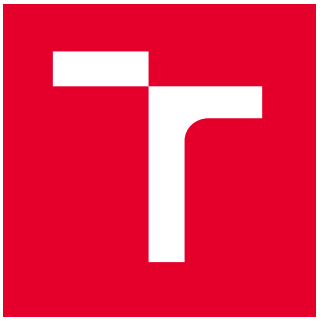


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

VÝVOJ A EXPERIMENTÁLNÍ ANALÝZA UMĚLÉHO PNEUMATICKÉHO SVALU

DEVELOPMENT AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF AN ARTIFICIAL PNEUMATIC MUSCLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Jan Pavlíček**

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **Ing. Michal Michalec, Ph.D.**

SUPERVISOR

BRNO 2026

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	**Jan Pavlíček**
Studijní program:	Základy strojního inženýrství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Michal Michalec, Ph.D.**
Akademický rok:	2025/26

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:

Vývoj a experimentální analýza umělého pneumatického svalu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vývoj a testování pneumatických svalů je aktuálně zajímavým tématem v oblasti robotiky a automatizace, protože pneumatické svaly nabízejí několik výhod oproti tradičním elektrickým pohonným systémům. Jsou lehčí, flexibilnější a mohou napodobovat lidské svaly, což je činí ideálními pro aplikace vyžadující jemnou manipulaci nebo interakci s lidským prostředím. Díky těmto výhodám je vývoj a testování pneumatických svalů zajímavou výzvou, která může otevřít nové možnosti v servisní robotice, rehabilitaci nebo průmyslové automatizaci, a přispět k inovacím v vývoji robotických systémů.

Typ práce: výzkumná

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem práce je navrhnout a otestovat funkční prototyp umělého pneumatického svalu s důrazem na kvantifikaci pohybového rozsahu, přesnosti a generované síly v závislosti na vstupním tlakovém režimu.
Dílčí cíle bakalářské práce:
– analyzovat současný stav poznání v oblasti jemné robotiky a pneumatických umělých svalů,
– navrhnout způsob řízení umělého svalu na základě tlakového vstupu,
– sestrojit prototyp umělého svalu,
– navrhnout metodiku testování prototypu umělého svalu,
– provést experimentální analýzu základních parametrů prototypu umělého svalu.

Požadované výstupy: průvodní zpráva.
Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).
Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:
https://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske–studium–ukonceni/

Seznam doporučené literatury:

SALEH, Mahmood Abdallah; SOLIMAN, Mennaallah; MOUSA, Mostafa A.; ELSAMANTY, Mahmoud a RADWAN, Ahmed Gomaa. Design and implementation of variable inclined air pillow soft pneumatic actuator suitable for bioimpedance applications. Online. Sensors and actuators. A. Physical. 2020, vol. 314, s. 112272. ISSN 0924-4247. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.sna.2020.112272.

PIETRALA, Dawid Sebastian a LASKI, Pawel Andrzej. Design and Control of a Pneumatic Muscle Servo Drive Containing Its Own Pneumatic Muscles. Online. Applied sciences. 2022, vol. 12, no. 21, s. 11024. ISSN 2076-3417. Dostupné z: https://doi.org/10.3390/app122111024.

QIN, Yanding; ZHANG, Haoqi; WANG, Xiangyu a HAN, Jianda. Active Model-Based Hysteresis Compensation and Tracking Control of Pneumatic Artificial Muscle. Online. Sensors (Basel, Switzerland). 2022, vol. 22, no. 1, s. 364. ISSN 1424-8220. Dostupné z: https://doi.org/10.3390/s22010364.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2025/26

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Pneumatické svaly jsou zajímavou alternativou k pneumatickým válcům, ačkoliv vykazují značné odlišnosti. Předložená práce se zabývá návrhem pneumatického svalu typu McKibben pro aplikaci v humanoidní robotické ruce. Součástí návrhu je silový rozbor, jehož správnost je ověřena v diskusi. Dále jsou zkoumány vlivy konstrukčních prvků svalu a režimu mazání na jeho izobarickou silovou charakteristiku. Díky unikátní odezvě na vstupní tlakový režim by mělo být možné pneumatické svaly typu McKibben využít jako servopohony, čímž nalézají uplatnění v průmyslové automatizaci a robotice.

KLÍČOVÁ SLOVA

McKibben sval, Umělý sval, pneumatický sval, PAM, režim mazání

ABSTRACT

Pneumatic muscles offer an interesting alternative to pneumatic cylinders, despite exhibiting significant differences. This work focuses on the design of a McKibben pneumatic muscle for use in a humanoid robotic hand. As part of the design, a force analysis is conducted and subsequently verified in the discussion. The study also examines how structural components and lubrication regimes influence the muscle's isobaric force characteristics. Thanks to their unique response to input pressure profiles, McKibben pneumatic muscles show potential for use as servo drives, making them applicable in industrial automation and robotics.

KEYWORDS

McKibben muscle, Artificial Muscle, Pneumatic muscle, PAM, lubrication regime

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAVLÍČEK, Jan. *Vývoj a experimentální analýza umělého pneumatického svalu*. Online, bakalářská práce. Michal MICHALEC (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2026. Dostupné z: https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/173472. [cit. 2026-05-22].

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu Ing. Michalovi Michalci, Ph.D. za volnost při řešení bakalářské práce, za jeho věcné podněty, a hlavně za jeho trpělivou odbornou oporu, kterou pro mě byl při vytváření práce.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Michala Michalce, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů. Při zpracování práce byl použit nástroj AI Gemini Pro 3.1, který pomáhal při vytváření programů, toto využití je v textu vždy detailně popsáno.

…….

Podpis autora

OBSAH

1 ÚVOD 13

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ 14

2.1 Přetlakové pneumatické svaly 15

2.2 Podtlakové pneumatické svaly 16

2.3 Shrnutí současného stavu poznání 17

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE 18

3.1 Cíl práce 18

4 MATERIÁL A METODY 19

4.1 Statické uvolnění ideálního McKibben svalu 20

4.2 Změna délky reálného McKibben svalu 25

4.3 Návrh řízení McKibben svalu 26

4.4 Návrh konstrukčních variant McKibben svalu 26

4.5 Návrh měřící stanice 28

4.5.1 Konstrukce měřící stanice 28

4.5.2 Pohon měřící stanice 29

4.5.3 Kalibrace tenzometru 30

4.5.4 Elektronika měřící stanice 31

4.5.5 Kryt měřící stanice 32

4.6 Cyklovací stanice 33

4.6.1 Konstrukce a kryt cyklovací stanice 33

4.6.2 Elektronika cyklovací stanice 34

5 VÝSLEDKY 35

5.1 Silové charakteristiky krátkých konstrukcí 35

5.2 Silové charakteristiky dlouhých konstrukcí 36

5.3 Porovnání charakteristik svalů dlouhých a krátkých 37

5.4 Vliv počtu vláken v opletu na charakteristiku svalu 39

5.5 Vliv režimu mazání na charakteristiku svalu 40

5.6 Únavová výdrž krátkých svalů 42

6 DISKUZE 43

6.1 Vliv režimu mazání na charakteristiku svalu 43
6.2 Únavová výdrž krátkých svalů 43
6.3 Měřící aparatura 44
6.4 Ověření odvozených vzorců 44
6.5 Vhodnost navržených svalů pro humanoidní ruku 46
7 ZÁVĚR 47
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 48
9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN 51
10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ 53
11 SEZNAM TABULEK 55

1 ÚVOD

Pneumatické svaly jsou zajímavou alternativou k pneumatickým válcům, avšak mají značné rozdíly. Pneumatické svaly nejsou novinkou ve vědecké komunitě ani v automatizaci. Od roku 2000 mají pneumatické svaly na trhu své místo pod značkou FESTO.

Svaly mají unikátní silovou charakteristiku díky, které mohou fungovat jako pneumatické servopohony bez nutnosti snímání polohy. Uplatnění nalézají zejména v oblasti průmyslové automatizace a robotiky. Pneumatické svaly v průmyslu nahrazují pneumatické válce, a to díky jejich levnějšímu provedení. Levnější provedení je dáno nižšími požadavky na výrobní tolerance. V robotice se pneumatické svaly objevují v podobě chapadel, chňapek, gripperů anebo v podobě svalů určených pro ovládání humanoidní rukou. Chňapky a grippery jsou zajímavé svým poddajným úchopem, který jim dává možnost uchopit atypické tvary.

Další možné použití pneumatických svalů by mohlo být ve výbušném prostředí, kde není vhodné používat elektrické aktuátory kvůli možnému jiskření. Použití by tak svaly mohli najít třeba i v důlním průmyslu, chemickém průmyslu nebo při výrobě baterií.

Motivací práce je vytvoření pneumatického svalu pro šlachově ovládanou humanoidní ruku. Svaly z této práce by měli nalézt uplatnění v humanoidní ruce týmu Pneumotion. Ta bude sloužit k experimentální analýze vhodnosti pneumaticky aktuovaných rukou v průmyslové automatizaci.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Pneumatické svaly jsou tekutinové mechanismy, které při změně tlaku pracovního média mění svůj tvar. Tato změna tvaru lze využít pro řízený pohyb, podobně jako elektrický servomotor. Zásadní rozdíl mezi servomotorem a pneumatickým svalem je poddajnost pneumatického systému. Poddajnost je dána použitými konstrukčními materiály, a hlavně poddajností přetlakového nebo podtlakového provedení. Při použití vzduchu, podobně jako u většiny pneumatických zařízení, nehrozí znečištění prostředí, nebezpečí požáru ani výbuchu[1].

První tekutinové aktuátory podobné svalům, podle Marcinčina a Palka [2], vynalezl ruský vynálezce S. Garasiev v roce 1930.[1] Od té doby se svaly značně změnili. Dobrý přehled vývoje pneumatických svalů od roku 1930 do roku 2005 zpracovali Jakub E. Takosoglu a kol. ve své práci [3] v Tabulce 1. Na pomezí roku 1999 a 2000 uvedla společnost FESTO na trh svaly využívající princip McKibben svalu[4] v provedení MAS[1] a později v roce 2004 uvedli na trh provedení svalu DMSP[2][5]. V roce 2016 na univerzitě v Harvardu vyrobili na 3D tiskárně prvního autonomního robota s vytištěnými svaly viz. Obrázek 1, kterého pojmenovali Octobot[6]. Kolem roku 2017 se začali objevovat tekutinové svaly inspirované origami strukturami nazývané FOAM[3] [7; 8], které dosahují stažení přes 90 %[7]. V poslední době je stále větší iniciativa vyrábět tekutinové svaly za pomocí 3D tisku [8; 9; 10]. 3D tisk je atraktivní způsob nejen pro prototypování, ale hlavně pro tvorbu optimalizovaných unikátních struktur.

Obrázek 1 - Octobot – první autonomní robot s vytištěnými svaly, převzato z [6]

[1] MAS označení svalu firmy Festo se šroubovým spojením membrány a koncovek svalu
[2] DMSP označení svalu firmy Festo s lisovaným spojením membrány a koncovek svalu
[3] FOAM je zkratka pro Fluid Origami Artificial Muscle

Pneumatické svaly se dají dělit na svaly s lineárním posuvem a nelineárním posuvem. Příkladem svalu s lineárním posuvem je McKibben sval. Ukázkou nelineárního posuvu jsou chapadla, choboty a jiné bioinspirované svalové hydrostaty[4][11]. Svaly lze dále dělit dle způsobu aktivace svalu na aktivaci přetlakem a aktivaci podtlakem.

2.1 Přetlakové pneumatické svaly

Přetlakové svaly využívají ke své aktivaci tlakového rozdílu, kterého je dosaženo přivedením přetlaku do pracovního objemu svalu. Přetlak umožňuje generovat veliké síly. Limitujícím faktorem generované síly nejčastěji bývá maximální dovolený tlak daný konstrukcí svalu. Překročením dovoleného tlaku může dojít k protržení membrány a výbuchu svalu.

Typickým zástupcem lineárního přetlakem aktivovaného svalu je McKibben sval, který vynalezl a patentoval Richard H Gaylord [4]. McKibben sval vyžívá membrány, opletu a dvou pevných koncovek. Při přetlaku jsou koncovky přitahovány silou v závislosti na aktuálním stažení a aktuálním přetlaku. Ukázka komerčně vyráběného McKibben svalu je na Obrázku 2.

Mezi další zajímavé přetlakové svaly patří Sleeved bladder muscle [12], Pleated PAM[5], Yarlott muscle[13], ROMAC[6][14], Baldwin muscle a Paynter Knitted muscle. Zmíněné a další svaly dobře popsal Frank Daerden a Dirk Lefeber [1].

Obrázek 2 – McKibben sval firmy FESTO typu DMSP, převzato z [5]

[4] Svalový organ bez kostních podpěr [11]
[5] PAM je zkratka pro Pneumatic Artificial Muscle
[6] ROMAC je zkratka pro RObotic Muscle ACtuator

2.2 Podtlakové pneumatické svaly

Podobně jako přetlakové svaly i podtlakové svaly neboli VAMPs[7] využívají ke své aktivaci tlakového rozdílu. Rozdílu je dosaženo odsáním plynného média z pracovního prostoru. Odsání je spojeno se snížením tlaku pracovního média a vznikem rozdílu vůči okolnímu tlaku. Při protržení membrány svalu dojde k nasání okolního plynu a vrácení do roztažené podoby, takže podtlakové svaly by měli být bezpečnější než přetlakové svaly.

Z definice aktivace VAMPs plyne maximální dosažitelná síla, která je limitována maximálním podtlakem, který typicky bývá zhruba 100 kPa. Pro zvětšení síly je potřeba zvětšit sval, proto jsou tyto svaly zpravidla větší než přetlakové. Zároveň mají vysoký poměr výkonu na hmotnost aktuátoru a to až 2 kW/kg[7], což je výrazně vyšší hodnota než pro lidské svaly, které mají typicky 50 W/kg[15] a maximálně 284 W/kg[15]. Vysoký poměr je dán zejména velmi nízkou hmotností svalu, která se pohybuje v jednotkách gramů. Další výhodou je schopnost dosahovat podstatně většího stažení a to přes 90 %[7]. Větší stažení je dáno především snižováním pracovního objemu při aktivaci svalu.

Mezi nejrozšířenější zástupce podtlakových svalu patří svaly inspirované origami strukturami neboli FOAM [7; 8; 16]. Ukázka podtlakových FOAM svalů je na Obrázku 3 v podobě chapadlového manipulátoru.

Obrázek 3 – Podtlakový chapadlový manipulátor využívající podtlakové FOAM svaly, převzato z [16]

[7] VAMPs je zkratka pro Vacuum-Actuated Muscle-inspired Pneumatic structures [7]

2.3 Shrnutí současného stavu poznání

Pneumatické svaly jsou zajímavou alternativou k pneumatickým válcům, avšak mají značné rozdíly. Největším rozdílem je proměnlivá silová charakteristika většiny pneumatických svalů. Silová charakteristika je závislá na aktuálním stažení svalu a na tlaku pracovního objemu svalu. Díky této specifické charakteristice je možné svaly používat jako servomotory za předpokladu známé velikosti zátěže svalu a možnosti regulování tlaku v pracovním prostoru svalu bez potřeby měření vzdálenosti. Podobné polohování není u klasických pneumatických válců možné.

Všechny pneumatické svaly fungují na principu tlakového rozdílu. Tento tlakový rozdíl vytváří sílu, která působí na nejčastěji pákový mechanismus různorodého provedení. Většina provedení svalů má pákový mechanismus jako součást konstrukce. Typické provedení pákového mechanismu nespoléhá na čepovém spoji, ale na ohybu tenkých struktur, které napodobují funkci čepu, díky čemuž většina svalů nepotřebuje mazat. Životnost svalu je závislá na konkrétní konstrukci a pohybuje se od 18 000 cyklů do 120 000 000 cyklů [17].

Svaly nejčastěji selhávají z důvodu kumulace poškození při cyklickém zatěžování nejčastěji v místech koncentrace napětí. Pro většinu svalů bývají koncentrátory napětí čepové spoje, ohebné spoje nebo upevnění pákového mechanismu k rámu stroje.

Svaly typicky bývají několikanásobně lehčí než pneumatické válce, vlivem používaných materiálů a nižších nároků na přesnou výrobu mají potenciál být levnější na výrobu.

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Pneumatické svaly mívají různorodé silové charakteristiky závislé na tlaku a konkrétním provedení, kvůli čemuž je těžké předpovědět jejich chování jinak než změřením. V pracích [1], [18] a [19] byl pro odhad chování svalu použit princip virtuální práce. Podobného výsledku mohlo by být dosaženo přes silovou rovnováhu.

