



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**ZVÝŠENÍ DOJEZDU VOZIDLA S ALTERNATIVNÍM
POHONEM**

INCREASING THE RANGE OF A VEHICLE WITH ALTERNATIVE PROPULSION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Dryml

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Václav Navrátil

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Tomáš Dryml**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Václav Navrátil**
Akademický rok: 2020/21

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:

Zvýšení dojezdu vozidla s alternativním pohonem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V poslední době je vývoj v oblasti pohonů automobilů čím dál více zaměřen na hledání alternativ ke konvenčním motorům. Již několik let se za účelem vývoje alternativních pohonů pořádá soutěž vozidel poháněných stlačeným vzduchem – tzv. pneumobilů. Cílem jedné z disciplín je maximalizovat dojezd vozidla. Optimalizací provozních parametrů válce dojde ke snížení spotřeby vzduchu, čímž dojde ke zvýšení dojezdu a konkurenceschopnosti vozidla.

Typ práce: výzkumná

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem bakalářské práce je najít provozní parametry pneumatického válce, při kterých bude mít vozidlo největší dojezd.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- analýza pneumatického okruhu,
- výběr posuzovacího kritéria optimalizace,
- optimalizace parametrů pohonu pro nejdelší dojezd,
- porovnání se stavem před optimalizací.

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:

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

KOPÁČEK, Jaroslav. Pneumatické mechanizmy. Díl I., Pneumatické prvky a systémy. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1998, 265 s. : obr. tabulky, grafy. ISBN 80-7078-306-0.

KOPÁČEK, Jaroslav. Pneumatické mechanizmy. Díl 2, Řízení pneumatických systémů. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1999, 88 s. : obr. tabulky, grafy. ISBN 80-7078-498-9.

ARTOBOLVSKIJ, Ivan Ivanovič a M TAYERLE. Hydraulické, pneumatické a elektrické mechanizmy: příručka pro inženýry, konstruktéry a vynálezce. 2. vyd. Praha: Bratislava: SNTL ; SVTL, 1960, 702 s. : il.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá zvýšením dojezdu vozidla s alternativním pohonem, jímž je stlačený vzduch. Nejprve je provedena analýza pneumatického okruhu, ze které následně vyplývají oblasti k úpravě. Pro zdokonalení je zvoleno nalezení vhodného pracovního tlaku a správného plnění, které je spočítáno na základě plnění konstantním tlakem a následné adiabatické expanze plynu. Z teoretického výpočtu jsou určeny dojezdy na jeden zdvih válce při různých tlacích a vybrané tlaky jsou následně experimentálně ověřeny. Z výsledků vyplývá, že nejvhodnějším nastavením byl dojezd zvýšen z 331 metrů při původním nastavení, na 616 metrů s novým nastavením.

KLÍČOVÁ SLOVA

pneumatický válec, pneumobil, stlačený vzduch, tlak

ABSTRACT

The bachelor's thesis deals with increasing the range of a vehicle with an alternative drive, which is compressed air. First, an analysis of the pneumatic circuit is performed, from which the areas to be modified result. To improve, it is chosen to find a suitable working pressure and the correct filling, which is calculated on the basis of constant pressure filling and subsequent adiabatic gas expansion. From the theoretical calculation, the runs per cylinder stroke at different pressures are determined and the selected pressures are subsequently experimentally verified. The results show that the most suitable setting increased the range from 331 meters using the original setting, to 616 meters with the new setting.

KEYWORDS

pneumatic cylinder, pneumatic, compressed air, pressure

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DRYML, Tomáš. *Zvýšení dojezdu vozidla s alternativním pohonem*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132333>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Václav Navrátil.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval především vedoucímu své bakalářské práce Ing. Václavovi Navrátilovi za odborné vedení, cenné rady a obrovskou ochotu. Dále bych rád poděkoval členům Pneumobil racing teamu, především Filipovi Jenišovi, za nápomoc s řešením problému a za cenné připomínky. V neposlední řadě poděkování také patří mé rodině, přátelům a přítelkyni, kteří mě vždy podporovali a stáli při mně po celou dobu studia.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Václava Navrátila. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Vlastnosti stlačeného vzduchu	14
2.2	Pneumatický obvod	16
2.2.1	Zdroj stlačeného vzduchu	16
2.2.2	Vedení stlačeného vzduchu	17
2.2.3	Prvky pro úpravu stlačeného vzduchu	19
2.2.4	Řídící a regulační prvky	20
2.2.5	Pneumatické motory	20
2.2.6	Rozvaděče a ovládání	21
2.3	Ztráty v obvodu	23
2.4	Soutěž a současný stav VUT pneumobilu	24
2.4.1	AVENTICS Pneumobile Competition	24
2.4.2	VUT pneumobil	25
2.4.3	Možnosti šetření vzduchu	27
3	ANALÝZA PROBLÉMŮ A CÍL PRÁCE	28
3.1	Shrnutí současného stavu poznání	28
3.2	Cíl práce	29
4	MATERIÁL A METODY	30
4.1	Teoretická část	30
4.2	Experimentální část	35
5	VÝSLEDKY	37
5.1	Teoretický výpočet	37
5.2	Experiment	39
6	DISKUZE	41
6.1	Zvýšení dojezdu vozidla	41
6.2	Návrhy na vylepšení do budoucna	43
7	ZÁVĚR	44
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	45

