



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**NÁVRH DVOUKOMOROVÉ PNEUMATICKÉ
PRUŽINY**

DESIGN OF DUAL-CHAMBER PNEUMATIC SPRING

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Pantůček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Macháček

BRNO 2017

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Michal Pantůček
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Ondřej Macháček
Akademický rok:	2016/17

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

Návrh dvoukomorové pneumatické pružiny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pneumatická pružina bude součástí experimentální vzpěry pro kosmické aplikace. Návrh rozměrů bude vycházet z analytického výpočtu. Při statickém zatížení pružiny musí dojít k vyrovnání tlaku v obou komorách. Pohyblivým částem pružiny je nutné zajistit vedení pro pohlcení radiálních sil.

Typ práce: vývojová - konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Cílem práce je navrhnout pneumatickou pružinu, která bude využita pro experimentální ověření závislosti síly na stlačení. Tuto závislost je nutné během návrhu predikovat.

Dílčí cíle práce:

- pomocí výpočtu určit rozměry komor a tlak plynu,
- analyticky určit závislost síly na stlačení pro určené parametry pružiny,
- navrhnout pružinu a vytvořit výrobní dokumentaci.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2017.pdf

Seznam doporučené literatury:

HARRIS, C. M. a A. G. PIRESOLM. Harris' shock and vibration handbook. 5th ed. New York: McGraw-Hill, 2002, ISBN 00-713-7081-1.

KOPACEK, J. a B. PAVLOK. Tekutinové mechanizmy. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava. 2011, ISBN 978-80-248-2405-5.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Práce se zabývá návrhem pneumatické pružiny, která pomůže v návrhu vzpěry určené pro kosmické aplikace. Návrh bude podložen analytickým výpočtem, který bude následně ověřen pomocí experimentů, což je ale nad rámec této práce.

Pružina bude součástí vzpěry, u které bude možné regulovat tlumení. Je proto žádoucí, aby v pružině byly co nejnižší pasivní odpory, které vznikají především při těsnění vzájemně pohybujících se dílů. U pružiny je tím myšleno píst, pístnice a válec.

Tato práce by měla v teoretické rovině prozkoumat možnost náhrady konvenčních těsnění nekonvenčními, případně určit vliv na dynamické chování pružiny, která by neměla píst těsněn vůbec.

Klíčová slova: pružina, tlumič, pneumatický, tření, kosmonautika

ABSTRACT

This thesis is engaged in the design of a pneumatic spring which will be useful for a design of a strut intended for cosmic applications. The design will be supported with an analytic calculation which to be subsequently verified by means of experiments, however, those reach beyond the scope of this thesis.

The spring will be a part of a strut with adjustable shock damping. For this reason it is desirable for the spring to have the lowest passive resistances occurring mainly during sealing mutually moving parts. For the spring they are the piston, the piston rod and the cylinder.

On the theoretical level the thesis should explore the possibility of replacing conventional sealings by unconventional ones and possibly determine the influence upon dynamical behaviour of the spring where the piston would not be sealed at all.

Key words: spring, damper, pneumatic, friction, cosmonautics

Bibliografická citace:

PANTŮČEK, M. *Návrh dvoukomorové pneumatické pružiny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 53 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ondřej Macháček.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Návrh dvoukomorové pneumatické pružiny* vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Ondřeje Macháčka a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne

.....
podpis

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych především poděkovat svému vedoucímu, Ing. Ondřeji Macháčkovi, za jeho cenné rady a připomínky, za jeho velkou trpělivost, ochotu a množství času, které mi věnoval. Děkuji velmi také své rodině a přítelkyni za veškerou jejich podporu a pochopení, které pro mě měli během celé doby studia.

OBSAH

1 ÚVOD	12
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
2.1 Mechanické pružiny	14
2.2 Pneumatické pružiny	15
2.2.1 Rozdělení pneumatických pružin dle principu uložení plynu	15
2.2.2 Rozdělení pneumatických pružin dle počtu komor	17
2.2.3 Vyvození reakční síly u dvoukomorové pneumatické pružiny	20
2.2.4 Pasivní odpory v pružině	21
2.2.5 Možné spojení vlastností pružiny a tlumiče	23
3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	25
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	26
4.1 Návrh možných koncepcí	26
4.1.1 Varianta I	26
4.1.2 Varianta II	27
4.1.3 Varianta III	28
4.2 Metodika návrhu a výpočtů	29
4.2.1 Dynamický model	30
4.3 Výběr finální varianty na základě dynamického modelu	35
4.4 Pevnostní kontrola finální varianty	36
4.4.1 Kontrola válce	37
4.4.2 Kontrola pístnice	38
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	40
5.1 Konečné parametry pružiny	40
5.2 Válec	40
5.3 Píst	40
5.4 Uložení pístnice a připojení vlnovce	41
5.5 Levé a pravé víko	43
5.6 Přichycení čtvercového profilu	44
5.7 Uložení KU pouzder	44
6 DISKUZE	45
7 ZÁVĚR	46
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	47
9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	49
10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	51
11 SEZNAM TABULEK	52
12 SEZNAM PŘÍLOH	53

1 ÚVOD

Při provozu většiny zařízení vznikají vibrace a rázy, ty je v drtivé většině případů snaha minimalizovat. K tomu se zpravidla využívá pružných členů, které dokáží měnit velké rázy na slabší kmitání, tedy energii vibrací dokáží akumulovat a tlumicí člen ji následně přemění v teplo. Aplikací těchto prvků zajistíme minimální vibrace a rázy, pomocí přidání tlumiče kmitání můžeme kmity zcela utlumit. Pružiny mají vysoké využití v celém průmyslu a setkáváme se s nimi v každodenním životě, aniž bychom si to uvědomovali.

Při návrhu nových zařízení je obvykle nezbytné podložení výpočty. Výpočtové modely však obvykle vyžadují větší či menší míru zjednodušení. Dopředu predikovat, jak dané zjednodušení modelu ovlivní výsledky, je velmi složité, proto dalším krokem po vytvoření modelu je jeho verifikace. Následně je nezbytné srovnat vypočtená data s experimentem a případně poznatky získané během testování zanést do modelu a zohlednit je během návrhu finálního řešení.

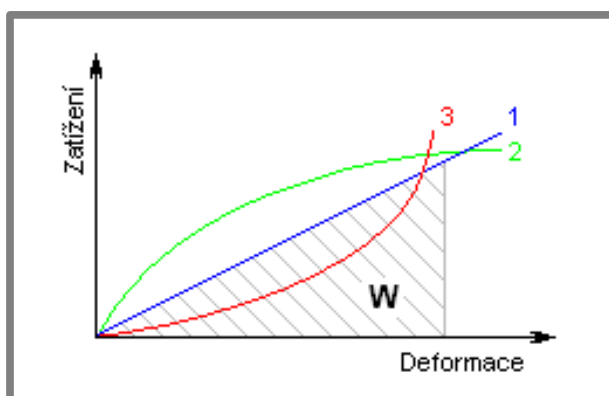
Během vývoje se tedy často můžeme setkat s takzvanými experimentálními verzemi daného zařízení. Velmi často se jedná pouze o jeden z konstrukčních uzlů, který je testován odděleně. Důležitým požadavkem na experimentální zařízení je snadná modifikace funkčních částí, které jsou předmětem vývoje, ale také nízká pořizovací cena.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Pružiny jsou obecně prvky, které akumulují nebo snižují rázy strojů či zařízení, které by byly za provozních podmínek nežádoucí. Existuje celá řada přístupů jak pružiny dělit, pro tuto práci je nevhodnější rozdělení dle fyzikálního principu, které zahrnuje základní tři typy, mechanické, pneumatické a hydropneumatické. [1]

Funkce pružiny je posuzována podle průběhu a velikosti její deformace v závislosti na působícím zatížení. Dle průběhu deformace můžeme pružiny rozdělit do tří skupin:

1. Pružiny s lineární charakteristikou
2. Pružiny s degresivní charakteristikou
3. Pružiny s progresivní charakteristikou



Obr. 1 Závislost deformace pružiny na zatížení [2]

Plocha pod charakteristickou křivkou pružiny znázorňuje deformační práci (energií) pružiny vykonanou při jejím zatěžování. Deformační energii pro pružiny namáhané tlakem, tahem nebo ohybem určíme ze vztahu (2-1).

$$W = \int_0^s F \cdot ds \text{ [J]} \quad (2-1)$$

Pro pružiny namáhané krutem se deformační práce vypočte ze vztahu (2-2).

$$W = \int_0^\alpha M \cdot d\alpha \text{ [J]} \quad (2-2)$$

Základní veličinou charakterizující funkci pružiny je její tuhost. Tuhost pružiny k nám udává velikost zatížení (sílu respektive moment), kterým je potřeba působit, aby nastala jednotková deformace (posunutí respektive natočení) pružiny. Jednotkou tuhosti pružiny je N/mm (posunutí) nebo N.mm/° (natočení). [2]

Z hlediska životnosti a pevnostní kontroly se u kovových pružin rozlišují dva základní způsoby jejich namáhání:

1. **Statickým zatížením** – pružiny jsou namáhány staticky nebo s nižší proměnlivostí zatížení, tzn. s cyklickými změnami zatížení při požadavku životnosti méně než 10^5 pracovních cyklů
2. **Cyklickým zatížením** – pružiny jsou namáhány kmitavě, neboli dynamicky, tzn. s cyklickými změnami zatížení při požadavku životnosti od 10^5 a výše [2]

2.1 Mechanické pružiny

Mechanické pružiny jsou strojní součásti, které jsou schopny akumulovat mechanickou energii na základě pružné deformace materiálu, který byl použit pro danou pružinu. V závislosti na použitém materiálu a geometrii jsme schopni získat pružiny s různými průběhy závislosti zatížení na deformaci. Mechanické pružiny můžeme rozdělit dle několika hledisek:

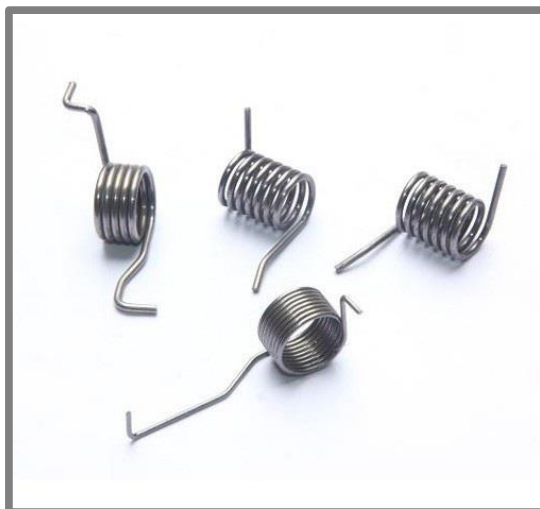
Dle použitého materiálu

- kovové
 - Dle druhu namáhání
 - tahem
 - tlakem
 - krutem
 - ohybem
 - smykem
 - Dle konstrukce
 - vinuté (z pásů a drátů)
 - talířové
 - tyčové
 - kroužkované
 - svinované
 - listové
 - speciální
- nekovové

Nejrozšířenějším typem mechanických pružin jsou šroubovitě válcové pružiny nebo torsní (zkrutné) pružiny (kolíček na prádlo). Nejčastěji používanými materiály pro mechanické pružiny jsou uhlíkové, legované a korozivzdorné oceli. Do neželezných materiálů pro výrobu pružin lze zařadit fosforové bronzы, mosazi, slitiny mědi a beryllia a různé slitiny niklu. [1]



Obr. 2 Šroubovitě válcová pružina [16]



Obr. 3 Torzní (zkrutná) pružina [17]

2.2 Pneumatické pružiny

2.2

Pneumatické pružiny využívají k akumulaci energie stlačitelnosti plynu. Tento plyn je nejčastěji uložen ve válci nebo v měchu. Pružiny využívající stlačitelného plynu můžeme rozdělit podle typu použitého plynu, nejčastěji to bývá dusík nebo vzduch. Další možné rozdělení je dle principu uložení plynu v pružině (viz níže). [3]

U pneumatických pružin můžeme měnit tuhost pružiny pomocí tlaku plynu, který do ní napustíme. Vlastnosti vzduchu závisí na jeho teplotě. Ovšem změna vlastností pro menší změny teplot (řádově desítky °C) je minimální, proto mohou pneumatické pružiny pracovat v určitém rozmezí teplot, aniž by se výrazně měnily jejich funkční vlastnosti. [3]

Pneumatické pružiny mohou pracovat za přetlaku (tlačné pružiny), což spolu s těsněním zamezí vniku nečistot z prašného prostředí dovnitř pružiny, čímž se zabrání jejímu nadbytečnému opotřebení. Nespornou výhodou pneumatických pružin je malý zástavbový prostor. [3]

2.2.1 Rozdělení pneumatických pružin dle principu uložení plynu

2.2.1

Pneumatické pružiny můžeme rozdělit podle principu uložení plynu, a to na pružiny s pružným pracovním prostorem nebo na pružiny s pevným pracovním prostorem.

Pružiny s pružným pracovním prostorem

Tento typ pružiny se skládá z pryžotextilního vlnovce, dvou upínacích patkových kroužků, horního a spodního víka a kroužku mezi vlnami. Horní víko je opatřeno plnicím otvorem, skrz který se realizuje přívod stlačeného vzduchu. Díky použití vlnovců získá pružina vyšší sílu a únosnost (stabilitu). [4]

Plyn (zde nejčastěji vzduch) je uložen v pryžotextilním měchu, který je vyráběn z materiálů s vysokou pružností, ale také s vysokou pevností. Tyto pružiny využívají jak stlačitelnosti vzduchu, tak stlačitelnosti (deformaci) pryžotextilního měchu. Měch je nejčastěji tvarován do tzv. vlnovce.



