



Aktivně řízená pneumatická pružina

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství

Autor práce: **Jiří Rágulík**
Vedoucí práce: Ing. Michal Sivčák, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jiří Rágulík**
Osobní číslo: **S17000115**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Aktivně řízená pneumatická pružina**
Zadávající katedra: **Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Experimentálně zjistěte závislost síly pneumatické pružiny na tlaku a zdvihu pružiny.
2. Naměřenou charakteristiku vhodně aproximujte.
3. Navrhněte a sestavte aktivně řízený systém pneumatické pružiny pro udržení konstantní výšky pružiny při změně zatížení.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy: **40**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

[1]Slavík, J., Stejskal, V., Zeman, V. **Základy dynamiky strojů**, Praha, Vydavatelství ČVUT, 1997, ISBN 80-01-01622-6

[2]Tůma, J. **Zpracování signálů získaných z mechanických systémů**, Praha, Sdělovací technika Praha, 1997, ISBN 80-901936-1-7

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Michal Sivčák, Ph.D.


Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti

Datum zadání bakalářské práce: **15. listopadu 2016**

Termín odevzdání bakalářské práce: **15. února 2018**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




doc. Ing. Iva Petříková, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 25. února 2017

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum: 29.6.2018

Podpis: 

Abstrakt

Práce se zabývá vytvořením matematického modelu vlnovcové pneumatické pružiny za použití matematicko-statistických metod. Vytvořený model respektuje chování zvoleného termodynamického modelu a nelineární chování vlnovce při deformaci. Dále se práce zabývá návrhem a sestavením aktivně řízeného systému pro udržení konstantní výšky pružiny při změně zatížení.

Klíčová slova: pneumatická pružina, regulace, matematicko-statistické metody, operační zesilovač, PID regulátor

Abstract

This thesis describes creation of mathematical model of bellows pneumatic spring using mathematical-statistical methods. The created model respects the behavior of the chosen thermodynamic model and the nonlinear behavior of the bellows during deformation. In addition, the thesis deals with the design and assembly of an actively controlled system for maintaining the constant spring height at load change.

Klíčová slova: pneumatic spring, regulation, mathematical-statistical methods, operational amplifier, PID regulator

Poděkování

Tímto děkuji Ing. Michalu Sivčákovi, Ph.D za cenné rady, věnovaný čas a ochotu při konzultacích. Mé poděkování patří též Bc. Lubomíru Sivčákovi, za pomoc při měřeních v laboratořích KMP.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu, kterou mi poskytuje.

Obsah

Úvod	9
1. Pružiny a jejich rozdělení	10
1.1 Charakteristika a tuhost pružin	10
1.2 Kovové pružiny	11
1.3 Pryžové pružiny	12
1.4 Pneumatické pružiny	12
2. Pneumatické pružiny a jejich rozdělení	13
2.1 Využití	13
2.2 Vlnovcové pružiny	14
2.3 Membránové pružiny	15
2.4 Hadicové pružiny	15
2.5 Vakové pružiny	15
2.6 Konstrukční provedení	16
2.7 Zatěžovací charakteristika	17
3. Odvození zatěžovací charakteristiky	18
3.1 Provedená zjednodušení	18
3.2 Odvození závislosti síly na tlaku a zdvihu	20
4. Měření	23
4.1 Pružina bez vnitřního přetlaku	25
4.2 Pružina s vnitřním přetlakem	25
4.3 Měření teploty	27
5. Aproximace naměřených dat	28
5.1 Metoda nejmenších čtverců	28
5.2 Pružina bez vnitřního přetlaku	28

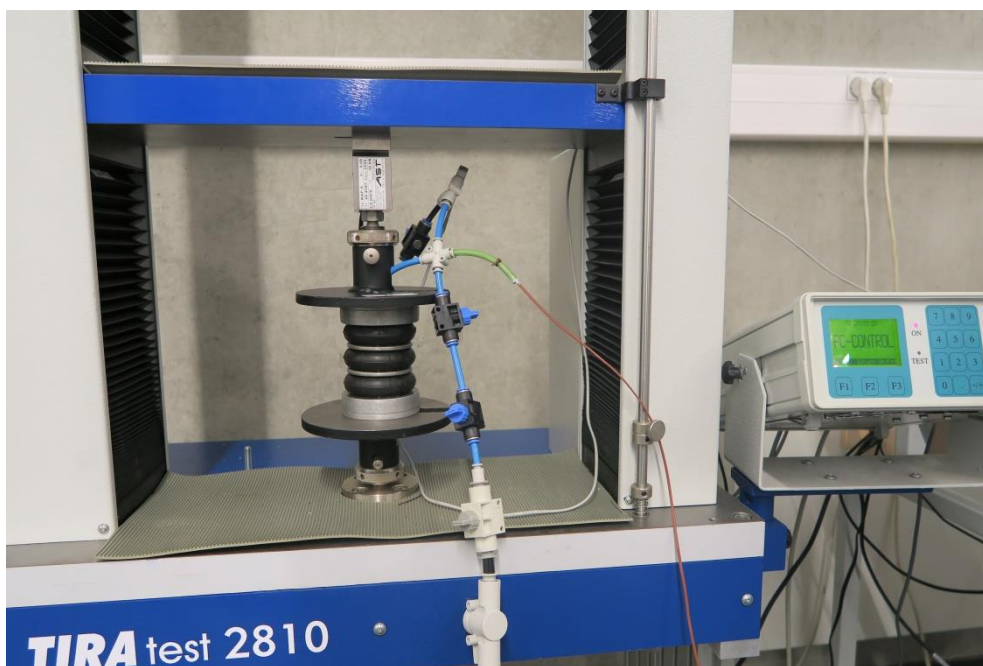
5.3 Pružina s vnitřním přetlakem.....	29
5.4 Vyhodnocení přesnosti modelu.....	31
5.5 Průběh efektivní plochy a objemu pružiny.....	32
5.6 Tuhost.....	33
6. Návrh aktivně řízeného systému.....	35
6.1 Regulace.....	35
6.2 PID regulace.....	36
6.3 Použité snímače a zařízení.....	38
6.4 Zjištění vlastností systému.....	39
6.5 Elektronický obvod a jeho konstrukce.....	43
7. Závěr.....	50
Seznam zkratk a symbolů.....	51
Použitá literatura.....	52
Použitý software.....	53
Příloha A – obsah přiloženého DVD.....	54

Úvod

Hojným využíváním vlnovcových pneumatických pružin v laboratoři katedry mechaniky, pružnosti a pevnosti vznikla potřeba vytvoření kvalitního matematického modelu pro popis závislosti síly pružiny na zdvihu a tlaku uvnitř měchu těchto pružin.

V první části práce je provedeno odvození závislosti síly na zdvihu a tlaku, měření potřebných dat a jejich aproximace do odvozené funkce vhodnou matematicko-statistickou metodou. Následuje vyhodnocení přesnosti vytvořeného modelu a určení nejdůležitějšího parametru každé pružiny – tuhosti. Ke zpracování, aproximaci a následné vizualizaci dat byl použit software Maple 2018.

V druhé části práce je řešeno sestavení systému aktivní regulace výšky pružiny při změně zatížení. K odvození parametrů tohoto systému byl vytvořen model v softwaru LabView 2015. K simulaci chování systému, z důvodu ověření jeho funkčnosti, byl použit software MapleSim 2017.

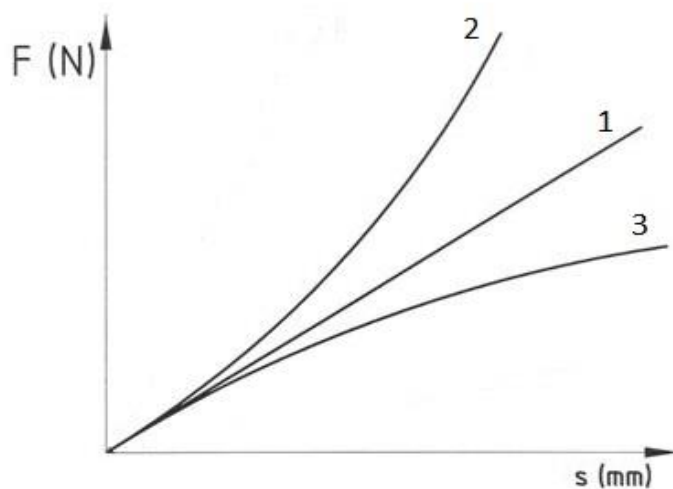


1. Pružiny a jejich rozdělení

Pružiny se řadí mezi strojní součásti pro akumulaci energie. Mezi spojenými součástmi působí při vychýlení vratnou silou nebo momentem a zajišťují, aby se rázy a kmity nepřenášely mezi odpruženými součástmi. Materiál pružícího prvku může mít i nezanedbatelné tlumící schopnosti, což znamená pohlcení mechanické energie a její přeměnu na teplo. Při návrhu pružiny řešíme především požadavky na silové působení v závislosti na deformaci, zástavbový prostor, rozsah pracovních teplot, chemickou odolnost, spolehlivost a trvanlivost. Dalším důležitým faktorem může být i hmotnost pružiny.

1.1 Charakteristika a tuhost pružin

Vlastnosti pružin jsou popisovány deformační zatěžovací charakteristikou (Obr. 1.1). Jedná se o závislost zatížení a deformace. Pružiny jsou zatěžovány silou případně momentem a příslušná deformace je buď délková, nebo úhlová. Zatěžovací charakteristika může být lineární (1), progresivní (2) nebo degresivní (3).



Obrázek 1.1: Příklady zatěžovacích charakteristik, závislost síly F na deformaci s

Přibližně lineární charakteristiku mají například šroubovitě pružiny tlačné a tažné. Progresivní charakteristiku mají pneumatické pružiny nebo šroubovitě vinuté kuželové pružiny. Nejméně častou charakteristikou je degresivní. Jejím zástupcem je talířová pružina. Speciálním případem je pružina kroužková, která má odlišnou charakteristiku při zatížení a při odlehčení.

Plocha pod charakteristikou pružiny je prací, která je potřebná pro deformaci pružiny.

Nejdůležitější veličina sloužící pro popis vlastností pružin je tuhost. Při délkové deformaci pružiny jí zjistíme ze vztahu

$$k = \frac{dF}{ds}. \quad (1.0)$$

Torzni tuhost při úhlové deformaci ji zjistíme ze vztahu

$$k_{\varphi} = \frac{dM}{d\varphi}. \quad (1.1)$$

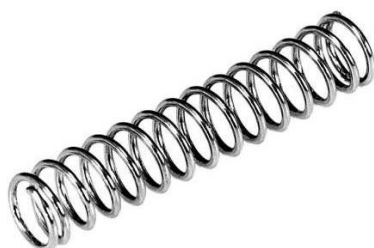
1.2 Kovové pružiny

Kovové pružiny nejčastěji představují lineární pružící prvky s malým vnitřním tlumením. Nejčastěji se vyrábí z tzv. pružinových ocelí. Jedná se o uhlíkové a slitinové oceli s vysokým obsahem uhlíku určené k zušlechťování, např. 11800, 13270 a 14260. U měřicích přístrojů a v jemné mechanice se díky své korozivzdornosti a elektrické vodivosti využívají rovněž pružiny vyrobené z mosazi a bronzu. [3]

Materiál pružiny může být namáhán ohybem (šroubovitě vinuté zkrutné, spirálové zkrutné, listové (Obr. 1.2)), krutem (šroubovitě vinuté válcové tlačné (Obr. 1.3) a tažné, kuželové šroubovitě vinuté, torzní tyče) nebo kombinovaně (talířové (Obr. 1.4), kroužkové). [3]



Obrázek 1.2: Listová pružina



Obrázek 1.3: Šroubovitě vinutá tlačná pružina



Obrázek 1.4: Talířová pružina

1.3 Pryžové pružiny

Pružícím médiem pryžových pružin je pryž vzniklá vulkanizací přírodního nebo syntetického kaučuku. Pryž má malou odolnost proti extrémním teplotám. Pracovní teplota je v rozmezí od -35 do 50 °C [3]. Rovněž má nízkou tepelnou vodivost a nízkou chemickou odolnost, např. proti olejům, benzinu a různým rozpouštědlům, je však odolná proti kyselinám a zásadám. Mezi její důležité vlastnosti patří také elektrická nevodivost. Mechanické vlastnosti pryže se časem zdatelně zhoršují vlivem UV záření.

Pryžové pružiny se v praxi vyskytují nejčastěji ve tvaru hranolu a plných nebo dutých válců (Obr. 1.5). Pro spolehlivé připojení ke spojovaným součástem se opatřují již při vulkanizačním procesu kovovými úchyty. Jejich konstrukce musí být provedena tak, aby v nich bylo vnějším zatěžováním vyvoláno tlakové nebo smykové napětí, nikoli napětí ohybové a tahové. Mají obvykle velkou tuhost a malý zdvih. Pryžové pružiny jednoduchého tvaru, nazývané silentbloky (Obr. 1.6), jsou využívány např. k zavěšení motoru ve vozidlech, kde musí zabránit přenosu vibrací a rázů do karoserie.



Obrázek 1.5: Pryžová pružina



Obrázek 1.6: Silentblok

1.4 Pneumatické pružiny

Tyto pružiny využívají jako pružící médium stlačený plyn uvnitř měchu. Jejich hlavní výhodou oproti levnějším a konstrukčně jednodušším konvenčním pružinám je možnost měnit jejich charakteristiku změnou vnitřního přtlaku [3].

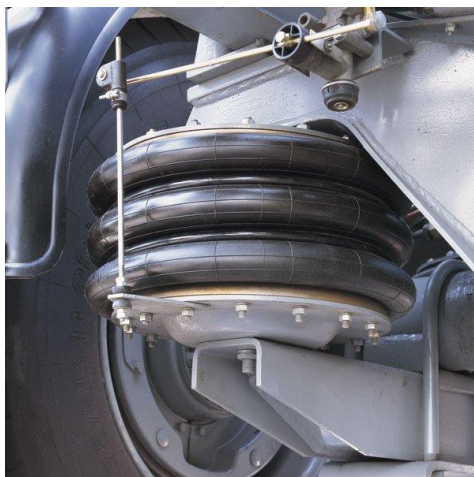
Rozdělením, využitím a konstrukčním provedením pneumatických pružin se zabývá celá následující kapitola.

2. Pneumatické pružiny a jejich rozdělení

Mezi významné výrobce pneumatických pružin patří například Goodyear, Continental, Dunlop nebo Rubena.

2.1 Využití

V praxi se nejčastěji používají k odpružení náprav vozidel (Obr. 2.1) a také jako prvky systémů eliminujících vibrace strojů a strojních součástí.



Obrázek 2.1: Odpružení nápravy nákladního vozidla

Systémy odpružení vozidel využívající tyto pružiny mají oproti klasickým vinutým pružinám hned několik výhod. Například se v závislosti na zatížení nemění výrazně vlastní frekvence odpružené hmoty [3]. Další velkou výhodou je možnost nastavení světlé výšky vozidla. Mohou také vyrovnávat nesymetrické zatížení vozidla. Nevýhodou je potom potřeba kompresoru a regulátoru a z toho vyplývající větší nároky na prostor a vyšší hmotnost.

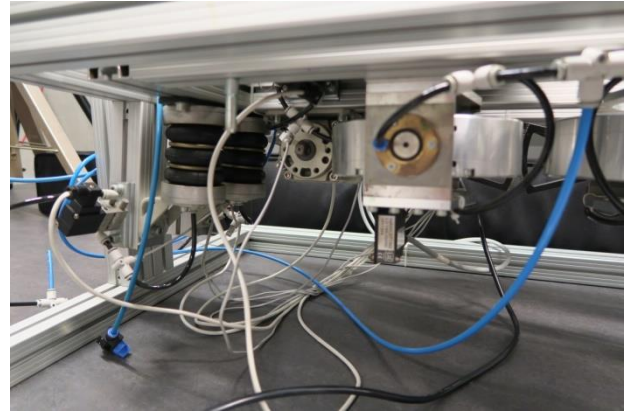
Například u závodních automobilů by se dalo díky těmto pružinám ovlivňovat klopení vozidla a tím zajistit výhodnější rozložení zatížení kol. Kvůli hmotnosti a složitosti systému se zde však nepoužívají.

