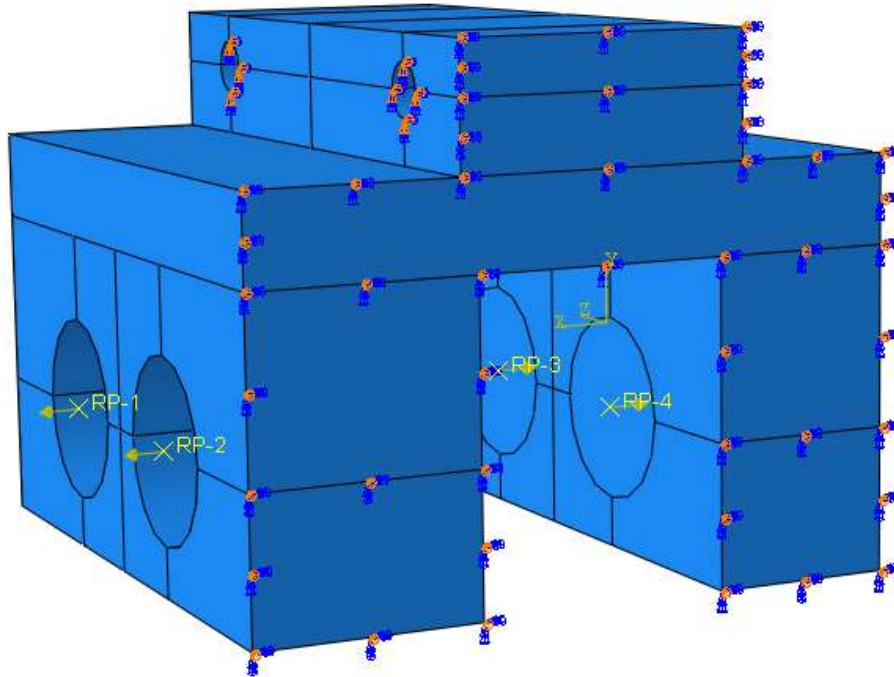
Absolutní hodnota zrychlení s rostoucím opotřebením, a tedy s rostoucí vůlí, klesá (Obr. 27).



Obr. 27.: Závislost absolutní hodnoty zrychlení $|a|$ na vůli destiček h_p

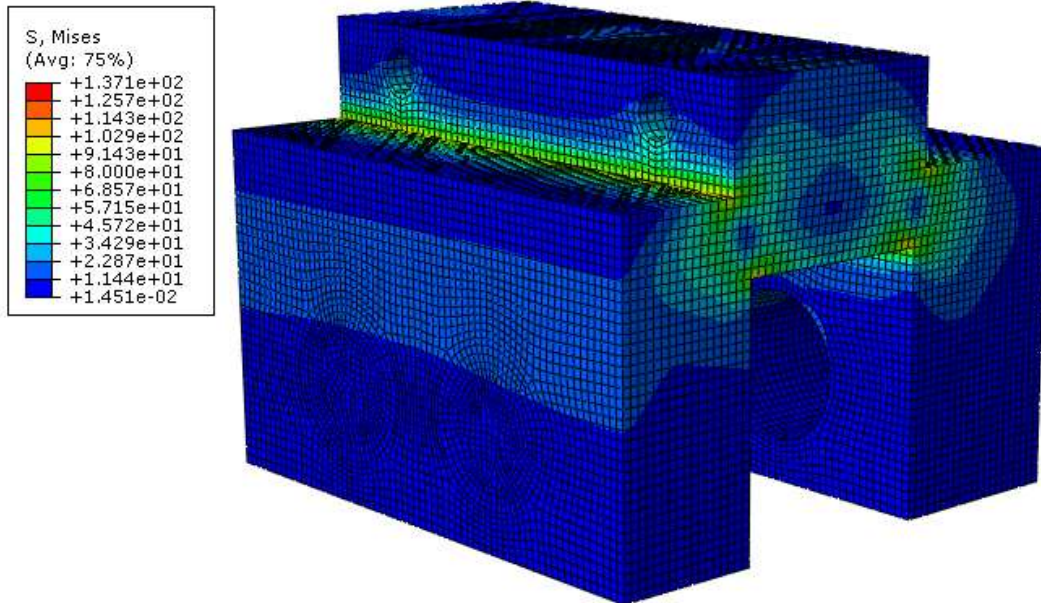
6.3. MKP model tělesa třmenu

Kontrola tělesa třmenu je provedena pomocí metody konečných prvků v programu Abaqus 6.14-5. 3D model tělesa je pro MKP výpočet zjednodušen. Na model jsou aplikovány okrajové podmínky, tj. omezení pohybu v místě děr pro čepy a v místě opření čela tělesa (Obr. 28).