Obr. 4 Vzduchové pružiny Firestone [18]

Aplikace

- Odpružení sedaček a náprav autobusů
- Odpružení nákladních vozidel, trolejbusů, traktorů, vlakových a tramvajových vagónů
- Pružné uložení strojů a zařízení, které vzbuzují rázy a vibrace (dopravníky, buchary, kovací lisy)
- Eliminace vibrací laboratorních přístrojů [4]

Doporučená teplota pro použití vzduchových pružin je zhruba $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ až $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$. [4]

Pružiny s pevným pracovním prostorem

Plyn u tohoto typu pružin je uložen ve válci. Ve válci probíhá komprese nebo expanze plynu, zatímco tvar válce je neměnný. Válce jsou nejčastěji vyráběny z uhlíkové nebo jiné ušlechtilé oceli, která má námi požadované vlastnosti, jako je například korozivzdornost, otěruvzdornost a pevnost. Musí zde být použit takový plyn, který má při stlačení minimální nebezpečí výbuchu a také je cenově dostupný, nejčastěji se používá dusík. [5]

Pružiny musí obsahovat také těsnění mezi komorami, ale především mezi pístnicí a víkem válce. Toto těsnění se uskutečňuje buďto pomocí těsnících manžet, nebo v případě pístu je zde i možnost použití O-kroužků. [5]

Dochází zde ke kontaktu a následnému tření součástí, které jsou ve vzájemném pohybu a dotyku. Tyto součásti jsou píst, válec a pístnice. Toto tření se nevyskytuje

u pružiny s pružným pracovním prostorem, což je jejich obrovská výhoda. Toto tření může být v některých aplikacích považováno za výhodu (tlumení kmitání). V jiných případech je ale tření nežádoucí. Pokud je požadováno, aby se pružina zastavila vždy na stejném místě, nebo pokud je cílem akumulovanou energii využít takřka beze ztrát, je tření velkou nevýhodou.



Obr. 5 Plynová vzpěra s tlačnými oky od firmy Montako [19]

Na Obr. 5 je zobrazena plynová vzpěra s tlačnými oky od firmy Montako.

Aplikace

- Otevírání dveří kufru automobilu (zde plynová vzpěra drží dveře kufru otevřené)
- Zajištění a otevření vík krytů strojů [5]

2.2.2 Rozdělení pneumatických pružin dle počtu komor

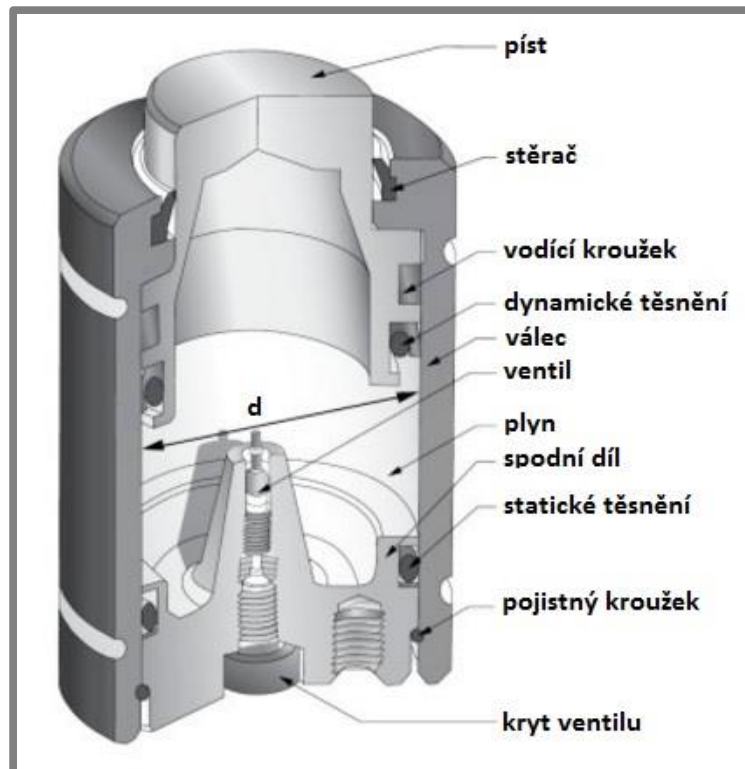
2.2.2

Obecně lze pneumatické pružiny rozdělit z hlediska počtu komor na jednokomorové a dvoukomorové. [6]

Jednokomorová pneumatická pružina

Při jednokomorovém řešení je píst veden ve válci pomocí vodícího kroužku a je utěsněn pomocí dynamického těsnění. Spodní díl tvoří dno komory, vůči válci se nepohybuje, proto je možné těsnit ho statickým těsněním. Ve spodním dílu bývá umístěn otvor pro ventil, který se využívá pro plnění pružiny stlačeným plynem. [6]

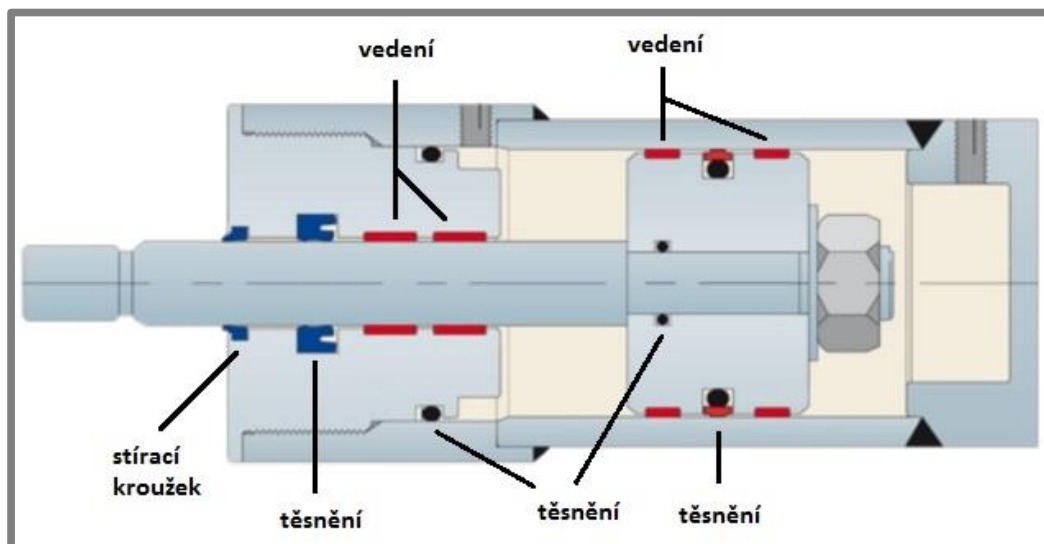
Schéma této pružiny je na Obr. 6.



Obr. 6 Jednokomorová plynová pružina [6]

Dvoukomorová pneumatická pružina

Na Obr. 7 je schematicky znázorněná dvoukomorová pneumatická pružina. Jejími hlavními částmi jsou píst, pístnice, válec a ventily. Při pohybu pístu dochází v jedné

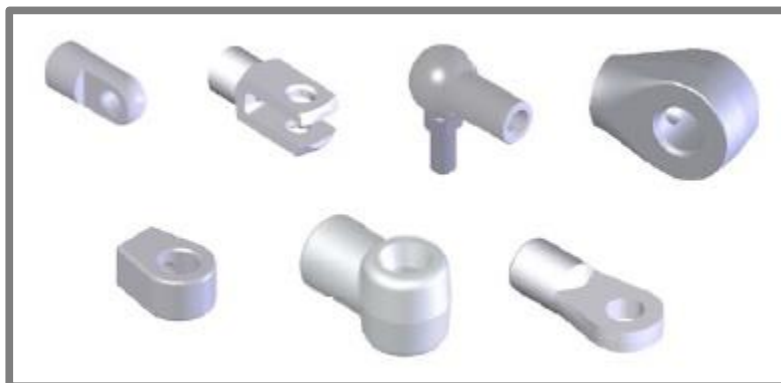


Obr. 7 Schéma dvoukomorové pneumatické pružiny [20]

komoře k expanzi plynu a v druhé k jeho kompresi. Oba tyto děje jsou vratné a působí proti pohybu pístu. [6]

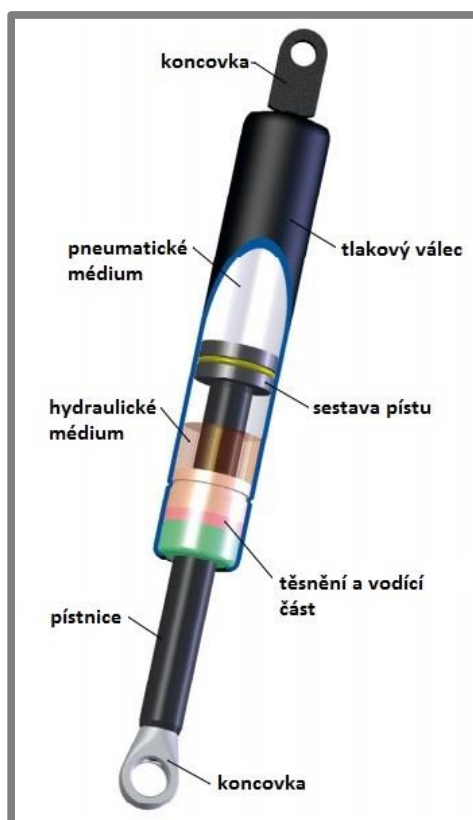
Pístnice je napevno spojena s pístem. Je pohyblivě uložena ve vedení, vedle kterého se nachází i těsnění. Pístnici je nutné vystředit vůči pístu, toho se docílí například vhodným spojením pístu a pístnice. Těsnění má za úkol zabránit úniku plynu

z válce do okolí a také vniku nečistot z okolí do válce. Všechny části, které jsou ve styku s těsněním, musí mít nízkou hodnotu drsnosti povrchu Ra, čímž lze snížit míru opotřebení. Na konci pístnice je zpravidla závit, na kterém bývají uchyceny různé druhy koncovek, viz Obr. 8 firmy SUSPA [7].



Obr. 8 Různé koncovky od firmy SUSPA [7]

Na Obr. 9 je znázorněna dvoukomorová plynová pružina od firmy SUSPA. V komoře nad i pod pístem je při rovnovážné poloze stejně velký tlak. Je zde použito malé množství hydraulického média (olej). Při pohybu pístnice ve vedení a pístu ve vedení vzniká tření. Obecně tření není žádané a snažíme se o jeho minimalizaci. Proto se do každé plynové vzpěry přidává malé množství oleje, které zabezpečí stálé mazání



Obr. 9 Schéma dvoukomorové plynové pružiny od firmy SUSPA [7]

pístnice a pístu. Další význam oleje spočívá v tlumení koncové polohy. Olej má velmi nízkou hodnotu stlačitelnosti. Při pohybu pístu v koncové poloze se během posledních pár milimetrů pohyb utlumí právě díky oleji. Pozornost musí být věnována zejména poloze, při které plynová pružina pracuje. Jelikož je zde olej, který má za úkol mazat pístnici a tlumit koncové polohy, tak musí být pružina orientována pístnicí dolů. V této poloze bude docházet ke stálému mazání pístnice při jejím pohybu. [8]

2.2.3

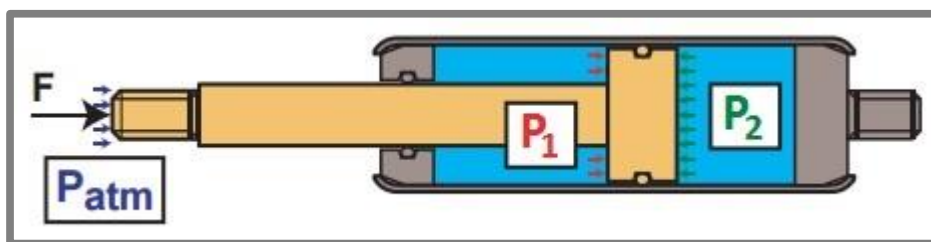
2.2.3 Vyvození reakční síly u dvoukomorové plynové pružiny

V dvoukomorové plynové pružině se tlak v komoře před a za pístem v průběhu stlačování pružiny mění. Při stlačování pružiny se objem v komoře za pístem zmenšuje, tím se zvyšuje tlak v této komoře. Vzniklý přetlak působí na celou plochu pístu a snaží se ho posunout směrem proti stlačování. V komoře před pístem naopak vzniká podtlak, který působí na plochu pístu zmenšenou o průřez pístnice. V důsledku rozdílných ploch, na které tlak v první a v druhé komoře působí, vzniká síla opačně orientovaná proti pohybu stlačování pružiny. Vznikající síla pružiny je výsledkem rovnováhy sil působících na píst a lze ji vypočítat podle [9] následovně:

$$F = P_2 S_2 - P_1 (S_2 - S_p) - P_{atm} S_p \quad (2-3)$$

kde:

F	[N]	- síla působící na pružinu
P_1	[N.mm ⁻²]	- tlak plynu v první komoře
P_2	[N.mm ⁻²]	- tlak plynu v druhé komoře
P_{atm}	[N.mm ⁻²]	- vnější (atmosférický) tlak
P	[N.mm ⁻²]	- tlak plynu
S_2	[mm ²]	- průřez pístu
S_p	[mm ²]	- průřez pístnice



Obr. 10 Schéma vyvození síly u dvoukomorové plynové pružiny [9]

Při řešení dvoukomorové plynové pružiny lze využít pro výpočet reakční síly rovnici (2-3). Pokud bude pružina řešena v rovnovážném stavu, kdy je tlak v první i druhé komoře totožný, tak můžeme psát $P_1 = P_2 = P$. Touto změnou se nám rovnice upraví do tvaru:

$$F = P S_2 - P (S_2 - S_p) - P_{atm} S_p \quad (2-4)$$

Po roznásobení závorky a odečtení členů $P \cdot A$ dostaneme zjednodušenou rovnici:

$$F = (P - P_{atm}) S_p. \quad (2-5)$$

Na Obr. 10 je znázorněno schéma vyvození síly u dvoukomorové plynové pružiny. Působící tlak v komoře 2 působí na větší plochu, než tlak v komoře 1. Na základě těchto rozdílných ploch vzniká reakční síla (proti pohybu stlačování pružiny).

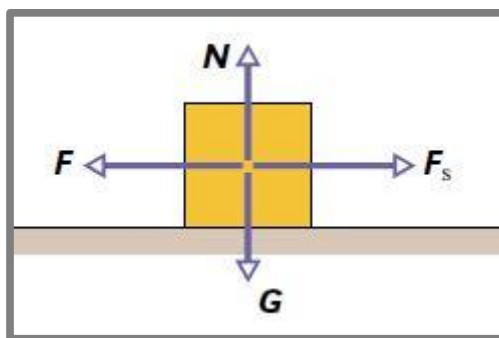
2.2.4 Pasivní odpory v pružině

2.2.4

V plynové pružině bývá píst opatřen těsněním, které brání proudění plynu mezi komorami. Při pohybu pístu ve válci zde dochází ke vzájemnému kontaktu mezi těsněním a válcem, což vede ke vzniku třecí síly. Velikost tohoto tření je závislá na volbě použitého těsnění, ale i na dalších parametrech, kterými může být typ maziva, drsnost povrchu nebo další okolní podmínky. Jak vyplývá z rešerše, těsnění můžeme nahradit vodicím kroužkem a vhodně navrženou vůlí, čímž se částečně sníží velikost tření mezi pístem (vodicím kroužkem) a válcem.