Díky svým výhodám se využívají pro odpružení náprav nákladních vozidel a autobusů a začínají se využívat i u dodávek (Mercedes-Benz Vito). U osobních automobilů nachází využití především u vozidel vyšší třídy (Mercedes-Benz S). Zde dokáží podstatně zvýšit komfort pasažéra a zlepšit jízdní vlastnosti.

Vlnovcové pružiny se využívají v laboratoři Katedry mechaniky, pružnosti a pevnosti na různých experimentálních zařízeních, jako například na modelu sanitního lehátka (Obr. 2.2), kde pružiny zajišťují společně s tlumiči vibroizolaci lehátka. Dále zde pneumatické pružiny můžeme nalézt na experimentálním modelu gyroskopického stabilizátoru (Obr. 2.3).



Obrázek 2.2: Model sanitního lehátka



Obrázek 2.3: Gyroskopický stabilizátor

Pneumatické pružiny se rozdělují podle tvaru měchu na vlnovcové, membránové, vakové a hadicové.

2.2 Vlnovcové pružiny

Vlnovcové pružiny (Obr. 2.4) mohou být deformovány v axiálním i radiálním směru. Mohou mít 1 až 4 vlny. Dosedací plochy přírub mohou být různoběžné. Se stoupajícím počtem vln klesá radiální tuhost. Mezi vaky jsou zpravidla ocelové kroužky. Vyznačují se velkou životností.



Obrázek 2.4: Vlnovcová pružina

2.3 Membránové pružiny

Mají podobnou funkci jako vlnovcové pružiny, s tím rozdílem, že jsou pryžové prstence nahrazeny kovovými tělesy, plnicí funkci pístu a válce (Obr. 2.5). Jejich těsnění zajišťuje pryžová membrána. Objekty odpružené těmito pružinami nemusí být díky velké radiální tuhosti vedené.



Obrázek 2.5: Membránová pružina

2.4 Vakové pružiny

Vakové pružiny (Obr. 2.6) mají píst, po kterém se při pružení odvaluje vak a dochází tak ke značným deformacím. Z toho plynou vyšší nároky na materiál vaku a tvarování pístu. Lze je zatěžovat axiálně i radiálně.



Obrázek 2.6: Vaková pružina

2.5 Hadicové pružiny

Jsou tvořeny válcovým pryžovým vakem bez patek. Mají nízkou radiální tuhost, je tedy nutné použít u odpružených objektů vedení. Lze je zatěžovat axiálně i radiálně.

Tato práce se dále zabývá pouze vlnovcovými pružinami.

2.6 Konstrukční provedení

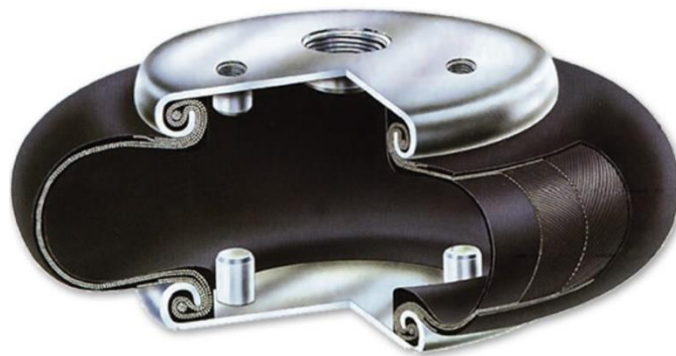
Vlnovcová pružina se skládá většinou z rotačně symetrického, případně obdélníkového, pryžového měchu armovaného kříženým kordem v několika vrstvách a vík (Obr. 2.7), která pružinu uzavírají. Upevnění měchu k víku je provedeno obvykle převlečeným kroužkem, přitlačnou sponou nebo lisováním.

Jedno z vík je opatřeno plnicím otvorem, do kterého je přiveden přívod stlačeného vzduchu přes regulátor. Dále mohou být pružiny opatřeny bezpečnostními pryžovými dorazy. Víka pružin se vyrábí nejčastěji z oceli nebo slitin hliníku.

Měch bývá vyroben ze zesílené pryže, případně z jiného speciálního pryžového materiálu, je-li požadován zvýšená odolnost proti teplotě, kyselinám, olejům, ozonu a UV záření.

Je nutné dodržovat minimální a maximální výrobcem předepsaný přetlak. Hodnota minimálního tlaku je vždy vyšší než hodnota atmosférického tlaku a maximální hodnota tlaku bývá obvykle do 1 MPa. Používají se však i pružiny pro podstatně vyšší tlaky. Například pro odpružení náprav nákladních vozidel Tatra se používají pneumatické pružiny, které jsou konstruovány pro přetlak přesahující 1,6 MPa.

Vlnovcové pružiny mají velkou životnost, protože se při pružení jejich stěna pouze ohýbá a nedochází k otěru.

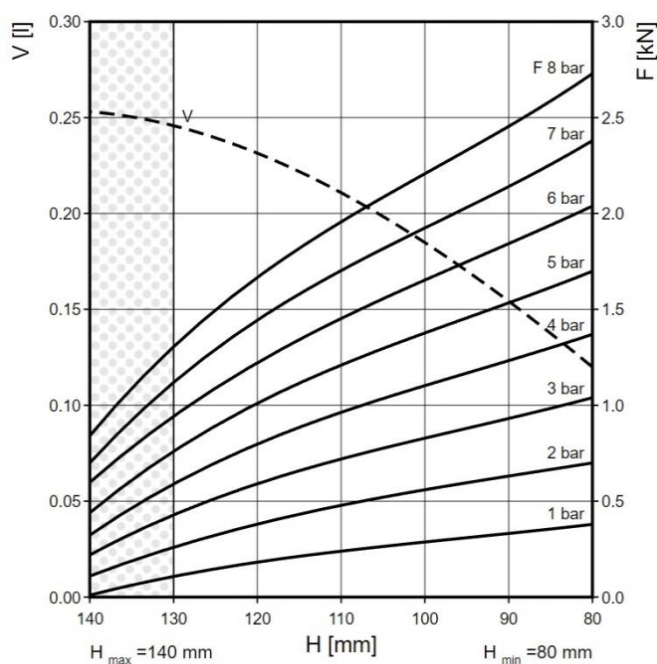


Obrázek 2.7: Řez vlnovcovou pneumatickou pružinou

2.7 Zatěžovací charakteristika

Charakteristiky pneumatických pružin jsou podstatně komplikovanější záležitost, než u vinutých pružin. Charakteristika je různá pro každý typ pružin. Liší se rovněž v závislosti na výrobcí. Pro vlnovcové pružiny je charakteristikou křivka závislosti síly na zdvihu při uzavřené pružině. V těchto charakteristikách je také obvykle zakreslena závislost objemu na zdvihu.

Jako příklad je na následujícím obrázku 2.8 uvedena zatěžovací charakteristika vlnovcové pneumatické pružiny se třemi vlnami od firmy Continental. Konkrétně se jedná o model FT 22-6 DI CR. Na charakteristice je na vodorovné ose zanesena výška pružiny, na levé svislé ose objem měchu pružiny a na pravé svislé ose síla vyvozená pružinou. Jsou zde vidět závislosti síly na výšce pružiny pro různé hodnoty vnitřního přetlaku. Čárkovaně je zde zanesena také závislost objemu měchu pružiny na výšce.

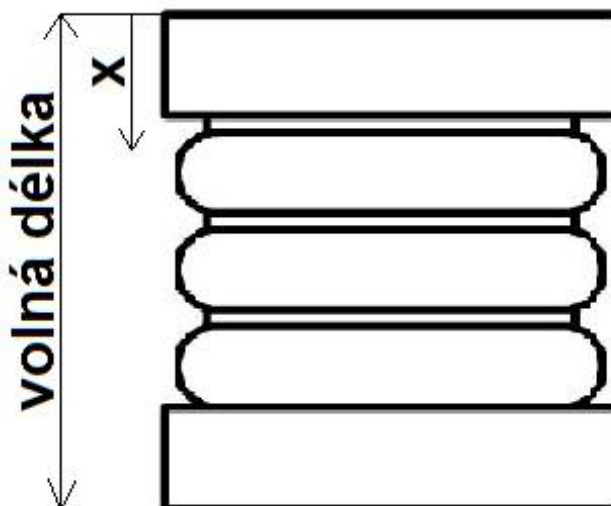


Obrázek 2.8: Zatěžovací charakteristika

3. Odvození zatěžovací charakteristiky

Silovou charakteristiku pneumatické pružiny předpokládáme jako funkci přetlaku p_p a výchylky od volné délky x , tedy $F = F(p_p, x)$. Volná délka je délka pružiny v nezatíženém stavu a bez vnitřního přetlaku.

Nejprve je potřeba zavést kladný smysl posuvu. Ten byl zaveden tak, že při stlačení pružiny je výchylka kladná a při natažení záporná (Obr. 3.1).



Obrázek 3.1: Zavedení kladného smyslu posuvu

3.1 Zavedená zjednodušení

Při odvozování zatěžovací charakteristiky bylo zavedeno několik zjednodušujících předpokladů.

Prvním zjednodušením je uvažování vzduchu v pružině jako ideálního plynu, tedy nejjednoduššího modelu termodynamických vlastností látky. Tento model lze aplikovat pro zjednodušení vlastností reálných látek za podmínky, kdy jsou elementární částice plynu od sebe dostatečně vzdáleny, aby bylo možné zanedbat jejich vzájemné silové působení, kromě srážek. Ty uvažujeme jako dokonale pružné, kinetická energie částic se tedy nemění. Model je použitelný pro látky, jejichž objem elementárních částic je zanedbatelný vůči objemu, ve kterém se pohybují. Tepelné kapacity ideálního plynu se při změně stavu nemění. Důsledkem těchto zjednodušení je plyn stlačitelný až na nulový objem a zároveň jej nelze zkapalnit ani dále přeměnit v tuhé skupenství. Model ideálního plynu se nejlépe hodí pro popis vlastností jednoatomových (vzácné plyny) a dvouatomových (O_2 , N_2 ,...) plynů, vyhovuje však i pro směsi plynů (vzduch) [4].

Oblast použitelnosti modelu ideálního plynu pro danou látku je dána vztahy [4]:

$$p < 0,05 \cdot p_{kr}, \quad (3.0)$$

$$T > 2 \cdot T_{kr}. \quad (3.1)$$

Pro vzduch, který je pracovním médiem v pneumatických pružinách, je tlak kritického bodu $p_{kr} = 3,78$ MPa a teplota kritického bodu $T_{kr} = 132,4$ K.

Oblast použitelnosti pro vzduch je tedy:

$$p < 0,05 \cdot p_{kr} = 0,05 \cdot 3,78 = 0,189 \text{ MPa},$$

$$T > 2 \cdot T_{kr} = 2 \cdot 132,4 = 265 \text{ [K]} \approx -8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Při měření popsanych ve čtvrté kapitole této práce se teplota vzduchu pohybovala mezi 18 a 23 °C, což splňuje podmínku pro použití ideálního plynu. Tlak vzduchu uvnitř měchu pružiny se pohyboval mezi 0,1 a 0,8 MPa, což je až čtyřnásobek maximálního tlaku pro použití ideálního plynu. Jelikož však nejsou sledovány složité děje, jako např. zkapalnění nebo zvlhčování vzduchu, dá se předpokládat, že bude model ideálního plynu vyhovovat.

Druhým zjednodušením je uvažování deformace pružiny jako vratné změny, tedy bez ztrát. Skutečné děje probíhající ve strojních zařízeních jsou ději nevratnými.

Dalším zjednodušením je uvažování efektivní plochy pouze jako funkce dráhy.

Obecná neboli polytropická vratná změna stavu se dá popsat stavovou rovnicí

$$p \cdot V^n = \text{konstanta}, \quad (3.2)$$

kde p je absolutní tlak, V celkový objem systému a n polytropický exponent, který může nabývat hodnot v intervalu $(-\infty < n < \infty)$.

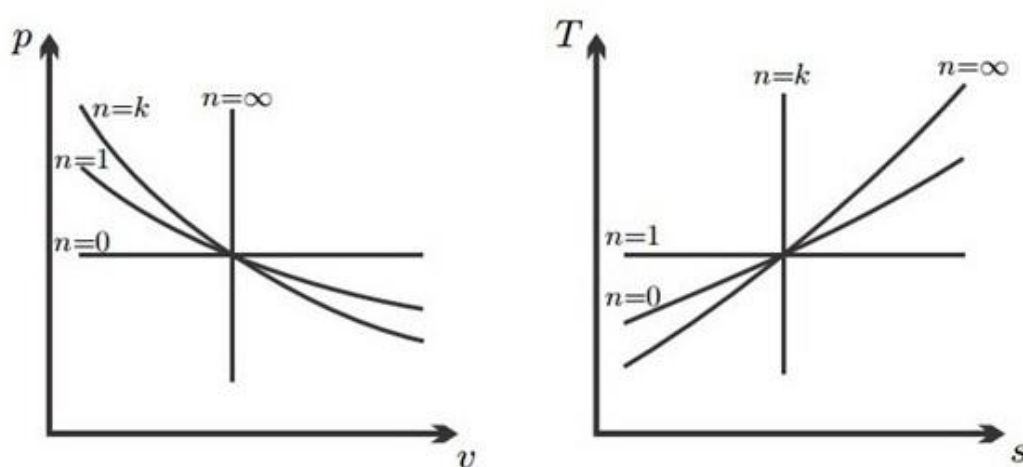
Závislost tlaku, měrného a celkového objemu, hustoty a teploty popisujeme Poissonovými rovnicemi [4]:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^n = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (3.3)$$

V průběhu děje se hodnota polytropického exponentu může měnit. Pokud se mění, lze z Poissonových rovnic vyjádřit jeho střední hodnotu.

Změny stavu termodynamického systému se popisují buď jedním z modelových dějů, nebo jejich zobecněním, polytropickým dějem, při kterém se mění všechny stavové veličiny. Následující modelové děje jsou tedy speciálními případy polytropy (Obr. 3.2).

1. Změna izochorická – konstantní objem ($dv = 0$), $n = \pm\infty$
2. Změna izobarická – konstantní tlak ($dp = 0$), $n = 0$
3. Změna izotermická – konstantní teplota ($dT = 0$), $n = 1$
4. Změna izoentropická (adiabatická) - konstantní entropie ($ds = 0$), $n = \kappa$



Obrázek 3.2: Modelové termodynamické děje

V reálných zařízeních se nejčastěji setkáváme s polytropami, jejichž exponent se nachází v intervalu ($1 < n < \kappa$). V tomto speciálním případě mluvíme o takzvané technické polytropě, při které při dodání tepla do systému klesá teplota a naopak při odvedení tepla teplota stoupá. Při expanzi plynu se totiž dodá méně tepla, než se spotřebuje na vykonání práce [4].

Posledním zjednodušením je uvažování tohoto děje jako děje izotermického, tedy probíhajícího za konstantní teploty. To, že při stlačování plynu uvnitř měchu pružiny nedojde k výrazné změně teploty, bylo dokázáno měřením, popsáním v kapitole 4.3.

3.2 Odvození závislosti síly na tlaku a zdvihu

Byla použita stavová rovnice ideálního plynu pro izotermický děj

$$p(x) \cdot V(x) = \text{konstanta}, \quad (3.4)$$

kde p představuje absolutní tlak v systému a V celkový objem. Jistě tedy bude platit

$$p_0 \cdot V_0 = \text{konstanta} , \quad (3.5)$$

kde p_0 představuje počáteční absolutní tlak v systému a V_0 počáteční celkový objem.