Díky různorodým charakteristikám se jeví jako možnost používat pneumatické svaly v režimu servopohonu viz. silové charakteristiky svalů v pracích [3] a [20]. Na jednotlivá stažení by se dalo pohlížet jako na staticky rovnovážné polohy. Pro přesné polohování by se tím pádem hodil systém rovnic zohledňující polohu jako funkci tlaku a břemene.

U svalu typu McKibben lze vysledovat, že je jeho oplet často přirovnáván k nůžkovému mechanismu viz.[1], [21] a další, ale už tak není konstruován. Využitím 3D tisku by mohlo jít vytvořit válcový nůžkový mechanismus, který by plnil funkci opletu. Konkrétní provedení bude nejspíše vyžadovat úpravu nůžkového mechanismu pro možnost částečného ohybu, aby bylo možné kopírovat tvar válcovité membrány.

Svaly typu McKibben nalézají své uplatnění primárně v automatizaci, kde životnost a spolehlivost je klíčová. Ověření životnosti navrženého svalu bude zásadní pro jeho případnou implementaci v provozu. Na životnost by mělo mít vliv upnutí svalu [1], počet vláken, jeho konstrukční provedení a pravděpodobně i mazací režim svalu.

3.1 Cíl práce

Hlavním cílem práce je navrhnout a otestovat funkční prototyp umělého pneumatického svalu s důrazem na kvantifikaci pohybového rozsahu, přesnosti a generované síly v závislosti na vstupním tlakovém režimu.

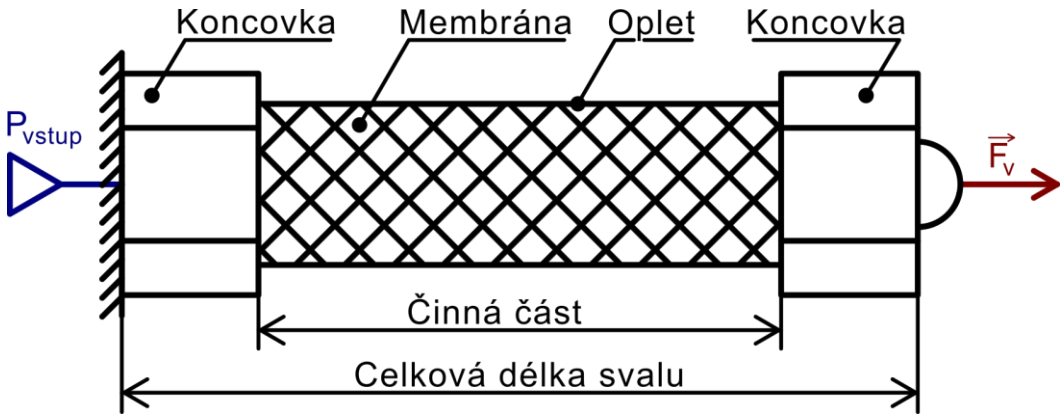
Dílčí cíle bakalářské práce:

- analyzovat současný stav poznání v oblasti jemné robotiky a pneumatických umělých svalů,
- navrhnout způsob řízení umělého svalu na základě tlakového vstupu,
- sestrojit prototyp umělého svalu,
- navrhnout metodiku testování prototypu umělého svalu,
- provést experimentální analýzu základních parametrů prototypu umělého svalu.

4 MATERIÁL A METODY

Kapitola popisuje teoretický podklad práce, navržené konstrukční varianty svalů a měřící aparaturu v podobě měřící stanice a cyklovací stanice.

Realizovaný sval je přetlakový s konstrukcí typu McKibben. Konstrukci typu McKibben volím, protože předpokládám použití svalu ve šlachově ovládané humanoidní ruce studentského týmu Pneumotion. McKibben konstrukce umožňuje umístění svalů v předloktí podobně jako u lidské ruky. Typická konstrukce McKibben svalu s popisem jednotlivých komponent je na Obrázku 4.



Obrázek 4 - Popis částí McKibbenova svalu

Sval bude konstruován pro pracovní tlak systému 0,5 bar a požadované stažení 20 mm, které je potřeba pro ovládání prstů humanoidní ruky. Kdy tlak 0,5 bar je dostupný tlak pro aktivaci svalu. Hodnota tlaku je takto nízká z důvodu prevence selhání finálního exponátu a předejití potencionálního zranění obsluhy nebo pozorovatelů.

Ke způsobu řízení svalu budu přistupovat jako ke staticky rovnovážným pozicím, proto bude potřeba vytvořit vzorec pro vyčíslení závislosti stažení a síly na tlaku. Vzorec bude zároveň sloužit k navrhnutí geometrie svalu.

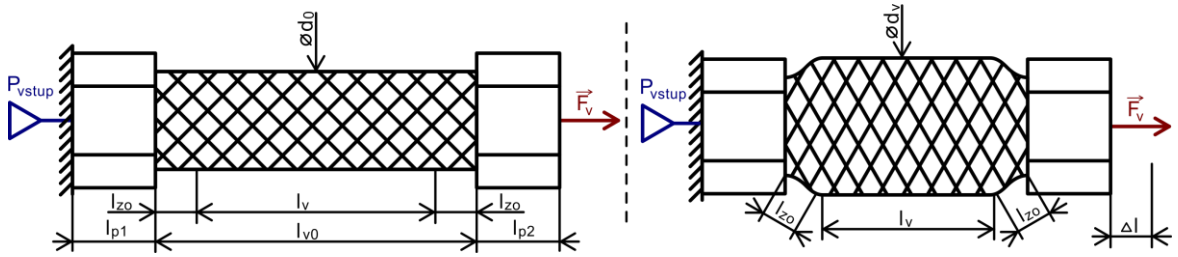
Pro experimentální analýzu bude potřeba sestrojit dvě měřící stanice. Jedna měřící stanice bude sloužit k měření izobarických silových charakteristik svalů. Druhá stanice bude sloužit k cyklování svalů pro ověření robustnosti návrhu.

Při experimentální analýze budu pozorovat vliv počtu vláken, délky svalu, provedení čepu a upnutí nůžkového mechanismu a vliv maziva na silovou charakteristiku svalu. Porovnávací kritérium pro konstrukční varianty volím izobarický test svalu, který je vhodný díky své jednoduchosti a dobré opakovatelnosti. Při vyhodnocení budu klást veliký důraz na silovou charakteristiku, cyklickou výdrž a jednoduchost montáže svalu.

4.1 Statické uvolnění ideálního McKibben svalu

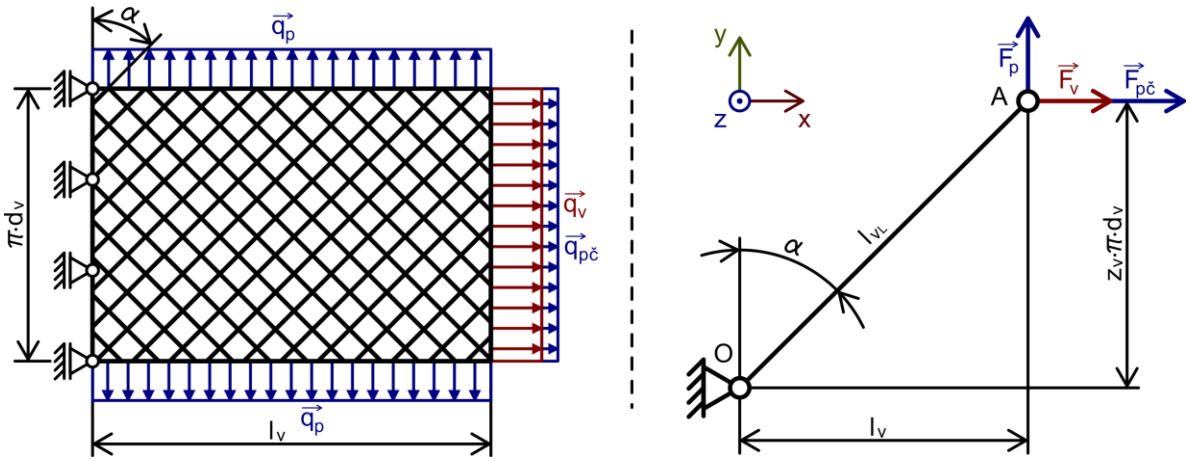
Pro lepší pochopení interakce jednotlivých částí svalu a jeho interakci s okolím je důležité provést statické uvolnění. Před samotným výpočtem je potřeba zmínit, že výpočet zanedbává některé vlivy. Vzniklé vzorce tím pádem nejsou univerzální a je potřeba je používat dle uvedených předpokladů. Předpoklad válcového tvaru membrány svalu, analogické chování opletu s nůžkovým mechanismem a rovnoměrné rozložení tlaku po ploše membrány.

McKibben svaly zmíněné předpoklady dostatečně splňují až na předpoklad válcové membrány. Membrána svalu je v nestaženém stavu válcová, ale při stažení dojde k zakřivení v místech uchycení opletu viz. Obrázek 5. K zakřivení dochází vlivem upnutí opletu, které svým chováním připomíná vetknutí. Délka zakřivení je označena l_{z0} a určuje se měřením svalu. Při výpočtu bude brána délka ovlivnění jako konstantní po celý průběh s možností naklopení, kvůli zpřesnění výpočtu stažení svalu.



Obrázek 5 - McKibben sval v nestaženém stavu (vlevo) a ve staženém stavu (vpravo)

Válcovou část svalu můžeme nařínout a rozvinout do roviny. Rozvinem se oplet v kombinaci s membránou zobrazí jako zvedací nůžkový mechanismus viz. Obrázek 6, takže užití předpokladu analogie s nůžkovým mechanismem je opodstatněné.



Obrázek 6 - Rozvinutá válcová část membrány (vlevo) a zjednodušení na jedno vlákno (vpravo)

Pro zachování statické rovnováhy musíme zavést reakční síly do provedeného řezu, konkrétně liniové síly $\overrightarrow{q_p}$, které znázorňují silové zatížení od tlaku p na stěny válce. Tlak p zároveň působí i na čela válce ve směru síly $\overrightarrow{F_v}$. Toto tlakové působení na čela válce je znázorněno liniovou silou $\overrightarrow{q_{pč}}$. Síla $\overrightarrow{F_v}$ se rozvinem promění v liniovou sílu $\overrightarrow{q_v}$. Uchycení membrány je schematicky značeno posuvnou vazbou rotační, která nejlépe vystihuje reálné chování válcové membrány.

Rozvinutí lze schematicky ještě zjednodušit na jedno vlákno, které se chová stejně jako jedno rameno nůžkového mechanismu viz. Obrázek 6. Osamocené vlákno má stejný úhel natočení α jako rozvinutý oplet. Délka válcové plochy l_v zůstává stejná, ale v šířce rozvinu je potřeba zahrnout počet vinutí z_v. Liniové síly lze přetransformovat na ekvivalentní síly $\overrightarrow{F_p}$, $\overrightarrow{F_{pč}}$ a $\overrightarrow{F_v}$ s působištěm na konci vlákna v bodě A.

Pro jedno vlákno reprezentující chování ideálního svalu lze napsat momentová rovnováha k bodu vetknutí O v ose z viz. Rovnice 1.

$$\sum M_{zo} = 0 = F_p \cdot l_v - F_v \cdot z_v \cdot \pi \cdot d_v - F_{pč} \cdot z_v \cdot \pi \cdot d_v \tag{1}$$

Vyjádřením síly F_v z Rovnice 1 získáváme Rovnici 2. Z rovnice plyne, že výsledná tažná síla F_v je závislá na geometrii svalu a na silách F_p a $F_{pč}$.

$$F_v(d_v, l_v, F_p, F_{pč}) = \frac{F_p \cdot l_v - F_{pč} \cdot z_v \cdot \pi \cdot d_v}{z_v \cdot \pi \cdot d_v} \tag{2}$$

Síly F_p a $F_{pč}$ jsou tlakové síly, které lze vyjádřit v závislosti na tlaku p a geometrii svalu viz. Rovnice 3 a Rovnice 4.

$$F_p(d_v, l_v, p) = \frac{p \cdot S_v}{2} = \frac{p \cdot \pi \cdot d_v \cdot l_v}{2} \tag{3}$$

$$F_{pč}(d_v, l_v, p) = p \cdot S_č = p \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \tag{4}$$

Dosazením Rovnice 3 a 4 do Rovnice 2 získáme Rovnici 5. Síla tažná F_v je zde vyjádřena v závislosti na geometrii svalu a na tlaku p.

$$F_v(d_v, l_v, p) = \frac{\frac{p \cdot \pi \cdot d_v \cdot l_v^2}{2} - \frac{1}{4} \cdot p \cdot z_v \cdot \pi^2 \cdot d_v^3}{z_v \cdot \pi \cdot d_v} = p \cdot \frac{\frac{l_v^2}{2} - \frac{1}{4} \cdot z_v \cdot \pi \cdot d_v^2}{z_v} \tag{5}$$

Z Obrázku 6 je patrné, že délkové rozměry l_v a d_v geometrie svalu jsou závislé na úhlu α a délce vlákna l_{vl}, která je konstantní. Závislost l_v na úhlu α je určena užitím funkce sinus viz. Rovnice 6 a závislost d_v na úhlu α je určena užitím funkce tangens a dosazením za délku l_v viz. Rovnice 7.

$$\sin\alpha = \frac{l_v}{l_{vl}} \rightarrow l_v(\alpha) = l_{vl} \cdot \sin\alpha \tag{6}$$

$$\tan\alpha = \frac{l_v}{z_v \cdot \pi \cdot d_v} \rightarrow d_v(\alpha) = \frac{l_v}{\pi \cdot z_v \cdot \tan\alpha} = \frac{l_{vl} \cdot \sin\alpha}{\pi \cdot z_v \cdot \frac{\sin\alpha}{\cos\alpha}} = \frac{l_{vl} \cdot \cos\alpha}{\pi \cdot z_v} \tag{7}$$

Délkové parametry l_v a d_v z Rovnice 6 a 7 můžeme dosadit do Rovnice 5. Síla tažná F_v je závislá pouze na proměnném úhlu natočení vlákna α a na tlaku p viz. Rovnice 8.

$$F_v(\alpha, p) = p \cdot \frac{\frac{l_{vl}^2 \cdot \sin^2\alpha}{2} - \frac{1}{4} \cdot z_v \cdot \pi \cdot \frac{l_{vl}^2 \cdot cos^2\alpha}{\pi^2 \cdot z_v^2}}{z_v} = p \cdot l_{vl}^2 \cdot \frac{\frac{\sin^2\alpha}{2} - \frac{1}{4} \cdot \frac{\cos^2\alpha}{\pi \cdot z_v}}{z_v} \tag{8}$$