Třecí síla

Mezi základními poznatky z laboratorních úloh z fyziky na střední škole patří měření třecí síly. Zde bylo řečeno, že existují dva typy tření – statické a dynamické (též kinetické). Pokud leží těleso na podložce a budeme s ním chtít pohnout pomocí síly, tak musíme překonat tzv. statické tření.



Obr. 11 Statická třecí síla [11]

Na Obr. 11 je znázorněna reakční statická třecí síla působící proti směru síly F . Pokud chceme pohnout tělesem směrem doleva, musíme na něj působit silou F větší, než je síla statického tření F_s . Statická třecí síla se vypočítá ze vztahu

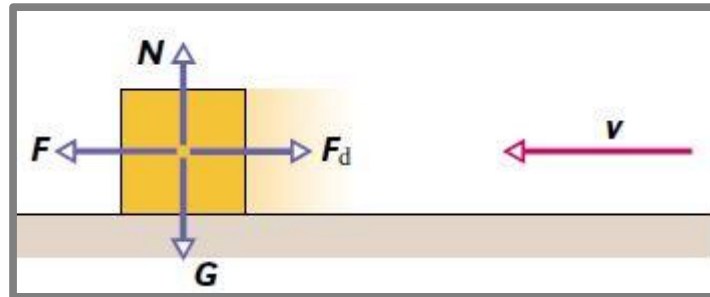
$$F_s = f_s N, \quad (2-6)$$

kde:

- F_s [N] - statická třecí síla
- f_s [1] - koeficient statického tření
- N [N] - normálová síla, kterou působí podložka na těleso

Dynamická třecí síla

Pokud zvýšíme sílu F nad hodnotu F_s , těleso se „utrhne“ a začne se pohybovat. Nyní na těleso působí pouze dynamická (též kinematická) třecí síla. Směr této síly je opačný jako vektor rychlosti tělesa. Obvykle má dynamická třecí síla, která působí na těleso v pohybu, menší velikost, než statická třecí síla, která působí na těleso v klidu.



Obr. 12 Dynamická třecí síla [11]

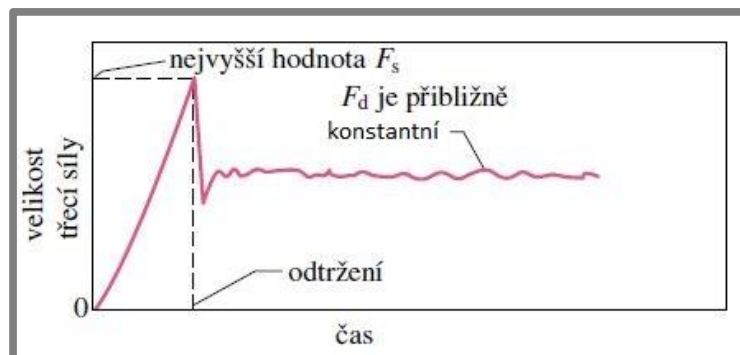
Dynamická třecí síla se vypočítá ze vztahu

$$F_d = f_d N, \quad (2-7)$$

kde:

F_d [N] - dynamická třecí síla
 f_d [1] - koeficient dynamického tření

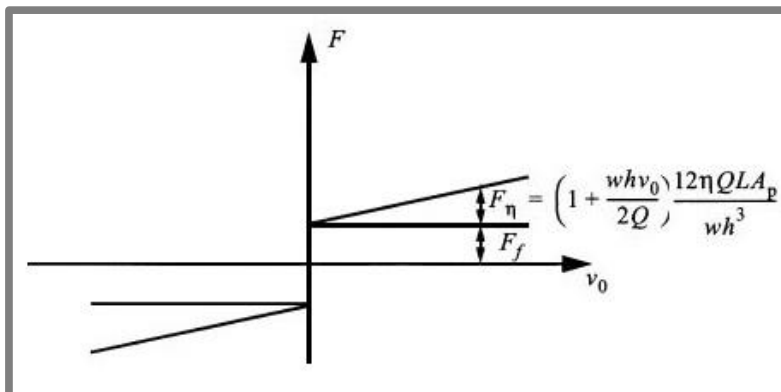
Jak již bylo řečeno, pokud budeme působit na těleso větší silou, než je síla statického tření, těleso se začne pohybovat a bude na něj působit dynamická třecí síla. Tato změna velikosti třecí síly na čase je zobrazena na Obr 13. Jakmile se mění rychlost pohybu tělesa a z dynamického tření se dostaneme opět do statického tření, tak zde vzniká tzv. stick-slip efekt.



Obr. 13 Závislost velikosti třecí síly na čase [11]

Charakteristice síly na stlačení příliš neprospívá tření (pro malé síly se píst pružiny nepohne a stává se nefunkčním), proto máme snahu toto tření minimalizovat buď volbou vhodného těsnění, nebo jeho úplným odstraněním, čímž by se z navrhované pneumatikové pružiny stala jakási kombinace pružiny i tlumiče.

Na Obr. 14 je znázorněna F - v charakteristika tlumiče. F_f je třecí síla, kterou musí tlumič překonat, aby se píst pohnul [10]. Pokud odstraníme těsnění pístu, médium bude moci proudit mezi komorami při pohybu pístu. F_η je viskózní síla, která vzniká při proudění média mezi komorami. Při absenci těsnění pístu jde vlivem proudění média o tlumič, který není závislý na tom, v jaké poloze se nachází, ale jak rychle se píst pohybuje. Pro stanovení charakteristiky takto uvažované pružiny tedy není možné



Obr. 14 F-v charakteristika tlumiče [10]

pracovat pouze se stlačením, jak je to běžné, ale je potřeba se na to dívat i s ohledem na rychlost, případně dobu, po kterou bude pružina mimo rovnovážnou polohu.

Pokud vyvineme sílu menší než F_f , tak se pružina díky Coulombově (statickému) tření nepohne a stává se nefunkční, proto je snahou toto tření minimalizovat.

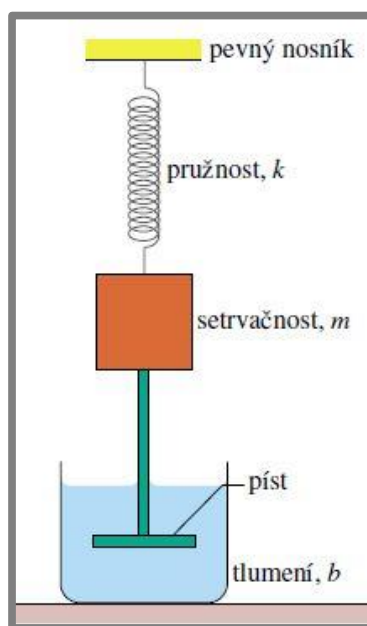
2.2.5 Možné spojení vlastností pružiny a tlumiče

Pokud těsnění nahradíme pouze vodícím kroužkem a vhodně navrženou vůlí, tak zde při posuvu pístu bude docházet k proudění vzduchu mezi komorami. Při proudění vzduchu se část kinetické energie přemění třením v tepelnou energii. To nám v malé míře zajistí, že zachycené kmity pružina pomalu utlumí, čímž by se pružina částečně chovala i jako tlumič.

Tohoto chování lze využít k částečnému nebo úplnému tlumení zbytku energie, které pohybující se hmoty mají. [3]

Schematicky lze toto spojení vlastností pružiny a tlumiče znázornit na jednoduchém příkladu, kde je těleso zavěšeno na pružině a je spojeno pomocí pístu ponořeném v kapalině. Pokud na těleso začneme působit silou a vychýlíme ho z jeho

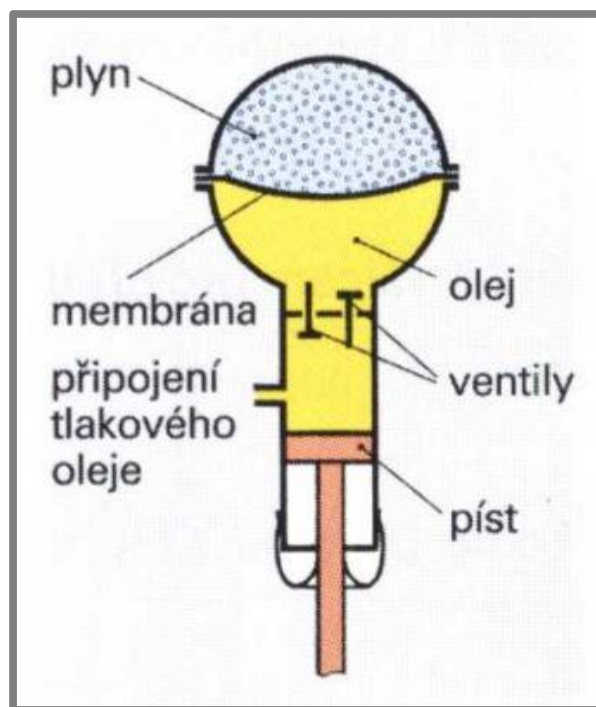
2.2.5



Obr. 15 Spojení vlastností pružiny a tlumiče [11]

rovnovážné polohy, tak začne kmitat. Ponořený píst do kapaliny musí překonávat smykové síly v kapalině a celá soustava se tímto tlumí. Tento princip je zobrazen na Obr. 15.

Typickým představitelem, který kombinuje vlastnosti pružiny i tlumiče, jsou hydropneumatické pružiny. Tyto pružiny fungují na kombinaci principu stlačitelného plynu a nestlačitelné tekutiny. Hydropneumatická pružina se chová jako pružina a tlumič v jednom. Neměnné množství plynu (nejčastěji dusík) je stlačováno v přetlakové kouli načerpáním nebo vyčerpáním hydraulického oleje. Plyn a hydraulický olej jsou od sebe odděleny membránou. Mezi pracovním válcem a přetlakovou koulí jsou ventily, které škrtí tok hydraulického oleje v obou směrech a působí tak jako tlumič vibrací (kmitů). Hydropneumatické pružiny se používají pro některé osobní automobily, kde lze regulovat tuhost odpružení ručně ovládaným ventilem. Lze uplatnit i samoregulaci, kdy při velkém naložení automobilu klesne zadní část a přes podélné rameno a tyčové ústrojí se otevře ventil, který uvolní přívod tlakového oleje. [12]



Obr. 16 Schéma hydropneumatické pružiny [12]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

V rešeršní části bylo představeno rozdělení pružin dle různých hledisek, byly zde popsány principy, jak jednotlivé pružiny fungují. Trochu detailněji zde byly popsány pružiny s pevným pracovním prostorem, které budou východiskem pro návrh dvoukomorové pneumatické pružiny.

Cílem práce je navrhnout dvoukomorovou pneumatickou pružinu, která bude součástí experimentální vibroizolační vzpěry, která je na ÚK vyvíjena pro kosmické aplikace. V této vzpěře je uvažováno semiaktivní tlumení, proto je kladen důraz na co nejmenší pasivní odpory. Návrh rozměrů komor bude vycházet z výpočtů. Dynamické chování pružiny bude popsáno pomocí dynamických modelů, díky kterým bude prozkoumána možnost absence těsnění pístu. Pokud se toto řešení ukáže jako proveditelné, analytický výpočet poslouží k návrhu vhodné vůle mezi pístem a válcem. Návrh této pružiny pomůže v budoucích experimentech. Důležitými kroky pro návrh pružiny bude navržení typu konstrukce, návrh jednotlivých částí pružiny a vhodný způsob výpočtů.

Pro správné určení rozměrů pružiny je třeba sestavit dynamický model, díky kterému se získá bližší charakteristika pružiny.

4

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Při postupu návrhu je nezbytné držet se předem daných požadavků, které nám vymezují možnosti konstrukce. V této kapitole budou popsány koncepce navrhované pružiny. Simulační modely vychází z pohybových rovnic. Je požadováno co nejnižších pasivních odporů, aby doba dokmitávání pružiny byla co největší.

4.1

4.1 Návrh možných koncepcí

Při návrhu jednotlivých variant pružiny je třeba dodržet základní požadavky. Výchozí parametry

- pružina musí unést v rovnovážném stavu hmotnost 100 kg
- použití kovového vlnovce, který bude součástí výše uvedené vzpěry
- zdvih vlnovce činí 14 mm, jeho délka je 70 mm, vnější průměr je 36,5 mm a průměr přípojovací příruby je 50 mm.

Z rozměrů vlnovce bude vycházet návrh rozměrů komory 1.

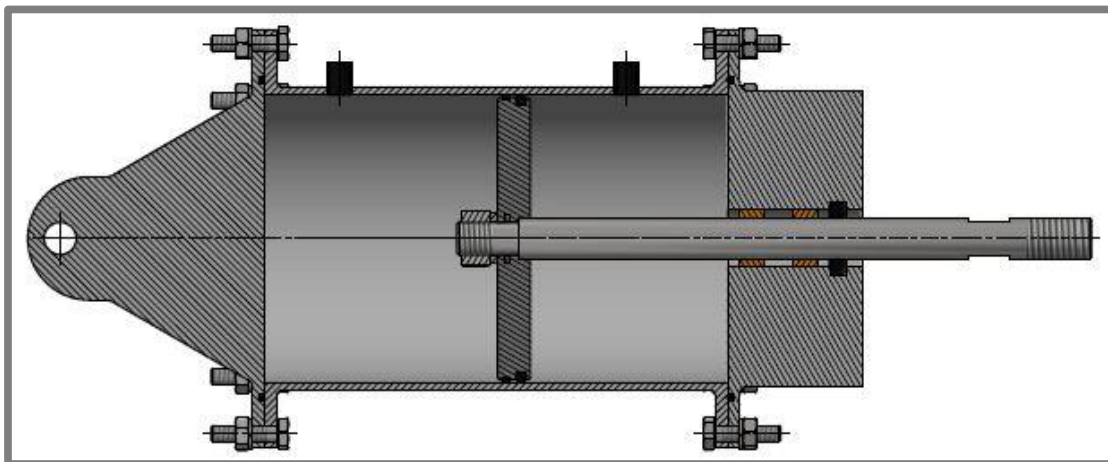
Vedení pístnice lze zajistit dvěma způsoby. Prvním způsobem je vedena pístnice pomocí dvou KU pouzder, která zajistí radiální přesnosti pohybu. Druhým způsobem je vedení pístnice pouze jedním KU pouzdem. V tomto případě musí být píst veden, a to buď pomocí vodícího kroužku, nebo díky pružnému členu – planžetě.