Z rovnosti vztahů (3.4) a (3.5) lze vyjádřit závislost tlaku na počátečních hodnotách tlaku a objemu a na celkovém objemu, který bude jistě funkcí posuvu

$$p(x) = \frac{p_0 \cdot V_0}{V(x)} . \quad (3.6)$$

Celkové silové působení pružiny bude vyvoláno součtem síly způsobené přetlakem $F_p(p_p, x)$ a síly od deformace vlnovce $F_v(x)$

$$F(p_p, x) = F_p(p_p, x) + F_v(x) . \quad (3.7)$$

Sílu vyvozenou tlakem v pružině určíme z rovnice

$$F_p(p_p, x) = A_{ef}(x) \cdot p_p , \quad (3.8)$$

kde A_{ef} představuje efektivní plochu pružiny. Dále budeme uvažovat, že velikost efektivní plochy lze aproximovat kvadratickou funkcí posuvu

$$A_{ef}(x) = A_0 + A_1 \cdot x + A_2 \cdot x^2 . \quad (3.9)$$

Vlnovec se při stlačení nebo natažení chová jako nelineární pružina. Velikost této síly bude závislá pouze na výchylce od klidové polohy

$$F_v(x) = k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^2 + k_3 \cdot x^3 . \quad (3.10)$$

Dosazením vztahů (3.8) a (3.10) do vztahu (3.7) dostaneme

$$F(x) = (A_0 + A_1 \cdot x + A_2 \cdot x^2) \cdot p_p + k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^2 + k_3 \cdot x^3 . \quad (3.11)$$

Tlak vyjádřený ve vztahu (3.6) nyní můžeme dosadit do výrazu (3.11)

$$F(x) = (A_0 + A_1 \cdot x + A_2 \cdot x^2) \cdot \left(\frac{p_0 \cdot V_0}{V(x)} - p_b \right) + k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^2 + k_3 \cdot x^3. \quad (3.12)$$

Pro elementární stlačení pružiny lze napsat následující diferenciální rovnici pro změnu objemu pružiny

$$dV = -A_{ef}(x) \cdot dx. \quad (3.13)$$

Do vztahu (3.13) dosadíme za efektivní plochu ze vztahu (3.9)

$$dV = -(A_0 + A_1 \cdot x + A_2 \cdot x^2) \cdot dx. \quad (3.14)$$

Integrací tohoto vztahu ve vhodných mezích jsme získali vztah popisující závislost objemu na prodloužení pružiny

$$\int_{V_0}^V dV = - \int_0^x (A_0 + A_1 \cdot x + A_2 \cdot x^2) \cdot dx \quad (3.15)$$

$$V(x) = V_0 - A_0 \cdot x - \frac{1}{2} \cdot A_1 \cdot x^2 - \frac{1}{3} \cdot A_2 \cdot x^3. \quad (3.16)$$

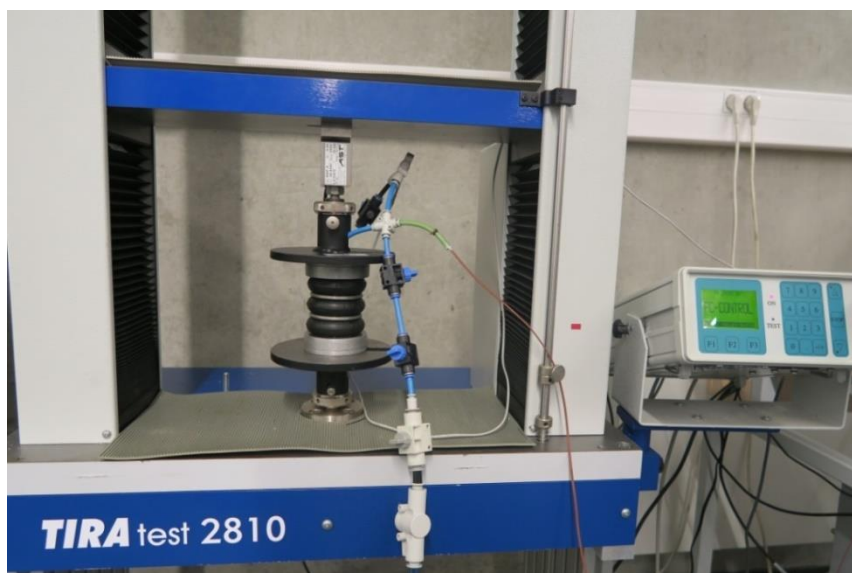
Získanou rovnici dosadíme do vztahu (3.11)

$$F(p_0, x) = \left(\frac{p_0 V_0}{V_0 - A_0 \cdot x - \frac{1}{2} \cdot A_1 \cdot x^2 - \frac{1}{3} \cdot A_2 \cdot x^2} - p_b \right) \cdot (A_0 + A_1 \cdot x + A_2 \cdot x^2) + k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^2 + k_3 \cdot x^3. \quad (3.17)$$

Výsledný vztah 3.17 popisuje chování vlnovcové pneumatické pružiny, v závislosti na zdvíhu a na počátečním tlaku pro uzavřený systém. Vztah 3.11 ji popisuje v závislosti na zdvíhu a přetlaku pro otevřený systém.

4. Měření

K získání dat potřebných pro získání matematického modelu bylo provedeno několik experimentálních měření. Měření byla prováděna na zatěžovacím zařízení TIRA test. Naměřená data byla zpracována v softwaru Maple 2018. Při všech měřeních byla použita vzorkovací frekvence 50 Hz.



Obrázek 4.1: Pružina upnutá ve zkušebním zařízení

V tabulce 1 jsou shrnuty podmínky, při kterých byla měření v laboratoři KMP prováděna. V tabulce 2 je použité přístrojové vybavení. Rozsah měření ± 20 mm byl zvolen na základě minimální a maximální výrobcem stanovené délky pružiny.

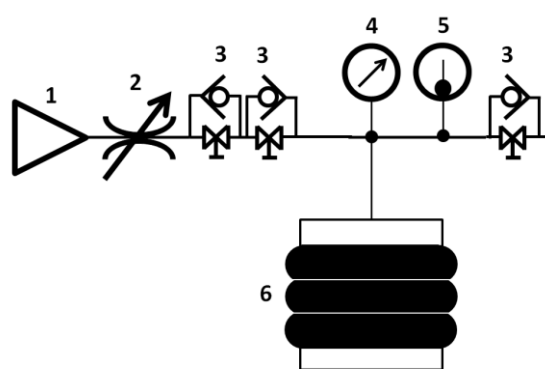
Tabulka 1: Podmínky při měření v laboratoři

Teplota v laboratoři	20,8 °C
Tlak v laboratoři (barometrický)	100,8 kPa
Posun příčnicku zkušebního zařízení	± 20 mm
Volná délka pružiny	112 mm

Tabulka 2: Použité přístroje

Zatěžovací zařízení	TIRA test 2810
Senzor tlaku	SMC PSE540-R06 1
Senzor teploty	OMEGA HSTC-TT-K-24S-120
Měřicí ústředna – měření tlaku	DEWE 43
Měřicí ústředna – měření teploty	National Instruments PXI

Pro potřeby měření byl sestaven pneumatický obvod (Obr. 4.2), skládající se z hadic, redukci, spojek a ventilů. Obvod musel umožňovat přívod a výfuk vzduchu a také měření teploty a tlaku. Mezi škrtícím ventilem a vstupem do pneumatické pružiny jsou umístěny dva uzavírací ventily zapojené „proti sobě“, aby tlak po nafouknutí neunikl z pružiny. Použité ventily totiž těsní pouze v jednom směru.



- 1...zdroj vzduchu
- 2...škrtící ventil
- 3...uzavírací ventil
- 4...senzor tlaku
- 5...senzor teploty
- 6...pneumatická pružina

Obrázek 4.2: Schéma pneumatického obvodu

Vlastnosti zkoumané pneumatické vlnovcové pružiny DUNLOP $2 \frac{3}{4} \times 3$ jsou uvedeny v tabulce 3. Víka pružiny jsou vyrobená ze slitiny hliníku a měch je z pryžového kompozitu.

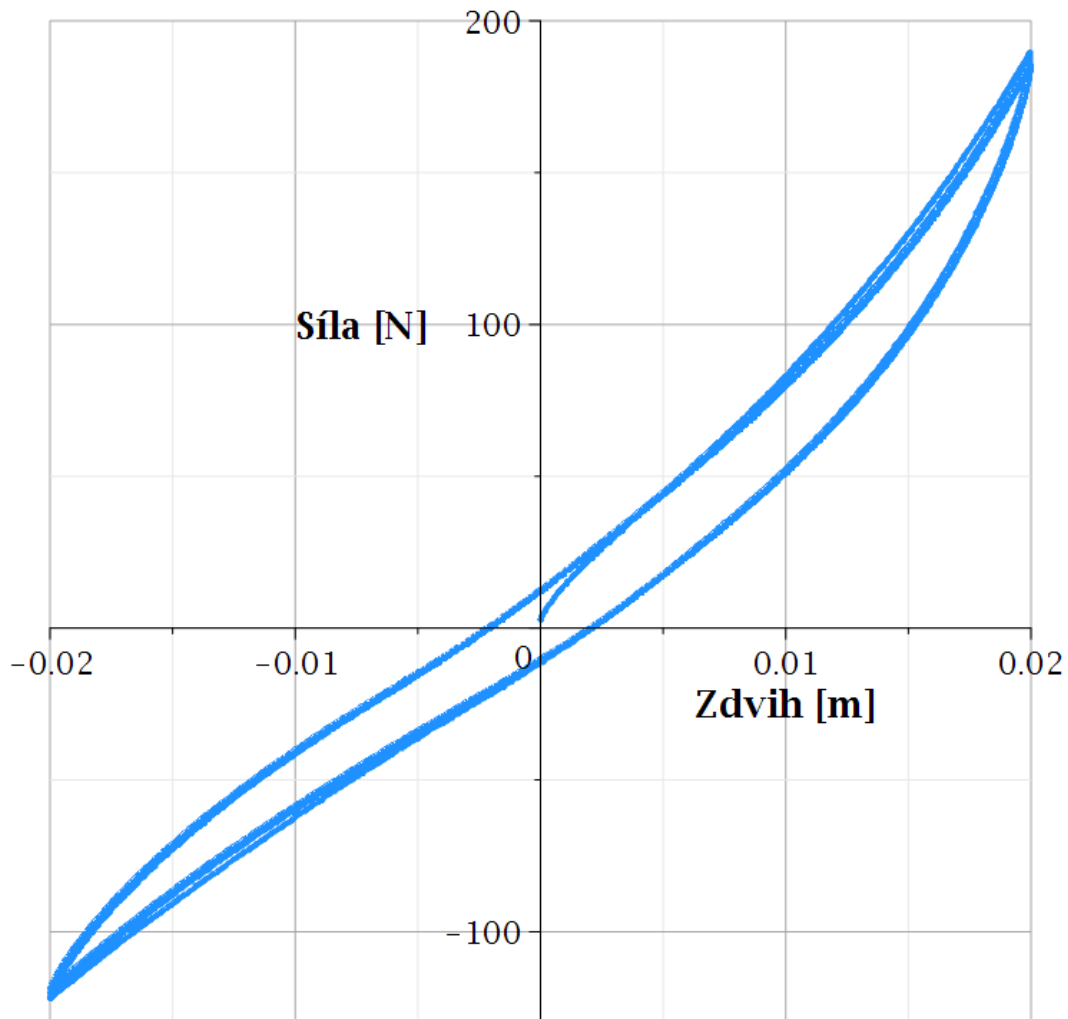
Tabulka 3: Vlastnosti zkoumané pružiny

Vlastnost	Hodnota	Jednotka
Minimální tlak	0,1	MPa
Maximální tlak	1	MPa
Maximální úhel mezi čelními plochami vík	10	°
Maximální osové posunutí	10	mm
Minimální délka	90	mm
Maximální délka	135	mm
Volná délka	112	mm
Hmotnost	0,57	kg
Efektivní plocha při volné délce	2300	mm ²
Objem při volné délce	160	ml
Maximální průměr	78	mm
Minimální teplota pracovního prostředí	-30	°C
Maximální teplota pracovního prostředí	+70	°C

Data ze zatěžovacího zařízení, tedy síla posuv, byly zaznamenávány softwarem TIRA test a data z použitého senzoru tlaku softwarem DEWE Soft.

4.1 Pružina bez vnitřního přetlaku

Toto měření bylo provedeno kvůli zjištění tuhosti vlnovce, který se při deformaci chová jako nelineární pružina. Pružinu zde bylo nutné upnout na zkušebním zařízení TIRAtest tak, aby ji bylo možné zatěžovat tahem. Bylo provedeno celkem 5 měřících cyklů. Byla tak získána závislost síly na zdvihu s nulovým vnitřním přetlakem (Obr. 4.3).



Obrázek 4.3: Naměřená charakteristika vlnovce

Na získaném grafu je dobře patrná hystereze, kdy na začátku měření, odpovídá nulovému zdvihu nulová síla a při následujících měřících cyklech je rozdíl síly při natažení a stlačení 23 N. To je způsobeno především jevy, které jsou popsány v podkapitole 5.4.

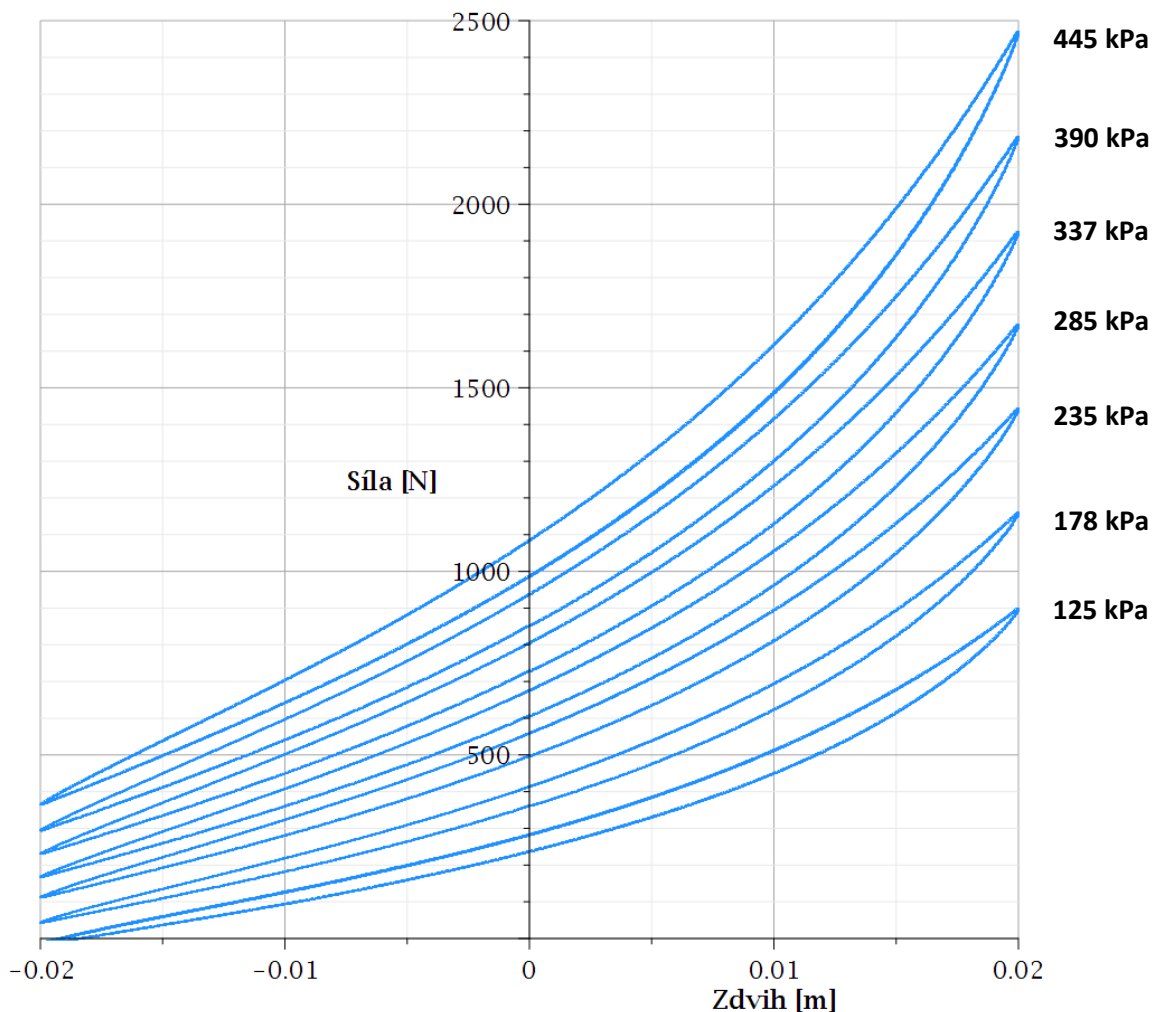
4.2 Pružina s vnitřním přetlakem

Následujícím sledem 7 měření byla vymezena oblast použití dané pružiny při již stanoveném rozmezí výšky 92 až 132 mm. Nejprve byla pružina stlačena na minimální výšku a nafouknuta na přetlak 700 kPa.