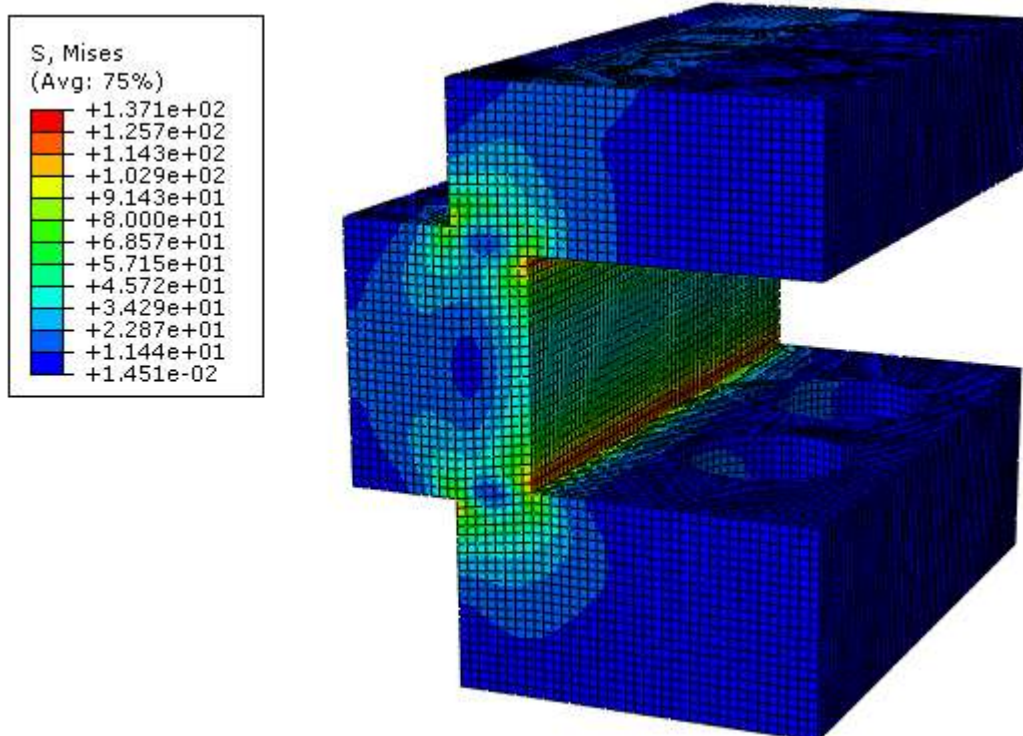


Obr. 28.: Příprava modelu pro MKP výpočet

Na Obr. 29 a Obr. 30 je znázorněno rozložení napětí v tělese třmenu dle MKP modelu v programu Abaqus. Stupnice je v Nmm^{-2} . Jelikož maximální napětí dle výpočtového modelu je $140 Nmm^{-2}$ a součinitel bezpečnosti vůči mezi kluzu byl zvolen $k = 2$, je pro výrobu tělesa třeba použít materiál s mezí kluzu minimálně $Re=280 Nmm^{-2}$.



Obr. 29.: Rozložení napětí v tělese třmenu – vnější pohled



Obr. 30.: Rozložení napětí v tělese třmenu – pohled do vnitřní části

6.4. Spouštěcí válec

U spouštěcího válce je zapotřebí provést kontrolu svarů, závitu ve víčku a připojovacího závitu na konci pístní tyče.

6.4.1. Kontrola svaru úchyt – dno válce

V případě, že úchyt je ke dnu válce přivařen, tak čtyřmi koutovými svary o celkové délce $l_{\dot{u}} = 56 \text{ mm}$ s rozměrem $a_{\dot{u}} = 2,1 \text{ mm}$. Umístění svaru je na Obr. 31.



Obr. 31.: Umístění svaru úchyt – dno válce

Pevnostní podmínka pro tento svar je rovnice (37), po dosazení (rovnice 38) je zřejmé, že svar vyhovuje.

$$\tau_{\dot{u}} = \frac{F_{SVmax}}{a_{\dot{u}} \cdot l_{\dot{u}}} \leq \alpha_{\tau_{\perp}} \cdot \sigma_D \quad (37)$$

$$\frac{3\,916,18}{2,1 \cdot 56} = 33,3 \text{ Nmm}^{-2} \leq 0,75 \cdot 93 = 69,75 \text{ Nmm}^{-2} \quad (38)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_{\dot{u}} = \frac{Re}{\frac{\tau_{\dot{u}}}{\alpha_{\tau_{\perp}}}} = \frac{186}{\frac{33,3}{0,75}} = 4,19 \quad (39)$$

6.4.2. Kontrola svaru dno válce – válec

Dno válce je přivařeno k válci tupým V svarem (umístění na Obr. 32).