4.1.1

4.1.1 Varianta I

Tato varianta vychází z koncepce klasické pneumatische pružiny. Pístnice je vedena ve dvou místech a hned vedle je uloženo těsnění pístnice, které brání úniku vzduchu z válce ven, ale také vniku nečistot do válce. Píst obsahuje na obvodu taktéž těsnění, které brání proudění vzduchu mezi komorami. Píst je zde veden pomocí vodícího kroužku.

Nevýhodou této koncepce je poměrně velká třecí síla, která by při fungování vznikala. Toto tření lze minimalizovat vhodnou volbou vedení a těsnění. Při výběru vhodného typu vedení lze vyjít z experimentů, které provedl Kryštof Jančík ve své bakalářské práci [13]. Výsledky experimentů ukázaly, že nejnižších hodnot tření mezi pístnicí a vedením dosáhneme za použití KU pouzdra (kluzné ložisko) [13]. Pro vedení pístnice lze tedy využít dvou KU pouzder (zobrazeno na Obr. 7).



Obr. 17 Varianta I - schéma

Výhodou této varianty je jednoduchost řešení, ovšem jsou zde velké třecí ztráty. Tyto ztráty jsou v našem případě nežádané.

V této variantě nedojde při statickém silovém působení k vyrovnání tlaků mezi komorami, jak je požadováno.

Prvek	Třecí síla [N]
2xKU pouzdro	2x11,1=22,2
Těsnění pístu	2x23,7=47,4
Těsnění pístnice	23,7
Celková třecí síla	93,3

Tab. 1 Varianta I - pasivní odpory

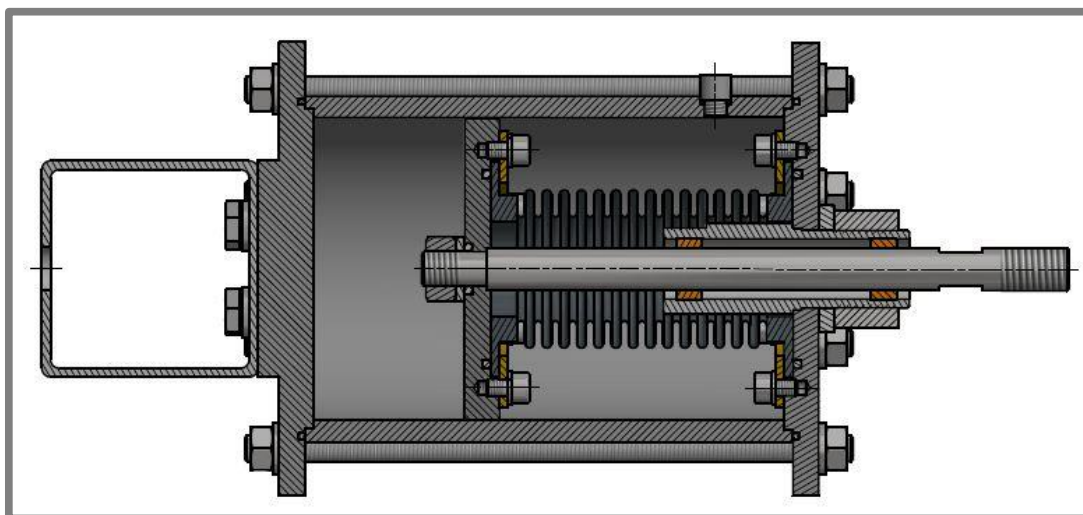
Hodnota třecí síly pro KU pouzdro je 11,1 N a pro vodicí pásku (pístnicovou manžetu) 23,7 N. Tyto hodnoty jsou uvedeny v práci Kryštofa Jančíka [13].

Výsledná třecí síla je tedy rovna součtu dílčích třecích sil. Figuruje zde 2x tření od KU pouzdra a 2x tření od těsnící manžety. Ovšem třecí síla od těsnění pístu je větší, než třecí síla od těsnění pístnice. Jelikož je obvod pístu téměř dvojnásobný, výsledná třecí síla těsnění pístu bude zhruba dvojnásobná. Výsledná třecí síla je rovna přibližně 93,3 N.

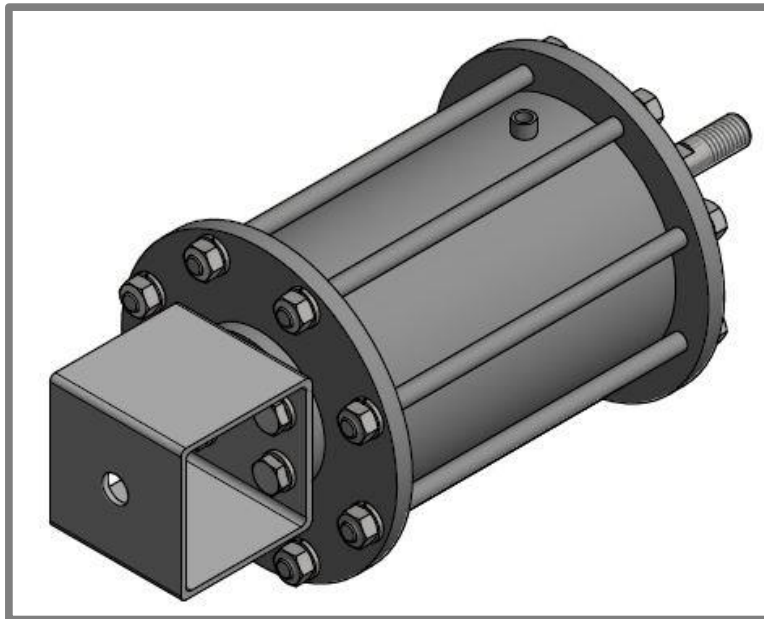
4.1.2 Varianta II

Druhá varianta je řešena tak, že mezi vnějším povrchem pístu a vnitřním povrchem válce bude ponechána určitá vůle, skrz kterou bude při stlačování pružiny proudit vzduch. Těsnění pístu zde nebude. Základní vůle je zvolena 0,1 mm. V případě potřeby změny velikosti vůle mezi pístem a válcem se nechá vyrobit píst s rozdílným průměrem. Výměna pístu je jednoduchá a rychlá. Pístnice je vedena stejně jako v první variantě dvěma KU pouzdry. Těsnění pístnice je realizováno kovovým vlnovcem, který je z jedné strany uchycen k pístu a z druhé strany je uchycen k hornímu dnu. Výhodou vlnovce je nulová třecí síla.

4.1.2



Obr. 18 Varianta II - schéma



Obr. 19 Varianta II - 3D model

Prvek	Třecí síla [N]
2xKU pouzdro	$2 \times 11,1 = 22,2$
Celková třecí síla	22,2

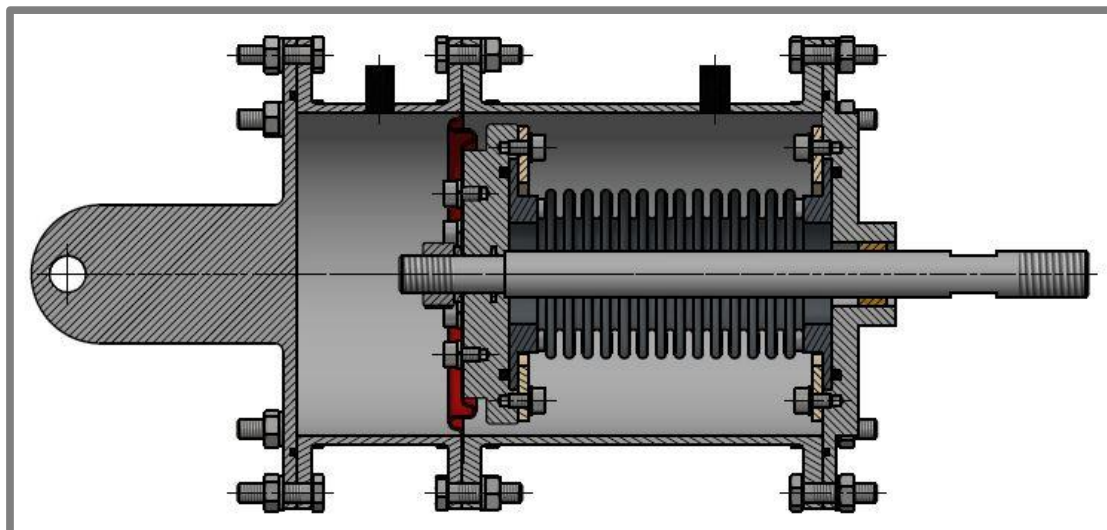
Tab. 2 Varianta II - pasivní odpory

V této variantě bude tedy docházet k proudění vzduchu mezi komorami a také zde budou třecí síly od dvou KU pouzder. Výsledná třecí síla od obou KU pouzder je zhruba 22 N.

4.1.3

4.1.3 Varianta III

Ve třetí variantě je těsnění pístu i pístnice provedeno pomocí pružných členů z oceli. Těsnění pístu je řešeno pomocí ocelové planžety a těsnění pístnice pomocí kovového vlnovce. Výhoda použití planžety a vlnovce jako těsnění je v tom, že nevykazují žádné tření. Vedení pístnice je realizováno pouze jedním KU pouzdrem. V této koncepci se bude předpokládat, že absenci druhého KU pouzdra zastane radiální tuhost vlnovce, popřípadě tuhost planžety. Planžetu by bylo vhodné navrhnout pomocí výpočtů MKP, ale to by bylo nad rámec této práce. Planžeta musí mít relativně vysokou poddajnost ve směru pohybu pístu. Na obrázku schématu je planžeta tedy pouze orientačně.



Obr. 20 Varianta III - schéma

Jak je vidět na Obr. 20, varianta III se liší od varianty I použitím planžety a vlnovce, ale také snížením hmotnosti obou vík, což je pro případnou výrobu výhodné.

Prvek	Třecí síla [N]
KU pouzdro	11,1
Celková třecí síla	11,1

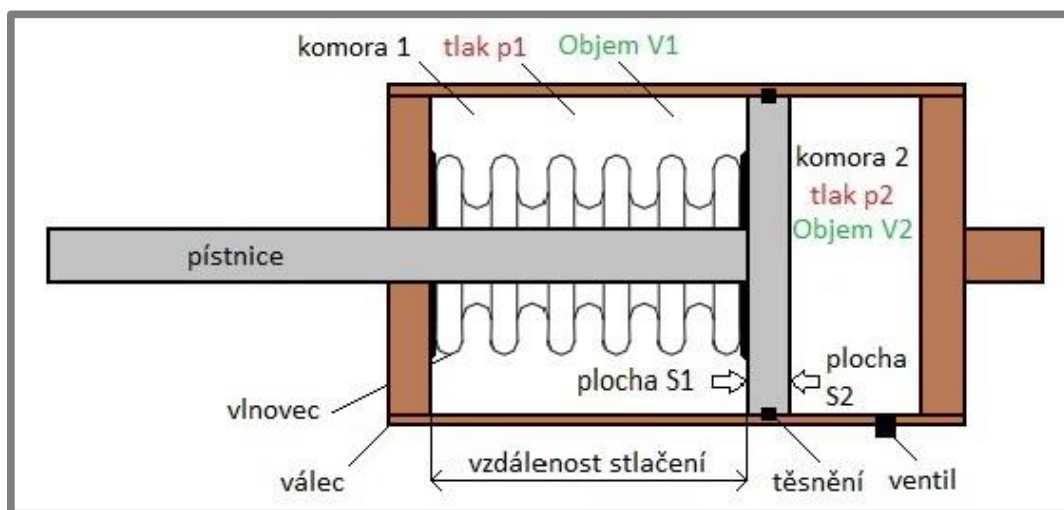
Tab. 3 Varianta III - pasivní odpory

Výsledná třecí síla v této variantě je zhruba 11 N.

4.2 Metodika návrhu a výpočtů

Pro návrh pneumatické dvoukomorové pružiny je nezbytné stanovení metodiky návrhu a výpočtů. Nejprve je třeba vytvořit jakýsi náčrt rozvržení pružiny, ze kterého se bude vycházet.

4.2



Obr. 21 Jednoduché schéma pružiny pro počáteční návrh

V programu MATLAB byl vypracován model, do kterého se zadají vstupní parametry pružiny a poté program vygeneruje výpočty a grafy. Celkem byly vypracovány dva programy. První program slouží pro získání dynamické charakteristiky (kmitání). Druhý program je využit k pevnostním kontrolám součástí.

4.2.1

4.2.1 Dynamický model

Dynamický model spočívá ve vychýlení pružiny o danou vzdálenost a následně se sleduje doba dokmitávání pružiny. Sestavení modelu závisí na vlastnostech dané pružiny. U pružiny, ve které je píst těsněn, nenastává proudění vzduchu mezi komorami a dochází zde pouze ke kompresi či expanzi vzduchu v komorách. Na druhé straně u pružiny, ve které chybí těsnění pístu, dochází k proudění vzduchu mezi komorami, čímž se tlaky v komorách vyrovnávají.

4.2.1.1 Dynamický model bez proudění vzduchu

Pro popis toho modelu je nezbytné stanovit vstupní parametry,

kde:

D_I	70	[mm]	- vnější průměr pístu
D_v	30	[mm]	- střední průměr vlnovce
L	8	[mm]	- šířka pístu
x	± 7	[mm]	- stlačení pružiny
k_{vln}	80	[N.mm ⁻¹]	- tuhost vlnovce
L_{10}	35	[mm]	- počáteční délka komory 1
L_{20}	70	[mm]	- počáteční délka komory 2
p_p	1,489	[MPa]	- plnicí tlak (počáteční tlak v komorách při rovnovážné poloze)
κ	1,4	[1]	- Poissonova konstanta
ρ	1,29	[kg.m ⁻³]	- hustota vzduchu
M	28	[kg.kmol ⁻¹]	- molární hmotnost vzduchu

Výpočty budou probíhat v čase a ten bude rozdělen po jednotlivých časových dílcích $dt = 0,001$ s na určitý počet kroků. V každém kroku budou vypočteny síly působící na hmotné těleso.