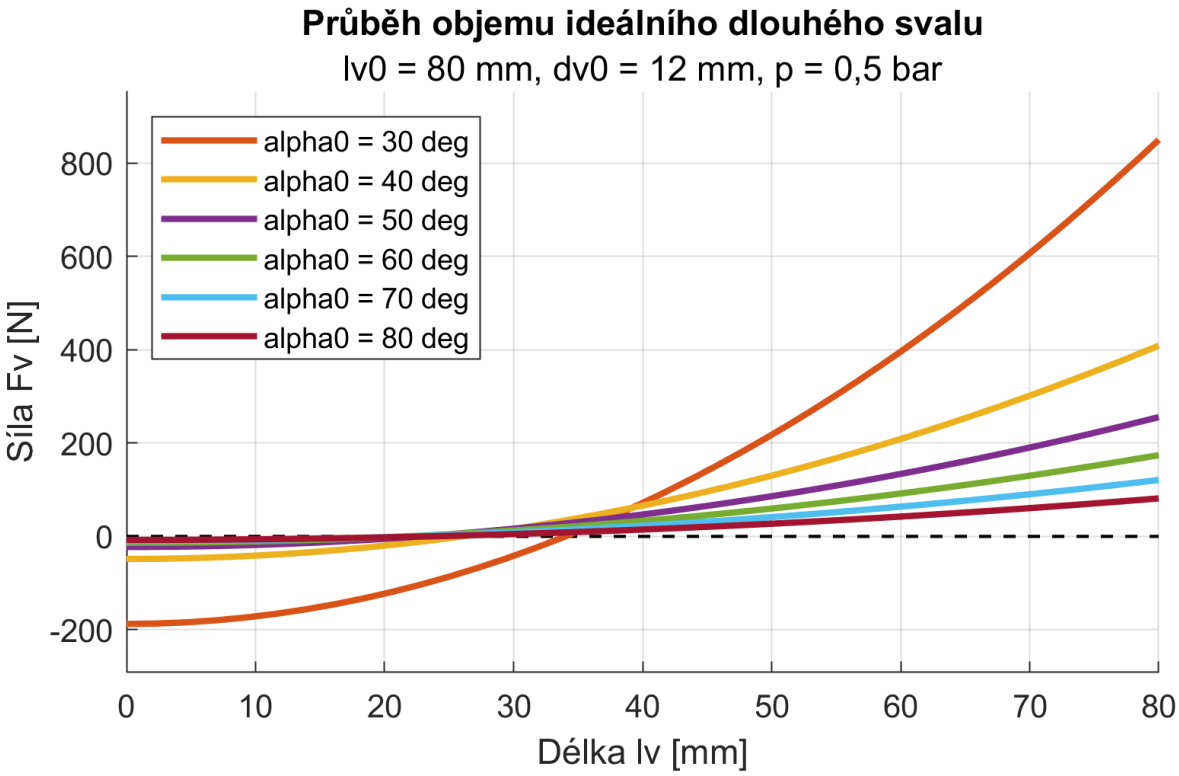
Délka vlákna l_{vl} a počet vinutí z_v bude v praxi složité změřit, proto bude lepší je vyjádřit v závislosti na počátečním úhlu α_0 a počáteční délce válcové části svalu l_{v0}, které se budou lépe měřit. Pro vyjádření závislosti l_{vl} použijeme funkci sinus viz. Rovnice 9. Počet vinutí z_v můžeme vyjádřit za použití funkce kotangens jako Rovnice 10.

$$\sin\alpha_0 = \frac{l_{v0}}{l_{vl}} \rightarrow l_{vl} = \frac{l_{v0}}{\sin\alpha_0} \tag{9}$$

$$\operatorname{cotg}\alpha_0 = \frac{z_v \cdot \pi \cdot d_{v0}}{l_{v0}} \rightarrow z_v = \frac{l_{v0} \cdot \operatorname{cotg}\alpha_0}{\pi \cdot d_{v0}} \tag{10}$$

Dosazením Rovnice 9 a 10 do Rovnice 8 dostáváme Rovnici 11. Síla tažná F_v je stále závislá na úhlu natočení vlákna α a na tlaku p, ale těžce měřitelné konstanty l_{vl} a z_v se rozpadli na závislosti počátečního úhlu α_0 a počáteční délky válcové části svalu l_{v0}.

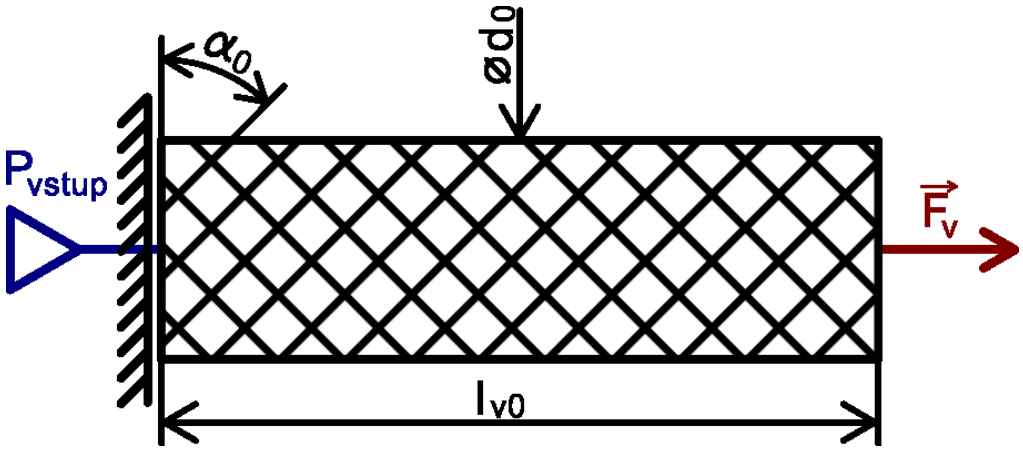
$$F_v(\alpha, p) = p \cdot \pi \cdot d_{v0} \cdot l_{v0} \cdot \frac{\frac{\sin^2\alpha}{2} - \frac{1}{4} \cdot \frac{d_{v0} \cdot \cos^2\alpha}{l_{v0} \cdot \operatorname{cotg}\alpha_0}}{\sin\alpha_0 \cdot \cos\alpha_0} \tag{11}$$



Obrázek 7 – Vykreslení závislosti síly *Fv* z Rovnice 11 pro různé počáteční úhly

Průběhy síly tažné F_v při konstantním tlaku p a proměnné délce $l_v(\alpha)$ jsou vykresleny na Obrázku 7. Izobarická charakteristika svalu je praktický způsob porovnání reálných svalů vůči ideálnímu válcovému svalu. Průběhy z Obrázku 7 připomínají průběhy ze statických měřeních reálných svalů [21; 20].

Hodnoty grafu na Obrázku 7 byly vykresleny pro ideální sval dle Rovnice 11 o počátečním průměru $d_{v0} = 12\,mm$, počáteční délce válcové plochy $l_{v0} = 80\,mm$ a různých počátečních úhlech $\alpha_0 = [\,30, 40, 50, 60, 70, 80]°$. Konstrukce takového svalu je typu McKibben viz. Obrázek 8.



Obrázek 8 – Ideální McKibben sval v počátečními rozměry

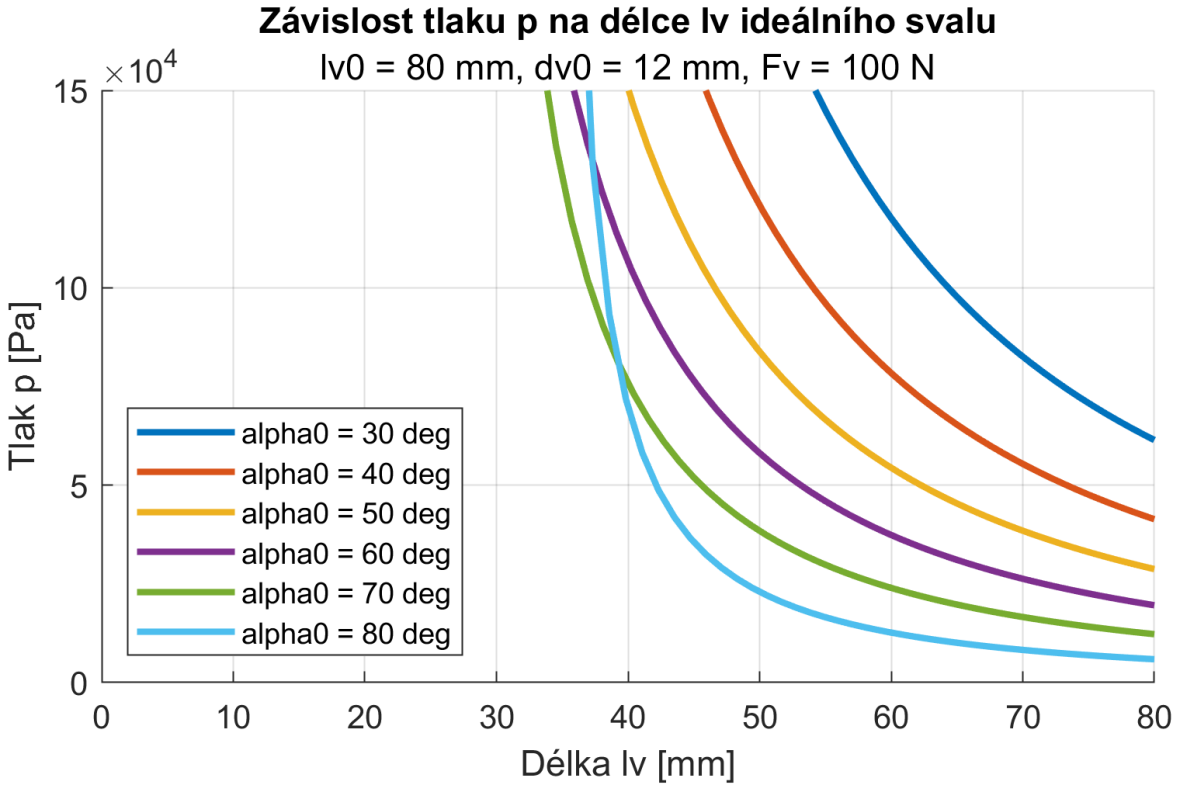
Vyjádřením tlaku p z Rovnice 11 získáme Rovnici 12. Rovnice 12 je vhodná pro vyčíslení potřebného tlaku p pro udržení daného stažení ideálního svalu při břemeni v podobě síly F_v.

$$p(\alpha, F_v) = F_v \cdot \frac{\sin\alpha_0 \cdot \cos\alpha_0}{\pi \cdot d_{v0} \cdot l_{v0} \cdot \left(\frac{\sin^2\alpha}{2} - \frac{1}{4} \cdot \frac{d_{v0} \cdot \cos^2\alpha}{l_{v0} \cdot \operatorname{cotg}\alpha_0}\right)} \quad (12)$$

Průběh tlaku p v závislosti na požadované délce l_v při konstantním břemeni F_v z Rovnice 12 je znázorněn v grafu na Obrázku 9. Průběh je hyperbolický s různými průběhy pro různé počáteční úhly α_0.

Všechny průběhy směřují do nekonečna s asymptotami v intervalu stažení $\langle 57; 69\rangle\%$ v závislosti na počátečním úhlu α_0. Asymptota je bod zvratu, který lze popsat jako stažení, při kterém je tlaková síla čela $F_{pč}$ rovna tlakové síle válcové plochy F_p. To znamená, že v bodu zvratu sval není schopen vyvinout tažnou sílu.

Hodnoty grafu na Obrázku 9 byly vykresleny pro ideální sval dle Rovnice 12 o počátečním průměru $d_{v0} = 12\,mm$, počáteční délce válcové plochy $l_{v0} = 80\,mm$ a různých počátečních úhlech $\alpha_0 = [\,30, 40, 50, 60, 70, 80]°$.



Obrázek 9 - Vykreslení závislosti tlaku *p* z Rovnice 12 pro různé úhly

4.2 Změna délky reálného McKibben svalu

Pro účely přesného řízení reálných McKibben svalů je potřeba vytvořit rovnice, které budou popisovat změnu délky. V rovnici délky reálného McKibben svalu jsou členy $l_v, \Delta l_{z0}, l_p$ viz. Rovnice 13. Kdy válcová část svalu je značena l_v a je závislá na úhlu natočení vlákna α. Změna délky zakřivené části l_{z0} je značena Δl_{z0} a je závislá na úhlu α. Délka l_p značí konstantní délku přídavnou, která zohledňuje konstrukční provedení a upnutí membrány a opletu.

$$l_{McK}(\alpha) = l_v(\alpha) + 2 \cdot \Delta l_{z0}(\alpha) + l_p \quad (13)$$

Při výpočtu celkového stažení svalu předpokládám délku zakřivení l_{z0} konstantní po celý průběh s možností jejího naklopení. Použitím Pythagorovi věty pro Δl_{z0} a dosazením do Rovnice 13 dostaneme Rovnici 14. Rovnice 14 je rovnice změny délky reálného McKibben svalu platná pro $d_v \in \langle d_{v0}; d_{v0} + 2 \cdot l_{z0})$.

$$l_{McK}(\alpha) = l_v(\alpha) + 2 \cdot \sqrt{l_{z0}^2 - \left(\frac{d_v(\alpha) - d_{v0}}{2}\right)^2} + l_p \quad (14)$$

Rovnice 14 je nevhodná, protože využívá dvě proměnné, $l_v(\alpha)$ a $d_v(\alpha)$, závislé na úhlu α. Dosazením Rovnice 6, 7, 9, 10 a mírnou úpravou získáme Rovnici 15. Rovnice 15 je lepší než Rovnice 14, protože $l_{McK}(\alpha)$ je přímo závislá na úhlu α.

$$l_{McK}(\alpha) = \frac{l_{v0}}{\sin \alpha_0} \cdot \sin \alpha + 2 \cdot \sqrt{l_{z0}^2 - \frac{d_{v0}^2}{4} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0} - 1\right)^2} + l_p \quad (15)$$

Aby bylo možné z Rovnice 15 vyčíslit aktuální délku svalu při známém tlaku a zatížení svalu je potřeba z Rovnice 12 vyjádřit úhel α. Pro lepší odvozování a následnou práci s Rovnicí 12 zavádím konstanty A a B v Rovnici 16 a 17. Rovnice 12 díky tomu přejde do Rovnice 18, která bude praktičtější.

$$A = \frac{2 \cdot \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0}{\pi \cdot d_{v0} \cdot l_{v0}} \ [m^{-2}] \quad (16)$$

$$B = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_{v0}}{l_{v0} \cdot \operatorname{cotg} \alpha_0} \ [-] \quad (17)$$

$$p(\alpha, F_v) = F_v \cdot \frac{A}{(\sin^2 \alpha - B \cdot \cos^2 \alpha)} \ [Pa] \quad (18)$$

Po úpravě Rovnice 12 můžeme z Rovnice 18 vyjádřit Rovnici 19. S Rovnicí 19 lze vyčíslit odpovídající úhel α a použitím Rovnice 15 dopočítat aktuální délku svalu pro libovolný tlak p a zatížení svalu v podobě výsledné síly F_v. Při používání rovnice je potřeba dodržet podmínku $p \geq F_v \cdot A$.

$$\alpha(p, F_v) = \tan^{-1}\left(\sqrt{\frac{A \cdot F_v + B \cdot p}{p - F_v \cdot A}}\right) \quad (19)$$

4.3 Návrh řízení McKibben svalu

Na jednotlivé stažení McKibben svalu lze pohlížet jako na staticky rovnovážné pozice, které dosáhneme změnou tlaku p na tlak p_c tak, aby generovaná síla F_v v cíleném bodě byla rovna síle generované břemenem F_b při cíleném stažení jemuž odpovídá úhel α_c. Pro vyčíslení cíleného úhlu α_c je nejvhodnější Rovnici 15 a použít numerické metody. Cílený tlak p_c je nejvhodnější vyčíslit použitím Rovnice 20, která vznikla dosazením síly břemene F_b za výslednou sílu F_v a dosazením α_c za α do Rovnice 19.

$$p_c = F_b \cdot \frac{A}{(\sin^2 \alpha_c - B \cdot \cos^2 \alpha_c)} \; [Pa] \qquad (20)$$

4.4 Návrh konstrukčních variant McKibben svalu

Typická konstrukce McKibben svalu se skládá z koncovek, membrány a opletu. Koncovky slouží k upevnění svalu k rámu, zátěže a opletu. Oplet se chová přibližně jako nůžkový mechanismu navinutý na válcovou membránu. Membrána slouží k utěsnění systému a k převodu sil tlakového rozdílu na oplet svalu.

Pro otestování různých konstrukční provedení svalů jsem zhotovil sedm variant svalů viz. Tabulka 1 a fotka vyrobených svalů viz. Obrázek 10. Nominální délka krátkých svalů je 100 mm, dlouhých 200 mm a úhel vlákna $\alpha = 70°$. Délka 100 mm a úhel byli voleny na základě grafu na Obrázku 9, aby bylo s rezervou dosaženo požadovaného zdvihu 20 mm při tlaku 0,5 bar. Délkou 200 mm jsou vyrobeny svaly V1, V3, V4 a V6 pro validaci vzniklých vzorců.

Obrázek 10 - Sedm konstrukčních variant krátkých svalů

Konstrukčními změny v upnutí opletu chci sledovat vliv upnutí opletu na cyklickou výdrž svalu a maximální zdvih. U varianty V1 je provedení uvolněno a mělo by maximalizovat válcově se chovající plochu. Oplety variant V2–V5 jsou vetknuty s možností ohybu upínacích vláken. Varianty V6 a V7 jsou vetknuty napřímo, kvůli jednodušší výrobě.

Konstrukční úpravou čepů opletu chci sledovat vliv provedení čepu na generovanou sílu a vliv na zdvih. Varianta V1 využívá čepu v provedení tzv. degenerovaného členu. Varianty V2–V4 využívají čepů zabudovaných ve vnitřním vláknu s rozdílnými výškovými hladiny mezi vlákny. Varianty V5–V7 nemají čep, ale nahrazují jeho funkci zapletením vláken.