S následným natažením pružiny tlak uvnitř klesl až na 347 kPa. Výrobce stanovený maximální přetlak uvnitř měchu je sice 1000 kPa, avšak sám výrobce uvádí v zatěžovací charakteristice výsledky měření pouze pro přetlak 700 kPa a nižší. V rámci bezpečnosti byl tedy maximální dovolený přetlak stanoven na sedminásobek atmosférického tlaku.

Při druhém měření byla pružina natažena na délku 132 mm a nafouknuta na přetlak, při kterém horní víko pružiny právě dosedlo na čelisti zkušebního zařízení a vyvodilo nulovou sílu. Následným stlačením až na výšku 92 mm vzrostl tlak na 224 kPa. Z naměřených dat byl odečten tlak dosažený právě při volné délce pružiny u obou měření. Interval mezi těmito hodnotami, 125 a 445 kPa, byl rovnoměrně rozdělen tak, aby došlo k dostatečnému množství měření.

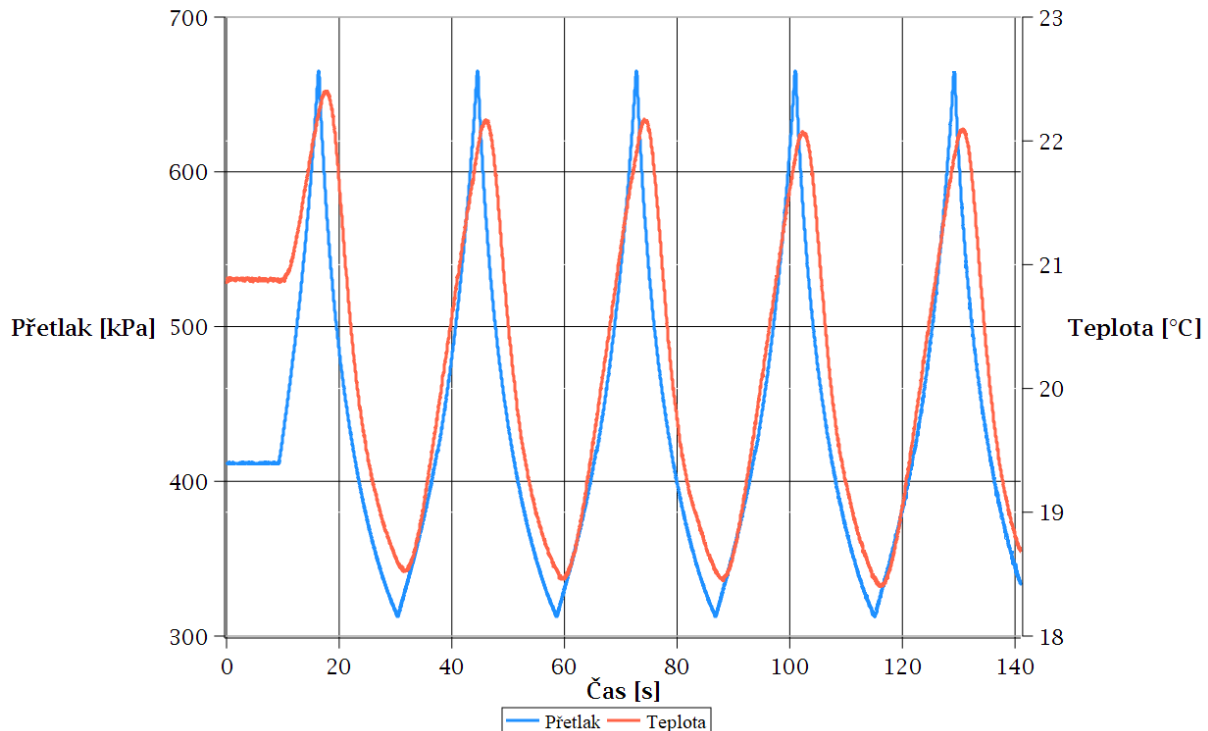
V grafu naměřených hodnot (Obr. 4.4) je dobře patrná pracovní oblast zkoumané pružiny.



Obrázek 4.4: Naměřená závislost síly na zdvihu a přetlaku při volné délce

4.3 Měření teploty

Měření teploty (Obr. 4.5) vzduchu uvnitř měchu pružiny bylo nutné provést kvůli posouzení správnosti zjednodušení stlačování a natahování pružiny na izotermický děj.



Obrázek 4.5: Naměřené průběhy přetlaku a teploty vzduchu

V grafu naměřených hodnot, spolu průběhy přetlaku (modrá) a teploty (červená) jednoznačně koreluje, pouze s drobným zpožděním teploty, které je způsobeno teplotní setrvačností použitého snímače teploty. Dá se tedy s jistotou prohlásit, že změna teploty uvnitř pružiny je způsobena změnou tlaku.

Z těchto naměřených hodnot byla určena střední hodnota polytropického exponentu dle vztahu, vyjádřeného z Poissonových rovnic:

$$\bar{n} = \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{p_2}{p_1} - \ln \frac{T_2}{T_1}} = \frac{\ln \frac{665}{312}}{\ln \frac{665}{312} - \ln \frac{295,6}{291,6}} = 1,0179$$

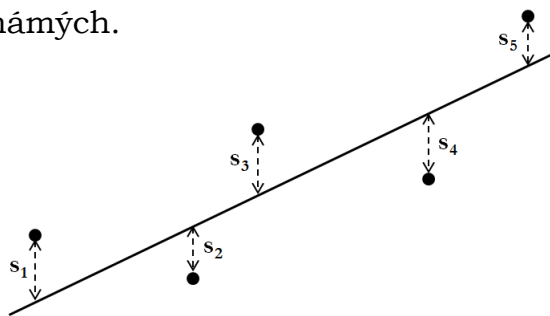
Zjištěný polytropický exponent se blíží exponentu pro izotermický děj. Velká změna tlaku vyvolala zanedbatelnou změnu teploty. Lze tedy předpokládat, že zjednodušení děje na izotermický, je vhodné.

5. Aproximace naměřených dat

Naměřené hodnoty bylo nyní nutné vhodně aproximovat. Pro tyto účely byla použita metoda nejmenších čtverců.

5.1 Metoda nejmenších čtverců

Metoda nejmenších čtverců (Obr. 5.1) je matematicko-statistická metoda vhodná pro řešení přeuročených soustav rovnic, tedy soustav, kde je více rovnic, než neznámých.



$$(s_1^2 + s_2^2 + s_3^2 + s_4^2 + s_5^2) \rightarrow \text{minimum}$$

Obrázek 5.1: Metoda nejmenších čtverců

U této metody požadujeme, aby součet druhých mocnin rozdílů naměřených hodnot F_n a aproximovaných hodnot F_a byl co nejmenší, v ideálním případě nulový

$$\sum_i (F_{a_i} - F_{n_i})^2 = 0. \quad (5.0)$$

V reálném případě jejich průběh nebude totožný a bude tedy platit

$$\sum_i (F_{a_i} - F_{n_i})^2 = T_o, \quad (5.1)$$

kde T_o je funkce odchylky. Jejimi parciálními derivacemi podle jednotlivých neznámých získáme soustavu rovnic. Vyřešením této soustavy dostaneme hodnoty neznámých konstant. Tyto aproximace byly provedeny v softwaru Maple 2018.

5.2 Pružina bez vnitřního přetlaku

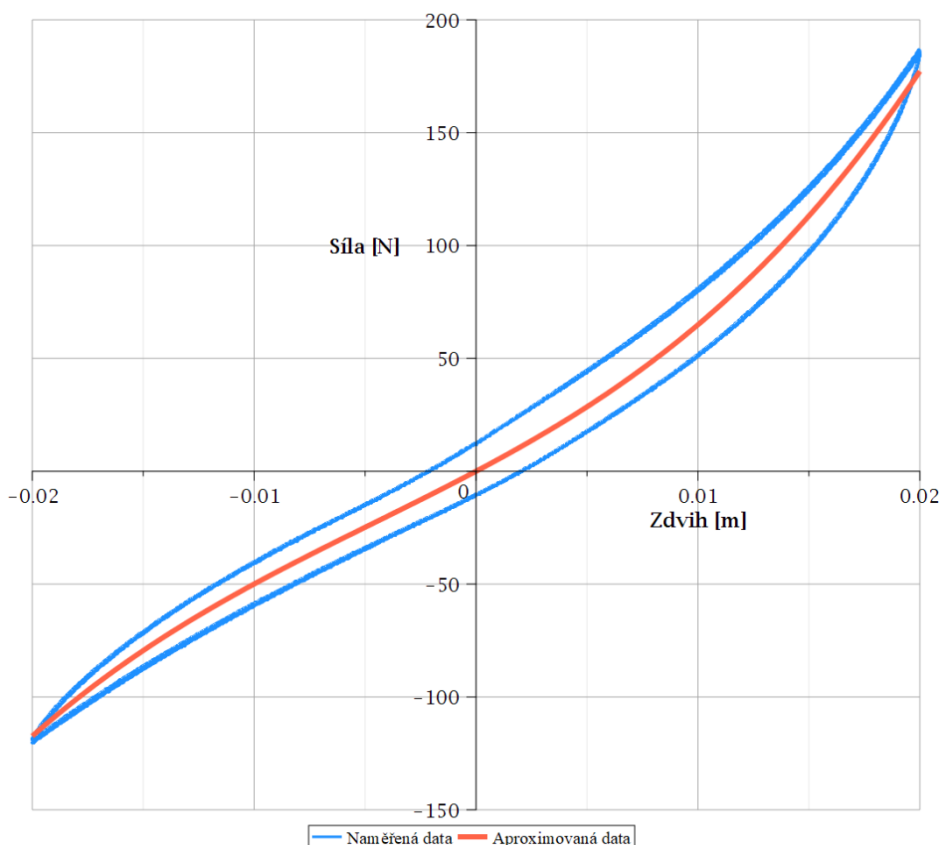
Naměřená data byla proložena polynomem třetího stupně (3.10). Získaná funkce odchylky $T_o = T_o(k_1, k_2, k_3)$ byla následně parciálně derivována podle jednotlivých neznámých a výsledky těchto derivací byly položeny rovny nule

$$\frac{\partial T_o}{\partial k_i} = 0, \text{ pro } i = 1, 2, 3. \quad (5.2)$$

Při měření bylo získáno 4800 hodnot síly a zdvihu pružiny. Pro dosažení dostatečné přesnosti stačilo použít 480 hodnot z celého souboru. Následným vyřešením soustavy rovnic byly získány konstanty, jejichž hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.

Tabulka 4: Aproximované hodnoty koeficientů tuhosti vlnovce

Koeficient	Hodnota	Jednotka
k_1	5202,868	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
k_2	74825,024	$\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$
k_3	5403911,660	$\text{N}\cdot\text{m}^{-3}$



Obrázek 5.2: Naměřená a aproximovaná charakteristika vlnovce

Polynom třetího stupně nejlépe vyhovoval naměřeným hodnotám a poskytuje dostatečně přesný popis chování vlnovce při deformaci (Obr. 5.2). Maximální rozdíl mezi aproximovanou a naměřenou hodnotou je 30,6 N.

5.3 Pružina s vnitřním přetlakem

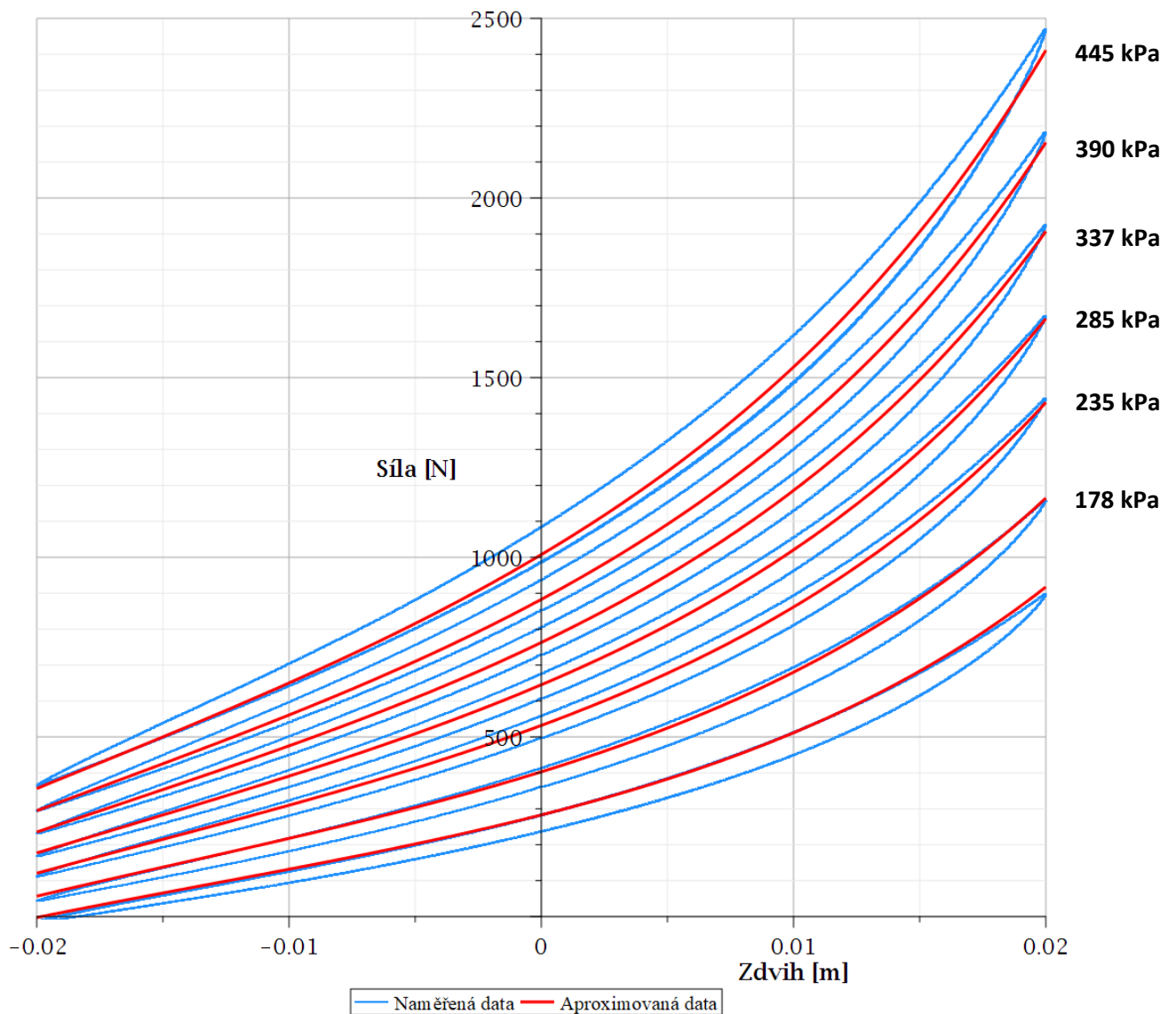
Naměřená data byla proložena odvozenou funkční závislostí (3.17). Funkce odchylky $T_o = T_o(A_0, A_1, A_2)$ byla parciálně derivována podle jednotlivých neznámých

$$\frac{\partial T_o}{\partial A_i} = 0, \text{ pro } i = 0, 1, 2. \quad (5.3)$$

Při měření bylo získáno 47900 hodnoty síly a zdvihu pružiny. Bylo použito 4790 hodnot z celého souboru. Následným vyřešením soustavy rovnic byly získány konstanty, jejichž hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce 5.