Pro základní výpočty se bude vycházet z pohybové rovnice

$$m\vec{a} = \vec{F}_p + \vec{F}_T, \quad (4-1)$$

kde:

m	[kg]	- hmotnost tělesa
a	[m.s ⁻²]	- zrychlení tělesa
F_p	[N]	- tlaková síla
F_T	[N]	- třecí síla

Tlaková síla se spočte jako součet sil na plochy pístu. Tlak v jednotlivých komorách působí na jednotlivé plochy a tím v součtu dává tlakovou sílu pružiny. Třecí síla je dána pasivními odpory pružiny, působí vždy proti směru pohybu pístu.

Pro výpočet okamžitého tlaku v jednotlivých komorách při řešení pružiny s těsněným pístem je využito upraveného vzorce pro adiabatickou kompresi

$$p_{12} = p_{11} \left(\frac{V_{11}}{V_{12}} \right)^\kappa, \quad (4-2)$$

kde:

p_{11}	[MPa]	- počáteční tlak v komoře
p_{12}	[MPa]	- koncový tlak v komoře
V_{11}	[mm ³]	- počáteční objem komory
V_{12}	[mm ³]	- koncový objem komory

Parametr s indexem 11 je při počátečním stavu a parametr s indexem 12 je při koncovém stavu.

Pro veškeré kompresní či expanzní děje v pružině je využito zjednodušení pomocí adiabatického děje. Při tomto ději nedochází k výměně tepla mezi plynem a okolím [14].



Obr. 22 Závislost síly pružiny na stlačení 7 mm

Na Obr. 22 je zobrazena síla pružiny v závislosti na jejím stlačení pro výše uvedené vstupní parametry. Tuto charakteristiku nalezneme u pružin, které mají těsně komory. Píst má z jedné strany větší plochu a z druhé strany menší plochu. Menší plocha je menší, protože je zde pístnice. Vlivem rozdílu těchto ploch není při stejném tlaku v komorách (rovnovážný stav) síla pružiny nulová, ale jak je vidět na Obr. 22, je něco přes 1000 N (přesně 1052 N).



Obr. 23 Závislost síly pružiny na stlačení - 7 mm

Na Obr. 23 je zobrazena závislost síly pružiny v závislosti na stlačení. Zde je stlačení záporné, tedy pružina se vysouvá. Výsledná síla pružiny klesá až do záporných hodnot.

4.2.1.2 Dynamický model s prouděním vzduchu

Pokud mezi pístem a válcem chybí těsnění, dochází při kmitání pružiny k proudění vzduchu mezi komorami. Prouděním vzduchu mezi komorami dochází k tlumení kmitání. Opět vycházíme z pohybové rovnice, nyní však doplněnou o tlumicí sílu.

$$m\vec{a} = \vec{F}_p + \vec{F}_\eta + \vec{F}_T, \quad (4-3)$$

kde:

F_η [N] - tlumicí síla

Tuto tlumicí sílu lze vyjádřit také jako $\vec{F}_\eta = b\vec{v}$, kde b je koeficient tlumení a \vec{v} je rychlost pístu. Koeficient tlumení b je závislý na ostatních parametrech, tudíž se jeho hodnota v každém okamžiku mění. Proto je využito přímo vzorce (4-5) pro výpočet této tlumicí síly, kterou lze spočítat z hodnot parametrů v modelu.

Pokud z rovnice (4-3) vyjádříme zrychlení a spočteme ho v každém okamžiku, následně můžeme vypočítat okamžitou rychlost a okamžitý posuv pístu.

Při takovéto pružině je nezbytný popis dynamického chování. Pružina je tedy uvažována jako součást dynamického systému.

Dynamický systém je systém, jehož okamžitý stav závisí na předchozím stavu a okolních podmínkách. Vyznačuje se setrvačností a zpožděnou reakcí.

Vstupní parametry, které je třeba doplnit, jsou následující.

η	[Pa.s]	- dynamická viskozita vzduchu
w	[mm]	- střední obvod; $w = \pi(R_1 + R_2)$, kde R_1 je vnější poloměr pístu a R_2 je vnitřní poloměr válce
h	[mm]	- šířka mezery; $h = R_2 - R_1$
v_0	[m.s ⁻¹]	- rychlost pístu
Q	[mm ³ .s ⁻¹]	- objemový průtok;

A_p [mm²] - průřez pístu

Pro výpočet parametrů w , h a Q je nutné stanovit velikost vnitřního průměru válce $D_2 = 70,2 \text{ mm}$.

Následující výpočty budou probíhat taktéž v závislosti na čase. V každém kroku bude vypočtena síla působící na hmotné těleso.

Pro výpočet síly, která působí na vzduch obsažený v mezikruží lze vyjít z rovnováhy sil.

$$F_{\Delta P} = F_S + F_\eta, \quad (4-4)$$

kde

$F_{\Delta P}$ [N] - síla od relativního přetlaku nebo podtlaku

F_S [N] - setrvačná síla

Pro zjednodušení je setrvačná síla předpokládána nulová. Hmotnost vzduchu v prostoru mezikruží je minimální, lze tedy předpokládat, že by zde setrvačná síla nehrála zásadní roli.

Pro výpočet okamžitého tlaku v jednotlivých komorách při řešení pružiny s netěsněným pístem se musí vzít v úvahu vyrovnávání tlaků vlivem proudění. Za malý časový úsek dt se přesune vlivem proudění kolem pístu z komory s větším tlakem do komory s menším tlakem určité množství vzduchu. Pro výpočet tohoto množství vzduchu je třeba nejprve stanovit počáteční rychlost proudění vzduchu. Rychlost proudění vzduchu lze s vypočítat ze vzorce z [10]

$$F_\eta = \left(1 + \frac{whv_0}{2Q}\right) \frac{12\eta QLA_p}{wh^3}. \quad (4-5)$$

Ve vzorci (4-5) lze první závorku považovat za rovnou jedné, protože výsledný rozdíl mezi vypočtenou hodnotou závorky a jedničkou je pro zvolenou konfiguraci zanedbatelný.

Po úpravách vzorce (4-5) lze vyjádřit rychlost proudění vzduchu jako

$$v_p = \frac{dp \cdot w \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot L \cdot A_p}, \quad (4-6)$$

kde:

dp [Pa] - okamžitý rozdíl tlaků mezi komorami

Počáteční rozdíl tlaků mezi komorami po stlačení pružiny o vzdálenost x se stanoví pouze pro rozdíl tlaků po tomto stlačení. Pro další hodnotu rozdílu tlaků je potřeba vzít v úvahu množství vzduchu, které za čas dt projde kolem pístu. Pro výpočet tohoto množství vzduchu je využita stavová rovnice.

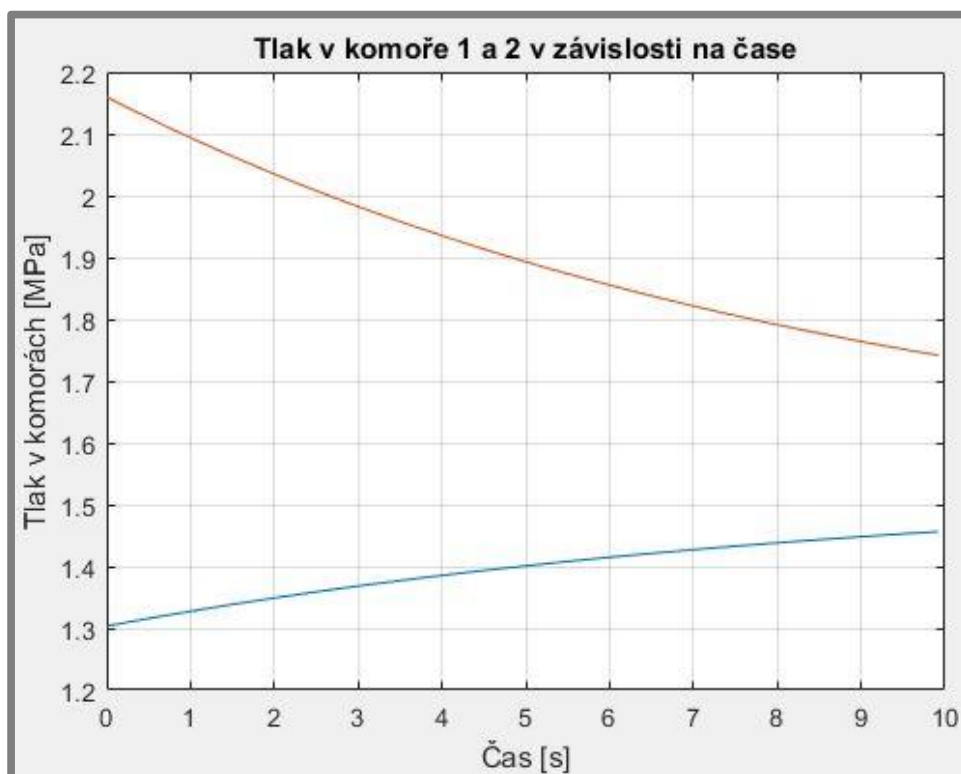
Upravený vztah pro výpočet následující hodnoty tlaku je

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa \pm \frac{Q_m RT}{VM}, \quad (4-7)$$

kde:

Q_m [kg.s⁻¹] - hmotnostní průtok vzduchu; pozn. pro výpočty v MATLABU je Q_m násobeno časovým dílkem dt , což je hmotnostní průtok vzduchu za čas dt
 R [J.kmol⁻¹.K⁻¹] - molární plynová konstanta
 T [K] - teplota vzduchu v komoře
 V [mm³] - objem komory

Znaménko \pm se určí ve výpočtu dle toho, v jaké fázi je pružina v daném okamžiku.



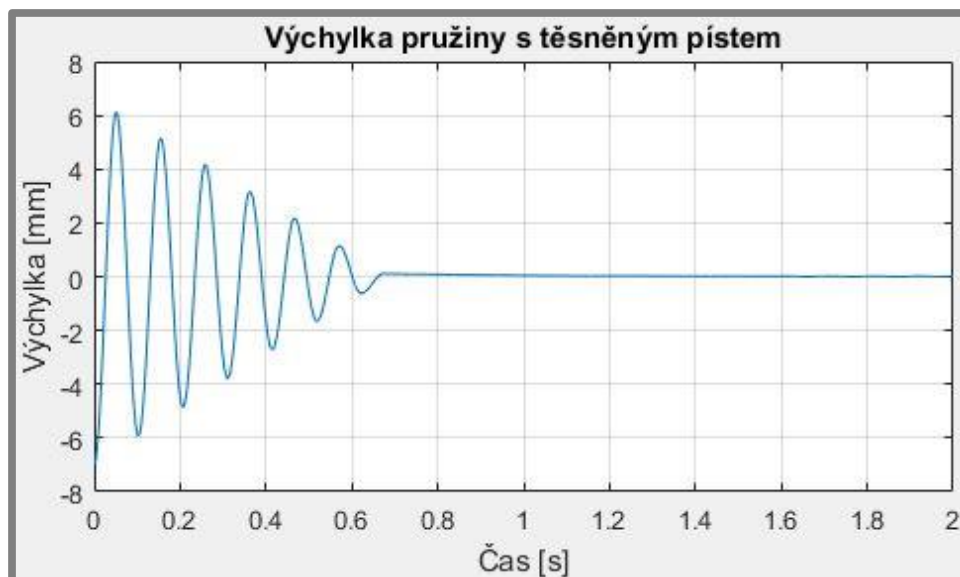
Obr. 24 Vyrovnávání tlaků mezi komorami prouděním pro vůli 0,1 mm

Na Obr. 24 je znázorněno vyrovnávání tlaků mezi komorami při statickém zatížení. Při stlačení pružiny o 7 mm se hodnoty tlaků změní a následně dochází k proudění vzduchu mezi komorami a tím se rozdíl tlaků vyrovnává. Počáteční tlak zde byl 1,489 MPa.

Pružina s prouděním vzduchu se při rovnovážné poloze nehýbe, i když je zatížena silou 1052 N. Důvodem proč se pružina při tomto statickém zatížení nevychýlí je fakt, že vzduch v jednotlivých komorách je natlakován na stejný plnicí tlak, ale plocha, na kterou působí tyto tlaky, už je odlišná. Tedy vlivem rozdílných ploch pístu z obou stran dojde při stejných tlacích v komorách k vyvození síly pružiny.

4.3 Výběr finální varianty na základě dynamického modelu

Nyní budou porovnány výsledky dynamických modelů jednotlivých variant. Na základě vyhodnocených dat bude zvolena finální varianta.



Obr. 25 Varianta I - dynamický model

Na Obr. 25 je zobrazena charakteristika tlumeného kmitání, kde jedinou složkou, která tlumí kmity, je výsledná třecí síla od vedení a těsnění. Lze pozorovat úplné utlumení kmitů za zhruba 0,7 sekundy.

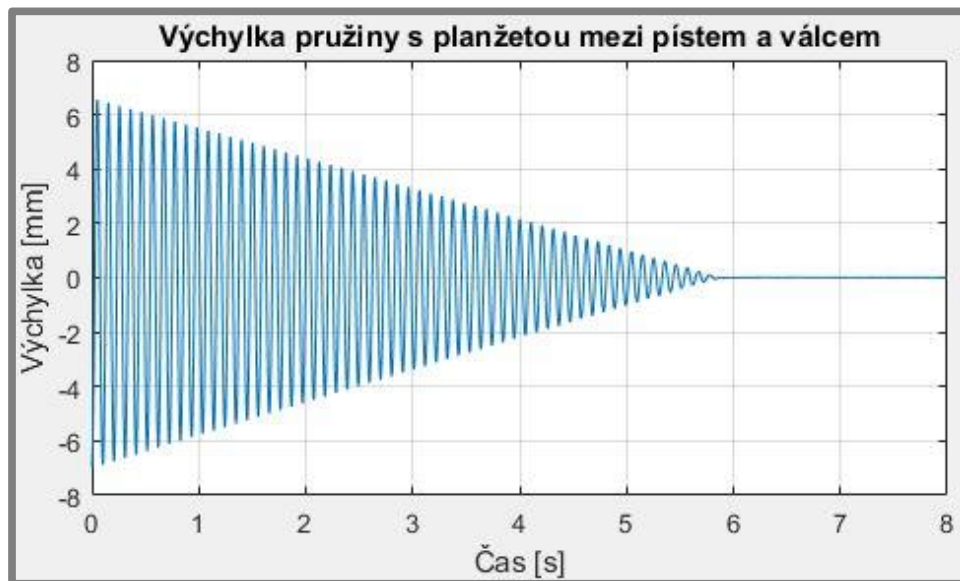


Obr. 26 Varianta II - dynamický model

Jako další varianta je pružina s netěsněným pístem, kde dochází k proudění vzduchu mezi komorami.