Varianta svalu	Počet vláken	Provedení opletu			Počet dílů
		Upnutí	Čep	Polotovar	
V1	12			3D tisk	139
V2	12			3D tisk	41
V3	16			3D tisk	51
V4	16			3D tisk	51
V5	16			3D tisk	9
V6	32			Kabelový oplet	20
V7	32			Kabelový oplet	10

Tabulka 1 - Sedm navržených variant McKibben svalů

4.5 Návrh měřící stanice

Pro měření silových charakteristik svalů a kvantifikaci dosažených výsledků jsem vyrobil univerzální měřící zařízení viz. Obrázek 11. Toto zařízení bylo navrženo s velikým důrazem na bezpečnost obsluhy a dobré rozlišení měřených veličin dostatečné pro rámec této práce. Měřené veličiny jsou síla a posuv. Řízenou veličinou je posuv.

4.5.1 Konstrukce měřící stanice

Konstrukce je tvořena hliníkovými profily K30 sešroubovaných šrouby M8 s na míru obrobenými koncovými díly, které společně vytváří tuhé jádro celého zařízení. Uspořádání konstrukce umožňuje zatížení vzorku jak v tahu, tak v tlaku. Limitem zařízení je použitý tenzometr, který se svým pracovním rozsahem -300 kg až 300 kg je dostatečným pro tuto práci. Rozměry stanice jsou 225 × 225 × 720 mm s maximálním posuvem 440 mm (bez upínek).

Obrázek 11 - Měřící stanice

4.5.2 Pohon měřící stanice

K pracovnímu pohybu jezdce slouží závitové tyče M8 s hrubým stoupáním, převod a krokovým motor NEMA17 - 39,5 mm (42HD4027-01), který generuje maximální kroutící moment $M_{k,mot} = 0{,}4\ Nm$[22]. Z Rovnice 21 můžeme spočítat minimální zvedací moment na závitu M8, který bude generovat osovou sílu $F_o = 3000\ N$ při stoupání $p_s = 1{,}25\ mm$, středním průměru $d_2 = 7{,}2mm$ a koeficientu tření ocel na ocel $f = 0{,}15$.

$$M_{zv} = \frac{F_o \cdot d_2}{2} \cdot \left[\frac{p_s \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \pi \cdot f \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) - f \cdot p_s}\right] \quad [23] \tag{21}$$

$$M_{zv} = \frac{3000N \cdot 7{,}2mm}{2} \cdot \left[\frac{1{,}25mm \cdot \cos\left(\frac{60°}{2}\right) + \pi \cdot 0{,}15 \cdot 7{,}2mm}{\pi \cdot 7{,}2mm \cdot \cos\left(\frac{60°}{2}\right) - 0{,}15 \cdot 1{,}25mm}\right] \approx 2{,}5Nm$$

Z Rovnice 21 můžeme vidět potřebu pro značné navýšení kroutícího momentu. Z tohoto důvodu je vhodnější použít závitové tyče M8 s hrubým stoupáním spíše než pohybové závitové tyče, protože svým nízkým stoupáním napomáhají dosáhnout optimálního převodu. Optimální silový převod máme spočítán v Rovnici 22.

$$i_{s,opt} = \frac{M_{zv}}{M_{k,mot}} = 6{,}25 \tag{22}$$

Optimální silový převod je pro jedno soukolí příliš veliký, proto je potřeba převod zhotovit jako sériové zapojení ozubených kol. Kola jsou vyrobena z resinu Elegoo ABS-Like 3.0 Pro na DLP 3D tiskárně. Tento resin dobře odolává kontaktu díky své tvrdosti a pevnosti. Parametry ozubeného převodu volím viz. Tabulka 2.

	Počet zubů		Předpokládaná účinnost převodu
	Pastorek	Kolo	
Soukolí 1	$z_{12} = 9$	$z_{13} = 25$	$\eta_{s1} = 0{,}8$
Soukolí 2	$z_{22} = 9$	$z_{23} = 25$	$\eta_{s2} = 0{,}8$
Soukolí 3	$z_{32} = 12$	$z_{33} = 19$	$\eta_{s3} = 0{,}8$

Tabulka 2 - Parametry ozubeného převodu měřící stanice

Převodový poměr sériově zapojených soukolí pak spočítáme dle Rovnice 23 jako součin převodových poměrů jednotlivých soukolí.

$$i_{i1,3} = i_{i1} \cdot i_{i2} \cdot i_{i3} = \frac{z_{13}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{23}}{z_{22}} \cdot \frac{z_{33}}{z_{32}} = \frac{25}{9} \cdot \frac{25}{9} \cdot \frac{19}{12} = 12{,}217 \quad (23)$$

Můžeme si všimnout, že převodový poměr vychází dvakrát tak veliký, než je potřeba. To je dáno zanedbáním účinnosti přenosu sil mezi jednotlivými soukolími. Účinnost je zahrnuta v Rovnici 24 pro skutečný silový poměr.

$$i_{s1,3} = i_{s1} \cdot i_{s2} \cdot i_{s3} = i_{i1} \cdot \eta_{s1} \cdot i_{i2} \cdot \eta_{s2} \cdot i_{i3} \cdot \eta_{s3} \quad (24)$$

$$i_{s1,3} = \frac{z_{13}}{z_{12}} \cdot \eta_{s1} \cdot \frac{z_{23}}{z_{22}} \cdot \eta_{s2} \cdot \frac{z_{33}}{z_{32}} \cdot \eta_{s3} = \frac{25}{9} \cdot 0{,}8 \cdot \frac{25}{9} \cdot 0{,}8 \cdot \frac{19}{12} \cdot 0{,}8 = 6{,}255$$

Skutečný silový poměr provedený sériovým zapojením třech soukolí je v podstatě totožný s ideálním silovým poměrem. Funkční silový rozsah pohonu je díky tomu velice podobný rozsahu tenzometru.

Změnu posuvu lze vypočítat z počtu kroků krokového motoru, které motor vykoná při pracovním pohybu. Krokový motor NEMA17 - 39,5 mm (42HD4027-01) pro jedno otočení potřebuje vykonat 200 kroků[22]. Z Rovnice 25 můžeme dopočítat posuv jezdce z počtu kroků Δk_{krok} pro stoupání p_s, převodový poměr $i_{i1,3}$ a počtu kroků na jedno otočení k_{ot}.

$$\Delta x = \frac{\Delta k_{krok}}{k_{ot}} \cdot \frac{p_s}{i_{i1,3}} \quad (25)$$

Dosazením do Rovnice 25 za stoupání $p = 1{,}25mm$, převodový poměr $i_{i1,3} = 12{,}217$ a počtu kroků na jedno otočení $k_{ot} = 200$ dostáváme zjednodušenou Rovnici 25 pro výpočet změny posuvu jako Rovnici 26.

$$\Delta x = \frac{\Delta k_{krok}}{200} \cdot \frac{1{,}25mm}{12{,}217} \approx 0{,}512\mu m \cdot \Delta k_{krok} \quad (26)$$

4.5.3 Kalibrace tenzometru

Tenzometr měří lokální přetvoření na tenzometrickém S modulu jako změnu odporu. Tato změna odporu je procesována modulem HX711 a výstupní signál z tohoto modulu je lineárně závislý na přetvoření, které je lineárně závislé na zatížení viz. Hookův zákon. V podstatě se dá předpokládat, že změna signálu je lineárně závislá na změně silového zatížení dle obecné lineární Rovnice 27 s a neznámými koeficienty a a b, když $y = f(R)$ a $x = F_T[N]$.

$$y = a \cdot x + b \quad (27)$$

Kalibrace tenzometru spočívá v nalezení koeficientů a a b. Pro nalezení koeficientů jsem na tenzometrický modul S zavěsil závaží $m_1 = 1kg$ a poté závaží $m_2 = 5kg$ s odezvou modulu HX711 $f_1 = 209$ a $f_2 = 770$. Dosazením do Rovnice 27 vznikne soustava dvou Rovnic 28 se dvěma neznámými.

$$f_1 = a \cdot m_1 \cdot g + b$$
$$f_2 = a \cdot m_2 \cdot g + b \quad (28)$$

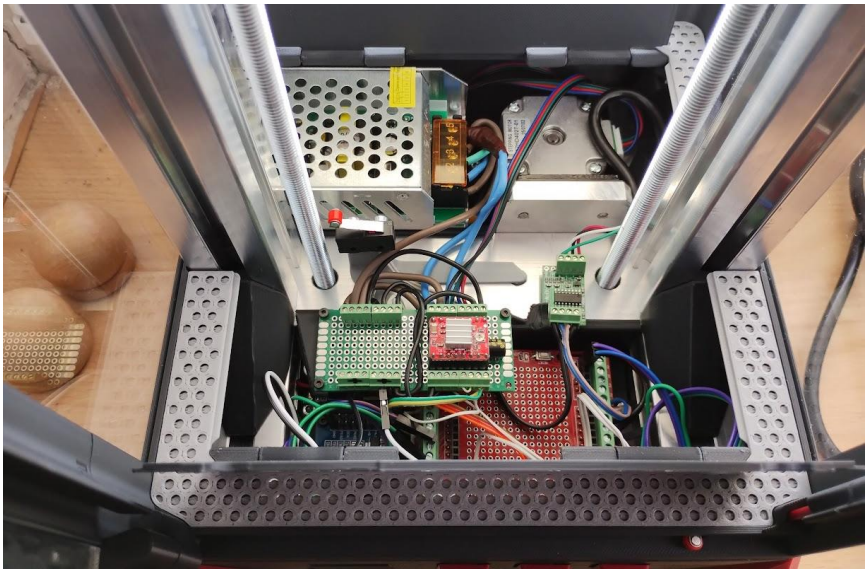
Tato soustava dvou rovnic lze řešit při použití gravitačního zrychlení $g = 9{,}81\, m \cdot s^{-2}$, čímž získáme koeficienty $a = 14{,}2966 N^{-1}$ a $b = 68{,}75$. Sílu při měření nyní můžeme počítat dle Rovnice 29.

$$F_T = \frac{f - b}{a} = \frac{f - 68{,}75}{14{,}2966}\, N \quad (29)$$

4.5.4 Elektronika měřící stanice

Celá stanice je napájena jedním 12 V spínaným zdrojem, který je přes zásuvku se spínačem zabudovanou ve stanici připojen do běžné 230 V zásuvky.

Řídící člen elektroniky měřící stanice je Arduino UNO, které zajišťuje správné krokování krokového motoru pomocí motorového driveru A4988. Arduino dále zpracovává data z převodníku HX711 dle Rovnice 29 a přepočítává kroky na posuv jezdce dle Rovnice 26. Získaná data průběžně vypisuje na displej a na SD kartu. Výpis dat na SD kartu je vhodný pro rozsáhlejší zpracování naměřených dat. Při vývoji řídícího programu jsem využil jako podpůrnou pomůcku nástroje AI, konkrétně Gemini Pro 3.1. Zapojení elektroniky je znázorněno na Obrázku 12.



Obrázek 12 - Zapojení elektroniky měřící stanice

Stanice disponuje intuitivním tří tlačítkovým ovládáním, které slouží pro pohyb v menu. Tlačítkové ovládání je zobrazeno na Obrázku 13. Jednotlivé položky menu jsou následující:

- Tensile test – provede uživatele zkouškou v tahu
- Muscle test – provede uživatele zkouškou svalu
- Manual – manuální pohyb sloužící primárně k upnutí vzorků
- Speed – nastavení globální rychlosti měřící stanice v pěti módech
- Tare – nastavení nulového bodu a vynulování síly

Obrázek 13 - Ovládací panel měřící stanice

4.5.5 Kryt měřící stanice

Jedním z návrhových kritérii na, než jsem kladl veliký důraz je kryt stroje, kvůli bezpečnosti obsluhy. Kryt zakrývající celou stanici včetně ozubeného převodu, elektroniky a pracovního prostoru můžeme vidět na Obrázku 11. Pracovní prostor se zpřístupní otevřením dvířek. Při otevření dojde k rozepnutí koncového spínače, které okamžitě zastaví případný probíhající test.

Hlavní důvod zvýšené bezpečnosti je nebezpečnost stlačeného vzduchu, který má schopnost uvolnit veliké množství energie vmžiku a v kombinaci se součástmi svalu potencionálně nehezky zranit obsluhu. Při prototypování předpokládám možné neodhalení chyb návrhu svalu a také neodhalení materiálových vad pocházejících z výroby, které by mohlo zapříčinit vybuchnutí svalu a potencionální zranění obsluhy, kdyby nebyla implementována robustní ochrana v podobě desek z plexiskla.

4.6 Cyklovací stanice

Pro měření cyklické výdrže svalů jsem vyrobil cyklovací stanici viz. Obrázek 14. Toto zařízení bylo navrženo s velikým důrazem na bezpečnost obsluhy a dobré rozlišení měřených veličin dostatečné pro rámec této práce. Měřené veličiny hmotnost břemene, posuv a počet cyklů. Řízené veličiny jsou délka otevření a zavření ventilu.

Obrázek 14 - Cyklovací stanice

4.6.1 Konstrukce a kryt cyklovací stanice

Konstrukce je tvořena 3D tištěnými díly vyztuženými Merkurovými tyčemi. Konstrukce je součástí krytování stanice, které se stará o bezpečnost obsluhy. Rozměry stanice jsou 125 × 125 × 405 mm.

Bezpečnost obsluhy cyklovací stanice pro mě byla velikou prioritou. Proto kryt stroje zakrývá celou stanici včetně pneumatiky, elektroniky a pracovního prostoru viz Obrázek 14. Pracovní prostor je přístupný otevřením dvířek. Dvířka jsou opatřena koncovým spínačem, který se při otevření rozepne a okamžitě zastaví případně probíhající test.

Důvod zvýšené bezpečnosti je předpoklad testování do selhání svalu. Při úplném selhání svalu může dojít k explozi a roztříštění svalu na šrapnely, které by mohli zranit obsluhu.

4.6.2 Elektronika cyklovací stanice

Celá stanice je napájena skrze usb-C konektor a 5V zdroj. Logika stanice pracuje na 3,3V, protože jeho řídícím členem je ESP8266, konkrétně NodeMcu CP2102 Lua.

ESP zajišťuje spolehlivý průběh cyklů a jejich počítání. Při běhu cyklu stanice používá vestavěný pneumatický 3/2 ventil spínaný přes relé modul. Ve stanici je zabudovaný váhový senzor, který ve spojení s převodníkem HX711 měří hodnotu hmotnosti břemene. Váhový senzor byl kalibrován stejným způsobem jako u měřící stanice. Selhání svalu stanice vyhodnocuje na základě výrazné změny ve zdvihu svalu. Zdvih svalu je měřen nepřímo přes stínítko a ToF senzor[8] VL53L0X. Při vývoji řídícího programu jsem využil jako podpůrnou pomůcku nástroje AI, konkrétně Gemini Pro 3.1.

Cyklovací stanice disponuje intuitivním ovládáním sloužící k pohybu v menu. Ovládání využívá rotačního enkodéru k pohybu v menu a tlačítko vestavěné v rotačním enkodéru pro výběr položek v menu. Ovládání je zobrazeno na Obrázku 15. Jednotlivé položky menu jsou následující:

- Muscle test – spustí cyklovací zkoušku svalu
- Settings – možnost měnit hodnoty ValveOpen a ValveClosed v rozsahu 0,1–5 s
- Tare – vynulování počtu cyklů, váhy anebo nastavení referenční hodnoty zdvihu

Obrázek 15 – Ovládací panel cyklovací stanice

[8] ToF je zkratka pro Time of Flight. ToF sensor je senzor, který vyšle světelný impulz a čeká na jeho návrat.