Tabulka 5: Aproximované hodnoty koeficientů efektivní plochy

Koeficient	Hodnota	Jednotka
A_0	0,0022638	m^2
A_1	0,04305	m
A_2	-0,06123	1



Obrázek 5.3: Naměřená a aproximovaná závislost síly na zdvihu a přetlaku při volné délce

Vpravo vedle obrázku 5.3 jsou uvedeny hodnoty přetlaku při volné délce pružiny. Výsledky této aproximace se zabývá celá následující podkapitola 5.4.

5.4 Vyhodnocení přesnosti modelu

Následující graf (Obr. 5.4) ukazuje dosaženou přesnost. Modře jsou zde zobrazeny naměřené hodnoty, vždy 3 měřicí cykly pro každý přetlak p_0 (jsou tak zobrazena veškerá data použitá pro aproximaci) a červeně hodnoty rozdílu mezi naměřenou a aproximovanou hodnotou. Aproximované hodnoty v grafu nejsou zobrazeny, protože by splývaly s hodnotami naměřenými.

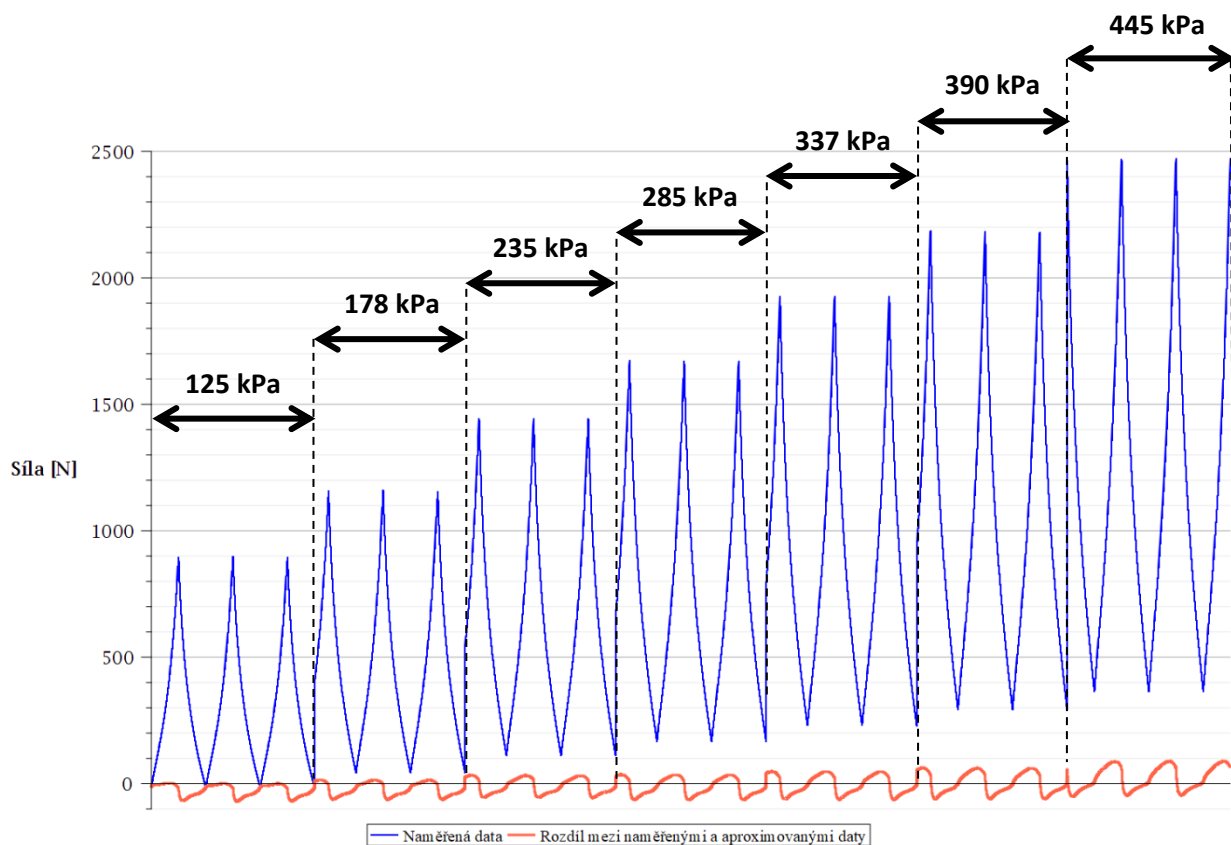
Absolutní hodnota rozdílu aproximované a naměřené síly dosahuje maximálně hodnoty 89 N a to při měření s nejvyšším tlakem při volné délce, konkrétně při naměřené síle 1622 N. Hodnota rozdílu zde dosahuje 5,5 % naměřené hodnoty. Maximální procentuální rozdíl nastává při minimálním tlaku při volné délce, při téměř nulové síle a to téměř 40 %. Odpovídající absolutní hodnota rozdílu však je, pouze 14 N. V téměř celém zkoumaném rozsahu se chyba pohybuje do 10 %, což se dá považovat za velmi uspokojivé.

Děje, které způsobují nepřesnost, se odehrávají především v materiálu měchu pneumatické pružiny – pryži. U té se projevuje deformační změkčení, jev, při kterém nastává pokles napětí při stejné opakované deformaci. Jedná se o tzv. Mullinsův efekt [7].

Dalším zdrojem nepřesnosti je viskoelasticita pryže. Jde o časovou závislost mezi napětím a poměrnou deformací kdy napětí předchází deformaci. To je způsobeno tlumením materiálu, při kterém dochází k částečné přeměně vložené mechanické energie na teplo [7].

Jako další možná příčina rozdílnosti těchto průběhů se jevílo tření mezi kovovými kroužky a vlnami měchu. Bylo však provedeno měření s důkladným promazáním styčných ploch kroužků a pryže, rozdíl nebyl pozorován.

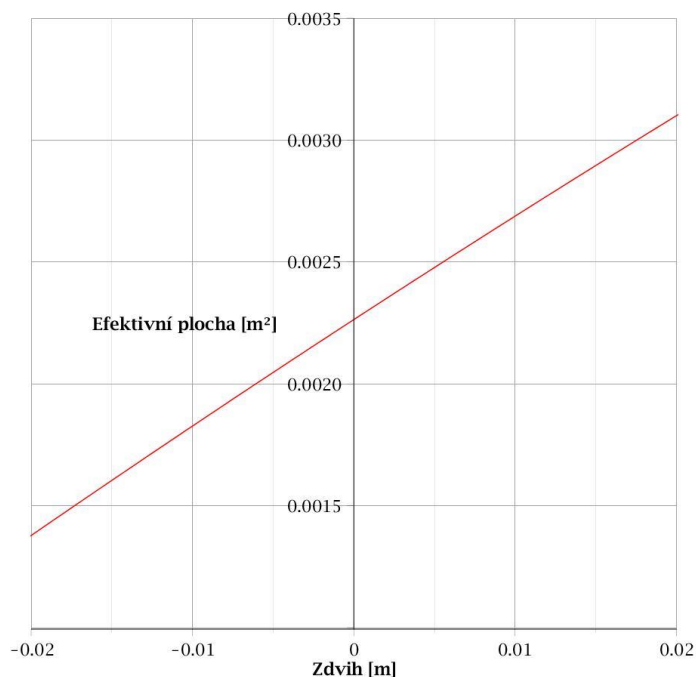
Zmíněné jevy, odehrávající se v materiálu měchu pružiny, nebyly zohledněny v matematickém modelu kvůli zachování jeho jednoduchosti.



Obrázek 5.4: Přesnost modelu pro jednotlivé přetlaky při volné délce

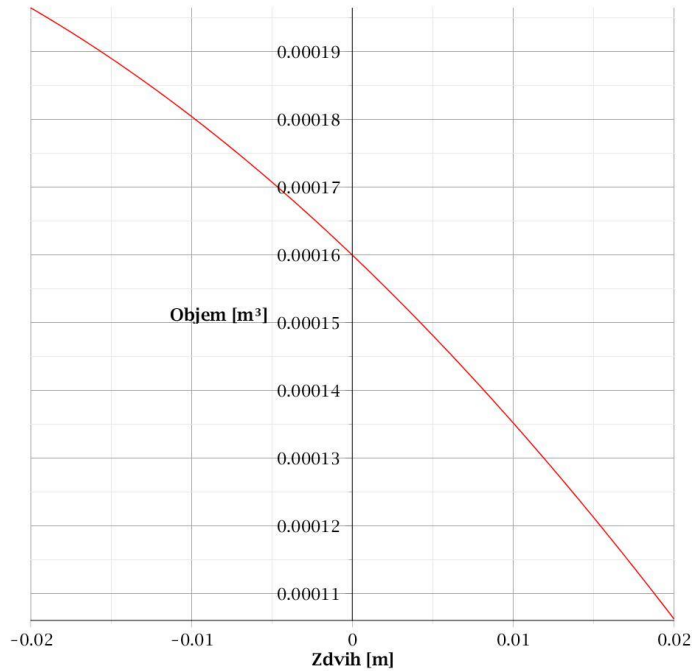
5.5 Průběh efektivní plochy a objemu pružiny

Průběh efektivní plochy (Obr. 5.5) $A_{ef}(x)$, daný vztahem (3.9), je téměř konstantní a mohlo by se tedy zdát, že by pro popis jejího průběhu stačil polynom prvního stupně. To by však vedlo ke snížení přesnosti modelu až o několik procent.



Obrázek 5.5: Průběh efektivní plochy

Průběh změny objemu měchu pružiny $V(x)$, daný vztahem (3.16), je zobrazen na obrázku 5.6.



Obrázek 5.6: Průběh objemu pružiny

5.6 Tuhost pružiny

Zkoumaná pružina je deformována pouze délkově, nikoli úhlově. Tuhost pružiny se tedy určí ze vztahu

$$k = \frac{dF}{dx}. \quad (5.10)$$

Pro pružiny s lineární zatěžovací charakteristikou je tuhost konstantní, takže k popisu těchto pružin stačí obvykle jediný číselný údaj. U nelineárních pružin, což je případ zkoumané pružiny, je tuhost funkční závislostí.

V této práci již byla zkoumána tuhost pružiny bez vnitřního přetlaku kvůli popisu chování vlnovce při délkové deformaci. Tuhost pružiny s vnitřním přetlakem však nebude závislá pouze na zdvihu pružiny, ale právě i na vnitřním přetlaku, jehož hodnota při volné délce pružiny bude parametrem funkce tuhosti pružiny.

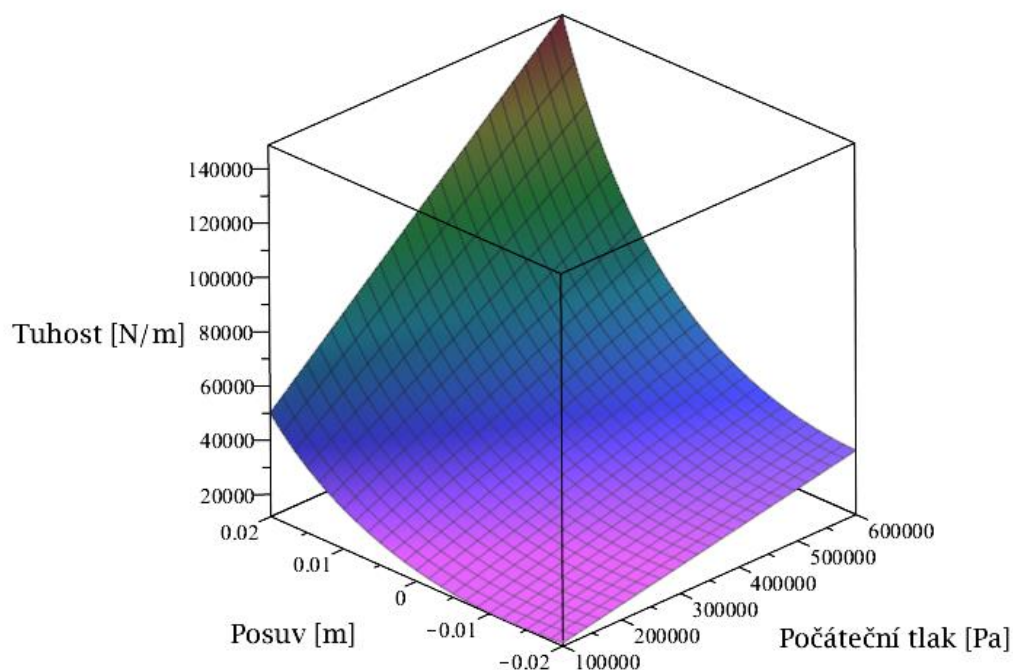
Derivací vztahu (3.17) podle délkové souřadnice x byl získán vztah popisující tuhost pružiny

$$k = \frac{dF}{dx} = \frac{(p_0 + p_b) \cdot V_0 \cdot (-A_0 - A_1 \cdot x - A_2 \cdot x^2) \cdot (A_0 + A_1 \cdot x + A_2 \cdot x^2)}{\left(V_0 - A_0 \cdot x - \frac{1}{2} \cdot A_1 \cdot x^2 - \frac{1}{3} \cdot A_2 \cdot x^3\right)^2} +$$

$$+ \left(\frac{(p_0 + p_b) \cdot V_0}{V_0 - A_0 \cdot x - \frac{1}{2} \cdot A_1 \cdot x^2 - \frac{1}{3} \cdot A_2 \cdot x^3} - p_b \right) \cdot (2 \cdot A_2 \cdot x + A_1) + \quad (5.11)$$

$$+ k_1 + 2 \cdot k_2 \cdot x + 3 \cdot k_3 \cdot x^2.$$

V získaném vztahu se vyskytuje proměnná x a parametr p_0 , vše ostatní jsou již známé konstanty. Maxima tuhosti je dosaženo při největším stlačení a při maximálním vnitřním tlaku při volné délce. Maximální stlačení je v tomto případě 20 mm a nejvyšší tlak při volné délce je 545 kPa. Při těchto hodnotách získáváme maximální hodnotu tuhosti a to 118161 N·m⁻¹. Minima tuhosti je dosaženo při maximálním natažení a nejnižším počátečním tlaku. Při těchto hodnotách získáváme minimální hodnotu tuhosti 13125 N·m⁻¹.



Obrázek 5.7: Závislost tuhosti na počátečním tlaku a zdvihu pružiny

6. Návrh aktivně řízeného systému

Cílem této části bakalářské práce bylo navrhnout systém aktivní regulace pro udržení konstantní výšky pružiny při změně zatížení.