9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	46
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	48
11	SEZNAM TABULEK	49
12	SEZNAM PŘÍLOH	50

1 ÚVOD

V posledních letech v automobilové dopravě rezonují snahy o objevení nových nekonvenčních pohonů. Stávající spalovací motory mají na trhu svou dominantní pozici, kterou si zajisté ještě dlouhou dobu udrží. Obrovské oblibě se však začínají těšit i další alternativní pohony, jaké jsou například v elektromobilech. Zajímavou inovací nabízejí i takzvané pneumobily, což jsou vozidla poháněná stlačeným vzduchem. Závody těchto vozidel probíhají pravidelně již od roku 2008 v Maďarsku a těší se velké oblibě. Univerzitní týmy posílají na tratě své propracované monoposty závodit v několika disciplínách a VUT v Brně samozřejmě nezaostává a závodů se též pravidelně účastní.

Jedna z hlavních závodních disciplín spočívá v maximálním dojezdu pneumobilů na jednu tlakovou lahev. I když už mají konstruktéři z VUT za sebou nejen velmi úspěšný monopost, dojezd nebyl doposud vyladěn tak, aby byl potenciál postavených vozidel využit naplno. S cílem stát se šampionem pneumobilových maratonců byla vypsána práce, jejímž úkolem je analyzovat nynější stav a postupně navrhnout parametry, které následně povedou ke zvýšení dojezdu.

Samotná motivace pro tento projekt není však pouze samotné zvýšení dojezdu vozidla a s ním spojené zvýšení konkurenceschopnosti brněnského monopostu na mezinárodních závodech, ale také zefektivnění stávajícího řídicího systému a přínos nápadů na vylepšení do budoucích generací vozů.



Obrázek 1-1 Pneumobil Falcon [1]

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Vlastnosti stlačeného vzduchu

Pneumobily jsou vozidla, která jsou poháněna pneumatickými válci. Nositelem energie uvnitř pneumatického válce je právě stlačený vzduch [2]. Stlačený vzduch má mnoho pozitivních, ale i několik negativních vlastností. Mezi pozitiva oproti jiným médiím patří například možnost akumulace, odolnost vůči změnám teploty, dostupnost a vysoká pracovní rychlost. Naopak za negativa lze označit nutnost úprav a odstranění nečistot, hlučnost při odfuku do okolí nebo působení menší silou [3].

Vzduch bývá v teoretických výpočtech považován za ideální plyn, proto je potřebné zmínit základní vztahy pro ideální plyny. Základní rovnicí je stavová rovnice ideálního plynu, která může mít následující tvary [4].

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (1)$$

Kde:

p	$[Pa]$	tlak plynu
V	$[m^3]$	objem plynu
m	$[kg]$	hmotnost plynu
r	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná plynová konstanta
T	$[K]$	termodynamická teplota plynu

$$p \cdot v = r \cdot T \quad (2)$$

Kde:

v	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	měrný objem plynu
-----	-----------------------	-------------------

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (3)$$

Kde:

n	$[mol]$	látkové množství
R	$[J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}]$	molární plynová konstanta

Při teoretických úvahách mohou být skutečné procesy plynů nahrazeny vhodnými modelovými procesy, které označujeme jako vratné termodynamické děje. Mezi tyto děje řadíme děj izotermický, izobarický, izochorický, adiabatický a polytropický [4].

Prvním z vratných dějů je děj izotermický, který je realizován za konstantní teploty. Pro izotermický děj platí $dT = 0$. Izotermické děje probíhají velmi pomalu a v tepelně vodivém prostředí, aby byla zajištěna konstantní teplota velmi pomalým přívodem či odvodem tepla z okolí. Rovnice změny stavu [4]:

$$p \cdot v = konst \quad (4)$$

Druhým dějem je děj izobarický, který probíhá za konstantního tlaku. Pro izobarický děj platí $dp = 0$. Příkladem izobarického děje jsou tepelné výměníky, kde dochází k přívodu nebo odvodu tepla. Rovnice změny tvaru [4]:

$$\frac{v}{T} = konst \quad (5)$$

Třetím dějem je děj izochorický, jež probíhá za konstantního tlaku. Pro izochorický děj platí $dv = 0$. Isochorický děj nachází uplatnění při ohřevu nebo ochlazování plynu v uzavřených nádobách. Rovnice změny tvaru [4]:

$$\frac{p}{T} = konst \quad (6)$$

Čtvrtým dějem je děj adiabatický. Tento děj probíhá v tepelně izolované termodynamické soustavě, tedy zde nedochází k výměně tepla a platí $dq = 0$. Adiabatické děje lze uvažovat také u procesů, kde je výměna provedená velmi rychle a výměna tepla je zanedbatelná. Rovnice změny tvaru [4]:

$$p \cdot v^{\kappa} = konst \quad (7)$$

Kde:

κ [–] Poissonova konstanta (pro vzduch $\kappa = 1,41$)

Posledním dějem je děj polytropický. Tento děj se pohybuje v rozmezí dějů izotermického a adiabatického a využívá se pro lepší modelování oblasti mezi těmito dvěma. Zavádíme zde tzv. koeficient polytropy n , který pro technickou polytropu leží v intervalu $1 \leq n \leq \kappa$. Rovnice tvaru změny [4]:

$$p \cdot v^n = konst \quad (8)$$

Kde:

n [–] koeficient polytropy

2.2 Pneumatický obvod

Základní myšlenkou pneumatiky je přeměna energie stlačeného vzduchu na mechanickou energii a následný mechanický pohyb. Aby však tato energie mohla být přeměněna, musí být nejprve vzduch stlačen, poté akumulován a následně dopraven do místa, kde bude patřičně využit. Celý tento proces je realizován pomocí pneumatických obvodů [2].