Z výsledného grafu lze pozorovat úplné utlumení kmitů zhruba za 1,2 sekundy, což je o něco slabší tlumení, než u varianty I. Tato varianta je tedy vhodnější.

Jako poslední varianta je pružina s planžetou. Tato pružina vykazuje nejnižší tření.



Obr. 27 Varianta III - dynamický model

Celkové utlumení zde nastává přibližně za 5,8 sekundy. Tato varianta tedy vykazuje nejslabší tlumení, nicméně použití planžety by bylo problematické a pro experimentální testy ne zcela vhodné.

Jako finální varianta pružiny je zvolena varianta II. Tato varianta je zvolena zejména pro její snadnější realizovatelnost pro experimentální účely, ale také pro její slabší tlumení (než varianta I). Mezi pístem a válcem je ponechána určitá vůle. Při potřebě změnit průměr pístu se jednoduše odmontuje píst z pístnice a nasadí se nový píst, kde bude jiná vůle mezi pístem a válcem. To bude mít za následek o něco jiné chování pružiny.

Závislost vůle mezi pístem a válcem na době dokmitávání

Pokud se bude upravovat vůle, kterou bude vzduch proudit, tak se bude měnit doba dokmitávání pružiny. Do modelu byly zadány následující parametry a vyšly následující doby dokmitávání.

Velikost vůle [mm]	Doba dokmitávání pružiny [s]
0,05	1,30
0,10	1,18
0,15	1,07
0,20	0,96

Tab. 4 Závislost velikosti vůle na době dokmitávání

V Tab. 4 lze vidět, že doba dokmitávání pružiny je delší, pokud se zmenšuje vůle mezi pístem a válcem.

4.4

4.4 Pevnostní kontrola finální varianty

V této části bude provedena pevnostní kontrola nejvíce exponovaných dílů, jimiž jsou válec a pístnice.

Vstupními parametry pro výpočty jsou parametry pružiny a vlastnosti materiálu, který je použit. Materiálem je ocel 11 343 a její vlastnosti jsou zde

R_e	195	[MPa]	- mez kluzu
R_m	365	[MPa]	- mez pevnosti
ρ	7850	[kg.m ⁻³]	- hustota oceli
E	210	[GPa]	- modul pružnosti v tahu

Prvky, které je nezbytné zkontrolovat, jsou pístnice a válec. Obě tyto komponenty jsou navrženy z oceli 11 343.

4.4.1 Kontrola válce

4.4.1

Vstupní parametry jsou

r_i	35,1	[mm]	- vnitřní poloměr válce
r_o	40	[mm]	- vnější poloměr válce

Tato kontrola se využívá pro zjištění napětí ve válcových tělesech zatížených přetlakem, počítá se zde s napětím radiálním, obvodovým a osovým [1].

Při fungování pružiny za atmosférického tlaku je nezbytné si uvědomit, že proti síle od vnitřního tlaku nám působí atmosférický tlak. Proto se ve vztazích $p_o = p_{atm}$, kde $p_{atm} = 0,101\ 325\ \text{MPa} = p_o$. Za p_i je dosazen největší tlak v komoře při stlačení, což je v námi zvolené konfiguraci 2,035 MPa.

Pro výpočet radiálního napětí se vychází ze vztahu

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 + r_i^2 r_o^2 \frac{(p_o - p_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2}, \quad (4-8)$$

kde:

r [mm] - poloměr, pro který je počítáno napětí

Nyní se vypočte vnitřní radiální napětí, tedy se dosadí za $r = r_i$

$$\sigma_{ri} = \frac{2,035 \cdot 35,1^2 - 0,101328 \cdot 40^2 + 35,1^2 \cdot 40^2 \frac{(0,101325 - 2,035)}{35,1^2}}{40^2 - 35,1^2} = -2,035\ \text{MPa}.$$

Pro výpočet vnějšího radiálního napětí se dosadí za $r = r_o$

$$\sigma_{ro} = \frac{2,035 \cdot 35,1^2 - 0,101328 \cdot 40^2 + 35,1^2 \cdot 40^2 \frac{(0,101325 - 2,035)}{40^2}}{40^2 - 35,1^2} = -0,101325\ \text{MPa}.$$

Nyní se vypočte obvodové napětí, obdobně jako u předešlého vzorce použijeme pro výpočet vnějšího a vnitřního obvodového napětí poloměry s příslušnými indexy. Pro výpočet obvodového napětí vyjdeme ze vztahu

$$\sigma_t = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 - r_i^2 r_o^2 \frac{(p_o - p_i)}{r^2}}{r_o^2 - r_i^2}. \quad (4-9)$$

Pro obvodové vnitřní napětí dosadíme za $r = r_i$

$$\sigma_{ti} = \frac{2,035 \cdot 35,1^2 - 0,101325 \cdot 40^2 - 35,1^2 \cdot 40^2 \frac{(0,101325 - 2,035)}{35,1^2}}{40^2 - 35,1^2} = 14,78 \text{ MPa.}$$

Pro spočtení vnějšího obvodového napětí dosadíme za $r = r_o$

$$\sigma_{to} = \frac{2,035 \cdot 35,1^2 - 0,101325 \cdot 40^2 - 35,1^2 \cdot 40^2 \frac{(0,101325 - 2,035)}{40^2}}{40^2 - 35,1^2} = 12,85 \text{ MPa.}$$

Tlak ve válci nám způsobuje také osově napětí, které působí na dno válce. Pro osově napětí působící na dno válce lze využít vztahu

$$\sigma_z = \frac{p_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} = \frac{2,035 \cdot 35,1^2}{40^2 - 35,1^2} = 6,81 \text{ MPa.} \quad (4-10)$$

Porovnání výsledků

Vypočtené hodnoty napětí jsou v následující tabulce.

Druh napětí	Velikost napětí [MPa]
Vnější radiální napětí	-0,101325
Vnitřní radiální napětí	-2,035
Vnější obvodové napětí	12,85
Vnitřní obvodové napětí	14,78
Osově napětí	6,81

Tab. 5 Porovnání výsledných napětí ve válci

Maximální hodnotu z Tab. 5 lze dosadit do vztahu (4-11) a následně vypočítat bezpečnost válce vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Maximální hodnota napětí je $\sigma_{MAX} = 14,78 \text{ MPa}$. Tuto hodnotu dosadíme do vztahu

$$K_{VMSP} = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{195}{14,78} = 13,19. \quad (4-11)$$

Válec je také nutno zkontrolovat na cyklické zatěžování. Dovolené napětí pro ocel 11 343 pro míjivý cyklus v tlaku je 75 až 105 MPa. [15] Pro konzervativní přístup vezmeme za dovolené napětí střední hodnotu, tedy $\sigma_D = 90 \text{ MPa}$. Za skutečné napětí ve válci vezmeme nejvyšší napětí z tabulky výše. Poté bezpečnost k meznímu stavu únavy je dána vztahem

$$K_{VMSU} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{MAX}} = \frac{90}{14,78} = 6,09. \quad (4-12)$$

Válec tedy splňuje podmínku bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti a také vůči meznímu stavu únavy.

4.4.2

4.4.2 Kontrola pístnice

Vstupní parametry jsou:

F 981 [N] - zatěžující síla

D_p 10 [mm] - průměr pístnice
 L_p 150 [mm] - délka pístnice
 α_s 0,25 [1] - součinitel alfa

Pístnici je nutno zkontrolovat zejména na ztrátu vzpěrné stability. Pro pístnici je zvolen materiál ocel 11 343.

Pro výpočet průřezu pístnice lze dosadit do následujícího vzorce

$$S_p = \frac{\pi D_p^2}{4} = \frac{\pi 10^2}{4} = 78,54 \text{ mm}^2. \quad (4-13)$$

Nyní je třeba vypočítat kritickou sílu, při které by došlo ke ztrátě vzpěrné stability

$$F_{krit} = \frac{S_t \pi^2 E \alpha_s}{(L_p/i)^2} = \frac{78,54 \cdot \pi^2 \cdot 210 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25}{\left(\frac{150}{2,5}\right)^2} = 11\,304,4 \text{ N}, \quad (4-14)$$

kde:

i [mm] - poloměr osového kvadratického momentu průřezu

Poloměr osového kvadratického momentu průřezu lze vypočítat ze vztahu

$$i = \sqrt{\frac{J}{S_p}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi D_p^4}{64}}{\frac{\pi D_p^2}{4}}} = \frac{D_p}{4} = \frac{10}{4} = 2,5 \text{ mm}, \quad (4-15)$$

kde:

J [mm⁴] - kvadratický moment průřezu

Bezpečnost proti ztrátě vzpěrné stability při působící síle $F = 981 \text{ N}$ tedy je

$$K_{vzper} = \frac{F_{krit}}{F} = \frac{11\,304,4}{981} = 11,52. \quad (4-16)$$

Pístnici je třeba zkontrolovat také k meznímu stavu únavy, protože podléhá cyklickému zatěžování. Dovolené napětí pro pístnici je stejné jako dovolené napětí pro válec. Válec i pístnice jsou z oceli 11 343. Nyní potřebujeme získat hodnotu skutečného napětí, které v pístnici je. Pro výpočet skutečného napětí v pístnici využijeme vztah

$$\sigma = \frac{F}{S_p} = \frac{981}{78,54} = 12,49 \text{ MPa}. \quad (4-17)$$

Dosazením do vztahu (4-17) získáme skutečné napětí $\sigma_{SK} = 12,49 \text{ MPa}$. Bezpečnost k meznímu stavu únavy je

$$K_{PMSU} = \frac{\sigma_D}{\sigma_{SK}} = \frac{90}{12,49} = 7,2. \quad (4-18)$$

Pokud by pružina pracovala při dvojnásobném tíhovém zrychlení (2g), tak by bezpečnost pístnice k meznímu stavu únavy byla 3,6, což je pořád bezpečné.

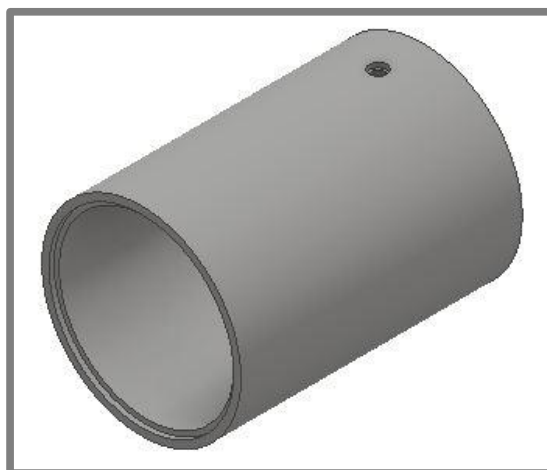
5**5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ****5.1****5.1 Konečné parametry pružiny**

Zvoleným materiálem pro jednotlivé části pružiny je ocel 11 343. Jako pracovní plyn pružiny byl vybrán vzduch. Celková pneumatická pružina se skládá z několika jednotlivých částí. Plnicí tlak je vypočten ze vztahu pro působící sílu na plochu. Tedy síla od hmotnosti tělesa při tíhovém zrychlení plus síla od atmosférického tlaku se musí rovnat síle pružiny v rovnovážném stavu. Plnicí tlak je tedy $p_p = 1,489 \text{ MPa}$.

5.2**5.2 Válec**

Levé a pravé víko bude přichyceno k válci pomocí závitových tyčí se závitem M6. Mezi víka a válec musí být vložena těsnění, která zabrání úniku stlačeného vzduchu z válce ven. Vnitřní poloměr válce je zvolen $R_i = 35,1 \text{ mm}$, vnější poloměr válce je $R_o = 40 \text{ mm}$. Celková délka válce je $L_v = 113 \text{ mm}$. Z těchto rozměrů lze vypočítat tloušťku stěny válce $h = R_o - R_i = 40 - 35,1 = 4,9 \text{ mm}$.

V místě, kde je válec spojen s krajními víky, musí být zajištěno, aby zde nejprve dosedla plocha, která bude ve styku s těsněním. Celková délka válce je 113 mm a vzdálenost ploch, na které dosedají krajní víka, je zvolena 109 mm s tolerancí + 0,05 mm. V protikusech (krajní víka) je zvolena tolerance - 0,05 mm.



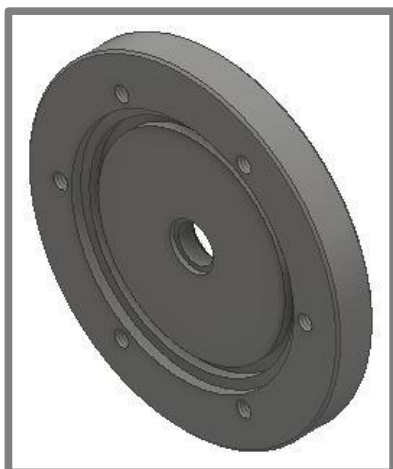
Obr. 28 Válec

Na Obr. 28 je zobrazen 3D model válce. V horní části je díra pro ventilek. Tato díra obsahuje metrický závit, pomocí kterého se připevní ventilek k válci. Mezi válec a ventilek je vsazeno kruhové těsnění s průřezem 1 mm.