Obr. 32.: Umístění svaru dno válce – spouštěcí válec

Spouštěcí válec je konstruován jako tažený, tudíž je tlak ve válci pouze mezi pístem a víkem válce a svar je namáhán pouze ve směru osy válce. Pevnostní podmínkou je tedy rovnice (40). Po dosazení (rovnice 41) je vidět, že rovnice podmínky je splněna.

$$\frac{\sigma}{\alpha_{\perp}} = \frac{F_{svmax}}{\alpha_{\perp} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{SVvnější}^2 - D_{SV}^2)} \leq \sigma_D \quad (40)$$

$$\frac{3\,916,18}{0,7 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (32^2 - 22^2)} = 13,19 \text{ Nmm}^{-2} \leq 93 \text{ Nmm}^{-2} \quad (41)$$

Koeficient bezpečnosti:

$$k_{dnoSV} = \frac{Re}{\frac{\sigma}{\alpha_{\perp}}} = \frac{186}{13,19} = 14,1 \quad (42)$$

6.4.3. Kontrola závitu ve víku válce

Víko válce je k válci připojeno závitem M25x1. Parametry závitu, potřebné pro kontrolu, převzaté z tabulek [6] jsou: $d^{M25x1} = 25 \text{ mm}$, $d_2^{M25x1} = 24,35 \text{ mm}$, $d_1^{M25x1} = 23,917 \text{ mm}$, $P^{M25x1} = 1 \text{ mm}$.

Nosná výška závitu:

$$H_1^{M25x1} = \frac{d^{M25x1} - d_1^{M25x1}}{2} = \frac{25 - 23,917}{2} = 0,5415 \text{ mm} \quad (43)$$

Délka závitu na víku $h_{zSVvíko} = 7 \text{ mm}$. Počet činných závitů je tedy:

$$z_{SVvíko} = \frac{h_{zSVvíko}}{P^{M25x1}} = \frac{7}{1} = 7 \quad (44)$$

Maximální tlak v závitu:

$$p^{M25x1} = \frac{F_{svmax}}{z_{SVvíko} \cdot \pi \cdot d_2^{M25x1} \cdot H_1^{M25x1}} = \frac{3\,916,18}{7 \cdot \pi \cdot 24,35 \cdot 0,5415} = 13,51 \text{ Nmm}^{-2} \quad (45)$$

6.4.4. Kontrola připojovacího závitu na konci písní tyče

Závit na písní tyči, na který se připojí táhlo od pružiny, je M8. Parametry závitu jsou: $d^{M8} = 8 \text{ mm}$, $d_2^{M8} = 7,188 \text{ mm}$, $d_1^{M8} = 6,647 \text{ mm}$, $P^{M8} = 1,25 \text{ mm}$.

Nosná výška závitu:

$$H_1^{M8} = \frac{d^{M8} - d_1^{M8}}{2} = \frac{8 - 6,647}{2} = 0,6765 \text{ mm} \quad (46)$$

Minimální zašroubovaná délka závitu $h_{připoj} = 9 \text{ mm}$. Počet činných závitů:

$$z_{připoj} = \frac{h_{připoj}}{p^{M8}} = \frac{9}{1,25} = 7,2 \quad (47)$$

Maximální tlak v závitu tedy je:

$$p_z^{M8} = \frac{F_{SVmax}}{z_{připoj} \cdot \pi \cdot d_2^{M8} \cdot H_1^{M8}} = \frac{3916,18}{7,2 \cdot \pi \cdot 7,188 \cdot 0,6765} = 35,6 \text{ Nmm}^{-2} \quad (48)$$

6.5. Ovládací válec

U ovládacího válce je třeba také zkontrolovat závity a svary.

6.5.1. Kontrola závitu válec – víko válce

Závit mezi válcem a víkem válce je M60x3. Parametry závitu jsou: $d^{M60x3} = 60 \text{ mm}$, $d_2^{M60x3} = 58,051 \text{ mm}$, $d_1^{M60x3} = 56,752 \text{ mm}$, $p^{M60x3} = 3 \text{ mm}$.

Nosná výška závitu:

$$H_1^{M60x3} = \frac{d^{M60x3} - d_1^{M60x3}}{2} = \frac{60 - 56,752}{2} = 1,624 \text{ mm} \quad (49)$$

Délka závitu víka $h_{víko} = 24 \text{ mm}$. Počet činných závitů:

$$z_{OVvíko} = \frac{h_{OVvíko}}{p^{M60x3}} = \frac{24}{3} = 8 \quad (50)$$

Maximální tlak v závitu tedy je:

$$p_z^{M60x3} = \frac{F_{OVmax}}{z_{OVvíko} \cdot \pi \cdot d_2^{M60x3} \cdot H_1^{M60x3}} = \frac{25496}{8 \cdot \pi \cdot 58,051 \cdot 1,624} = 10,76 \text{ Nmm}^{-2} \quad (51)$$