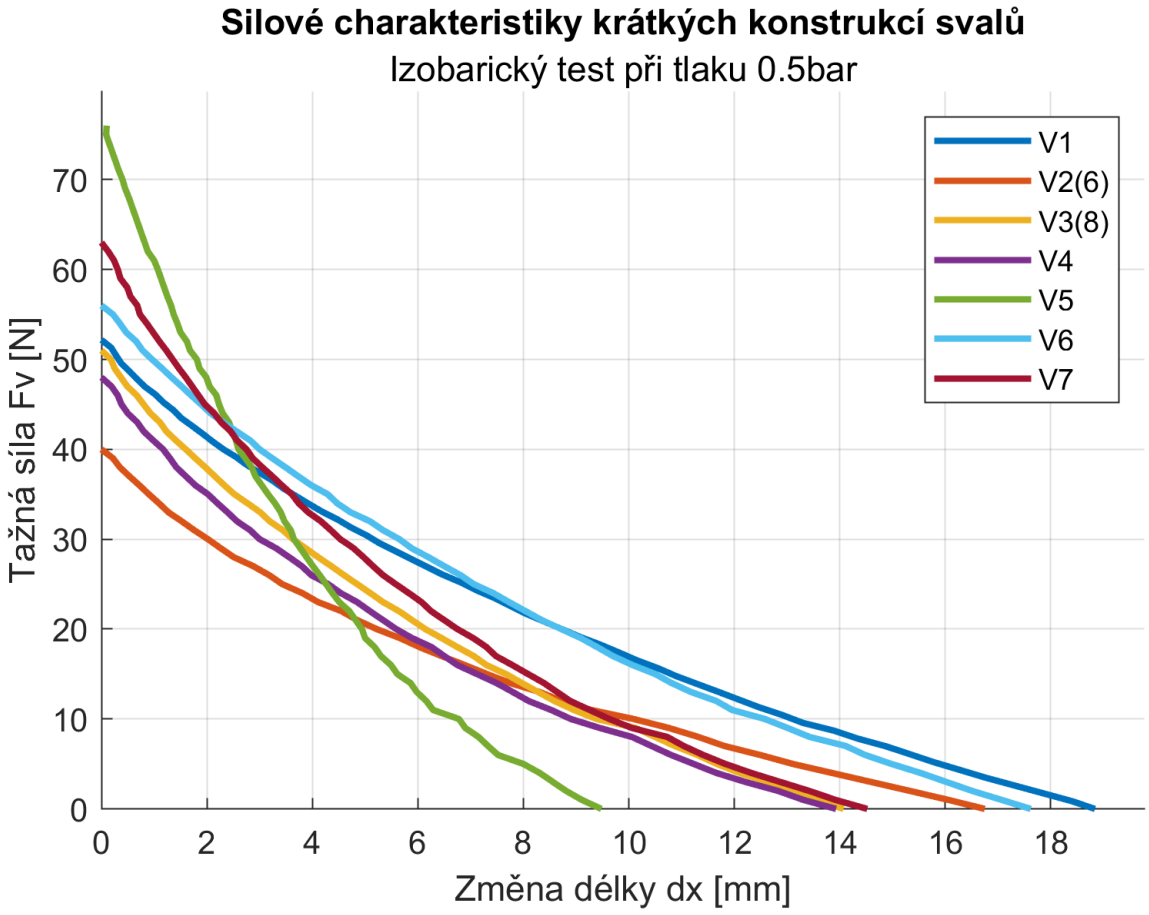
5 VÝSLEDKY

Pro účely měření silových charakteristik byla použita měřící stanice. Izobarický přívod stlačeného vzduchu byl zajištěn vzdušníkem, který se při testování jevil přesnější než regulátor tlaku. Objem vzdušníku je podstatně větší, než je objem kteréhokoli svalu a lze tak říct, že změna tlaku při aktivaci svalu bude zanedbatelná.

Pro vyhodnocení naměřených dat v podobě grafů byl použit program MATLAB.

5.1 Silové charakteristiky krátkých konstrukcí

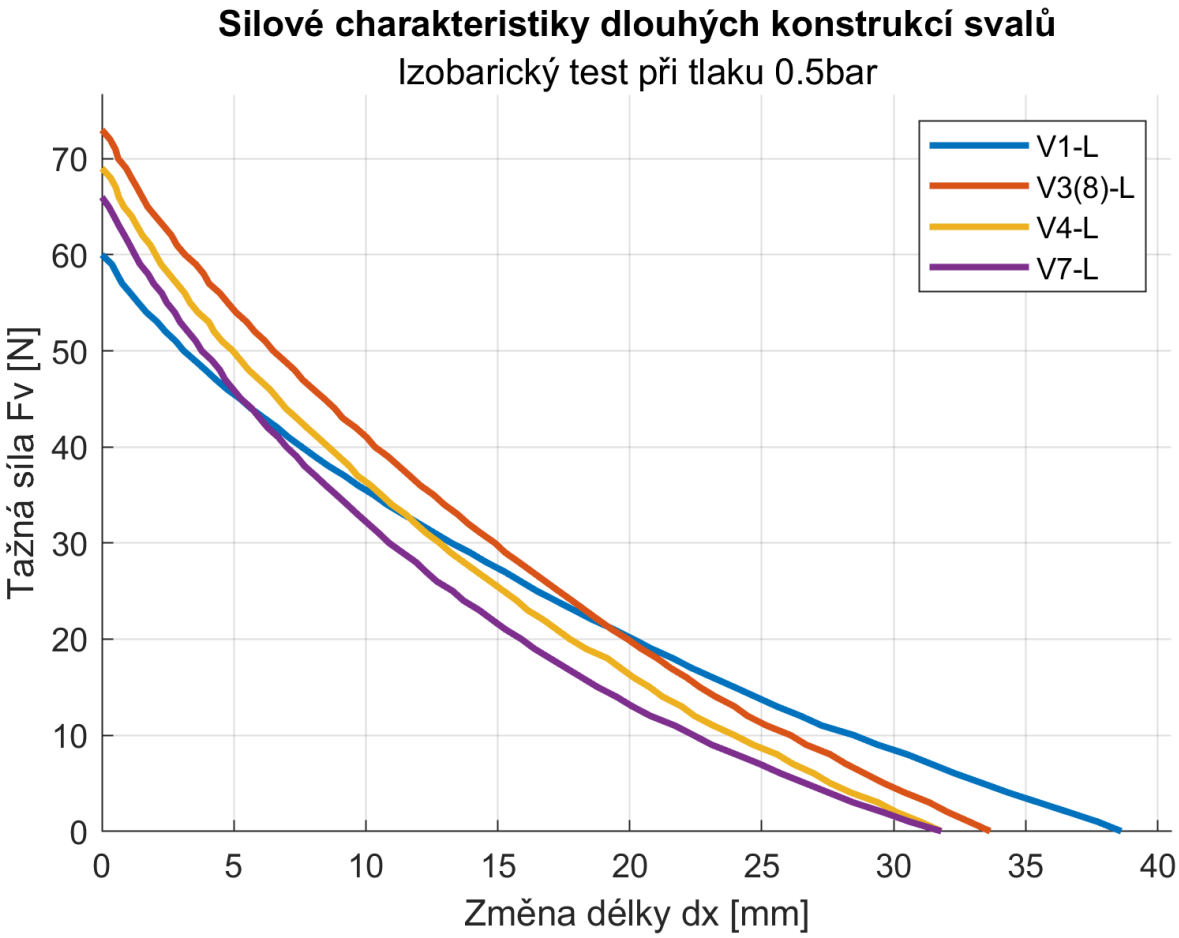
Pro krátké konstrukce se dle silové charakteristiky z Obrázku 16 jeví jako nejlepší konstrukce V1 a V6 pro nadprůměrné velikosti generovaných sil a největší zdvihy. Zajímavá krátká konstrukce je i konstrukce V7, konstrukčně je velmi podobná konstrukci V6 a dosahuje větší síly než V6, ale za cenu nižšího zdvihu. Nejvyšší generované síly dosahuje konstrukce typu V5. Výrazný sklon charakteristiky konstrukce V5 je dán nejspíše špatným smontování, které vedlo ke zvýšení úhlu α a naklopení výsledné charakteristiky s výrazně menším zdvihem.



Obrázek 16 - Silové charakteristiky dlouhých konstrukcí svalu

5.2 Silové charakteristiky dlouhých konstrukcí

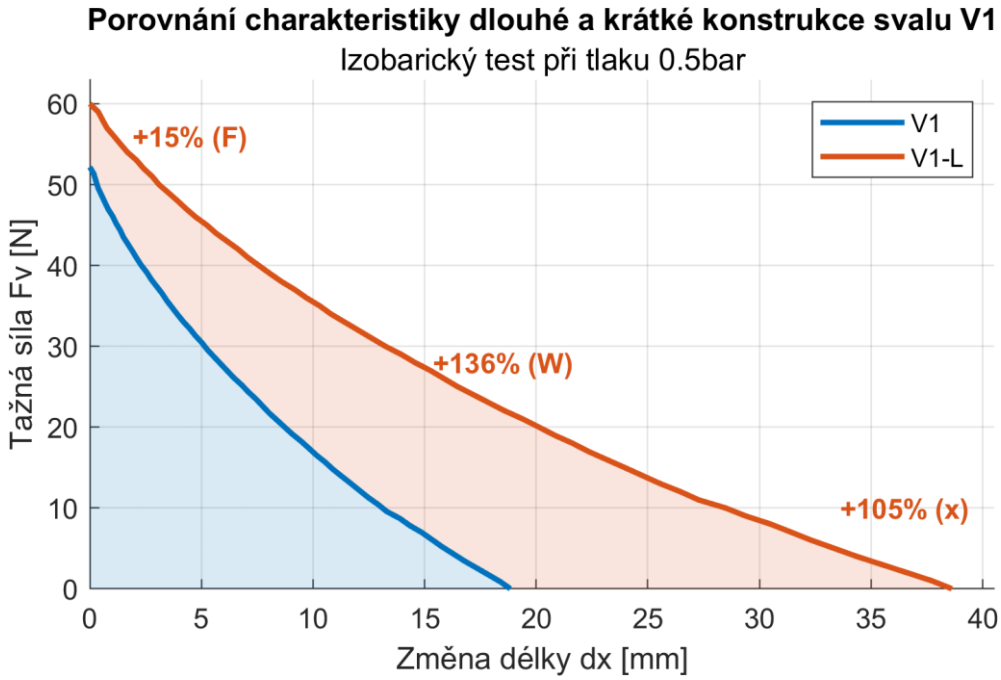
Dlouhé konstrukce byly sestrojeny pouze ve variantách V1, V3, V4 a V7, protože konstrukce V2 je velmi podobá V3 viz. Tabulka 1 nebo 3. Konstrukce V5 a V6 jsou velmi podobné V7 a očekávám u nich podobné chování. Pro dlouhé konstrukce největšího zdvihu dosahuje konstrukce V1, za cenu nejnižší generované síly viz. Obrázek 17. Největší generované síly a druhého největšího zdvihu dosahuje konstrukce V3 a jeví se tím pádem jako nejlepší varianta dlouhé konstrukce. Nejhorší silovou charakteristiku pro dlouhé konstrukce má podle mě konstrukce V7, která se znatelně zhoršila oproti ostatním.



Obrázek 17 - Silové charakteristiky dlouhých konstrukcí svalu

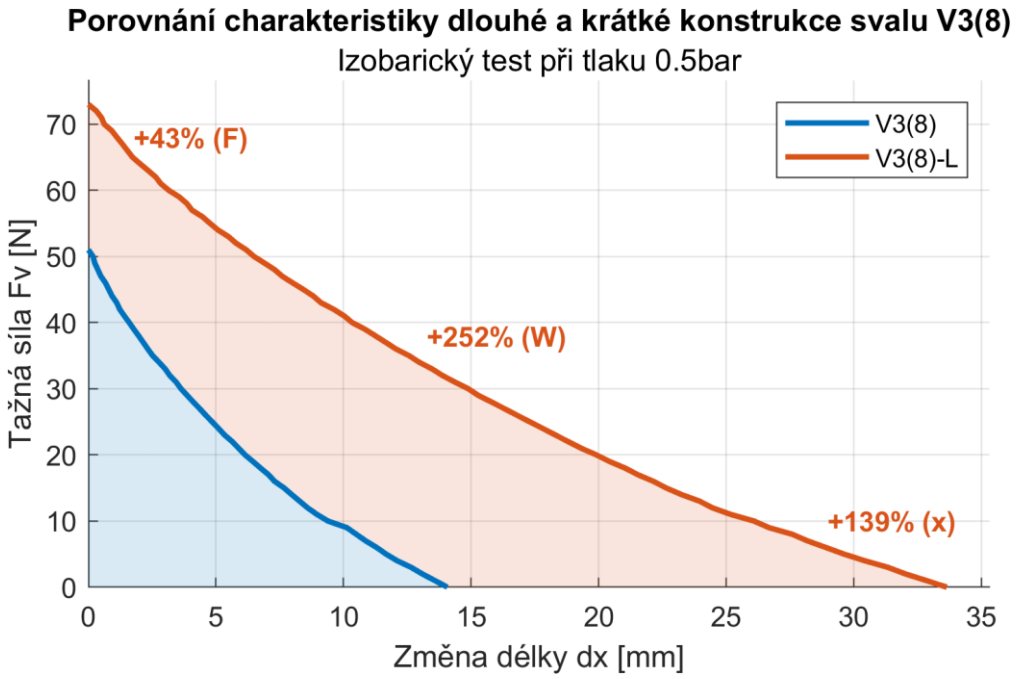
5.3 Porovnání charakteristik svalů dlouhých a krátkých

Porovnání konkrétních konstrukcí v provedení dlouhém a krátkém je na Obrázku 18–21. Pro konstrukci V1 můžeme vidět všeobecné zlepšení silové charakteristiky svalu při jeho prodloužení na Obrázku 18.



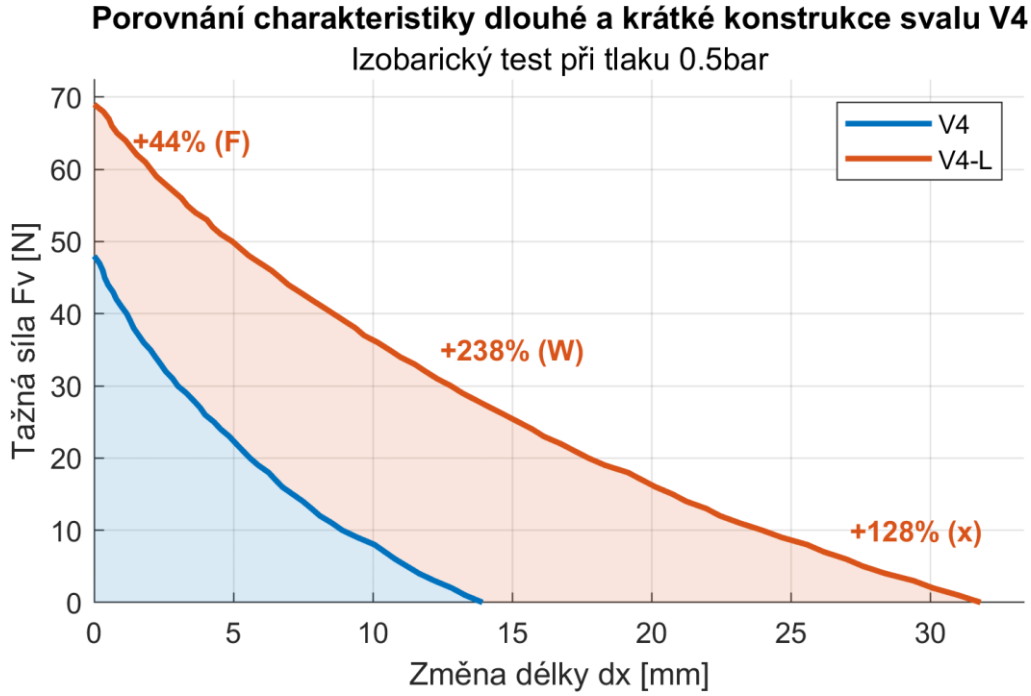
Obrázek 18 - Porovnání charakteristiky dlouhé a krátké konstrukce svalu V1

U konstrukce V3 můžeme vidět všeobecné zlepšení při prodloužení konstrukce viz. Obrázek 19. Zlepšení je pravděpodobně dáno prodloužením válcové plochy.