Pneumatický obvod se skládá z jednotlivých dílčích pneumatických prvků, které jsou za sebe skládány účelně tak, aby bylo dosaženo žádaných pohybů, přenosů sil nebo momentů řízení či otáček. V praxi je tedy každý obvod jiný, ale je možné říct, že každý se skládá z určitých základních prvků, jak uvádí Kopáček ve své knize [2]. Mezi tyto prvky řadíme:

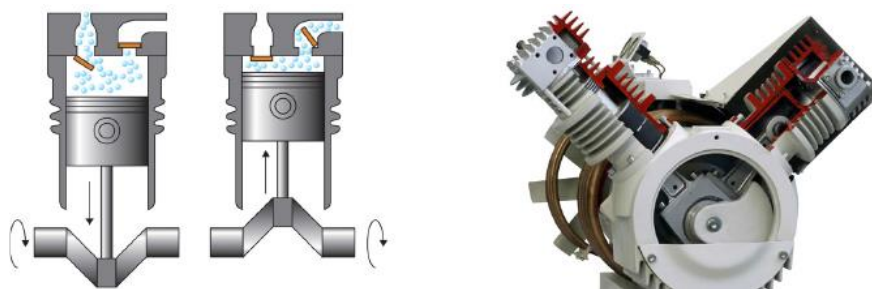
- zdroj stlačeného vzduchu
- prvky pro úpravu stlačeného vzduchu
- řídicí a regulační prvky
- motory
- příslušenství

2.2.1 Zdroj stlačeného vzduchu

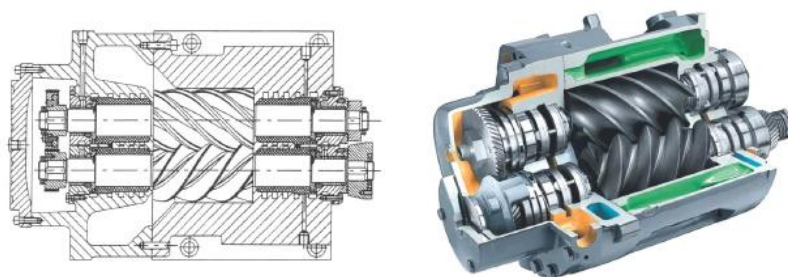
Pro výrobu stlačeného vzduchu se používají kompresory, které stlačují vzduch na požadovaný pracovní tlak. V pneumatických zařízeních se většinou využívá centrální výroba stlačeného vzduchu, odkud je následně rozváděn k jednotlivým pneumatickým prvkům. U stlačeného vzduchu je obrovskou výhodou, že ho lze skladovat a následně transportovat do míst, kde je potřeba. Uchování probíhá ve vzdušnicích nebo tlakových lahvích [3].

Kompresory se dělí na dva základní druhy dle principu činnosti, a to na kompresory objemové a turbokompresory. Objemové pracují na principu nasátí vzduchu do prostoru, který je následně uzavřen a zmenšován, čímž dojde ke kompresi. Turbokompresory naopak nasátý vzduch urychlí a jeho kinetická energie je poté v difuzoru přeměněna na tlakovou energii [3].

Základními kritérii pro volbu vhodného kompresoru jsou tlak a dodávané množství vzduchu do obvodu. Při volbě je nutné vycházet z parametrů potřebných pro činnost pneumatického zařízení. Turbokompresory jsou vhodné zejména pro velká dodávaná množství vzduchu. Z kategorie objemových se používají pístové, šroubové a lamelové kompresory. Pístové jsou schopny dosáhnout velké škály tlaků, tj. od 100 kPa až do několika tisíc kPa, avšak při stlačování na vyšší tlaky je potřeba vícestupňová komprese [3]. V dnešní době jsou nejvíce využívány spíše šroubové a lamelové, jež nabízí bezrázovou dodávku vzduchu [2].