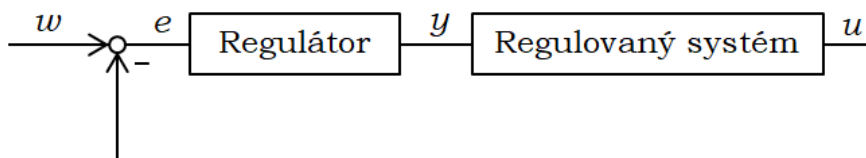
Navržený regulační systém se skládá z rámu, laserového snímače délky, regulátoru tlaku, pneumatické vlnovcové pružiny, závaží a elektronického obvodu, který zahrnuje regulátor.

6.1 Regulace

Regulace je proces, který udržuje (stabilizuje) vybranou fyzikální veličinu v blízkosti požadované hodnoty w . Prvky zajišťující regulaci vytvářejí svým vzájemným působením tzv. regulační smyčku. V regulační smyčce je regulovaná veličina snímána a srovnávána s požadovanou hodnotou. Rozdíl požadované hodnoty a skutečné hodnoty u je regulační odchylka

$$e = w - u, \quad (6.0)$$

kteřá je regulačním členem transformována na výstup regulátoru, řídicí signál y (Obr 6.1).



Obrázek 6.1: Schéma regulační smyčky

Regulace probíhá v uzavřené smyčce, která je tvořena nastavovacím řetězcem a zpětnou vazbou regulované veličiny. Ve stabilizovaném stavu regulační smyčky je regulační odchylka velmi malá až nulová. Při poruše nebo změně nastavení požadované hodnoty dojde ke zvýšení regulační difference, která je následně změnou veličiny y minimalizována. Aby nedocházelo ke ztrátě stability, musí být správným nastavením regulátoru zajištěno, aby změna nastavovací veličiny y neprobíhala příliš rychle. Správné nastavení regulátoru je tedy nalezení vhodného kompromisu mezi stabilitou a rychlostí, se kterou dojde k odstranění regulační odchylky.

Existují dva základní způsoby regulace a to ON/OFF dvoustavová regulace a PID regulace.

ON/OFF je základní typ regulace, jehož základními parametry jsou žádaná hodnota a hystereze. Používá se především pro méně náročné

aplikace, například k ohřevu vody v bojleru nebo pro regulaci hladiny v nádrži.

PID regulace je využívána pro přesné řízení regulované veličiny, například při řízení teploty v pecích nebo vyhřívání forem. Je rovněž využívána při řízení pneumatických a hydraulických systémů, což je i případ regulace výšky pneumatické pružiny řešený v této práci.

Při správně naladěné regulační smyčce se rozdíl dvoustavové a PID regulace projeví v podstatně vyšší přesnosti PID regulace. Přesností je zde myšlena odchylka, se kterou regulátor udržuje nastavenou hodnotu. Například při regulaci teploty dojde u ON/OFF regulace kvůli tepelné setrvačnosti nutně k překročení požadované hodnoty, protože vypne topení až při jejím dosažení. Není tedy z principu možné dosáhnout nulové regulační odchylky. Regulační odchylku zde lze snížit snížením hystereze, což však bude mít za následek časté spínání výkonových členů. Na druhé straně správně nastavený PID regulátor vypne topení ještě před dosažením požadované teploty. Dojde tak, při správném naladění parametrů regulátoru, k minimálnímu překročení požadované teploty a následnému rychlému ustálení na požadované hodnotě.

6.2 PID regulace

Nejjednodušším v praxi využívaným regulátorem je čistě proporcionální regulátor P. Přednostmi těchto regulátorů jsou stabilita, jednoduchost a nízká cena. Pracují však s trvalou regulační odchylkou. Čistě integrální regulátor I by nebyl stabilní a čistě derivační regulátor D není z principu schopen samostatné funkce. V praxi se tedy I a D regulátory nevyužívají. Využívají se však PI a PD regulátory, které kombinují vlastnosti svých složek. PI regulátor oproti P regulátoru odstraňuje trvalou regulační odchylku. PD regulátor je stabilnější a rychleji reaguje na změny. Nejsložitějším, ale ve většině případů nejlepším regulátorem je PID regulátor, kombinující výhody všech tří složek [5].

Proporcionální složka zajišťuje základní funkci regulačního pochodu, zesílení regulační odchylky e a následné přivedení na vstup regulované soustavy v opačné fázi než má porucha. Čistě proporcionální regulátor vždy pracuje s nenulovou stálou regulační odchylkou. Velikost regulační odchylky závisí na vlastnostech soustavy a na velikosti proporcionální složky.

$$y(t) = r_0 \cdot e(t) \quad (6.1)$$

Vliv integrační složky se zvyšuje tak dlouho, dokud nepotlačí regulační odchylku. Pak nárůst integrační složky ustane. Regulátor obsahující integrační složku pracuje v ustáleném stavu teoreticky s nulovou regulační odchylkou.

$$y(t) = r_{-1} \cdot \int e(t) \cdot dt \quad (6.2)$$

Derivační složka reaguje na časové změny regulační odchylky, nezávisí tedy na okamžité velikosti regulační odchylky a nesnaží se jí odstranit a přiblížit tak regulovanou veličinu žádané hodnotě. Význam derivační složky spočívá v možnosti ovlivnit dynamický průběh regulace, především pak omezit velké překmity a potlačit vliv náhlých poruch.

$$y(t) = r_1 \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (6.3)$$

Charakteristická rovnice PID regulátoru má tedy následující tvar

$$y(t) = r_0 \cdot e(t) + r_{-1} \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt + r_1 \cdot \frac{de(t)}{dt}. \quad (6.4)$$

Kvůli konstrukci regulátorů se někdy používá následující vztah

$$y(t) = r_0 \cdot \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt + T_D \cdot \frac{de(t)}{dt} \right], \quad (6.5)$$

kde se proporcionální konstantou násobí všechny tři členy rovnice.

Integrační časová konstanta T_I představuje čas, který by potřeboval čistě integrační regulátor k přestavení akčního členu do polohy, které dosáhne PI regulátor v čase $t = 0$ s vlivem proporcionální složky. Derivační časová konstanta T_D je čas, který by potřeboval čistě proporcionální regulátor k přestavení akčního členu do polohy, které dosáhne PD regulátor v čase $t = 0$ s vlivem své derivační složky [5].

Regulační pochod by měl co nejrychleji vyrovnat vliv změny vstupního parametru, zaručit minimální překmit výstupní veličiny a vést k rychlému ustálení soustavy. K tomu je potřeba nastavit správné hodnoty koeficientů charakteristické rovnice.

Vztahy pro určení časových konstant:

$$T_I = \frac{r_0}{r_{-1}} \text{ [s]} \quad (6.6)$$

$$T_D = \frac{r_1}{r_0} \text{ [s]} \quad (6.7)$$

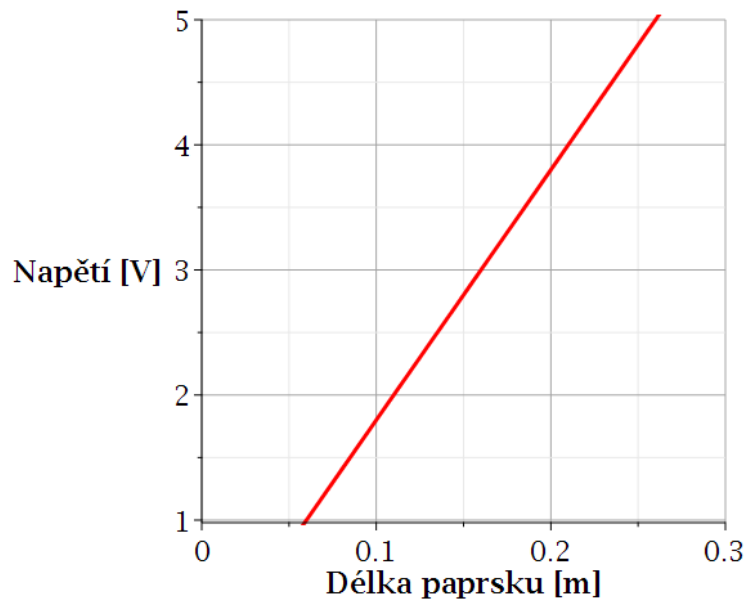
6.3 Použité snímače a zařízení

Pro měření polohy odpružené hmoty byl využit laserový snímač délky optoNCDT 1402-200. Rozsah délky laserového paprsku l použitého snímače je 6 až 26 cm. Rozsah výstupního napětí U_L je 1 až 5 V. Další vlastnosti laserového snímače jsou uvedeny v tabulce 6. Závislost výstupního napětí na délce laserového paprsku (Obr. 6.2) je dána vztahem

$$U_L = 20 * l - 0,2 . \quad (6.8)$$

Tabulka 6: Vlastnosti laserového snímače

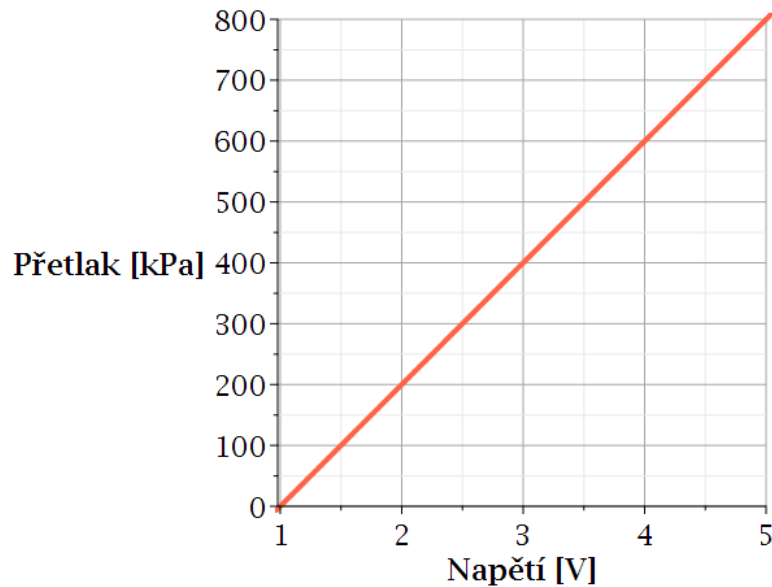
Vlastnost	Hodnota
Výkon	1 mW
Vlnová délka paprsku	670 nm
Spektrální oblast	červená
Napájení	24DC V



Obrázek 6.2: Charakteristika laserového snímače

Použitý regulátor tlaku SMC VY1A00 dokáže vyvinout přetlak p_p až 800 kPa. Rozsah řídicího napětí U_R je 1 až 5 V. Závislost přetlaku na řídicím napětí (Obr. 6.3) je dána vztahem

$$p_p = 200000 \cdot U_R - 200000. \quad (6.9)$$



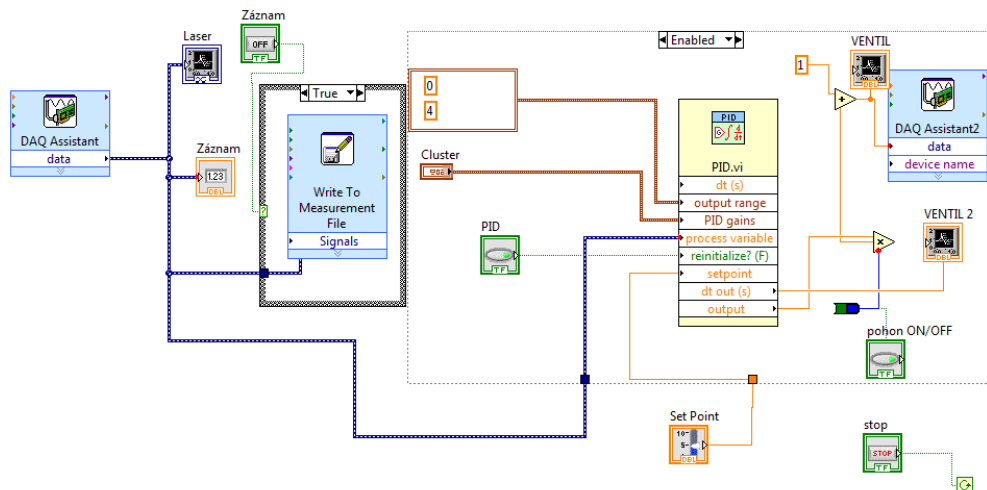
Obrázek 6.3: Charakteristika regulátoru tlaku

6.3 Zjištění vlastností systému

Spodní víko pružiny, skrz které je do pružiny přiváděn přetlak, bylo šrouby upnuto k rámu. Horní víko pružiny je šroubovým spojem upevněno k pohyblivé části rámu, desce, na které je umístěno závaží. Polohu této desky snímá laserový snímač polohy. Výstupem laserového snímače je napětí, které je přivedeno do sběrnice National Instruments PXI. Tento signál je přiveden do prostředí softwaru LabView 2015 (Obr. 6.4), kde je zpracován virtuálním PID regulátorem a následně je přiveden zpět do sběrnice. Výstup ze sběrnice je napěťový signál přiváděný na svorky regulátoru tlaku.

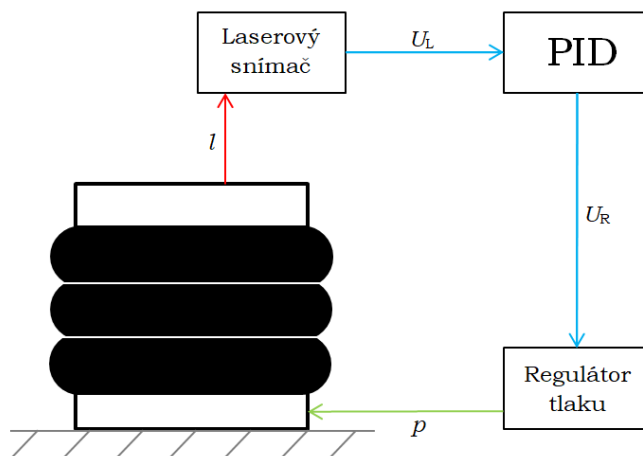
V prostředí LabView jsou zaznamenávána data z laserového snímače, ze kterých se následně vyhodnocuje správnost nastavení virtuálního regulátoru. V kapitole 6.4 je popsán sestavený elektronický obvod, který nahrazuje počítač s nainstalovaným LabView.

Závaží připevněné šroubovým spojem k hornímu víku pneumatické pružiny představují 4 ocelové desky, jejichž hmotnost 44,34 kg byla zjištěna na zkušebním zařízení TIRA test.



Obrázek 6.4: Model sestavený v LabView 2015

Na obrázku 6.5 je schematicky znázorněn celý systém aktivní regulace.



Obrázek 6.5: Schéma systému aktivní regulace

Existuje celá řada přístupů k nastavení PID regulátoru. Od nejjednodušší metody pokus – omyl, přes manuální nastavení Wadeho metodou, až po časem prověřené a dlouho a efektivně využívané metody, jakou je například Ziegler-Nicolsova metoda, která byla v této práci využita. Její hlavní výhodou je jednoduchost zjištění optimálního nastavení regulátoru. Stačí provést měření odezvy systému na skokovou změnu vstupního signálu a ze zjištěných hodnot výpočtem zjistit parametry regulátoru.

Jedná se o heuristickou metodu nastavení PID regulátorů, představenou v 50. letech minulého století. Tato metoda umožnila ve své době velký rozmach analogových PID regulátorů, protože vyřešila problémy se stabilitou do té doby využívaných metod.

Metoda spočívá v přivedení systému na mez stability při vypnutí integrační a derivační složce. Jedná se o stav systému, kdy je po vybuzení získána konstantní amplituda kmitů. Proporcionální zesílení se nastaví na minimum a provede se skokové zatížení. Proporcionální zesílení je zvyšováno do té doby, než je systém po vybuzení právě na mezi stability. Zesílení k^* , při kterém bylo tohoto stavu dosaženo, je jedním ze dvou parametrů potřebných k určení vhodného nastavení regulátoru. Druhým parametrem je perioda kritických kmitů T^* .