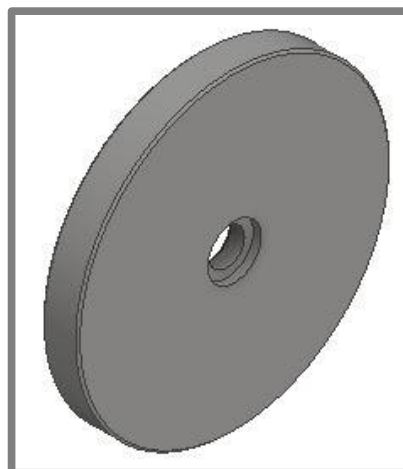
5.3**5.3 Píst**

Píst bude navržen s průměrem $D_p = 70 \text{ mm}$ a šířkou $L = 8 \text{ mm}$. Pro píst je taktéž zvolen jako výchozí materiál ocel 11 343. Na píst bude působit síla od relativního přetlaku nebo podtlaku v komorách. Pístnice prochází pístem a na konci pístnice je závit, na který se namontuje matka. Pístnice musí být vzhledem k pístu vystředěna, k tomu slouží vybrání v pístu. Část pístnice, která prochází pístem, je opatřena těsněním. Toto těsnění zamezí průchodu vzduchu z jedné komory do druhé skrz otvor v pístu. Mezi matkou a pístem je pružná podložka, která zamezí samovolnému povolení šroubového spoje během fungování pružiny. Tato podložka může být

například pérová nebo vějířová. Píst na vnějším obvodu neobsahuje těsnění ani vodící kroužek, je zde ponechána vůle mezi pístem a válcem.



Obr. 30 Píst ze strany vlnovce



Obr. 29 Píst z druhé strany

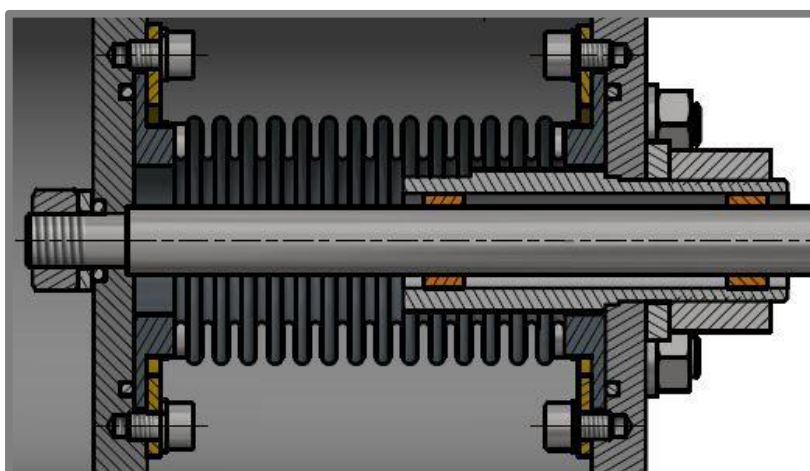
Na Obr. 29 je zobrazena strana pístu, ke které se připojí vlnovec pomocí půlkruhovitých úchytů. Ty budou přichyceny pomocí šroubů M4. Je zde také vybrání pro těsnění mezi vlnovec a píst. Na Obr. 30 je zobrazena druhá strana pístu. Zde je vidět vybrání, do kterého bude vloženo těsnění mezi pístnicí a píst.

5.4 Uložení pístnice a připojení vlnovce

5.4

Pístnice zajišťuje silový přenos mezi tlakovou energií vzduchu (prioritně) a mezi působící silou zvenku. Průměr pístnice je zvolen $D_t = 10 \text{ mm}$ a její délka je zvolena $L_p = 150 \text{ mm}$. Spojení pístnice a pístu je popsáno výše.

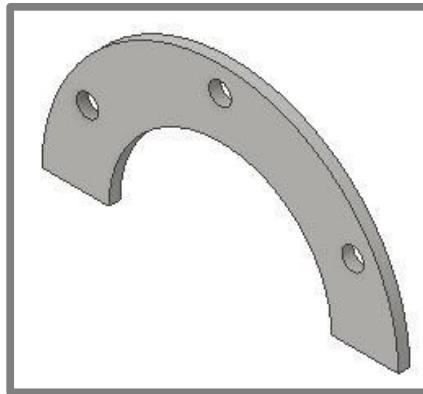
Pístnice bude uložena ve vedení, které je tvořeno dvěma KU pouzdry. U obou KU pouzder se bude spoléhat na axiální stálost polohy, které se dosáhne správnou tolerancí uložení. Nejsou zde tedy žádné pomocné prvky, které by zajistily axiální stálost polohy.



Obr. 31 Vedení pístnice

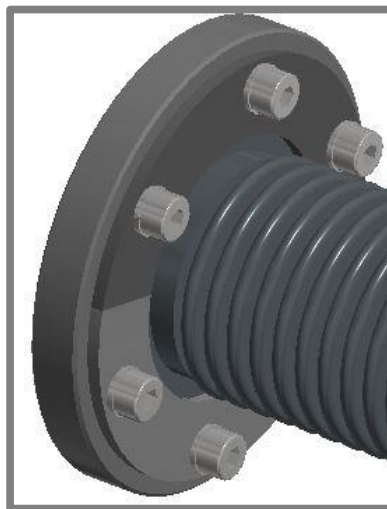
Na Obr. 31 je zobrazeno uložení pístnice. Pístnice je vedena pomocí dvou KU pouzder uložených v přípojovací trubce.

Těsnění pístnice je řešeno pomocí vlnovce. Vlnovec je připojen pomocí dvou půlkruhovitých úchytů (připomínající tvar „céčka“).



Obr. 32 Půlkruhovitý úchyt

Úchyty jsou zde celkem 4, dva na straně pístu a dva na straně pravého víka. Přichycení je realizováno pomocí šroubů M4 a jsou zde použity pružné podložky proti samovolnému povolení šroubového spoje.

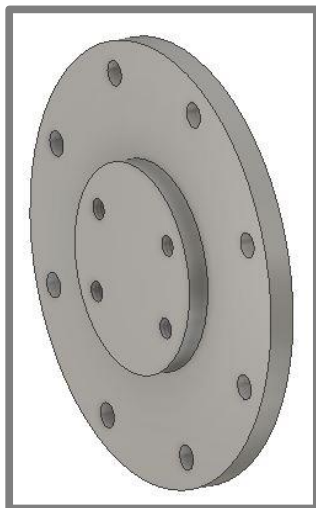


Obr. 33 Připojení vlnovce k pístu

Na Obr. 33 je připojení vlnovce k pístu. Pro označení, že je připojení realizováno pomocí dvou úchytů, jsou zobrazeny odlišnými barvami. Každý úchyt je přichycen pomocí tří šroubů M4.

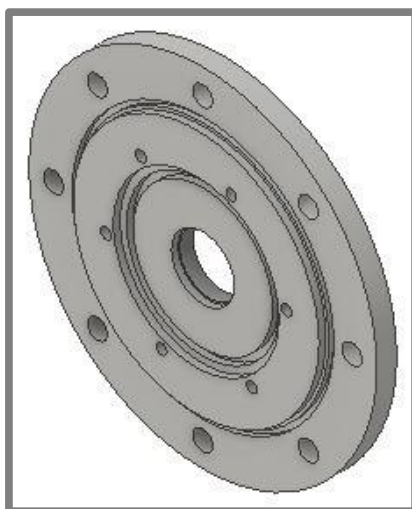
5.5 Levé a pravé víko

Víka, která dosednou na válec, jsou navržena z oceli 11 343. Přichycení vík k válci je realizováno závitovými tyčemi.



Obr. 34 Levé víko

Levé víko obsahuje čtyři závity pro šrouby M6. Pomocí šroubů se přichytí jekl (čtvercový profil o dané tloušťce stěny) k válci a následně je možné pružinu upevnit v prostoru pomocí dalšího šroubu. Levé víko také obsahuje osm děr, do kterých přijdou závitové tyče.



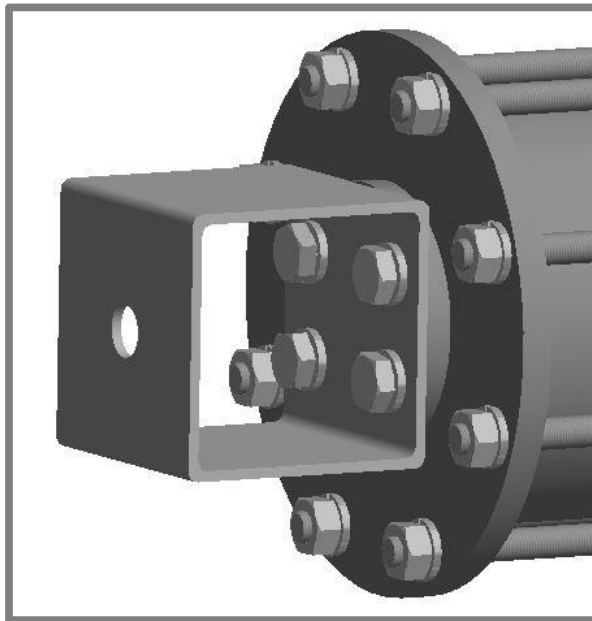
Obr. 35 Pravé víko

Pravé víko je zobrazeno na Obr. 35. Obsahuje taktéž 8 děr pro závitové tyče. Je zde šest závitů M4, do kterých se připevní půlkruhové úchyty pro přichycení vlnovce k pravému víku. Také jsou zde dvě drážky pro těsnění. První těsnění je pro utěsnění vlnovce a druhé těsnění je pro utěsnění válce.

Kontrola pevnosti spojení pomocí závitových tyčí není třeba, protože síla působící na víko od vnitřního tlaku se rozdělí mezi jednotlivé tyče, tudíž budou jednotlivě mnohem méně namáhané.

5.6**5.6 Přichycení čtvercového profilu**

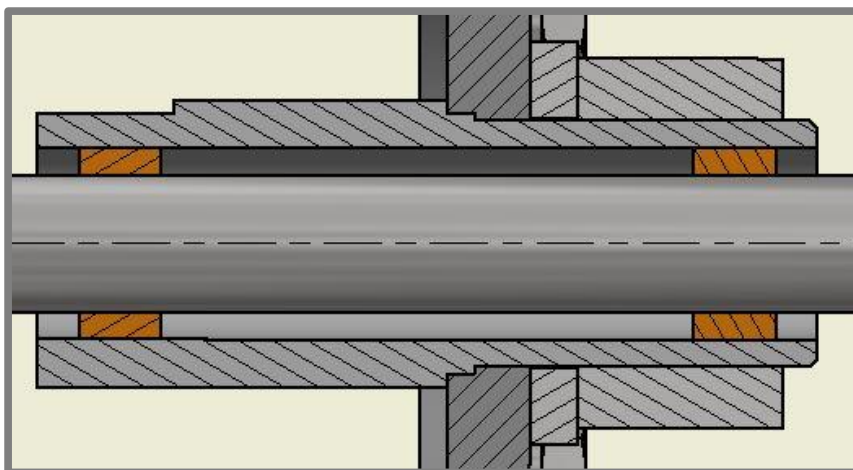
Čtvercový profil (jekl) je přichycen pomocí čtyř šroubů M6 k levému víku. Jekl obsahuje na druhé straně díru o průměru 10 mm, pomocí které se může upnout pro experimentální testování šroubem M10.



Obr. 36 Připojení jeklu k levému víku

5.7**5.7 Uložení KU pouzder**

Dvě KU pouzdra jsou uložena v trubce, která je připojena k pravému víku pomocí závitů a matky. V pravém víku je vybrání, díky kterému je trubka vystředěna, aby se píst pohyboval v ose válce. Také obě víka obsahují podobné vybrání, díky kterému je válec vystředěn vůči víku. Tímto je zajištěna sousost dílů, která je nutná ke správné funkci pružiny.



Obr. 37 Uložení KU pouzder

V pravé části na Obr. 37 je zobrazena matka v řezu, vedle které je pružná podložka. Je zde také vidět vybrání ve víku, díky kterému je trubka vystředěna vůči ose víka. KU pouzdra jsou zde uložena s přesahem, který obě KU pouzdra axiálně zajistí.

Tato práce se zabývá návrhem dvoukomorové pneumatické pružiny s nízkými pasivními odpory. Tato pružina bude využita pro experimentální ověření závislosti síly na stlačení. Součástí této práce je predikovat dynamické chování navrhované pružiny. Pneumatická pružina bude součástí experimentální vzpěry pro kosmické aplikace.

K predikování chování této pružiny bylo využito programu MATLAB. Do varianty pružiny s vůlí mezi pístem a válcem je zahrnuto proudění vzduchu kolem pístu, čímž se mění v každém okamžiku rozdíl tlaků nad a pod pístem, což ovlivňuje tuhost pružiny, ale také útlum systému.

Pro výpočty bylo zanedbáno zvětšující se teploty vzduchu vlivem stlačování pružiny. Dalším zjednodušujícím parametrem byl předpoklad adiabatického děje. Ve skutečnosti zde dochází k mírné výměně tepla do okolí vlivem pracování pružiny. Také zde bylo zanedbáno setrvačných sil vzduchu při výpočtu tlumící síly. Jelikož je hmotnost vzduchu v mezikruží opravdu nepatrná a zrychlení zde nedosahuje vysokých hodnot, lze tento člen v rovnici zřejmě vynechat.

Dílním úkolem byla minimalizace pasivních odporů pružiny. V celkem třech navrhovaných variantách vyšla při testování dynamických modelů nejlépe varianta s planžetou mezi pístem a válcem. Druhou přijatelnou variantou byla pružina, kde byla ponechána určitá vůle mezi pístem a válcem. Tato pružina vykazovala sice vyšší hodnoty tlumení než pružina s planžetou, ale je pro experimentální testování vhodnější a jednodušší. Pro experimentální testy a zkoušení je tedy nejvhodnější varianta, ve které je mezi pístem a válcem určitá vůle. Varianta klasické pružiny má poměrně velké třecí ztráty, proto je v našem případě nejhorší možnou variantou. Návrh planžety do pneumatické pružiny by byl nad rámec této práce, proto je zde vynechán.

Dynamické modely vycházejí rozumně, tedy lze říci, že byly provedeny správně a nedošlo zde k velkým chybám vlivem zanedbání některých parametrů nebo vlivem zjednodušení.

Dynamické modely by bylo možné zpřesnit pomocí experimentů, které by odhalily chyby, které vznikly při zjednodušování modelu.

Z konstrukčního hlediska je pružina řešena co nejjednodušeji pro následnou možnost experimentálního testování. Například při použití závitových tyčí není potřeba, aby válec měl na krajích příruby a tudíž je jeho výroba mnohem jednodušší a také levnější. Čtvercový profil přichycený pomocí čtyř šroubů M6 je zde kvůli jednoduchému upnutí pružiny do testovacího zařízení. Vedení pístnice je řešeno dvěma KU pouzdra, která od sebe mají značnou vzdálenost. Tím je docíleno přesnějšího pohybu v axiálním směru, než by tomu tak bylo, kdyby KU pouzdra byla hned vedle sebe, nebo kdyby bylo použito pouze jedno KU pouzdro. Pro zajištění KU pouzder vůči axiálnímu posunu je zvoleno uložení s mírných přesahem. Reálné by také bylo použití pojistných členů, které by KU pouzdra axiálně zajistily.