Obrázek 2-1 Schéma a princip pístového kompresoru [5]



Obrázek 2-2 Schéma a princip šroubového kompresoru [5]

2.2.2 Vedení stlačeného vzduchu

Stlačený vzduch se z kompresoru přivádí ke spotřebičům rozvodnou sítí. Potrubí rozvodné sítě je nutné zvolit tak, aby tlaková ztráta mezi vzdušníkem a spotřebiči byla co nejmenší. Například firma Festo ve svých materiálech [3] uvádí, že by neměla přesáhnout cca 10 kPa. Obecně lze říci, že čím má být menší tlaková ztráta potrubí, tím musí být větší průměr trubek rozvodné sítě [6]. V dimenzování a výběru správných průměrů trubek tak hraje roli několik různých faktorů. Konstruktor by měl brát v úvahu průtok vzduchu, délku potrubí, zohlednit přípustné tlakové ztráty, provozní tlak a počet míst se škrcením. Kromě samotného dimenzování je také důležité umístění sítě. Měl by být kladen důraz na to, aby byl snadný přístup pro kontrolu těsnosti, neboť již malé netěsnosti mohou napáchat znatelné ztráty. [6]

Při volbě materiálu potrubí je k dispozici hned několik možností. Běžně lze používat měď, mosaz, nerez ocel, ocelové trubky černé či pozinkované nebo umělé hmoty. Hlavními požadavky jsou především odolnost proti korozi a nízká cena. U svařovaných spojů je výhodou dobrá těsnost, ale nevýhodou je potřeba následného ošetření okují, což představuje operaci navíc. Spojování šroubením u ocelových pozinkovaných trubek zase potíže vznikají netěsnostmi v místě spoje. V dnešní době se asi největší oblibě těší hadice z umělých hmot, které nabízejí jednoduché a rychlé spojování a nízkou pořizovací cenu. Jedná se především o polyetylen a polyamid. Další zajímavou možností jsou gumové hadice, které umožňují určitou pohyblivost potrubí v místech, kde by vlivem zvýšeného mechanického namáhání umělé hmoty neobstály [3].



Obrázek 2-3 Gumová hadice pro vedení stlačeného vzduchu [7]

Při výpočtu potrubí se pro daný průtok vzduchu Q a zvolenou rychlost stlačeného vzduchu vypočte vnitřní průměr (světlost) potrubí d . Následně je potřebná kontrola průměru potrubí na přípustnou tlakovou ztrátu. V tomto výpočtu se vychází z Weibachova vzorce [2].

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \rho \quad (9)$$

Kde:

Δp	[Pa]	tlaková ztráta
λ	[–]	součinitel tření
l	[m]	délka potrubí
d	[m]	vnitřní průměr potrubí
w	[m · s ⁻¹]	rychlost vzduchu v potrubí
ρ	[kg · m ⁻³]	hustota vzduchu

Pro volbu součinitele tření λ existuje mnoho výpočtových vztahů, které vyjadřují jeho závislost na Reynoldsově číslu. Reynoldsovo číslo udává, jaké má proudění vzduchu v trubici charakter. Obecně se rozlišuje proudění laminární a turbulentní. Mezní hodnota pro rozdělení je 2320. Pokud je hodnota Reynoldsova čísla $Re > 2320$, pak se jedná o proudění turbulentní. Při hodnotě $Re < 2320$ je proudění laminární. Reynoldsovo číslo závisí na rychlosti vzduchu, délce potrubí a průměru potrubí [2].

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (10)$$

Kde:

Re	[–]	Reynoldsovo číslo
ν	[m · s ⁻²]	viskozita vzduchu

Součinitel tření pro plastové hadice se vypočítá dle vzorce [2]

$$\lambda = 1,15 \cdot \frac{0,288}{Re^{0,226}} \quad (11)$$

2.2.3 Prvky pro úpravu stlačeného vzduchu

V praxi je ve valné většině případů kladen velký důraz na kvalitu tlakového vzduchu, neboť případné nečistoty, zbytky rzi či oleje a vlhkosti by mohly napáchat nemalé škody v pneumatickém zařízení, ba dokonce zničit jednotlivé prvky [3]. Z tohoto důvodu je zařazen mezi zdroj stlačeného vzduchu a zařízení ještě jednotka pro úpravu vzduchu. Tato jednotka bývá složena z čističe vzduchu, redukčního ventilu a rozprašovače oleje. Úkolem vzduchových čističů je odstranit z proudícího vzduchu nežádoucí nečistoty a zkondenzovanou vodu, jež mohla být nasáta kompresorem z okolí. Takto zachycené nečistoty a kondenzáty jsou následně uchovávány v nádobce čističe, která musí být jednou za čas vypuštěna. Poté, co vzduch projde čistící kůrou, pokračuje do redukčního ventilu, kde dochází k poklesu a zároveň vyrovnaní tlaku. Z redukčního ventilu tedy vystupuje konstantní tlak, jehož hodnotu lze regulovat stavěcím šroubem [3]. Úkolem rozprašovače oleje, jakožto posledního zařízení v jednotce, je dodávat do tlakového vzduchu mazivo v podobě rozptýleného oleje. Díky mazivu se zmenšuje opotřebení pohyblivých částí, snižuje se tření a zároveň chrání před korozí. Nároky na čistotu vzduchu se také liší prostředím, ve kterém je zařízení provozováno. Jedná-li se například o prostředí v potravinářském či chemickém průmyslu, jsou nároky vyšší a vyžadují se jemnější vzduchové čističe [3].