6.5.2. Kontrola závitu víko válce – seřizovací šroub

Závit mezi víkem válce a seřizovacím šroubem je M45x1,5. Parametry závitu: $d^{M45x1,5} = 45 \text{ mm}$, $d_2^{M45x1,5} = 44,026 \text{ mm}$, $d_1^{M45x1,5} = 43,376 \text{ mm}$, $p^{M45x1,5} = 1,5 \text{ mm}$. [6]

Nosná výška závitu:

$$H_1^{M45 \times 1,5} = \frac{d^{M45 \times 1,5} - d_1^{M45 \times 1,5}}{2} = \frac{45 - 43,376}{2} = 0,812 \text{ mm} \quad (52)$$

Minimální zašroubovaná délka závitu $h_{seřiz} = 10 \text{ mm}$. Počet činných závitů:

$$z_{seřiz} = \frac{h_{seřiz}}{p^{M45 \times 1,5}} = \frac{10}{1,5} = 6,67 \quad (53)$$

Maximální tlak v závitu:

$$p_z^{M45 \times 1,5} = \frac{F_{OVmax}}{z_{seřiz} \cdot \pi \cdot d_2^{M45 \times 1,5} \cdot H_1^{M45 \times 1,5}} = \frac{25\,496}{6,67 \cdot \pi \cdot 44,026 \cdot 0,812} = 34,04 \text{ Nmm}^{-2} \quad (54)$$

6.5.3. Kontrola závitu seřizovací šroub – ovládací šroub

Závit mezi seřizovacím a ovládacím šroubem je M30x3. Parametry závitu: $d^{M30 \times 3} = 30 \text{ mm}$, $d_2^{M30 \times 3} = 28,051 \text{ mm}$, $d_1^{M30 \times 3} = 26,752 \text{ mm}$, $p^{M30 \times 3} = 3 \text{ mm}$. [6]

Nosná výška závitu:

$$H_1^{M30 \times 3} = \frac{d^{M30 \times 3} - d_1^{M30 \times 3}}{2} = \frac{30 - 26,752}{2} = 1,624 \text{ mm} \quad (55)$$

Minimální zašroubovaná délka závitu $h_{ovl} = 45 \text{ mm}$. Vypočítaný počet činných závitů:

$$z'_{ovl} = \frac{h_{ovl}}{p} = \frac{45}{3} = 15 \text{ mm} \quad (56)$$

Maximální počet činných závitů je ale $z_{ovl} = 10$, proto bylo počítáno s touto hodnotou. [7]

Maximální tlak v závitu tedy bude:

$$p_z^{M30 \times 3} = \frac{F_{OVmax}}{z_{ovl} \cdot \pi \cdot d_2^{M30 \times 3} \cdot H_1^{M30 \times 3}} = \frac{25\,496}{10 \cdot \pi \cdot 28,051 \cdot 1,624} = 17,815 \text{ Nmm}^{-2} \quad (57)$$

Tento závit je jediný, kterým se bude pohybovat při zatížení. Dle [7] je dovolený tlak v pohybovém závitu při kontaktu materiálů ocel – ocel $P_D = (7 \text{ až } 12) Nmm^{-2}$ a v případě občasného provozu nebo ručního pohonu lze hodnotu P_D navýšit cca o 50 %. Vzhledem k tomu, že závit je obsluhován ručně a pod zátěží se bude otáčet maximálně o 1,5 otáčky cca dvakrát denně, je vypočítaná hodnota maximálního tlaku vyhovující.

6.5.4. Kontrola svaru dno válce – válec

Dno spouštěcího válce je přivařeno tupým V svarem (umístění na Obr. 33).



Obr. 33.: Umístění svaru dno válce – ovládací válec

Vnější průměr válce $D = 70mm$, tloušťka stěny $s_{OV} = 10mm$. Pro kontrolu je třeba vypočítat redukované napětí ve svaru pomocí rovnic 58 až 60. [7]

$$\sigma_{\parallel} = \frac{p_{max} \cdot (D - s_{OV})}{2 \cdot s_{OV}} = \frac{12,985 \cdot (70 - 10)}{2 \cdot 10} = 38,96 Nmm^{-2} \quad (58)$$

$$\sigma_{\perp} = 0,5 \cdot \sigma_{\parallel} \quad (59)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\perp}}{\alpha_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\parallel}}{\alpha_{\parallel}}\right)^2} - \frac{\sigma_{\perp} \cdot \sigma_{\parallel}}{\alpha_{\perp} \cdot \alpha_{\parallel}} \quad (60)$$

Pro $\alpha_{\perp} = 0,7$ a $\alpha_{\parallel} = 0,9$ může být podle [7] rovnice (60) zjednodušena a může být napsána pevnostní podmínka (rovnice 61), číselně rovnice (62).