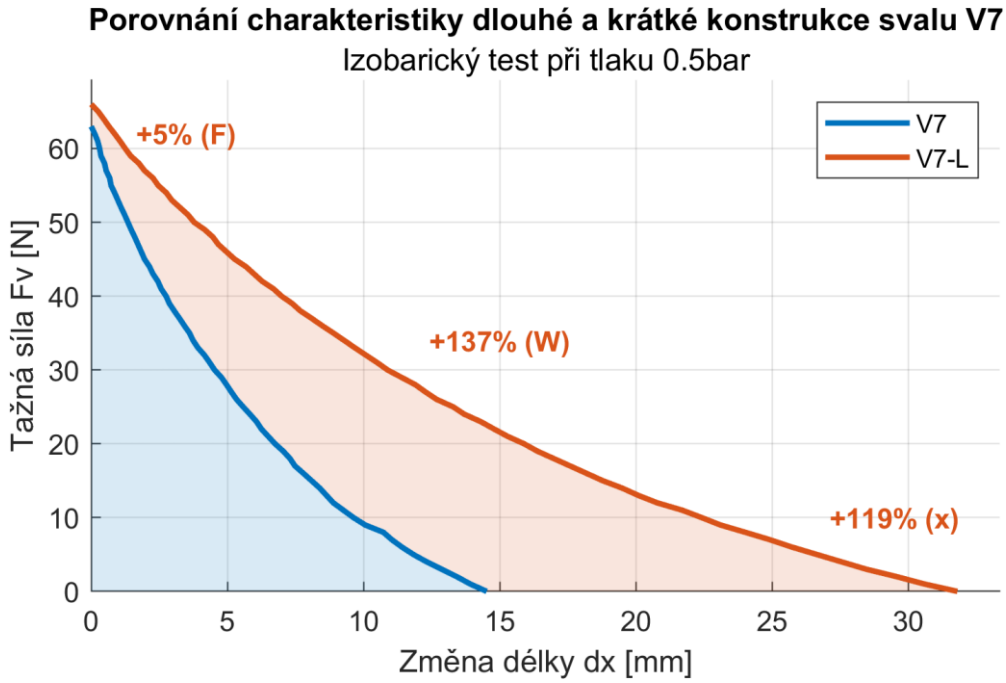
Obrázek 19 - Porovnání charakteristiky dlouhé a krátké konstrukce svalu V3(8)

Konstrukce V4 je všeobecně podobně horší v kratší i delší variantě než V3 viz. Obrázky 16–20. Rozdíl mezi V4 a V3 je jiná výška hladin vnitřních a vnějších vláken viz. Tabulka 1 nebo 3. Negativní vliv na silovou charakteristiku má zvyšování výšky. Zhoršené chování bude nejspíše důsledek vzniku momentů v místě čepu a s ním spojené vyšší ztráty třením.



Obrázek 20 - Porovnání charakteristiky dlouhé a krátké konstrukce svalu V4

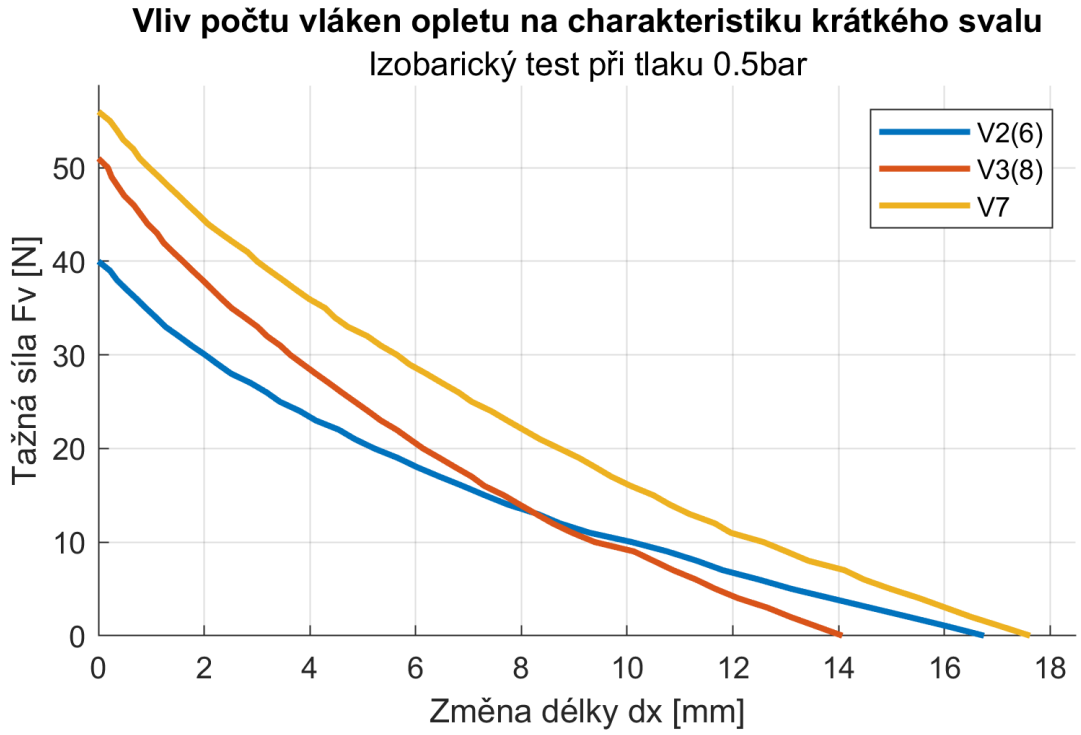
Prodloužení konstrukce V7 zlepšilo charakteristiku, ale v porovnáním s ostatními konstrukcemi jen nepatrně viz. Obrázek 21.



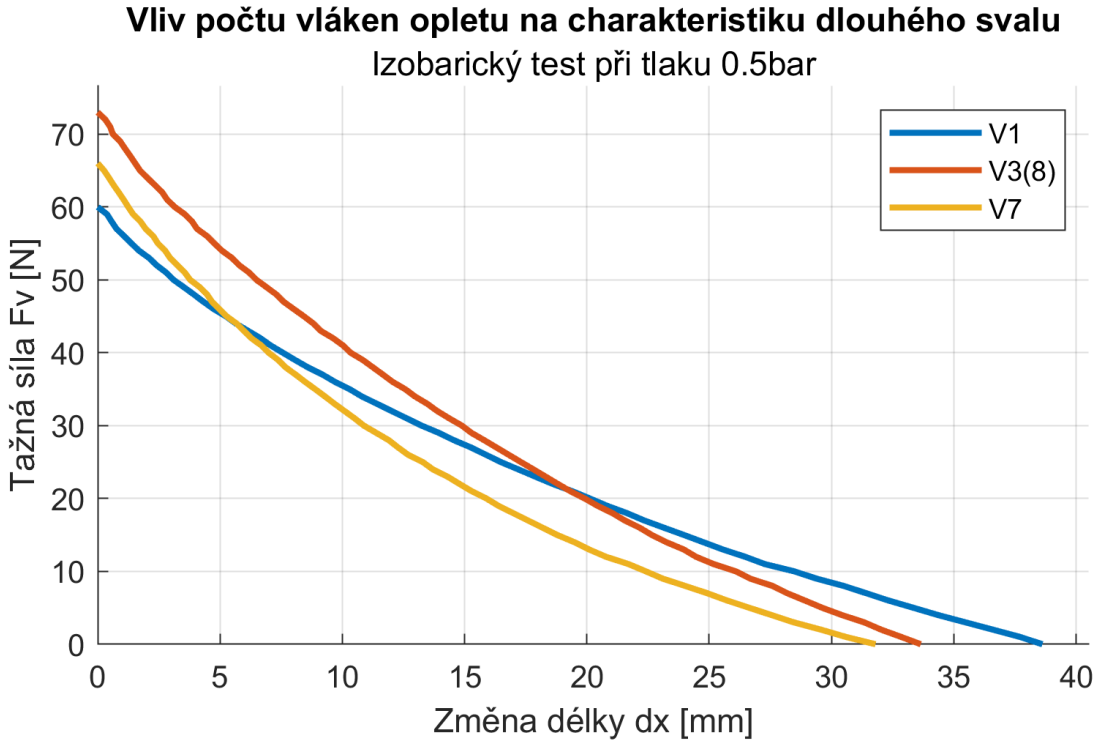
Obrázek 21 - Porovnání charakteristiky dlouhé a krátké konstrukce svalu V7

5.4 Vliv počtu vláken v opletu na charakteristiku svalu

Důležitým parametrem při návrhu svalu je počet vláken. Při návrhu variant jsem navrhl varianty s různými počty vláken viz. Tabulka 1 nebo 3. Z Obrázku 22 a 23 se dá vyvodit, že pro krátké konstrukce je vhodnějších více vláken a pro dlouhé konstrukce spíše méně vláken.



Obrázek 22 - Vliv počtu vláken na charakteristiku krátkého svalu

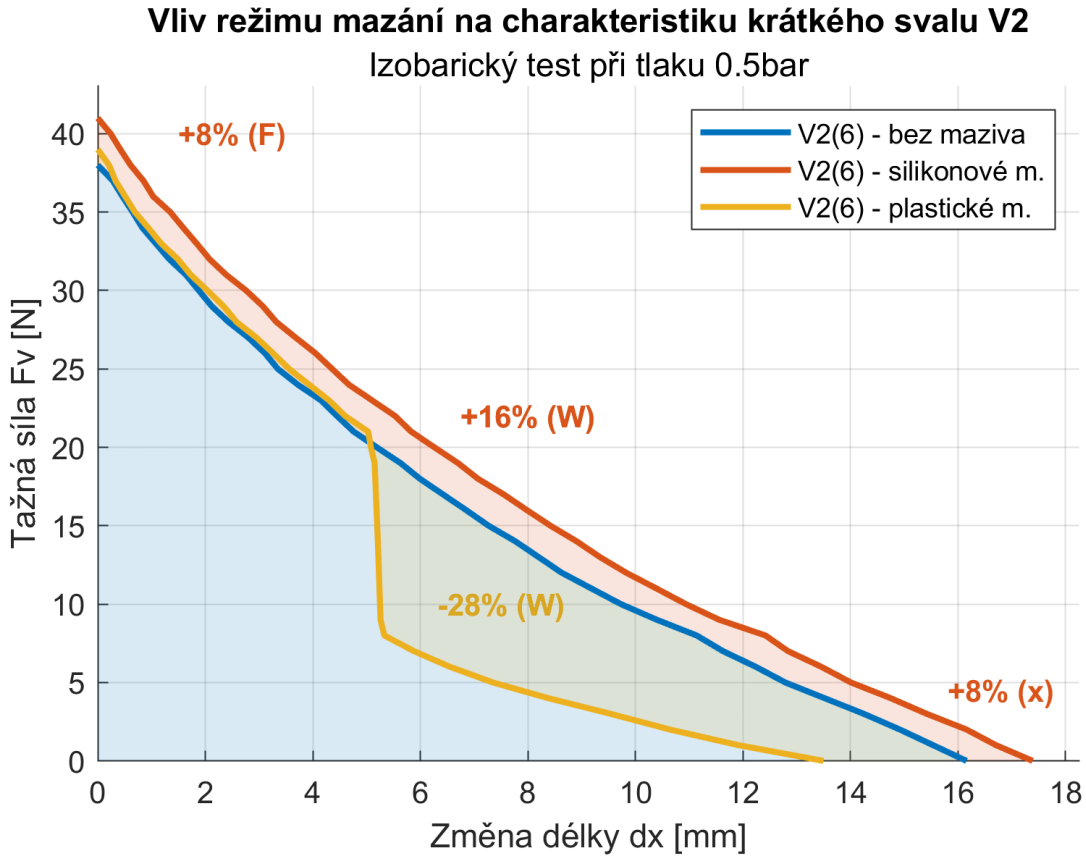


Obrázek 23 - Vliv počtu vláken na charakteristiku dlouhého svalu

5.5 Vliv režimu mazání na charakteristiku svalu

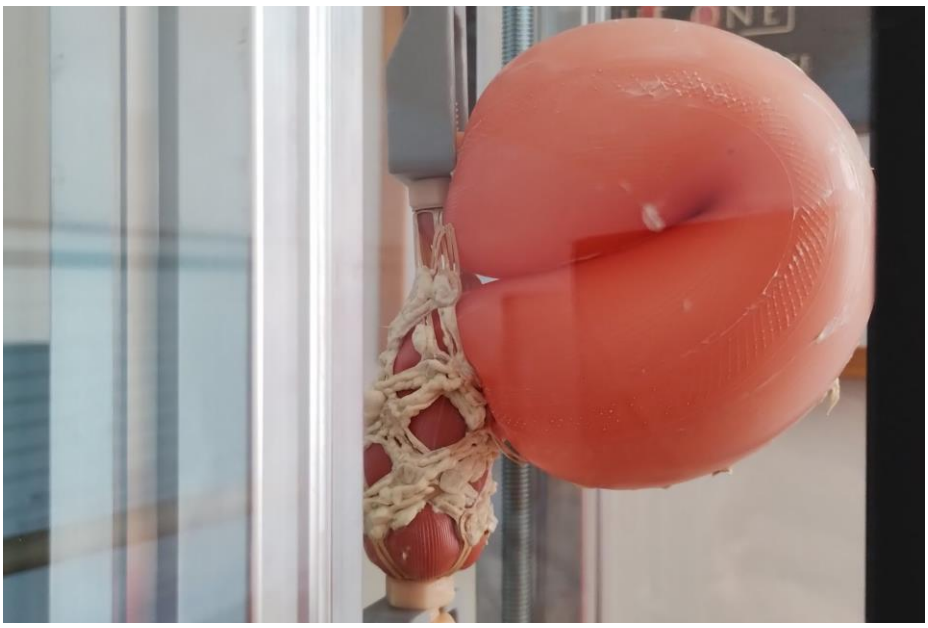
Při testování mě napadlo zkusit vliv maziva na chování svalu, poněvadž v opletu dochází k relativnímu pohybu v čepu a mezi membránou a opletem dochází k relativnímu pohybu s velikým třením. Vliv režimu mazání je zobrazen na Obrázku 24 pro variantu V2 a na Obrázku 26 pro konstrukční variantu V7.

Silikonové mazivo použité při měření vlivu maziva na charakteristiku svalu je značky Carlson typ 33.497. Plastické mazivo je značky Go 4 Lube typu ISO 6743-9: L-x-CEIB-2 s teflonovým aditivem.



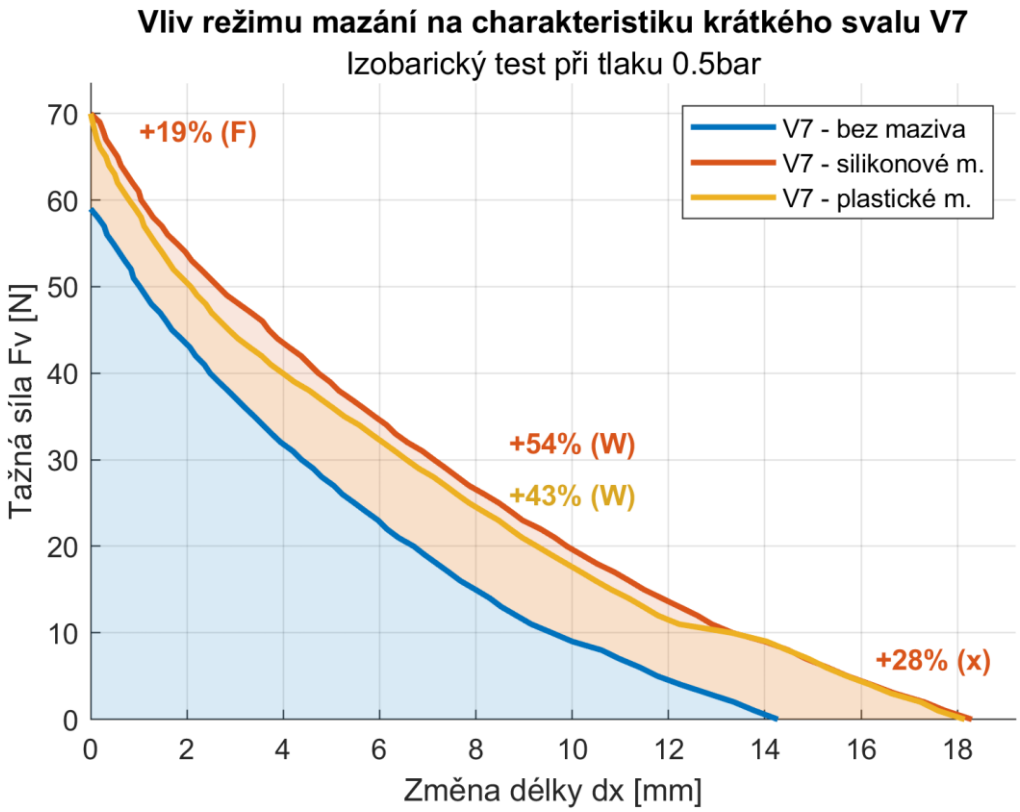
Obrázek 24 - Vliv typu mazání na charakteristiku krátkého svalu V2

V Obrázku 24 si můžeme všimnout skokového poklesu při režimu mazání plastickým mazivem. Pokles byl zapříčiněn nejspíše nízkým počtem vláken a sníženým koeficientem tření, který umožnil nekontrolovatelný prokluz vláken po membráně s následnou nekontrolovatelnou expanzí membrány viz. Obrázek 25. Sval po skokovém poklesu nadále fungoval, akorát v poškozeném režimu.