Obrázek 2-4 Redukční ventil FESTO [8]

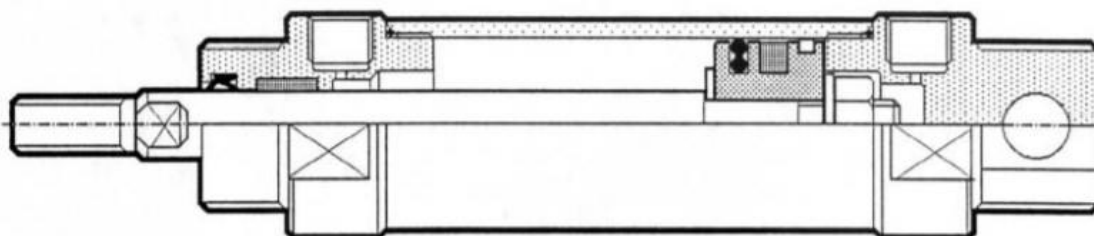
2.2.4 Řídící a regulační prvky

Stlačený vzduch pracuje s velkými průtokovými rychlostmi a může také vyvinout velkou sílu způsobenou tlakem média do pístu. Proto je nezbytné, aby bylo možné kontrolovat, kam vzduch může proudit a případně jak rychle či s jakým tlakem. K této kontrole slouží právě řídicí a regulační prvky. Řídících a regulačních prvků nabízí různí výrobci nepřehledné množství. Aby se v prvcích bylo možné vyznat, dělí se podle funkce na prvky pro hrazení průtoku, pro řízení průtoku a pro řízení tlaku [2]. Prvky pro hrazení jsou označovány jako rozvaděče a pro řízení průtoku a tlaku jako ventily. Rozvaděčům bude podrobněji věnována kapitola 2.2.6. Vedle těchto základních kategorií samozřejmě existuje velké množství prvků se svým specifickým využitím [2].

2.2.5 Pneumatické motory

Pneumatické motory jsou pracovní prvky pneumatických obvodů, neboť právě zde dochází k transformaci energie stlačeného vzduchu na mechanickou energii přímočarého nebo rotačního pohybu. Pneumotory pracují na několika principech, obecně se dělí na motory přímočaré a rotační, jež lze dále dělit podle konstrukce [3].

Vzhledem ke konstrukci pneumobilu je pozornost věnována pouze přímočarým pneumotorům. V mnoha ohledech mohou být shodné s hydraulickými válci, a to včetně konstrukce. Oproti hydraulickým však nabízejí některé nesporné výhody. Vypíchnout by se mohla jednoduchost konstrukce, technologická nenáročnost na výrobu, možnost dosažení velkých zdvihových rychlostí, a také schopnost pracovat i v náročných prostředích. Nevýhodou oproti hydraulickým je naopak náročnější regulace rychlosti a obtížné řízení velikosti zdvihu. Přímocíčné pneumotory se vyrábí v rozmanitých konstrukčních řešeních [2].



Obrázek 2-5 Schéma dvojčinného pneumatického motoru s jednostrannou pístnicí [6]

Přímočaré pneumatické motory

Přímočaré pneumatické motory mají širokou škálu využití a vyrábí se ve velkém množství konstrukčních provedení. Pro využití na pneumobilu je zásadní konstrukce dvojčinného přímočarého motoru. U těchto motorů je síla vyvozována tlakovým působením vzduchu na píst v obou směrech, tj. jak při směru dopředném, tak zpětném. Tato konstrukce je výhodná z důvodu, že píst vykonává pracovní činnost při obou pohybech [3]. Hlavní části tohoto motoru tvoří válec, píst a pístní tyč, která bývá mnohdy zajištěna proti otáčení nekruhovým tvarem [2].

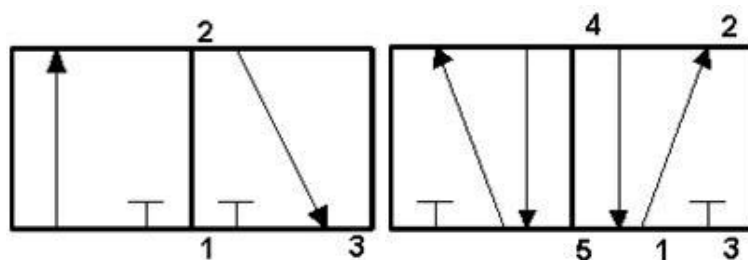


Obrázek 2-6 Pneumatický motor AVENTICS PRA [9]

2.2.6 Rozvaděče a ovládání

Rozvaděče jsou spolu s ventily zařízení zajišťující řízení a regulaci tlaků či průchod dodávaného média. Rozvaděče ovládají směr průtoku vzduchu ke spotřebičům, jimiž bývají zpravidla pneumotory. Ovládání probíhá na základě vnějšího signálu, který může mít různý původ - např. mechanický, pneumatický či elektrický [3].

Základní rozdělení rozvaděčů lze provést podle počtu cest na dvoucestné, třícestné, čtyřcestné a pěticestné. Další dělení je pak podle počtu poloh, tj. funkčních stavů na dvoupolohové, třípolohové a čtyřpolohové. Pro znázornění rozvaděčů ve schématech se používají normalizované značky viz obrázek 2-6. Normalizované značky však neříkají nic o vlastní konstrukci prvku [2].