Skoková změna zatížení byla realizována při volné délce pružiny volným pádem závaží o hmotnosti 5 kg z výšky 7 cm na plochu závaží pevně spojeného s vrchním víkem pružiny. Vždy bylo provedeno 5 opakování a ta byla spolu následně porovnána. Ve všech případech byly naměřené průběhy výšky pružiny identické. Buzení tak bylo vyhodnoceno jako dobře opakovatelné.

Byla zjištěna hodnota kritického zesílení $k^* = 1,5$ a perioda kritických kmitů $T^* = 0,24$ s.

V tabulce 7 [5] jsou uvedeny vztahy pro výpočet zesílení jednotlivých složek pro všechny varianty regulátorů.

Tabulka 7: Vztahy pro seřízení regulátorů

	r_0	r_{-1}	r_1
P	$0,5 \cdot k^*$	-	-
PI	$0,45 \cdot k^*$	$0,54 \cdot k^*/T^*$	-
PD	$0,4 \cdot k^*$	-	$0,02 \cdot k^* \cdot T^*$
PID	$0,6 \cdot k^*$	$1,2 \cdot k^*/T^*$	$0,075 \cdot k^* \cdot T^*$

Zesílení jednotlivých složek PID regulátoru jsou:

$$r_0 = 0,6 \cdot k^* = 0,6 \cdot 1,5 = 0,9,$$

$$r_{-1} = 1,2 \cdot \frac{k^*}{T^*} = 1,2 \cdot \frac{1,5}{0,24} = 7,5,$$

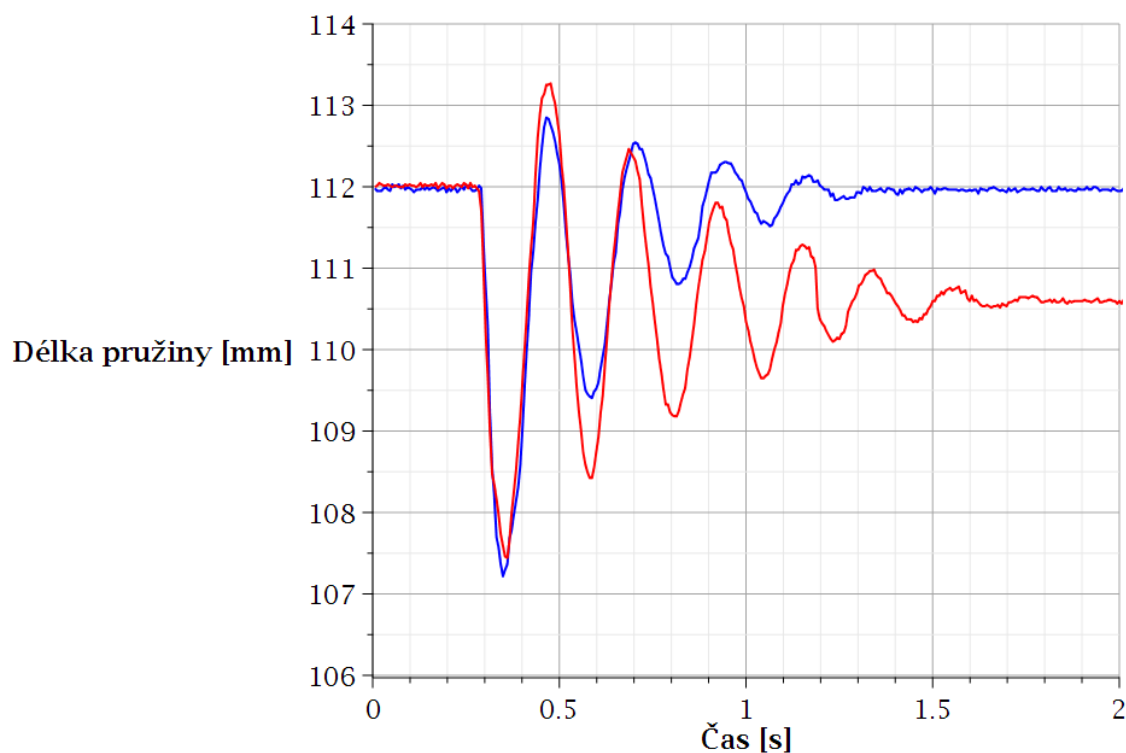
$$r_1 = 0,075 \cdot k^* \cdot T^* = 0,075 \cdot 1,5 \cdot 0,24 = 0,027.$$

Z vypočtených hodnot zesílení byly ze vztahů (6.6) a (6.7) spočteny časové konstanty:

$$T_I = \frac{r_0}{r_{-1}} = \frac{0,9}{7,5} = 0,12[s],$$

$$T_D = \frac{r_1}{r_0} = \frac{0,027}{0,9} = 0,03[s].$$

Regulátor byl následně nastaven dle zjištěných parametrů a bylo provedeno buzení volným pádem závaží. Na následujícím grafu (Obr. 6.6) jsou porovnány průběhy délky pružiny bez aktivní regulace (červeně) a s aktivní regulací (modře).



Obrázek 6.6: Průběh délky pružiny při vypnutém a zapnutém systému aktivní regulace

Zatímco po pádu závaží se zapnutou regulací se délka pružiny po 1,1 s ustálila opět na původní hodnotě, při vypnuté regulaci došlo k ustálení na délce 110,6 mm až po 1,7 s. Rozdíl v délkách pružiny při obou měřeních tedy činil 1,4 mm a rozdíl v době ustálení 0,6 s. Pro vyšší hmotnosti závaží dojde k podstatnému zvýšení rozdílu délky pružiny a doby ustálení.

Dynamické chování systému při zapnuté aktivní regulaci je podstatně lepší, než při regulaci vypnuté. Systém v tomto nastavení zůstává stabilní při všech provedených buzeních (rychlá změna zatížení a rázy).

Cílem této práce byla konstrukce systému aktivní regulace pro udržení nastavené výšky pružiny při změně zatížení, což zcela splňuje. Dynamické chování při zapnuté regulaci, které je znatelně lepší než při vypnuté regulaci, lze tedy považovat za dostatečné.

6.4 Elektronický obvod a jeho konstrukce

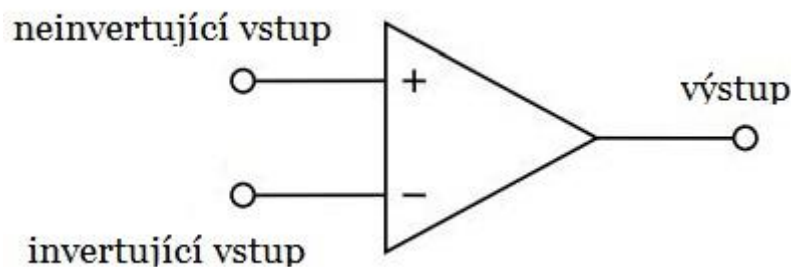
Základní elektronickou součástíou využitou při sestavování obvodu byl operační zesilovač (Obr. 6.7).



Obrázek 6.7: Operační zesilovač

Jedná se o polovodičovou součástku vyráběnou ve formě integrovaného obvodu, pomocí které se dříve v analogových počítačích realizovaly matematické operace, jako například součet, součin, inverze, derivace, integrace nebo porovnávání čísel. Pomocí operačních zesilovačů lze sestavit elektronický model téměř čehokoliv [6].

Operační zesilovač má dva vstupy a jeden výstup. Neinvertující vstup (+) funguje jako kladný pól vstupu, zatímco invertující vstup (-) funguje jako záporný pól. Jsou zde však ještě vstupy, které se do elektronických schémat (Obr. 6.8) nezakreslují, jako například vstupy napájení, kmitočtové kompenzace a kompenzace vstupní napěťové nesymetrie [6].

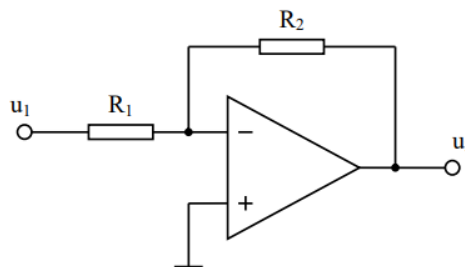


Obrázek 6.8: Schéma operačního zesilovače

Operační zesilovače se vyznačují se velkým napětovým zesílením. Zesílení se pohybuje řádově od 10^4 do 10^6 . Zesiluje jak stejnosměrné, tak střídavé napětové signály. Při zapojení operačního zesilovače se zpětnou vazbou přestává záležet na spoustě vlastností konkrétního zesilovače, kterými se tedy tato práce dále zabývat nebude. Chování zapojení se zpětnou vazbou je dáno přídatnými součástkami (v případě této práce pouze odpory a kondenzátory), kterými je dáno zesílení.

Nejprve bylo potřeba obrátit (invertovat) polaritu požadované hodnoty, která je v obvodu realizována otočným potenciometrem. Toho bylo docíleno pomocí invertujícího zesilovače (Obr. 6.9), který násobí vstupní napětí u_1 konstantou rovnou poměru odporů a obrací polaritu, dle vztahu 6.10

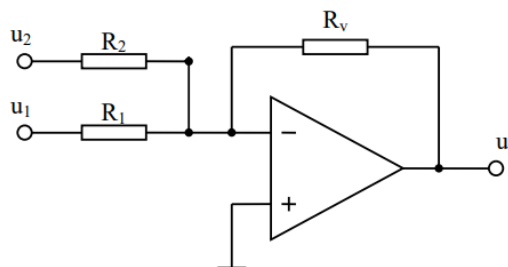
$$u_2 = -\frac{R_2}{R_1} \cdot u_1. \quad (6.10)$$



Obrázek 6.9: Invertující zesilovač

Pokud jsou zde použity dva stejné odpory, v tomto případě $10 \text{ k}\Omega$, dojde pouze k obrácení polarity. Takto invertované napětí bylo následně sečteno s napětím z laserového snímače sumátorem (Obr. 6.10). Všechny rezistory musely být opět stejné, byly tedy použity $10 \text{ k}\Omega$ odpory. Výstupní napětí je dáno rovnicí

$$u_v = -(u_1 + u_2). \quad (6.11)$$



Obrázek 6.10: Sumátor

Výsledkem tohoto součtu je napětí o velikosti regulační odchylky, které bylo přivedeno na vstupy jednotlivých složek regulátoru.

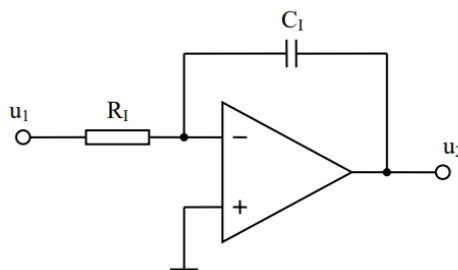
Proporcionální složka regulátoru byla realizována pomocí již popsaného invertujícího zesilovače. Zesílení 0,9 bylo dosaženo hodnotami odporů $R_1 = 10 \text{ k}\Omega$ a $R_2 = 9 \text{ k}\Omega$.

Integrační složka byla realizována integrátorem (Obr. 6.11). Hodnoty elektronických součástek byly vypočteny ze vztahu

$$T_I = R_I \cdot C_I . \quad (6.12)$$

Z již známé hodnoty integrační časové konstanty a zvolené kapacity kondenzátoru $C_I = 10 \text{ }\mu\text{F}$ byla dopočítána hodnota odporu R_I .

$$R_I = \frac{T_I}{C_I} = \frac{0,12}{0,00001} = 12 \text{ k}\Omega .$$



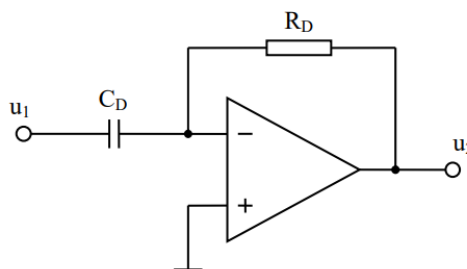
Obrázek 6.11: Integrátor

Derivátor (Obr. 6.12), plnící funkci derivační složky byl sestaven ze součástek, jejichž hodnoty byly stanoveny obdobným způsobem ze vztahu

$$T_D = R_D \cdot C_D . \quad (6.13)$$

Zde byla zvolena hodnota kapacity $C_D = 1 \text{ }\mu\text{F}$. Hodnota odporu ve zpětné vazbě byla vypočtena ze vztahu

$$R_D = \frac{T_D}{C_D} = \frac{0,03}{0,000001} = 30 \text{ k}\Omega .$$



Obrázek 6.12: Derivátor

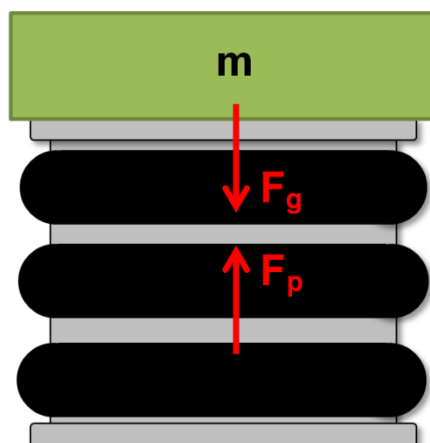
Napětí z jednotlivých složek bylo následně sečteno již popsaným sumátorem a přivedeno na svorky regulátoru tlaku. U všech popsaných zapojení byl kladný vstup připojen na zem.

Celý systém byl následně namodelován v programu MapleSim 2017 (Obr. 6.14). Bylo tak učiněno kvůli ověření funkčnosti celého zapojení před jeho fyzickým sestavením. Laserový snímač, regulátor tlaku, pneumatická pružina (Obr. 6.15) i PID regulátor (Obr. 6.16) zde byly namodelovány čistě z matematických operátorů (součet, rozdíl, součin a podíl). Došlo tak k zanedbání jejich reálných vlastností, jako je doba odezvy. Při modelování pneumatické pružiny byl využit odvozený vztah určující sílu pružiny v závislosti na tlaku a zdvihu (3.14). Vytvořený model zanedbává spoustu vlastností pružiny, především pak viskoelastické chování pryžového vlnovce. Výstupem modelu pružiny je zrychlení, které je následně dvakrát integrováno v patřičných mezích.

Podle Newtonova zákona síly platí, že suma všech sil působících na těleso, je rovna součinu hmotnosti tělesa a zrychlení.

$$\sum_i F_i = m \cdot a = F_p - F_g \quad (6.14)$$

Na odpruženou hmotu působí její tíhová síla F_g a síla od pružiny F_p .