Obrázek 25 – Poškození plasticky mazaného svalu V2

Z Obrázku 26 je patrné, že režim mazání má veliký vliv na izobarickou silovou charakteristiku svalu V7. Při namazání svalu byl zaznamenán veliký přírůstek vykonané práce[9] jednoho zdvihu. Mazání má pozitivní vliv na generovanou sílu a maximální stažení.



Obrázek 26 - Vliv typu mazání na charakteristiku krátkého svalu V7

[9] Vykonaná práce v grafu F(x) je plocha pod křivkou

5.6 Únavová výdrž krátkých svalů

Na měření únavové výdrže svalu byla použita navržená cyklovací stanice. Přívod vzduchu byl z kompresoru s nastaveným tlakovým regulátorem na 0,75 bar. Tlak v průběhu aktivace kolísal z důvodu dlouhé hadice mezi hodnotami 0,75 bar a 0,5 bar.

Test byl zastaven při detekci první vady s výjimkou svalu V6 a V7. Měření svalů V6 a V7 bylo pozastaveny, protože značně překročili výdrž předchozích variant viz. Tabulka 3.

Nastavení cyklu:

- ValveOpen $= 1\ s$
- ValveClosed $= 1\ s$

Varianta svalu	Počet vláken	Provedení opletu			Počet cyklů	Projev únavy svalu
		upnutí	čep	polotovar		
V1	12			3d tisk	2 263	Prasklé vlákno u čepu
V2	12			3d tisk	1 841	Prasklé vlákno u vetknutí
V3	16			3d tisk	3 238	Prasklé vlákno u vetknutí
V4	16			3d tisk	1 245	Prasklé vlákno u vetknutí
V5	16			3d tisk	52	Prasklé uchycení vlákna
V6	32			Kabelový oplet	4 866	Bez poruchy
V7	32			Kabelový oplet	6 350	Bez poruchy

Tabulka 3 – Únavová výdrž konstrukčních variant svalů

6 DISKUZE

Všechny navržené varianty svalů mají očekávaný průběh silových charakteristik, který vyplynul z Rovnice 11 pro izobarický test o tlaku 0,5 bar se známým břemenem. Hodnoty sil jsou různé pro jednotlivé varianty viz. grafy na Obrázku 16–26.

6.1 Vliv režimu mazání na charakteristiku svalu

U konstrukce V2 došlo ke znatelnému zvýšení vykonané práce při jednom zdvihu na měřícím zařízení. Při režimu silikonového maziva došlo k nárustu práce až o 16 % vůči svalu bez maziva. Z testování konstrukční varianty V2 se dá vyvodit, že není vhodné mazat svaly s nízkým počtem vláken, protože může dojít k prokluzu vlákna a následnému poškození svalu viz. Obrázek 25.

Konstrukce V7 má mnohem více vláken než konstrukce V2 a při testování tak nedošlo k odhalení negativního jevu. S režimem mazání plastickým i silikonovým došlo ke značnému navýšení vykonané práce, a to až o 54 % při režimu mazání silikonovým mazivem. Generovaná síla zaznamenala značný nárůst a to o 19 %, taky maximální zdvih zaznamenal značný nárůst a to o 28 % viz. Obrázek 26.

6.2 Únavová výdrž krátkých svalů

Únavová výdrž je v praxi velmi důležitá hodnota, poněvadž nám říká, jak dlouho sval vydrží fungovat bez poruchy. Na únavovou výdrž jsem testoval pouze krátké svaly. Testování bylo zastaveno vždy ve chvíli, kdy byli na svalu detekovány první únavové projevy, které jsou zaznamenané v Tabulce 3. Všechny svaly byli po ukončení testování provozuschopné.

Porovnáním počtu cyklů do vady pro svaly V2, V3 a V6 je zřejmé, že zvýšením počtu vláken se dá očekávat vyšší počet cyklů do poruchy. Při porovnání variant V3 a V4 je zřejmé, že zvětšení výšky hladiny vnitřních a vnějších vláken negativně ovlivňuje počet cyklů do poruchy. Nejlepší výdrž prokázaly varianty V6 a V7, kterých testy byli pozastaveny, protože dosáhli výrazně vyššího počtu cyklů než ostatní svaly. Takto vysokých hodnot dosahují nejspíše, protože nemají velké koncentrátory napětí a mají hodně malých vláken, které lépe rozloží zatížení. Nejhorší konstrukce byla V5, která selhala velmi brzo v místě uchycení vláken, kde se nacházel velký koncentrátor napětí.

Životnost svalů V6 a V7 bude někde v rozmezí 18 000 cyklů do 120 000 000 cyklů [17]. Vzhledem k nízkému vstupnímu tlaku očekávám u těchto svalů vysoký počet cyklů.

6.3 Měřící aparatura

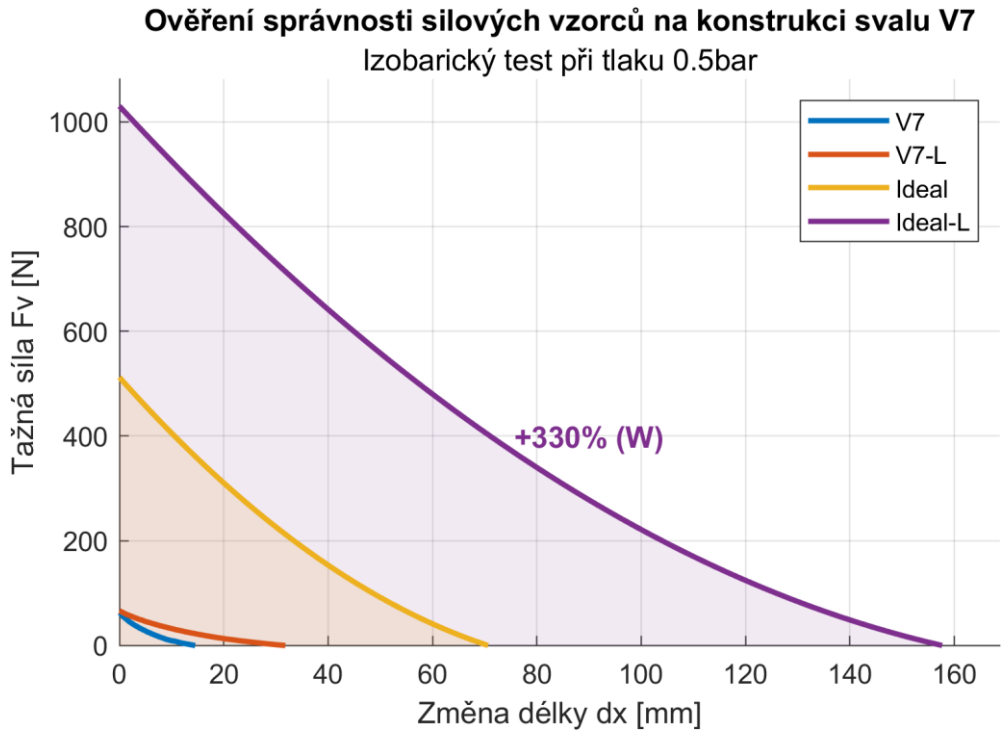
Měřící aparaturu tvoří měřící stanice a cyklovací stanice, které jsem postavil pro účel éto práce.

Měřící stanice fungovala, jak měla až na výpis dat na SD kartu. Data byla nejspíše znehodnoceny šumem u nevhodně vedených datových kabelů. Datový výpis byl tím pádem velmi nespolehlivým. Přenos dat jsem vyřešil výpisem dat na sériový port Arduina a připojením počítače přes USB. Při měření byla jedna exploze svalu, kterou zastavilo robustní krytování stroje.

Cyklovací stanice fungovala dostatečně, ale ne v plném rozsahu. Váhový senzor, který jsem pro stanici zvolil nebyl dostatečně senzitivní. Nepřesnost měření jsem zaznamenal zhruba 100 g, což je naprosto neakceptovatelné při běžných hodnotách břemene 50–250 g. ToF senzor pro měření vzdálenosti jsem byl nucen odpojit, protože nejspíše rušil datový tok na I2C sběrnici a tím rušil displej.

6.4 Ověření odvozených vzorců

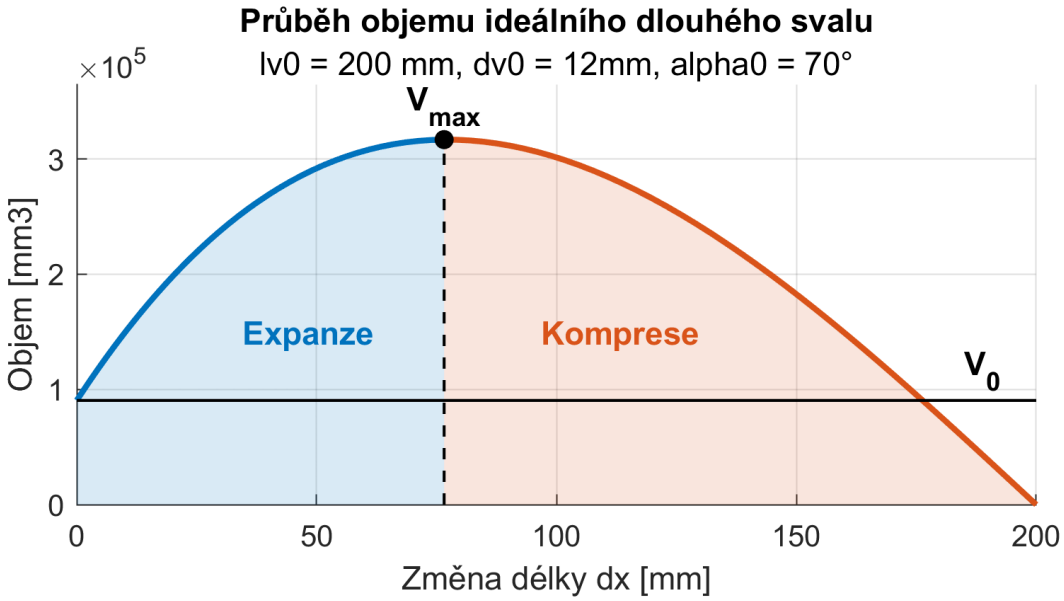
Pro ověření silových vzorců byl vykreslen graf na Obrázku 27. Graf dává do souvislosti charakteristiku reálných svalů typu V7 a V7-L a charakteristiky odpovídajících ideálních svalů ze silových rovnic z kapitoly 4.1.



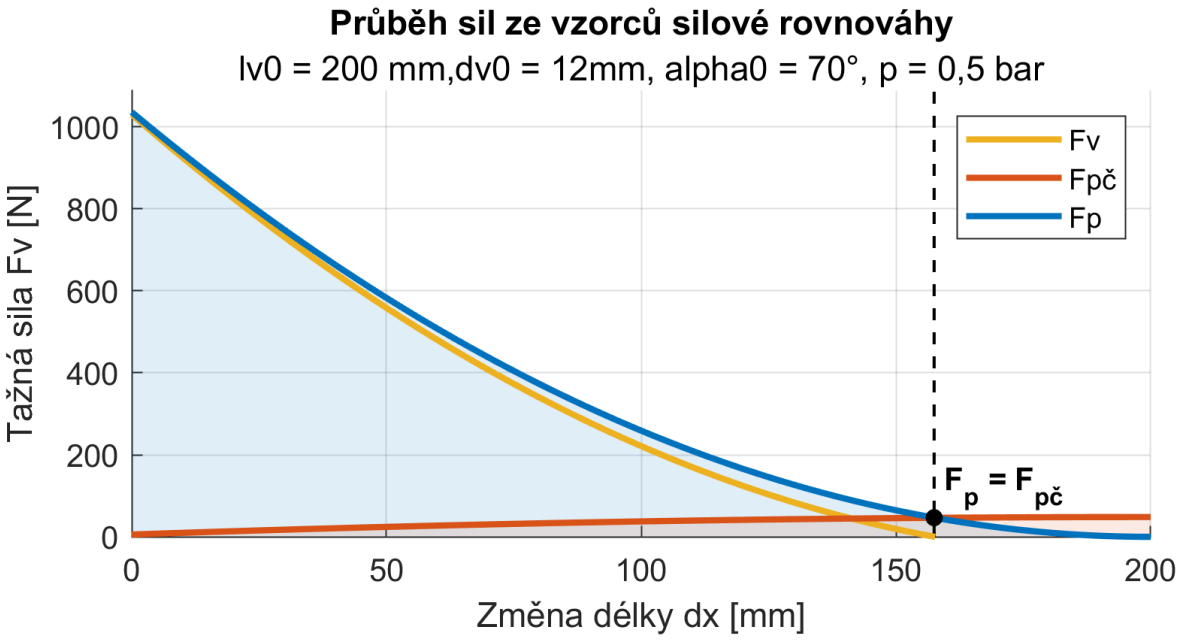
Obrázek 27 - Ověření správnosti silových vzorců na konstrukci svalu V7

Z průběhu lze vyvodit, že rovnice nejsou platné, poněvadž zvětšením ideálního svalu ze 100 mm na 200 mm, tedy zdvojnásobením délky vzroste plocha pod křivkou dlouhého svalu více než čtyřikrát. Plocha pod křivkou odpovídá vykonané práci, která by měla růst zhruba stejně jako prodloužení svalu viz. reálné charakteristiky svalů na Obrázku 18–21.

Dalším důvodem, proč nemůžou být vzorce platné jsou ukázky průběhů objemu svalu v závislosti na jeho délce viz. Obrázek 28 a ukázka rovnováhy plošných sil viz. Obrázek 29. Kdy z objemové závislosti plyne, že při stažení 77 mm už nemůže plyn generovat práci, protože změna objemu se limitně blíží k nule. Při dosažení tohoto kritického bodu bychom ve stažení mohli pokračovat pouze snižováním pracovního tlaku pod okolní tlak.



Obrázek 28 - Průběh objemu ideálního dlouhého svalu



Obrázek 29 - Průběh sil ze vzorců silové rovnováhy

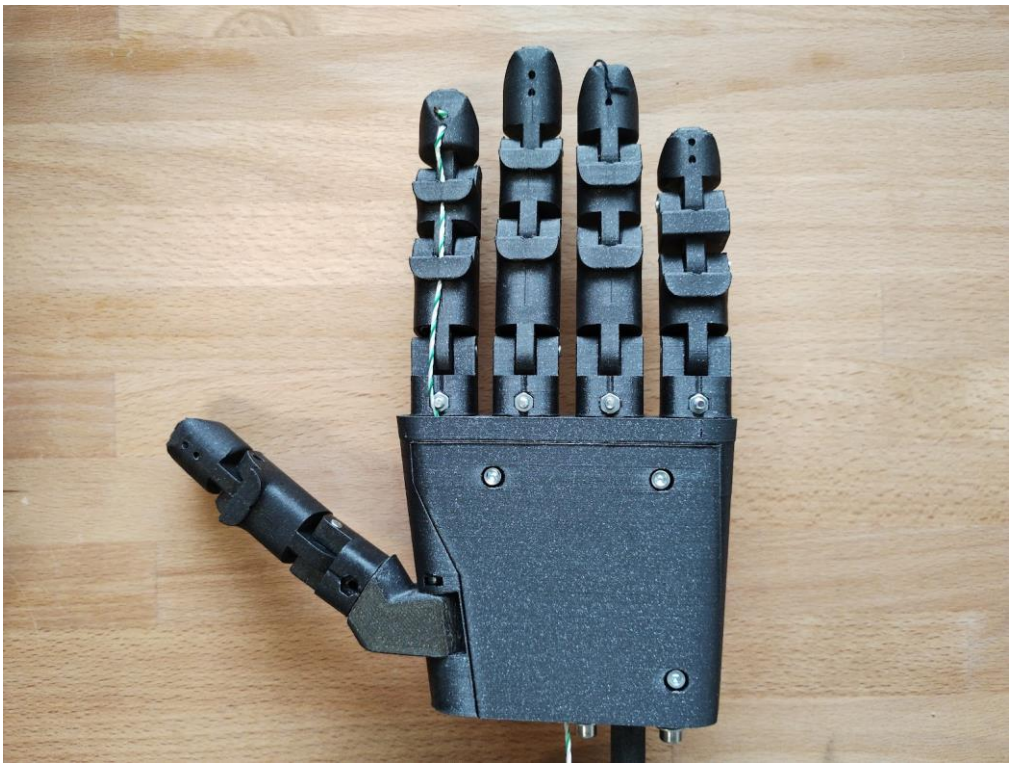
Z objemové charakteristiky svalu na Obrázku 28 plyne, že paralelním zapojením minimálně dvou svalů s rozdílnou objemovou charakteristikou by mělo být možné zvýšit stažení ideálního svalu velmi blízko ke 100 %. Minimum dvou ideálních svalů s jinou charakteristikou je potřeba, aby svaly byli schopny přechodu kritického bodu, protože v kritickém bodě generují nulovou sílu v konfiguraci přetlakové i podtlakové.