Obrázek 2-7 Schématická značka rozvaděče 3/2 (vlevo) a rozvaděče 5/2 (vpravo) [10]

Dosažení funkčních stavů rozvaděče je možné buď trvale působícím signálem, krátkodobě působícím nebo proporcionálním signálem. V prvním případě je funkce dosažena po dobu, po kterou je rozvaděč vystaven působení signálu. Po jeho odeznění funkční stav zaniká a zpětný pohyb je realizován ručně nebo pružinou. Při krátkodobém signálu je přestavení do funkční polohy realizováno díky krátkému impulsu, přičemž rozvaděč v této poloze zůstává a návrat do původní polohy je možný až dalším krátkodobým impulsem. U proporcionálně řízeného rozvaděče lze určit polohu šoupátka v plynulém rozmezí celého zdvihu a děje se tak zpravidla díky elektromagnetickému řízení [2].



Obrázek 2-8 Elektromagneticky ovládaný rozvaděč vzduchu 5/2 [11]

Ovládání může být realizováno různými způsoby. Mezi ruční ovládání se řadí pedály, páky a tlačítka, mezi mechanické pak zase pružiny a kladky. Dále můžeme mít elektrické ovládání, kam patří elektromagnety s cívkami, a také pneumatické ovládání tlakem [2]. U pneumatického ovládání je možné ovládat přímo, ale i nepřímo, což s sebou může často přinést benefity v podobě poměrně přesného ovládání okruhu s velkými tlaky řídicím obvodem pracujícím s malým tlakem. Krom toho existují i kombinace již zmíněných metod ovládání [3]. U rozvaděčů je také důležité vědět, zda se jedná o stabilní, či nestabilní rozvaděč. Stabilní mají zajištěný návrat do původní polohy například pružinou, výchozí poloha je tedy vždy známá. U nestabilních tomu tak bohužel není a počáteční poloha se odvíjí od koncové z posledního oběhu [3].

2.3 Ztráty v obvodu

Při vedení stlačeného vzduchu potrubím je vždy na výstupu nižší tlak než na vstupu do potrubí. Tento tlakový pokles se nazývá diferenční tlak, případně tlakový spád. Velikost rozdílu tlaků závisí na vstupním tlaku, protékajícím objemu vzduchu a na odporech proudění. Na rozdíl od elektrotechniky, kde je odpor vyjádřen v Ohmech, v pneumatice neexistuje jednotka odporu proudění [6]. Obecně lze pozorovat mnoho podobností právě se zmíněnou elektrotechnikou, neboť napětí lze přirovnat k tlaku vzduchu a elektrický proud zase k průtoku vzduchu za jednotku času [2]. Odpor v pneumatických obvodech vzniká třením proudu ve vedení a v jednotlivých prvcích. Platí zde, že čím menší bude odpor, tím menší budou následné ztráty. Problémem však je, že pevné hodnoty jsou v tomto případě pouze tlak a průtok vzduchu. Odpor svou hodnotu mění a je dán materiálem, tvarem, kvalitou povrchu a délkou kanálů. Zjednodušeně se dá konstatovat, že pokud je snaha minimalizovat odpor, je potřeba snížit na potřebné minimum délku potrubí, množství prvků a spojů a ideálně zvětšit průřez [6]. V praxi se průřez potrubí stanovuje na základě monogramů, které bývají součástí firemní literatury - např. učebnice firmy Festo [3] a SMC [6]. Další vliv na ztráty má také hmotnost řidiče a vozidla, kvalita povrchu vozovky, tření v ložiscích a mnoho dalšího. Tyto vlivy jsou však z hlediska pneumatiky neovlivnitelné.

2.4 Soutěž a současný stav VUT pneumobilu

2.4.1 AVENTICS Pneumobile Competition

První idea závodu, který je dnes známý jako AVENTICS Pneumobile Competition, vznikla již v roce 2008 v Maďarském Egeru, kde se koná dodnes. Původním záměrem zakladatelů bylo seznámit budoucí inženýry z technických univerzit s problematikou týkající se pneumatiky. Pro tento účel poskytli své produkty předchůdci firmy AVENTICS™, vlastněné společností Emerson. V dnešní době se soutěž stala velmi populární událostí, na kterou se sjíždějí technické univerzity z celé Evropy, aby poměřily schopnosti svých pneumobilů ve vypsanych disciplínách. Soutěžní disciplíny jsou celkem tři. První z nich nese název „Long distance“ a spočívá v ujetí co největší možné vzdálenosti na jednu tlakovou láhev. Druhou je „Acceleration race“, ve kterém musí vozidlo ujet daný úsek trati za co nejkratší čas. Poslední jízdní disciplínu zastává „Arcade race“ v němž je snaha závodníků prokázat svou zručnost a projet nastraženými kužely tak rychle, jak jen to je možné [12].