$$\sigma_{red} = 0,97 \cdot \sigma_{\parallel} = 0,97 \cdot \frac{p_{max} \cdot (D - s_{OV})}{2 \cdot s_{OV}} \quad (61)$$



$$\sigma_{red} = 0,97 \cdot \sigma_{\parallel} = 0,97 \cdot 38,96 = 37,79 \text{ Nmm}^{-2} < \sigma_D = 93 \text{ Nmm}^{-2} \quad (62)$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu bude:

$$k_{dnoOV} = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{186}{37,79} = 4,9 \quad (63)$$

7. Provoz brzdného mechanismu

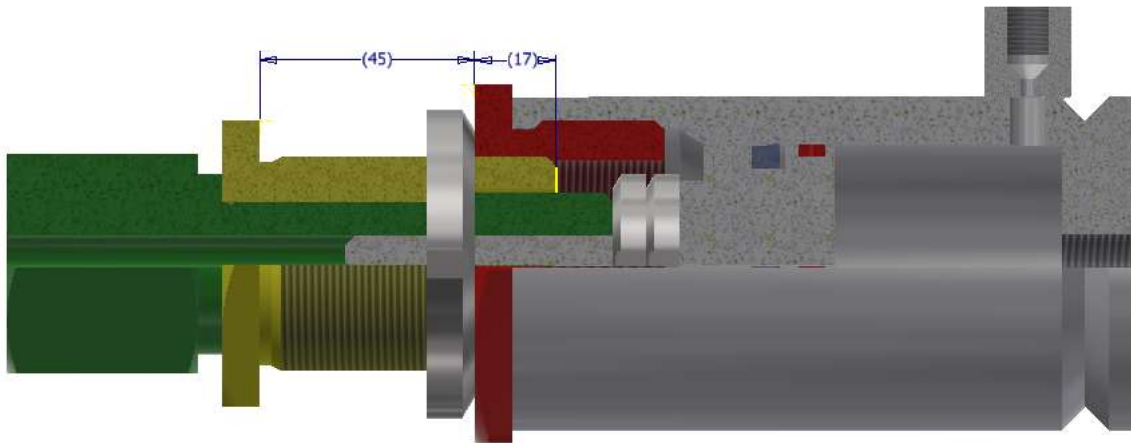
Tato kapitola se věnuje pokynům pro uvedení brzdy do provozu a používání.

7.1. Napuštění hydraulické kapaliny

Před napuštěním hydraulické kapaliny se povolí všechny odvzdušňovací šrouby, tj. na ovládacím válci, spouštěcím válci a oba šrouby na třmenu brzdy.

Vozík se nastaví do výchozí polohy, aby rolna spouštěcího mechanismu byla na pomocné liště, čímž se uvede spouštěcí válec do polohy, kdy má největší pracovní objem.

Ovládací válec se nastaví do polohy dle Obr. 34. Ovládací šroub se zašroubuje na doraz a seřizovací šroub se nastaví tak, aby byl zašroubován minimálně na 17 mm, tj. mezi víkem válce a hlavou ovládacího šroubu bude maximálně 45 mm. Šroub se zajistí KM maticí.



Obr. 34.: Nastavení ovládacího válce při napouštění hydraulické kapaliny

Hadička s přívodem kapaliny se nasadí na některý z odvzdušňovacích šroubů na třmenu, nebo na odvzdušňovací šroub na spouštěcím válci, a může se začít pomalu napouštět hydraulická kapalina. Pokud některým odvzdušňovacím šroubem začne vytékat kapalina, šroub se utáhne. Takto se pokračuje, dokud kapalina nezačne vytékat i posledním volným odvzdušňovacím šroubem.

Po utažení posledního volného odvzdušňovacího šroubu se utáhne i šroub, kterým se přiváděla kapalina, a odpojí se hadička. Po několika minutách se provede kontrolní odvzdušnění.

7.2. Odvzdušnění

Odvzdušnění se provede cca jednou za měsíc. Vždy se také provede po napuštění či připuštění hydraulické kapaliny, nebo při podezření na zavzdušnění (např. při znatelné změně brzdné dráhy od posledního spuštění při stejných podmínkách, je ale třeba vyloučit možnou netěsnost brzdové soustavy).

Při odvzdušňování se vozík nastaví do polohy, kdy rolna spouštěcího mechanismu není tlačena pomocnou lištou, čímž se přivede tlak do brzdové soustavy.

Postupně se každý odvzdušňovací šroub povolí a jakmile jím začne unikat kapalina, tak se zase utáhne.

7.3. Seřízení destiček

Po odvzdušnění, výměně destiček, opotřebením destiček atd. je třeba seřídit vůli destiček. Seřizování se provádí seřizovacím šroubem na ovládacím válci. Vozík musí být ve výchozí poloze a ovládací šroub na ovládacím válci musí být zašroubovaný na doraz. Povolí se jistící KM matice na seřizovacím šroubu a ten se utahuje, dokud destičky nemají požadovanou vůli. Poté se zajistí v nastavené poloze KM maticí. Vůle se kontroluje spárovou měrkou.