Varianta pružiny s vůlí připadá v úvahu pouze za předpokladu shodných tlaků v komorách při rovnovážné poloze pružiny.

Varianta pružiny s planžetou se zdá být dalším dobrým řešením pro minimalizaci kmitů v pneumatické pružině.

Při zatížení pružiny hmotností 100 kg je bezpečnost pružiny při tíhovém zrychlení g více než dostačující. Při větším zatížení, například dvojnásobku tíhového zrychlení $2g$, je bezpečnost všech dílů stále vyhovující.

Tématem této bakalářské práce je návrh pneumatické dvoukomorové pružiny s požadavkem na minimální pasivní odpory. Nežádané tření v pružině je způsobeno především těsněním, tlumení je způsobeno viskózní silou při proudění vzduchu. Při proudění vzduchu kolem pístu dochází ke škrcení vzduchu, čímž se část kinetické energie mění v tepelnou energii a odchází posléze do okolí. Varianta s vřítí mezi pístem a válcem je zvolena zejména pro jednodušší konstrukci a experimentální testování, než varianta s planžetou. Nicméně je tato varianta mnohem lepším řešením, než původní klasická konstrukce pneumatické pružiny, která má těsněný píst i pístnici pomocí klasického těsnění a také je zde dvoje vedení zajišťující přímý axiální posuv pístu.

V rešeršní části bylo popsáno rozdělení pružin dle různých hledisek. Bylo zde věnováno mechanickým pružinám, poté detailněji pružinám pneumatickým a nakonec krátce pružinám hydropneumatickým. Úkolem rešeršní části bylo získat potřebný rozhled v dané oblasti a problematice, což bylo nezbytné pro vlastní návrhy a výpočty dvoukomorové pneumatické pružiny.

V koncepční části byl navržen výpočtový postup, kterého je posléze využito. Také jsou zde uvedeny navrhované varianty konstrukčního řešení celkové pružiny. Následně byla po testování dynamických modelů a důkladném promyšlení konstrukce zvolena nejvhodnější varianta, což byla varianta II, tedy s vřítí mezi pístem a válcem.

Konstrukční část této práce obsahuje návrhy jednotlivých částí pružiny a detailnější popis uložení a připojení jednotlivých dílů. Následně byly vypracovány výrobní výkresy a výkres sestavení.

Účelem konečného návrhu této pneumatické pružiny je poskytnout více informací a podkladů pro realizaci její výroby.

Celkově lze tedy hodnotit dynamické modely jednotlivých variant za vyhovující, v konstrukční části bylo popsáno vše potřebné pro případnou montáž pružiny.

Tato práce by měla být základním východiskem pro následnou výrobu pneumatické dvoukomorové pružiny, která bude součástí experimentální vzpěry pro kosmické aplikace. Velký přínos této práce spočívá v prozkoumání možnosti absence těsnění pístu a predikování chování pružiny pomocí dynamického modelu.

Byly splněny všechny dílčí cíle práce, vytvořeny dynamické modely a koncepční varianty. Následně byla vybrána finální varianta, pro kterou byly vypracovány výrobní výkresy a výkres sestavení, které jsou dodány v příloze.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] MITCalc Springs. *Mechanical, Industrial and Technical Calculations* [online]. Děčín, Česká republika: MITCalc, 2016 [cit. 2017-01-22]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/springs/help/cz/springs.htm>
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanizmy. Díl I., Pneumatické prvky a systémy*. Dotisk. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1998, 265 s. ISBN 8070783060.
- [4] *VZDUCHOVÉ PRUŽINY typu RUBENA*. Hradec Králové: Rubena a.s., 2016. Dostupné také z: http://www.rubena.cz/underwood/download/files/vlnovce-rubena_2008-cz.pdf
- [5] How Gas Springs Work. *EHow* [online]. 1655 26th Street Santa Monica, California, USA: Demand Media , Inc., 1999 [cit. 2016-11-17]. Dostupné z: http://www.ehow.com/how-does_5372388_gas-springs-work.html
- [6] *Gas spring selection guide 2014*. Švédsko: Kaller, 2014. Dostupné také z: <http://pdf.directindustry.com/pdf/kaller/mini-catalog-2014/15601-517265.html#open>
- [7] *Lifeline Gas Springs*. Bor, Česká republika: Suspa, 2016, 24 s. Dostupné také z: http://www.suspa.com/fileadmin/3_bilder/Bilderpool/DOWNLOAD-files/Kataloge/Industrie/Lifeline_EN_2016.pdf
- [8] How do gas springs work ?. *Industrial Gas Springs* [online]. 22 Wates Way, Mitcham, Surrey, England: Industrial Gas Springs, 2003 [cit. 2016-11-17]. Dostupné z: http://www.industrialgassprings.com/uk/calculate_basics.asp
- [9] *How do standard gas springs work ?*. Chicago, USA: INDUSTRIAL GAS SPRINGS, b.r., 3s. Dostupné také z: <http://www.indgassprings.com/HowDoGasSpringsWorkOverview.pdf>
- [10] Large-scale MR fluid dampers: modeling and dynamic performance considerations. *Engineering Structures* [online]. 2002, 24(3), 309-323 [cit. 2017-03-14]. DOI: 10.1016/S0141-0296(01)00097-9. ISSN 01410296. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0141029601000979>
- [11] HALLIDAY, David, Robert RESNICK, Jearl WALKER a Petr DUB. *Fyzika. Svazek 1. 2. přeprac. vyd.* Brno: VUTIUM, 2013, 1 sv. (různé stránkování) : obr., barev. fot., gra. ISBN 9788021441231.
- [12] *Odpružení*. Podbořany, Česká republika: Gymnázium a Střední odborná škola, Podbořany, příspěvková organizace, 2016, 15 s. Dostupné také z: http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-teo-04.0_odpruzeni.pdf
- [13] JANČÍK, Kryštof. *Konstrukční návrh vibroizolační vzpěry s minimálními pasivními odpory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního

- inženýrství, 2016, 73 s. Bakalářská práce. Vedoucí práce Ing. Ondřej Macháček.
- [14] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. : il. ; 30 cm diagramy ([3] složené l.). ISBN 9788021443006.
- [15] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-718-3164-6.
- [16] 3D printer 1.2 wire nickel-plated spring. *Alibaba* [online]. Zhejiang, China (Mainland): Cixi Sinco Machinery Factory, 1999 [cit. 2017-01-22]. Dostupné z: http://www.alibaba.com/product-detail/3D-printer-1-2-wire-nickel_60384794190.html?spm=a2700.7724838.0.0.Cy8i6n
- [17] Professional manufacturer high elasticity metal torsion spring for furniture. *Alibaba* [online]. Henan, China (Mainland), 1999 [cit. 2017-01-22]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/professional-manufacturer-high-elasticity-metal-torsion_60152757556.html?spm=a2700.7724838.0.0.tC8BrF
- [18] FIRESTONE Air Bellows / Air Springs. *Alibaba* [online]. Nashville, Tennessee, USA: Firestone, 1999 [cit. 2016-11-17]. Dostupné z: http://www.alibaba.com/product-detail/FIRESTONE-Air-Bellows-Air-Springs_110588089/showimage.html
- [19] *Plynové pružiny a příslušenství*. Zlín, Česká republika: MONTAKO CZ s.r.o, 2017. Dostupné také z: <http://www.montako.cz/img/cms/Pruziny%202013.pdf>
- [20] MONTÁŽ A SKLADOVÁNÍ. *HENNLICH* [online]. Litoměřice: HENNLICH, 2017 [cit. 2017-03-26]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/tesneni-hydraulicka-tesneni-obecne-technicke-informace-344/montaz-a-skladovani.html>

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

W	[J]	deformační energie
F	[N]	síla působící na pružinu
S	[mm ²]	plocha
M	[N.m]	kroučící moment
α	[°]	natočení (zkroucení) pružiny
p	[Pa]	tlak
S_2	[mm ²]	průřez pístu
S_p	[mm ²]	průřez pístitnice
p_1	[Pa]	tlak v první komoře
p_2	[Pa]	tlak v druhé komoře
F_s	[N]	statická třecí síla
f_s	[1]	koeficient statického tření
N	[N]	normálová síla
F_d	[N]	dynamická třecí síla
f_d	[1]	koeficient dynamického tření
D_1	[mm]	vnější průměr pístu
D_2	[mm]	vnitřní průměr válce
D_v	[mm]	střední průměr vlnovce
L	[mm]	šířka pístu
x	[mm]	stlačení pružiny
k_{vln}	[N.mm ⁻¹]	tuhost vlnovce
L_{10}	[mm]	počáteční délka komory 1
L_{20}	[mm]	počáteční délka komory 2
p_p	[Pa]	plnicí tlak pružiny
κ	[1]	Poissonova konstanta
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota
M	[kg.kmol ⁻¹]	molární hmotnost vzduchu
η	[Pa.s]	dynamická viskozita vzduchu
V_{11}	[mm ³]	počáteční objem komory
V_{12}	[mm ³]	koncový objem komory
p_{11}	[MPa]	počáteční tlak v komoře
p_{12}	[MPa]	koncový tlak v komoře
F_η	[N]	viskózní síla
w	[mm]	střední obvod
h	[mm]	šířka mezery
v_0	[m.s ⁻¹]	rychlost pístu
Q	[mm ³ .s ⁻¹]	objemový průtok
dp	[Pa]	okamžitý rozdíl tlaků mezi komorami
Q_m	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok
R	[J.kmol ⁻¹ .K ⁻¹]	molární plynová konstanta
T	[K]	teplota
V	[mm ³]	objem komory
m	[kg]	hmotnost tělesa
a	[m.s ⁻²]	zrychlení tělesa
b	[Ns.m ⁻¹]	koeficient tlumení
v	[m.s ⁻¹]	rychlost tělesa

k	[N.mm ⁻¹]	tuhost pružiny
F_T	[N]	třecí síla
E	[GPa]	modul pružnosti v tahu
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
p_i	[Pa]	vnitřní tlak v nádobě
p_o	[Pa]	vnější tlak mimo nádobu
r_i	[mm]	vnitřní poloměr válce
r_o	[mm]	vnější poloměr válce
r	[mm]	poloměr, pro který počítáme napětí
σ_r	[MPa]	radiální napětí
σ_t	[MPa]	obvodové napětí
σ_z	[MPa]	osové napětí
K_{VMSP}	[1]	součinitel bezpečnosti válce k meznímu stavu pružnosti
σ_{MAX}	[MPa]	maximální napětí
K_{VMSU}	[1]	součinitel bezpečnosti válce k meznímu stavu únavy
σ_D	[MPa]	dovolené napětí
D_t	[mm]	průměr pístnice
F_{krit}	[N]	kritická síla
π	[1]	matematická konstanta
L_p	[mm]	délka pístnice
i	[mm]	poloměr osového kvadratického momentu průřezu
α_s	[1]	součinitel alfa
K_{vzper}	[1]	součinitel bezpečnosti pístnice proti ztrátě vzpěrné stability
K_{PMSU}	[1]	součinitel bezpečnosti pístnice k meznímu stavu únavy
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1 Závislost deformace pružiny na zatížení [2].....	13
Obr. 2 Šroubovitá válcová pružina [16].....	14
Obr. 3 Torzní (zkrutná) pružina [17]	15
Obr. 4 Vzduchové pružiny Firestone [18]	16
Obr. 5 Plynová vzpěra s tlačnými oky od firmy Montako [19]	17
Obr. 6 Jednokomorová plynová pružina [6]	18
Obr. 7 Schéma dvoukomorové pneumatické pružiny [20]	18
Obr. 8 Různé koncovky od firmy SUSPA [7]	19
Obr. 9 Schéma dvoukomorové plynové pružiny od firmy SUSPA [7]	19
Obr. 10 Schéma vyvození síly u dvoukomorové plynové pružiny [9]	20
Obr. 11 Statická třecí síla [11]	21
Obr. 12 Dynamická třecí síla [11].....	22
Obr. 13 Závislost velikosti třecí síly na čase [11].....	22
Obr. 14 F-v charakteristika tlumiče [10].....	23
Obr. 15 Spojení vlastností pružiny a tlumiče [11]	23
Obr. 16 Schéma hydropneumatické pružiny [12]	24
Obr. 17 Varianta I - schéma	26
Obr. 18 Varianta II - schéma.....	27
Obr. 19 Varianta II - 3D model.....	28
Obr. 20 Varianta III - schéma	29
Obr. 21 Jednoduché schéma pružiny pro počáteční návrh.....	29
Obr. 22 Závislost síly pružiny na stlačení 7 mm.....	31
Obr. 23 Závislost síly pružiny na stlačení - 7 mm	32
Obr. 24 Vyrovnávání tlaků mezi komorami prouděním pro vůli 0,1 mm	34
Obr. 25 Varianta I - dynamický model	35
Obr. 26 Varianta II - dynamický model	35
Obr. 27 Varianta III - dynamický model.....	36
Obr. 28 Válec	40
Obr. 29 Píst z druhé strany	41
Obr. 30 Píst ze strany vlnovce	41
Obr. 31 Vedení pístnice	41
Obr. 32 Půlkruhovitý úchyt.....	42
Obr. 33 Připojení vlnovce k pístu	42
Obr. 34 Levé víko	43
Obr. 35 Pravé víko	43
Obr. 36 Připojení jeklu k levému víku	44
Obr. 37 Uložení KU pouzder	44

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Varianta I - pasivní odpory.....	27
Tab. 2 Varianta II - pasivní odpory	28
Tab. 3 Varianta III - pasivní odpory	29
Tab. 4 Závislost velikosti vůle na době dokmitávání	36
Tab. 5 Porovnání výsledných napětí ve válci	38

12 SEZNAM PŘÍLOH

12

Výkresy

- PP – 00 - výkres sestavy, kusovník
- PP – 01 - výkres pístnice
- PP – 02 - výkres pístu
- PP – 03 - výkres pravého víka
- PP – 04 - výkres levého víka
- PP – 05 - výkres válce
- PP – 06 - výkres trubky
- PP – 07 - výkres čtvercového profilu
- PP – 08 - výkres půlkruhovitého úchytu