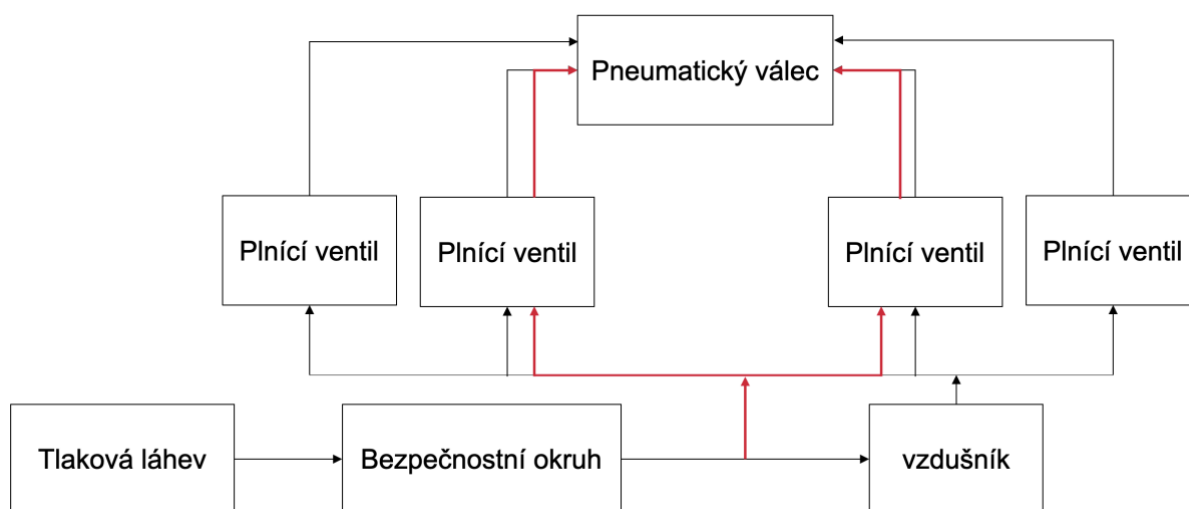


Obrázek 2-9 Brněnský pneumobil Falcon v Maďarském Egeru [12]

Při zmíněné disciplíně Long distance race měří vozidla své síly na okruhu dlouhém asi 580 metrů, přičemž musí být splněno několik pravidel. Minimální průměrná rychlost za všechna dokončená kola nesmí být nižší než 15 km/h. Během závodu je také povinné, aby alespoň třikrát došlo k výměně řidiče, a v neposlední řadě pracovní tlak v okruhu nesmí překročit 10 bar. V pravidlech je rovněž uvedeno, že do průměrné rychlosti se započítávají pouze dokončená kola. Poslední nedokončené kolo je tak možné dojet jakkoliv pomalu, aniž by došlo k porušení pravidla o minimální rychlosti [13].

2.4.2 VUT pneumobil

Brněnský Pneumobile racing team, který pracuje pod záštitou Ústavu konstruování, má na svém kontě již ne jeden úspěšný monopost. V průběhu let neustále probíhají konstrukční inovace, díky kterým je každá generace pneumobilu lepší a lepší. Od historicky prvních monopostů se tak urazila dlouhá cesta jak v oblasti designu, tak i konstrukčního zpracování a používaných materiálů. Obměnou samozřejmě postupně prochází i pneumatický obvod, jehož složení se v posledním roce značně zjednodušilo. Na obrázku 2-10 je zobrazen současný stav pneumatického obvodu monopostu Falcon, který je uveden v interních dokumentech týmu.



Obrázek 2-10 Schéma pneumatického obvodu Falconu s přepojením pro Long distance mód

Zdrojem stlačeného vzduchu u pneumobilu je tlaková láhev, kterou každý tým dostává od pořadatelů soutěže. Následuje povinný bezpečnostní okruh, který musí být umístěn na pravidly stanoveném červeném plechu. Za bezpečnostním okruhem se v obvodu nachází regulátor tlaku a vzdušník, ze kterého vzduch proudí do ventilů, které plní pneumatický válec.

Oproti minulým ročníkům byla provedena úprava pro Long distance závod, která spočívá v přímém odpojení vzdušníku z obvodu (na obrázku 2-10 vyznačeno červenou barvou). Tato úprava je v souladu s pravidly a přinesla značné zjednodušení obvodu. V minulých letech byl tento konstrukční uzel řešen pomocí pákových ventilů, jimiž se větev vzdušníku zavřela. Kvůli snížení odporu v obvodu se nakonec zvolilo přímé přepojení, čímž došlo ke snížení počtu ventilů a šroubení, ve kterých docházelo k místním ztrátám.

Systém řízení pneumatického válce, který se v současné době na Falconu používá, pracuje na následujícím principu. V displeji, který se nachází vedle volantu, si řidič může nastavit několik možností. Pro každý jízdní režim lze v jednoduchém menu určit hodnota „Filling“ a hodnota „Deadtime“. Hodnota Filling znamená v překladu plnění a určuje, do jakého procenta objemu válce bude plnění stlačeným vzduchem realizováno. Plnění lze zadat pouze v celočíselných hodnotách. Deadtime určuje čas v milisekundách, po který systém čeká od vypnutí plnění válce do dalšího sepnutí. Jedná se o pevně danou hodnotu, která musí být správně nastavená tak, aby píst stihl dojet do koncové polohy, chvíli setrvat, a následně být tlakem vzduchu rozpořehován opačným směrem. Defaultní nastavení pro Long distance, které se v předešlých letech používalo, pracovalo s tlakem 4 bar a hodnota plnění byla do 40 % objemu válce při deadtimu 1797 ms.



Obrázek 2-11 Nastavitelné prostředí řídicí jednotky Falconu

Další potřebné technické parametry pneumobilu Falcon jsou shrnuty v následující tabulce.