Pokud jsou podmínky v provozu výrazně jiné, než za kterých byly destičky seřízeny (zvýšená teplota), je potřeba seřídit destičky znovu pro nové podmínky.

7.4. Ovládání v běžném provozu

V běžném provozu, pokud jsou destičky seřízeny, se brzdny mechanismus ovládá pouze ovládacím šroubem. Ve výchozí poloze vozíku se zašroubuje ovládací šroub na doraz, čímž je brzda připravena ke spuštění. Po tom, co vozík ujede danou vzdálenost, rolna spouštěcího mechanismu sjede z pomocné lišty, čímž je brzda spuštěna. Po zastavení se vozík odbrzdí tím, že se povolí ovládací šroub. Mělo by stačit 1,5 otáčky. Po cca 4,5 otáčkách má ovládací šroub doraz. Po návratu vozíku do výchozí polohy se šroub zase zašroubuje na doraz.

7.5. Provozní poznámky

V reálném provozu může nastat potřeba upravit délku brzdny dráhy a s tím související hodnotu zrychlení. Je předpokládáno, že může nastat požadavek na maximální snížení absolutní hodnoty zrychlení, a tedy maximální využití dráhy pro vozík. Absolutní hodnotu zrychlení je možné snížit (a brzdny dráhu prodloužit) zvětšením vůle destiček. Nebo snížením předpětí spouštěcí pružiny.

V tabulce jsou uvedeny reakce mechanismu na změnu parametrů. V Tabulka 1, ve sloupci 1 jsou uvedeny výpočtové parametry. V Tabulka 1, sloupci 2 až 6 a v Tabulka 2, sloupci 1 až 3 jsou uvedeny reakce na změnu některých parametrů, změněné parametry jsou žlutě vyznačeny. V Tabulka 2, sloupci 4 je ukázka kompenzace snížení hmotnosti vozíku a v posledním sloupci je ukázka možnosti optimalizace pro co nejmenší zrychlení a nejdelší brzdny dráhu. Jelikož brzdny dráha je pak delší než výpočtová, vychází silová rezerva zdvihu spouštěcího válce záporná. Přesné nastavení pro požadovanou dráhu a zrychlení je ale nutné určit experimentálně.

Tabulka 1: Vliv vybraných změn parametrů na brzdný mechanismus 1

		1	2	3	4	5	6
tuhost pružiny c	N/mm	74,17	74,17	74,17	74,17	74,17	74,17
maximální stlačení pružiny s_n	mm	52,8	52,8	52,8	52,8	52,8	52,8
průřez spouštěcího válce S_{SV}	mm ²	301,6	301,6	301,6	301,59	301,59	301,6
hmotnost vozíku m	kg	560	560	560	520	480	560
brzdná dráha l	m	2	2	2	2	2	2
rychlost vozíku v	m/s	13,89	13,89	13,89	13,889	13,889	13,89
součinitel tření f	-	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
potřebné zrychlení $ a $	m/s ²	48,23	48,23	48,23	48,225	48,225	48,23
počáteční stlačení pružiny s		52,8	50	47	52,8	52,8	52,8
vůle destiček h_p	mm	1	1	1	1	1	0,7
průměr pístku d_p	mm	52	52	52	52	52	52
průřez pístků celkový S_p	mm ²	4247	4247	4247	4247,4	4247,4	4247
brzdná síla F_t	N	27006	27006	27006	25077	23148	27006
přítlačná síla F_n	N	33758	33758	33758	31346	28935	33758
potřebný tlak v kapalině p	MPa	7,948	7,948	7,948	7,3801	6,8124	7,948
zdvih spouštěcího válce h_v	mm	14,08	14,08	14,08	14,083	14,083	9,858
potřebná síla na pružině $F_{potřebná}$	N	2397	2397	2397	2225,8	2054,6	2397
dostupná síla na pružině $F_{dostupná}$	N	2872	2664	2441	2871,6	2871,6	3185
rezerva zdvihu válce (silová) h_{SVrezF}	mm	6,399	3,599	0,599	8,7075	11,016	10,62
rezerva zdvihu válce (celková) h_{SVrez}	mm	12,42	12,42	12,42	12,417	12,417	16,64
reálné hodnoty							
tlak v kapalině p	MPa	9,521	8,833	8,095	9,5215	9,5215	10,56
brzdná síla F_t	N	32354	30014	27507	32354	32354	35884
zrychlení $ a $	m/s ²	57,77	53,6	49,12	62,218	67,403	64,08
brzdná dráha l	m	1,669	1,8	1,964	1,5502	1,431	1,505