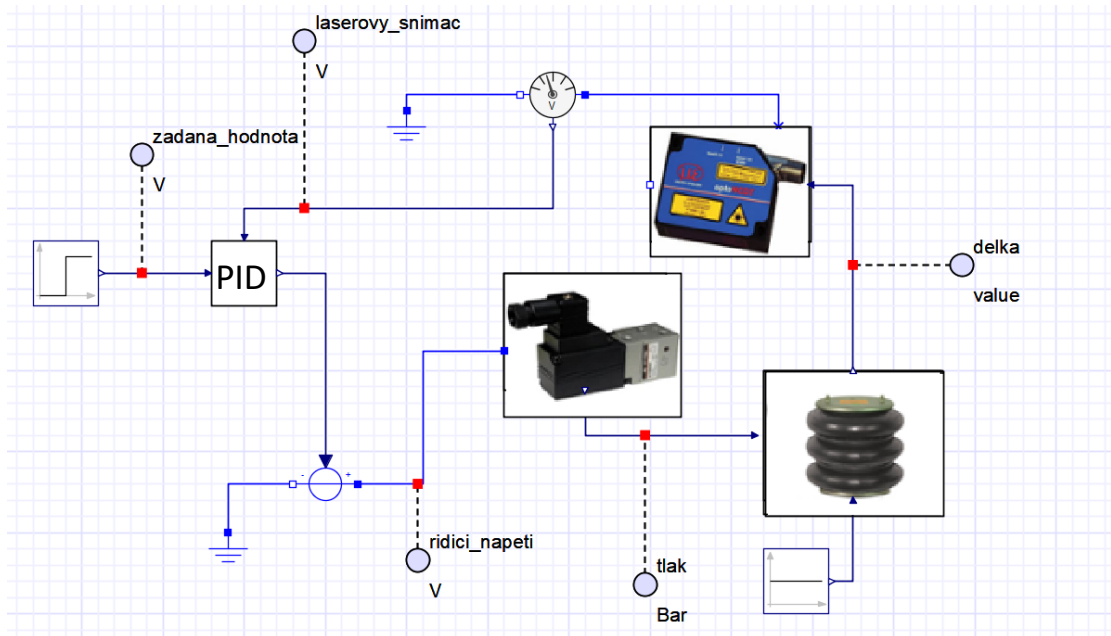


Obrázek 6.13: Silové schéma pružiny

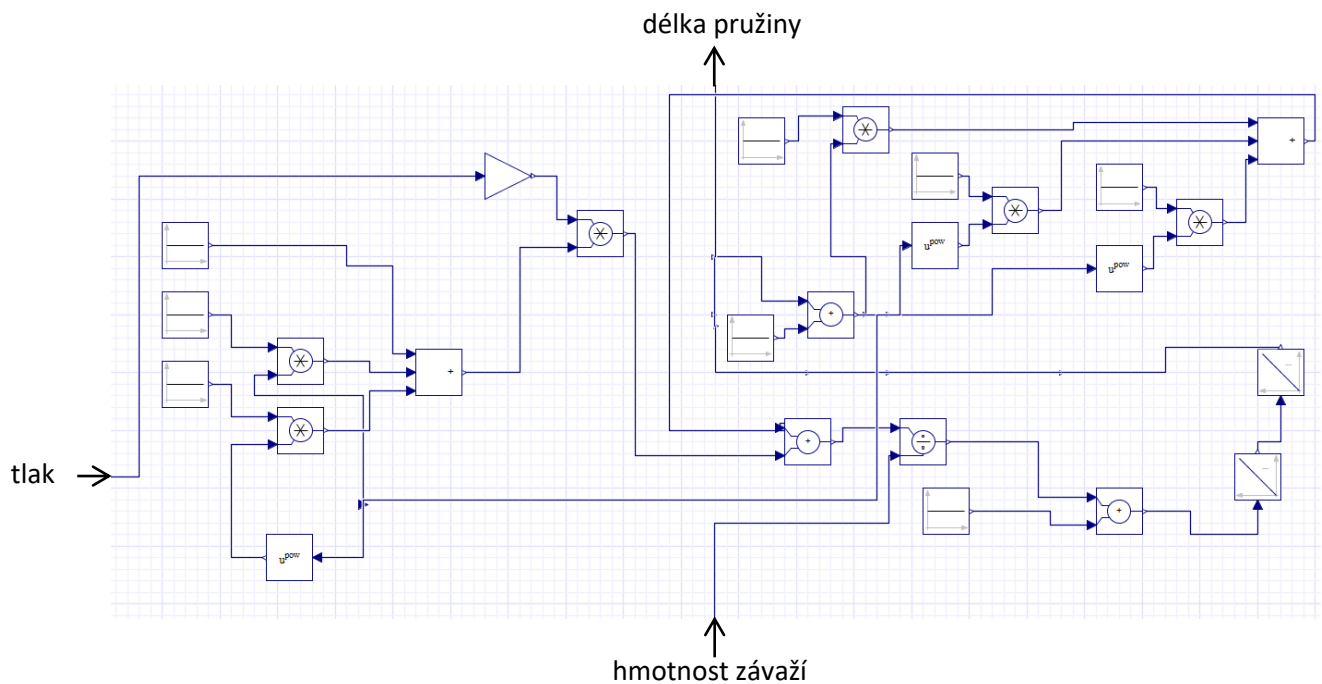
Síla od pružiny je dána vztahem (3.14) a tíhová síla se vypočítá ze vztahu

$$F_g = m \cdot g . \quad (6.15)$$

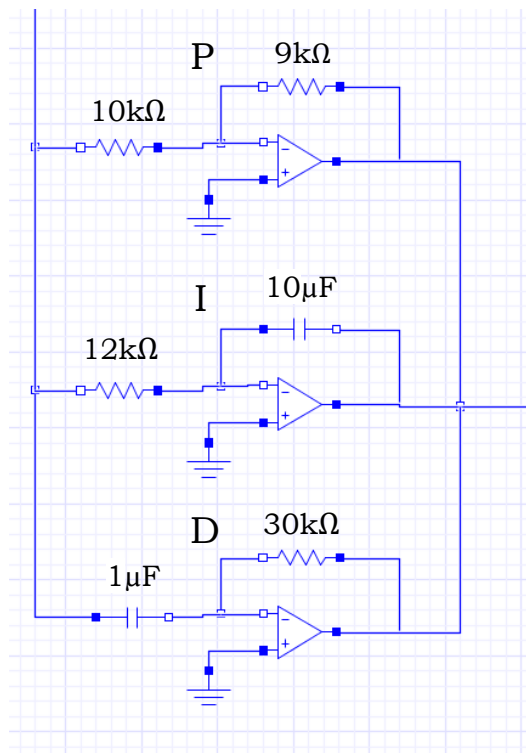
Výstupem modelu pružiny je zrychlení, které se rovná rozdílu síly od pružiny a tíhové síly, podělené hmotností závaží. Tato hodnota zrychlení je následně dvakrát integrována v příslušných mezích, kdy první integrace, představující rychlost, probíhá od nulové do obecné rychlosti. Druhá integrace probíhá od volné délky pružiny do obecné délky.



Obrázek 6.14: Model systému aktivní regulace v softwaru MapleSim 2017

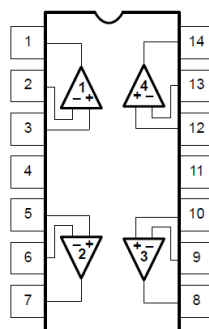


Obrázek 6.15: Simulační schéma pneumatické pružiny



Obrázek 6.16: Simulační schéma PID regulátoru

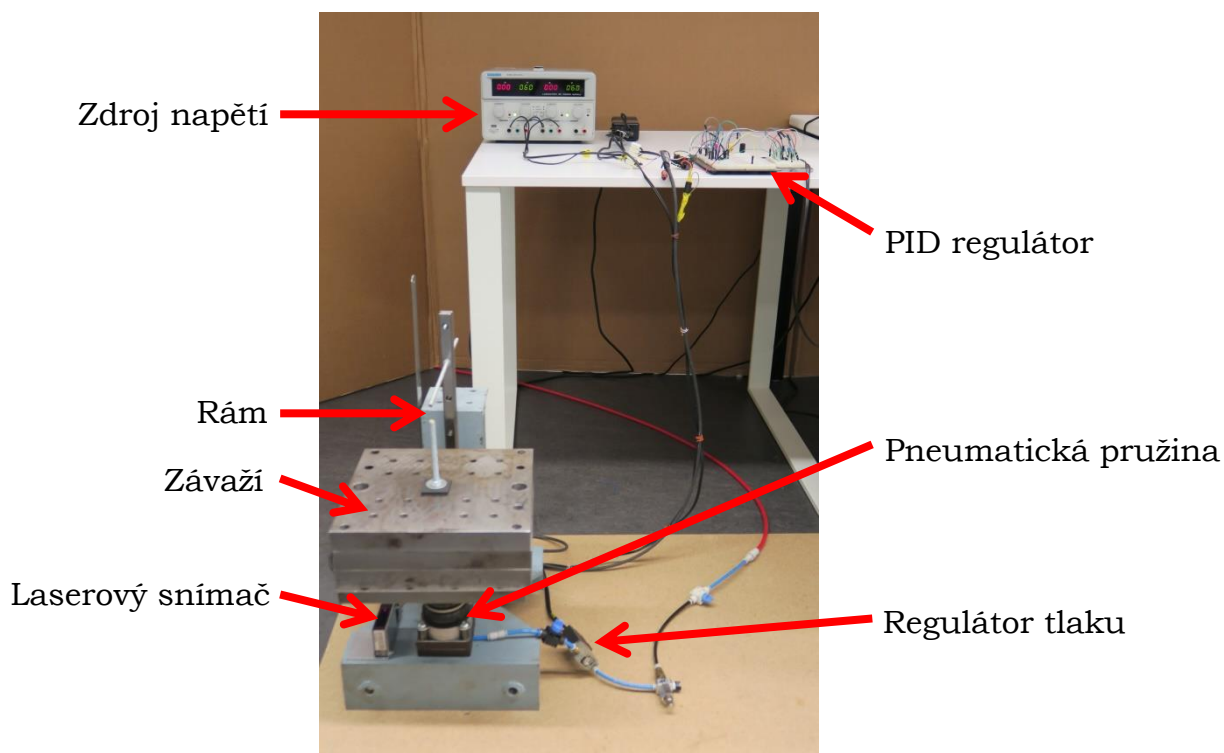
Takto sestavený model prokázal funkčnost zapojení a mohlo tak být přistoupeno k fyzickému sestavení na nepájivém poli. Jako operační zesilovač byl použit LM 324 N. V jednom pouzdře jsou 4 operační zesilovače (Obr. 6.17), což při sestavování ušetřilo mnoho kabelů a místa. Použité zesilovače byly napájeny z laboratorního zdroje.



Obrázek 6.17: Operační zesilovač LM 324 N

Průběh délky pružiny při buzení pádem závaží fyzicky sestaveným regulátorem, je naprosto identický, jako při použití PID regulátoru v prostředí LabView 2015.

Vzhledem k ceně součástek (operační zesilovač, odpory, kondenzátory a potenciometr) je výsledek uspokojivý. Celková cena bez nepájivého pole a drátů byla 74,- Kč, zatímco cena PID regulátorů, například pro regulaci teploty, se na trhu pohybuje až v řádu tisíců korun. Sestavený systém aktivní regulace je zobrazen na obrázku 6.18.



Obrázek 6.18: Systém aktivní regulace

7. Závěr

V úvodu práce je provedeno odvození a jsou zde popsány jednotlivé úvahy a zjednodušení, především v oblasti termodynamického modelu a popisu chování pryžového vlnovce pružiny. Zvolenou metodou nejmenších čtverců byly naměřené hodnoty, získané provedenými experimenty, proloženy odvozeným vztahem a byly tak zjištěny koeficienty efektivní plochy a tuhosti pryžového vlnovce. Při pohledu na naměřené průběhy síly je vidět disipace energie, která je způsobena především viskoelastickým chováním pryže. Jevy, odehrávající se v materiálu vlnovce, nejsou kvůli zachování jednoduchosti modelu uvažovány. Projevují se však pouze při velmi nízkých hodnotách síly (jednotky až desítky newtonů), kde způsobují značný rozdíl mezi naměřenými a aproximovanými hodnotami. Vzhledem k tomu, že se nepředpokládá využití pneumatických pružin pro takto malé síly, lze považovat dosaženou přesnost modelu za uspokojivou.

Druhá část této práce se zabývá vytvořením systému aktivní regulace výšky pružiny při změně zatížení, čehož je docíleno použitím PID regulátoru. Ten, na základě výšky pružiny měřené laserovým snímačem, ovládá regulátor tlaku, který reguluje tlak uvnitř měchu pružiny. Pro nalezení optimálního nastavení parametrů PID regulátoru byla použita heuristická metoda Ziegler-Nicolse. Systém, ve kterém byl PID regulátor nahrazen virtuálním regulátorem vytvořeným v prostředí LabView, byl přiveden na mez stability, při které byly zjištěny hodnoty kritického zesílení a periody kritických kmitů. Na základě těchto hodnot byly stanoveny hodnoty zesílení jednotlivých složek regulátoru, ze kterých byly následně vypočteny hodnoty elektronických součástek, ze kterých byl sestaven fyzický PID regulátor. Takto sestavený systém plní svou funkci udržení konstantní výšky pružiny při změně zatížení při stejném dynamickém chování, kterým se vyznačuje systém využívající PID regulátor v prostředí LabView.

Další možností rozvoje této práce by bylo sestavení modelů dalších typů pneumatických pružin, jejichž popis by byl podstatně komplikovanější, než u vlnovcové pružiny.

Seznam zkratek a symbolů

Označení	Jednotka	Název
A_{ef}	m^2	Efektivní plocha pružiny
$A_{0,1,2}$	-	Koeficienty efektivní plochy
C	F	Kapacita kondenzátoru
e	V	Regulační odchylka
F	N	Síla
F_a	N	Aproximovaná síla
F_g	N	Tíhová síla
F_p	N	Síla pružiny
F_v	N	Síla vlnovce
F_n	N	Naměřená síla
g	m/s^2	Gravitační zrychlení
k	N/m	Tuhost
k^*	-	Kritické zesílení
$k_{1,2,3}$	-	Koeficienty tuhosti vlnovce
l	m	Délka laserového paprsku
n	-	Polytropický koeficient
p	Pa	Absolutní tlak
p_b	Pa	Atmosférický tlak
p_p	Pa	Přetlak
p_{kr}	Pa	Kritický tlak
p_0	Pa	Počáteční tlak
r_0	-	Zesílení proporcionální složky
r_{-1}	-	Zesílení integrační složky
r_1	-	Zesílení derivační složky
R	Ω	Odpor
t	s	Čas
T	K	Termodynamická teplota
T_o	-	Funkce odchylky
T_{kr}	K	Kritická teplota
T_I	s	Integrační časová konstanta
T_D	s	Derivační časová konstanta
T^*	s	Perioda kritických kmitů
u	V	Skutečná hodnota
U_L	V	Napětí na výstupu laserového snímače
U_R	V	Napětí řídicí regulátor tlaku
v	m^3/kg	Měrný objem
V	m^3	Celkový objem
V_0	m^3	Počáteční objem
w	V	Požadovaná hodnota
x	m	Posuv
y	V	Řídicí signál
ρ	kg/m^3	Hustota

Použitá literatura

- [1] SLAVÍK, J., STEJSKAL, V., ZEMAN, V. Základy dynamiky strojů, Praha, Vydavatelství ČVUT, 1997, ISBN 80-01-01622-6
- [2] TŮMA, J. Zpracování signálů získaných z mechanických systémů, Praha, Sdělovací technika Praha, 1997, ISBN 80-901936-1-7
- [3] PEŠÍK, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [4] STŘEDA, I.: Základy rovnovážné termodynamiky, skripta TUL, Liberec, 2009
OLEHLA, M. - NĚMEČEK, S.: Základy aplikované kybernetiky. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2005
- [5] OLEHLA, M. - NĚMEČEK, S.: Základy aplikované kybernetiky. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2003
- [6] DOLEŽAL, I. a kol. Analogová elektronika. 1. vydání. Liberec: Technická univerzita v Liberci, Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií, 2014. ISBN 978-80-7494-136-8
- [7] UTB ve Zlíně - Ústav fyziky a materiálového inženýrství.
Environmentální fyzika: 6. Viskoelasticita materiálů. [online]. UTB ve Zlíně, [2010], 07-Jun-2010 18:29 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: http://ufmi.ft.utb.cz/texty/env_fyzika/EF_06.pdf.

Použitý software

Microsoft Office Word 2010

Microsoft Office Excel 2010

Maple 2018

MapleSim 2017

DEWE Soft

TIRA test

LabView 2015

Příloha A – obsah přiloženého DVD

- Celá práce ve formátu PDF
- Program pro aproximaci naměřených hodnot v softwaru Maple 2018
- Model PID regulátoru v softwaru LabView 2015
- Model systému aktivní regulace v softwaru MapleSim 2017