Z neplatnosti silových rovnic kapitoly 4.1 plyne i neplatnost odvozených silových rovnic, konkrétně Rovnice 16–19 a Rovnice 20.

6.5 Vhodnost navržených svalů pro humanoidní ruku

Všechny navrhované varianty svalů by měli být použitelné pro šlachové humanoidní ruce. Pro šlachově ovládanou humanoidní ruku studentského týmu Pneumotion se z navržených svalů hodí pouze varianty v dlouhém provedení o nominální délce 200 mm, kvůli požadovanému stažení alespoň 20 mm. Ukázka humanoidní ruky studentského týmu Pneumotion je na Obrázku 30.

Nejlepší mi přijde vyrobit nový sval typu V7 o nominální délce 120 mm, který bude operovat v mazaném režimu s plastickým mazivem. Konstrukci volím typu V7, protože má nejmenší počet dílů a nejlépe se montuje, zároveň patří mezi favority u krátkých konstrukcí viz. Obrázek 16. Konstrukci by bylo vhodné opatřit ochranou membránou. Ochranná membrána by chránila mazivo před nečistotami a zároveň držela mazivo na správném místě.



Obrázek 30 - Šlachově ovládaná humanoidní ruka studentského týmu Pneumotion

7 ZÁVĚR

Práce se zaobírá návrhem a experimentální analýzou pneumatických svalů. Zkoumá vliv konstrukčních prvků a režimu mazání na výslednou silovou charakteristiku. Porovnávací kritérium pro konstrukční varianty je izobarický test svalu, který je vhodný díky své jednoduchosti a dobré opakovatelnosti.

Zvolený typ konstrukce je McKibben. Konstrukce McKibben umožňuje zabudování svalů do předloktí šlachově ovládané humanoidní ruky studentského týmu Pneumotion. Nejhodnější navržená varianta svalu pro použití v humanoidní ruce je konstrukce V7 o délce 120 mm operující s plastickým mazivem. Konstrukce V7 prokázala nejvyšší počet cyklů při únavové zkoušce a z pohledu izobarické silové charakteristiky patří mezi favority krátkých konstrukcí.

Součástí práce je silový rozbor a díky němu vzniklé silové vzorce. Silové vzorce jsou založeny na silové rovnováze válcové plochy a čelní plochy válce. Vzorce nejsou platné viz. kapitola 6.6. Důvod jejich neplatnosti je fakt, že změna objem přejde v zápornou dříve než přírůstek od tlakových sil. To znamená, že by pracovní médium uvnitř svalu muselo expandovat při zmenšujícím objemu, což není fyzikálně možné. Vhodnější přístup k získání generované síly je koncept virtuální práce, která je použita v práci [18] a [19].

V rámci práce vznikly dvě testovací stanice. Jedna byla měřící stanice, sloužící k měření izobarických silových charakteristik svalů. Druhá stanice sloužila k ověření robustnosti konstrukce svalů v podobě cyklovací stanice.

Zkoumané konstrukční prvky při experimentální analýze byl vliv počtu vláken, vliv délky svalu, vliv uchycení vláken, vliv provedení a vliv upnutí čepu nůžkového mechanismu na silovou charakteristiku svalu. Nejlepší provedení čepu bylo pletené a nejhorší s čepem oddělujícím hladiny vnitřních a vnějších vláken. Nejlepší úchyt vláken se jeví přímé vetknutí. Vliv zvětšení délky byl příznivý na charakteristiku. Vyšší počet vláken byl příznivý pro krátké konstrukce, ale při dlouhých konstrukcích byl optimálnější spíše střední počet vláken.

Další zkoumané problémy jsou problémy spojené s třením a výdrží svalu. Tření je při konstrukci svalu typu McKibben nezanedbatelné a je vhodné svaly mazat. Práce zkoumá vliv maziv jen okrajově a bylo by vhodné prohloubit znalost v problematice mazání McKibben svalů. Mazáním by pravděpodobně došlo k prodloužení životnosti svalů a dosáhnutí vyšší spolehlivosti, která je pro aplikaci v průmyslové automatizaci a robotizaci klíčová.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] DAERDEN, Frank a Dirk LEFEBER. Pneumatic Artificial Muscles: actuators for robotics and automation: actuators for robotics and automation. *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering*. 2002/03/01, **47**, -.

[2] MARCINČIN, J. a A. PALKO. Negative Pressure Artificial Muscle—An Unconventional Drive of Robotic and Handling Systems. *Transactions of the University of Košice*. **Slovakia, 1993**, 350-354.

[3] TAKOSOGLU, Jakub Emanuel, Pawel Andrzej LASKI, Slawomir BLASIAK, Gabriel BRACHA a Dawid PIETRALA. Determining the Static Characteristics of Pneumatic Muscles. *Measurement and Control*. SAGE Publications, 2016/03/01, **49**(2), 62-71. ISSN 0020-2940. Dostupné z: doi:10.1177/0020294016629176

[4] GAYLORD, Richard H. *Fluid actuated motor system and stroking device*. USA. US2844126A. Uděleno 1955.

[5] Fluidní svaly DMSP. *Festo* [online]. [cit. 2026-04-11]. Dostupné z: https://www.festo.com/cz/cs/p/fluidni-svaly-id_DMSP/

[6] The first autonomous, entirely soft robot. *Wiss Institute* [online]. [cit. 2026-04-11]. Dostupné z: https://wyss.harvard.edu/news/the-first-autonomous-entirely-soft-robot/

[7] LI, Shuguang, Daniel M. VOGT, Daniela RUS a Robert J. WOOD. Fluid-driven origami-inspired artificial muscles. *Proceedings of the National Academy of Sciences*. Proceedings of the National Academy of Sciences, 2017/12/12, **114**(50), 13132-13137. Dostupné z: doi:10.1073/pnas.1713450114

[8] ZHANG, Zhuang, Weicheng FAN, Genliang CHEN, Junjie LUO, Qiujie LU a Hao WANG. *A 3D Printable Origami Vacuum Pneumatic Artificial Muscle with Fast and Powerful Motion*. -. 2021/04/12, s. -554, 551 s. Dostupné z: doi:10.1109/RoboSoft51838.2021.9479194

[9] LIU, Changjiang, Bin CUI, Xumin HUANG, Xiaoyu (Rayne) ZHENG, T. Thang VO-DOAN a Ruirui QIAO. 3D Printing of Soft Robotic Systems: Advances in Fabrication Strategies and Future Trends: Advances in Fabrication Strategies and Future Trends. *Advanced Robotics Research*. John Wiley & Sons, 2025/09/08, **n/a**(n/a), e202500076. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1002/adrr.202500076

[10] WILT, Jackson K., Natalie M. LARSON a Jennifer A. LEWIS. Rotational Multimaterial 3D Printing of Soft Robotic Matter With Embedded Asymmetrical Pneumatics. *Advanced Materials*. John Wiley & Sons, 2026/02/01, **38**(9), e10141. ISSN 0935-9648. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1002/adma.202510141

[11] Tongues, tentacles and trunks: the biomechanics of movement in muscular-hydrostats. *ZOOLOGICAL Journal* [online]. 1985, **83**(4), 307-324 [cit. 2026-01-24]. Dostupné z: doi:10.1111/j.1096-3642.1985.tb01178.x

[12] BEULLENS, Theophile. *Hydraulic or pneumatic drive device*. USA. US4841845A. Uděleno 1987.

[13] *Fluid Actuator*. J. M. Yarlott. USA. US3645173A. Uděleno 1972.

[14] *Axially contractable actuator*. Guy Immega, Mirko Kukolj. USA. US4939982A. Uděleno 1990.

[15] MIRVAKILI, Seyed M. a Ian W. HUNTER. Artificial Muscles: Mechanisms, Applications, and Challenges: Mechanisms, Applications, and Challenges. *Advanced Materials*. John Wiley & Sons, 2018/02/01, **30**(6), 1704407. ISSN 0935-9648. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1002/adma.201704407

[16] FOAMs: Soft Robotic Artificial Muscles. *Wyss Institute* [online]. [cit. 2026-04-12]. Dostupné z: https://wyss.harvard.edu/technology/foams-soft-robotic-artificial-muscles/

[17] WOODS, Benjamin KS, Michael F GENTRY, Curt S KOTHERA a Norman M WERELEY. Fatigue life testing of swaged pneumatic artificial muscles as actuators for aerospace applications. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. SAGE Publications Ltd STM, 2012/02/01, **23**(3), 327-343. ISSN 1045-389X. Dostupné z: doi:10.1177/1045389X11433495

[18] SÁROSI, József a Zoltán FABULYA. New Function Approximation for the Force Generated by Fluidic Muscle. *Annals of Faculty Engineering Hunedoara – International Journal of Engineering* [online]. 2012, **10**(2), 105-110 [cit. 2026-05-21]. ISSN 1584-2665. Dostupné z: https://annals.fih.upt.ro/pdf-full/2012/ANNALS-2012-2-15.pdf

[19] SLIGHTAM, Jonathon E. a Mark L. NAGURKA. Modeling of Pneumatic Artificial Muscles with Kinetic Friction and Sliding Mode Control. *2018 American Control Conference (ACC)* [online]. Milwaukee, WI, USA: IEEE, 2018, 4500-4505 [cit. 2026-05-21]. Dostupné z: doi:10.23919/ACC.2018.8431189

[20] OBIAJULU, Steven C., Ellen T. ROCHE, Frank A. PIGULA a Conor J. WALSH. *Soft Pneumatic Artificial Muscles With Low Threshold Pressures for a Cardiac Compression Device* [online]. [cit. 2026-01-24]. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1115/DETC2013-13004

[21] Determining the Static Characteristics of Pneumatic Muscles. E. TAKOSOGLU, Jakub, Pawel A. LASKI, Slawomir BLASIAK, Gabriel BRACHA a Dawid PIETRALA. *SageJournals* [online]. 2016-03, **49**(2) [cit. 2026-04-01]. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1177/0020294016629176

[22] Krokový motor NEMA17 - 39,5 mm; 42HD4027-01. *DRÁTEK.CZ* [online]. [cit. 2026-03-21]. Dostupné z: https://dratek.cz/arduino-platforma/48392-krokovy-motor-nema17-39-5mm-42hd2037-01.html

[23] BUDYNAS, Richard G. (Richard Gordon) a J. Keith NISBETT. *Shigleyho konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně - Nakladatelství VUTIUM, 2023, xxiii, 1295 stran : ilustrace ; 26 cm. ISBN 978-80-214-5471-2.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

d_2	střední průměr závitu
d_v	průměr válcové plochy
p_s	stoupání závitu
l_{McK}	délka reálného McKibben svalu
l_p	délka přídavná
l_v	délka válcové plochy
l_{v0}	délka počáteční válcové plochy
l_{vl}	délka vlákna
l_{z0}	délka zakřivení vlivem upnutí opletu
Δl_{z0}	změna délky zakřivení vlivem upnutí opletu
Δx	změna posuvu
S_v	plocha válcové části
V_0	Počáteční objem
V_{max}	Maximální objem
α	úhel natočení vlákna
α_0	úhel počátečního natočení vlákna
α_c	úhel cíleného natočení vlákna
m_1, m_2	hmotnosti závaží 1 a 2
g	gravitační zrychlení
F_b	síla břemene
F_o	síla osová
$\overrightarrow{F_p}$	síla tlaková od válcové plochy
$\overrightarrow{F_{pč}}$	síla tlaková od plochy čela
F_T	síla měřená tenzometrem
$\overrightarrow{F_v}$	síla výsledná
$\overrightarrow{q_p}$	liniové zatížení tlakové od válcové plochy

$\overrightarrow{q_{pč}}$	liniové zatížení tlakové od plochy čela
$\overrightarrow{q_v}$	liniové zatížení od výsledné síly
p	tlak pracovního media
p_c	tlak cílený pracovního media
$M_{k,mot}$	kroutící moment motoru
M_{zv}	zvedací moment na závitu
M_{zo}	moment k ose z
W	práce
A	konstanta plošná
B	konstanta čelní plochy
f	koeficient tření
z_v	počet vinutí vlákna
$i_{s,opt}$	převodový poměr optimální
$i_{i1,3}$	kinematický převodový poměr převodovky
$i_{s1,3}$	silový převodový poměr převodovky
z_{12}, z_{22}, z_{32}	počet zubů pastorku soukolí 1, 2 a 3
z_{13}, z_{23}, z_{33}	počet zubů kola soukolí 1, 2 a 3
$\eta_{s1}, \eta_{s2}, \eta_{s3}$	Předpokládaná účinnost převodu 1, 2 a 3
k_{ot}	počet kroků na jedno otočení
Δk_{krok}	změna počet kroků motoru
R	odpor tenzometru
f_1, f_2	odezva HX711 modulu na vstup 1 a 2
y	lineárně závislá hodnota
x	lineárně proměnná hodnota
a	konstanta lineární proměnné
b	konstanta posunu lineárně závislé hodnota

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obrázek 1 - Octobot – první autonomní robot s vytištěnými svaly, převzato z [6] 14

Obrázek 2 – McKibben sval firmy FESTO typu DMSP, převzato z [5] 15

Obrázek 3 – Podtlakový chapadlový manipulátor využívající podtlakové FOAM svaly, převzato z [16] 16

Obrázek 4 - Popis částí McKibbenova svalu 19

Obrázek 5 - McKibben sval v nestaženém stavu (vlevo) a ve staženém stavu (vpravo) ... 20

Obrázek 6 - Rozvinutá válcová část membrány (vlevo) a zjednodušení na jedno vlákno (vpravo) 20

Obrázek 7 – Vykreslení závislosti síly *Fv* z Rovnice 11 pro různé počáteční úhly 23

Obrázek 8 – Ideální McKibben sval v počátečními rozměry 23

Obrázek 9 - Vykreslení závislosti tlaku *p* z Rovnice 12 pro různé úhly 24

Obrázek 10 - Sedm konstrukčních variant krátkých svalů 26

Obrázek 11 - Měřící stanice 28

Obrázek 12 - Zapojení elektroniky měřící stanice 31

Obrázek 13 - Ovládací panel měřící stanice 32

Obrázek 14 - Cyklovací stanice 33

Obrázek 15 – Ovládací panel cyklovací stanice 34

Obrázek 16 - Silové charakteristiky dlouhých konstrukcí svalu 35

Obrázek 17 - Silové charakteristiky dlouhých konstrukcí svalu 36

Obrázek 18 - Porovnání charakteristiky dlouhé a krátké konstrukce svalu V1 37

Obrázek 19 - Porovnání charakteristiky dlouhé a krátké konstrukce svalu V3(8) 37

Obrázek 20 - Porovnání charakteristiky dlouhé a krátké konstrukce svalu V4 38

Obrázek 21 - Porovnání charakteristiky dlouhé a krátké konstrukce svalu V7 38

Obrázek 22 - Vliv počtu vláken na charakteristiku krátkého svalu 39

Obrázek 23 - Vliv počtu vláken na charakteristiku dlouhého svalu 39

Obrázek 24 - Vliv typu mazání na charakteristiku krátkého svalu V2 40

Obrázek 25 – Poškození plasticky mazaného svalu V2 41

Obrázek 26 - Vliv typu mazání na charakteristiku krátkého svalu V7 41

Obrázek 27 - Ověření správnosti silových vzorců na konstrukci svalu V7 44

Obrázek 28 - Průběh objemu ideálního dlouhého svalu 45
Obrázek 29 - Průběh sil ze vzorců silové rovnováhy 45
Obrázek 30 - Šlachově ovládaná humanoidní ruka studentského týmu Pneumotion 46

11 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Sedm navržených variant McKibben svalů 27

Tabulka 2 - Parametry ozubeného převodu měřící stanice 29

Tabulka 3 – Únavová výdrž konstrukčních variant svalů 42