Tabulka 2: Vliv vybraných změn parametrů na brzdný mechanismus 2

		1	2	3	4	5
tuhost pružiny c	N/mm	74,17	74,17	74,17	74,17	74,17
maximální stlačení pružiny s_n	mm	52,8	52,8	52,8	52,8	52,8
průřez spouštěcího válce S_{SV}	mm ²	301,6	301,6	301,6	301,59	301,59
hmotnost vozíku m	kg	560	560	560	520	560
brzdná dráha l	m	2	2	2	2	2
rychlost vozíku v	m/s	13,89	13,89	13,89	13,889	13,889
součinitel tření f	-	0,4	0,45	0,5	0,4	0,4
potřebné zrychlení $ a $	m/s ²	48,23	48,23	48,23	48,225	48,225
počáteční stlačení pružiny s		52,8	52,8	52,8	50	40
vůle destiček h_p	mm	0,4	1	1	1	1
průměr pístku d_p	mm	52	52	52	52	52
průřez pístků celkový S_p	mm ²	4247	4247	4247	4247,4	4247,4
brzdná síla F_t	N	27006	27006	27006	25077	27006
přítlačná síla F_n	N	33758	30007	27006	31346	33758
potřebný tlak v kapalině p	MPa	7,948	7,065	6,358	7,3801	7,9478
zdvih spouštěcího válce h_v	mm	5,633	14,08	14,08	14,083	14,083
potřebná síla na pružině $F_{potřebná}$	N	2397	2131	1918	2225,8	2397
dostupná síla na pružině $F_{dostupná}$	N	3498	2872	2872	2663,9	1922,2
rezerva zdvihu válce (silová) h_{SVrezF}	mm	14,85	9,99	12,86	5,9075	-6,401
rezerva zdvihu válce (celková) h_{SVrez}	mm	20,87	12,42	12,42	12,417	12,417
reálné hodnoty						
tlak v kapalině p	MPa	11,6	9,521	9,521	8,8329	6,3736
brzdná síla F_t	N	39415	36398	40442	30014	21657
zrychlení $ a $	m/s ²	70,38	65	72,22	57,719	38,674
brzdná dráha l	m	1,37	1,484	1,336	1,671	2,494

8. Závěr

Cílem této práce byl návrh konstrukce brzdného mechanismu na základě vypracované rešerše a zadaných parametrů. Pro navržený mechanismus měly být provedeny vybrané návrhové a kontrolní výpočty a zpracován 3D model, sestavný výkres a výrobní výkres třmenu.

Byla vypracována rešerše hydraulických brzdných mechanismů. Při tvorbě rešerše byl brán ohled na možné použití částí mechanismů v navrhovaném mechanismu. Pro brzdění byla zvolena na základě rešerše brzda s plovoucím třmenem. Byla zvažována možnost použití komerčně dostupného třmenu a destiček, ale oboje se ukázalo být nevyhovující. Pro spouštění brzdy byl zkonstruován tažený spouštěcí válec. Z důvodu potřeby nastavování vůle destiček a ovládání byl navržen ovládací válec.

Dle návrhových výpočtů proběhlo dimenzování prvků pro zajištění správné funkce mechanismu. Poté byly provedeny potřebné kontrolní výpočty. Byl vypracován 3D model brzdného mechanismu. Zjednodušený 3D model tělesa třmenu byl použit pro kontrolní MKP výpočet. Jelikož je navržený mechanismus rozdělen na tři základní části, byly vytvořeny tři sestavné výkresy s kusovníky. Pro těleso třmenu byl vytvořen výrobní výkres.

Model tělesa a sestavné výkresy byly odeslány do výroby.

Cíle této práce tedy byly splněny.



Seznam použité literatury

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9.
- [2] Disc brake – Wikiwand. *Wikiwand* [online]. Copyright © [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: http://www.wikiwand.com/en/Disc_brake#/Ceramic_composites
- [3] Brzdy. *Strojnictví* [online]. Děčín: Zdeněk Forman, [cit. 04.05.2019]. Dostupné z: https://strojarna.webnode.cz/_files/200000017-4dbca4eb70/brzdy.pdf
- [4] Pivko Průmyslové Brzdy Spojky Hřídelle. *Pivko Brzdy Spojky Hřídelle* [online]. Copyright ©2019 [cit. 04.05.2019]. Dostupné z: <https://www.pivkobrakes.com/>
- [5] FAG/M. *Frenos Sauleda, S.A.* [online]. Copyright © [cit. 20.05.2019]. Dostupné z: [http://www.frenossauleda.cz/public/pdf/FAGM\(CZECH\).pdf](http://www.frenossauleda.cz/public/pdf/FAGM(CZECH).pdf)
- [6] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [7] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01701-x.
- [8] Spoon Sports Mono Block brake calipers (EK9/DC2/FN2/ZF1) | 45020-MBF-G01 | ALL4HONDA | ALL4HONDA. *ALL4HONDA Nederland | Honda Specialist in Tuning-, Styling- en vervangende onderdelen | WEBSHOP | ALL4HONDA* [online]. Leek: All4Honda [cit. 04.05.2019]. Dostupné z: <https://www.all4honda.com/en/spoon-sports-mono-block-brake-calipers-ek9-dc2-fn2-zf1>
- [9] ProSportAuto | ProSport Auto Ltd: ENDLESS Brake Calipers. *ProSportAuto | ENDLESS Brakes, Weds Wheels, BRIDE Seats* [online]. Copyright © 2019 [cit. 04.05.2019]. Dostupné z: https://www.prosportauto.co.nz/page/ENDLESS_Calipers/
- [10] AP Racing - Race Car - Brake Pads - 6 Piston Caliper Pad Profiles - CP7040D54. *Home - AP Racing* [online]. Copyright © 2011 AP Racing. All rights reserved. Website by PRG [cit. 29.05.2019]. Dostupné z: http://www.apracing.com/product_details/race_car/brake_pads/6_piston_caliper_pad_profiles/cp7040d54.aspx
- [11] Kupte si A.B.S. BRZDOVÝ TŘMEN položku č.: 521002, EAN 8717109551570 online. *EU Autodily - Online obchod s náhradními díly pro vaše auto* [online]. Copyright © 2019 www.euautodily.cz [cit. 05.05.2019]. Dostupné z: <https://www.euautodily.cz/dil/abs/7715580>

Seznam obrázků

- Obr. 1.: Vozík s částí dráhy
- Obr. 2.: Schéma bubnové brzdy s vnitřními čelistmi[1]
- Obr. 3.: Bubnová brzda s vnějšími čelistmi[3]
- Obr. 4.: Zdržová brzda[3]
- Obr. 5.: Třmen typu monoblok s víčky[8]
- Obr. 6.: Sešroubovaný třmen[9]
- Obr. 7.: Pevný a plovoucí třmen – schéma[3]
- Obr. 8.: Plovoucí třmen (jednopístkový)[11]
- Obr. 9.: Třmen s dvojjzratnými rameny PIVKO[4]
- Obr. 10.: Hlavní brzdový válec[1]
- Obr. 11.: Tandemový hlavní válec[1]
- Obr. 12.: Třmen s držákem
- Obr. 13.: Destička AP Racing CP7040D54[10]
- Obr. 14.: Uložení destiček s tvarovanou opěrnou částí tělesa
- Obr. 15.: Uložení destičky s opěrkou destiček
- Obr. 16.: Detail pístku a přilehlých částí
- Obr. 17.: Znázornění hydraulických kanálů
- Obr. 18.: Spouštěcí mechanismus
- Obr. 19.: Spouštěcí válec
- Obr. 20.: Ovládací válec
- Obr. 21.: Hydraulické schéma mechanismu
- Obr. 22.: Graf závislosti rychlosti v na čase t
- Obr. 23.: Graf závislost rychlosti v na dráze l
- Obr. 24.: Závislost tlaku v kapalině p na zdvihu válce h_{sv} (při průřezu válce 300mm²)
- Obr. 25.: Opěrný plech držáku
- Obr. 26.: Závislost brzdné dráhy l na vůli destiček h_p
- Obr. 27.: Závislost absolutní hodnoty zrychlení $|a|$ na vůli destiček h_p
- Obr. 28.: Příprava modelu pro MKP výpočet
- Obr. 29.: Rozložení napětí v tělese třmenu – vnější pohled
- Obr. 30.: Rozložení napětí v tělese třmenu – pohled do vnitřní části
- Obr. 31.: Umístění svaru úchyt – dno válce
- Obr. 32.: Umístění svaru dno válce – spouštěcí válec
- Obr. 33.: Umístění svaru dno válce – ovládací válec
- Obr. 34.: Nastavení ovládacího válce při napouštění hydraulické kapaliny



Seznam tabulek

Tabulka 1: Vliv vybraných změn parametrů na brzdný mechanismus 1

Tabulka 2: Vliv vybraných změn parametrů na brzdný mechanismus 2

Seznam příloh

- Příloha 1 – Katalogový list Frenos Sauleda a. s. – Materiál FAG/M
- Příloha 2 – Tabulka pružin Hennlich z drátu o průměru 10 mm
- Příloha 3 – Sestavný výkres vlastní brzdy
- Příloha 4 – Kusovník k vlastní brzdě
- Příloha 5 – Sestavný výkres spouštěcího válce
- Příloha 6 – Kusovník ke spouštěcímu válci
- Příloha 7 – Sestavný výkres ovládacího válce
- Příloha 8 – Kusovník k ovládacímu válce
- Příloha 9 – Výrobní výkres třmenu
- Příloha 10 – 3D model mechanismu ve formátu .stp