Tabulka 1 - Technické parametry pneumobilu Falcon

Parametr	Jednotka	Hodnota
Zdvih válce	[mm]	500
Průměr válce	[mm]	100
Průměr pístní tyče	[mm]	25
Převodový poměr 1. stupně	[-]	8,65
Převodový poměr 2. stupně	[-]	17,13

2.4.3 Možnosti šetření vzduchu

Kvůli snaze maximálního dojezdu při vytrvalostním závodu je potřeba se zaměřit na oblasti, kde lze vzduch ušetřit [3]. Mezi ně patří:

- rychlost válce
- ztráty v obvodu
- použití vhodného pracovního tlaku

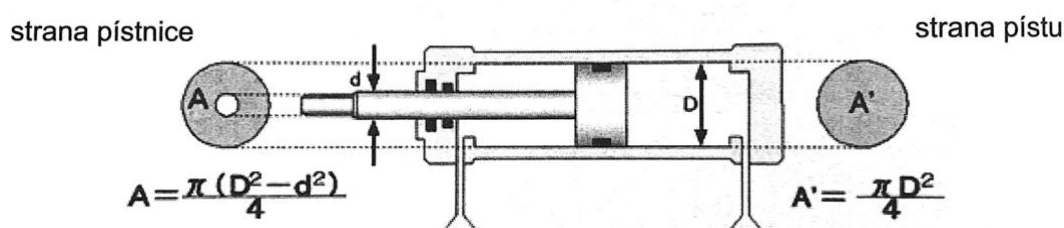
Dle doporučení bývalých konstruktérů z týmu je dobré pro Long distance zvolit těžší převodový stupeň, při kterém je rychlost válce nižší, a válec tedy za jednotku času spotřebovává menší množství vzduchu. Další oblastí jsou ztráty v obvodu, které již byly u pneumobilu Falcon řešeny a bylo použito mechanické odpojení vzdušníku dle obrázku 2-10. Poslední oblastí je nalezení správného pracovního tlaku a zvolení nejvhodnější strategie plnění pneumatického válce. Tato oblast nebyla dle získaných interních dokumentů ještě příliš prozkoumána, proto je zde tedy prostor k inovaci.

3 ANALÝZA PROBLÉMŮ A CÍL PRÁCE

3.1 Shrnutí současného stavu poznání

Ze současného stavu poznání vyplývá hned několik poznatků. Podoba pneumatického obvodu v pneumobilu se liší od běžných průmyslových pneumatických obvodů. Jako zdroj vzduchu se používá tlaková láhev, tudíž není potřeba vzduch vyrábět. Absencí kompresoru odpadá i nutnost přítomnosti prvků pro úpravu vzduchu, stlačený vzduch v lahvi již má požadovanou kvalitu. Kvůli požadavku maximálního dojezdu je nezbytná minimalizace ztrát stlačeného vzduchu. Tyto ztráty jsou ovlivněny různými faktory. Některé lze ovlivnit, jiné bohužel ne. Například případným snížením hmotnosti vozidla by se sice ztráty znatelně zmenšily, ale tento problém není předmětem pneumatiky. Jedná se spíše o konstrukční řešení, které bere v potaz hmotnost rámu, jednotlivých komponent i řidiče. Minimalizace ztrát, která je pneumaticky ovlivnitelná, spočívá ve zjednodušení obvodu, zkrácení vedení, redukci počtu pneumatických prvků, a také například zvětšení průměru hadic. Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.4, pneumatický obvod pro pneumobil je zjednodušen a pro disciplínu Long distance se používá speciální přepojení, kterým se vyřadí vzdušník. Obvod je složen z tlakové láhve, z bezpečnostního okruhu, regulátoru tlaku a ventilů, které slouží k plnění pneumatického válce. Složení pneumatického obvodu se jeví jako dobré a prozatím nebyla nalezena místa k dalšímu zlepšení. Prostor k inovaci je v určení správných pracovních tlaků válce, stupně plnění a také regulaci spínání ventilů.

Modifikací plnění a zvolením správného pracovního tlaku se dá zefektivnit vytrvalostní jízdní mód a zajistit větší využití dodávaného vzduchu. Momentální řídicí systém je nastaven na principu plnění do určitého procenta objemu válce a následnému pevně stanovenému času, po který řídicí jednotka čeká, než dojde k opětovnému sepnutí. Systém doposud nebyl nijak zpochybněn z hlediska efektivity. Proto je zde i snaha zamyslet se nad případnou inovací, která by mohla vést k hospodárnějšímu zacházení se vzduchem. U přímočarých pneumatických motorů je také důležité zohlednit i to, že objem válce se liší v oblasti před pístem a za pístem. V prostoru za pístem je totiž objem válce zmenšen o objem pístnice.



Obrázek 3-1 Rozdílná účinná plocha před pístem a za pístem [6]

3.2 Cíl práce

Výstupem práce bude výpočet a navržení vhodných pracovních tlaků a plnění pneumatického válce s následným experimentálním ověřením. Výsledky se porovnají a zhodnotí se. V případě velkých rozdílů budou potřeba další iterace teoretických výpočtů pro přiblížení k reálnému pokusu. Motivací pro hledání vhodných vstupních parametrů je zvýšení konkurenceschopnosti vozidla na mezinárodních závodech pneumobilů v Maďarsku. Dílčími cíli této práce jsou:

- analýza pneumatického okruhu
- výběr nejvýznamnějších parametrů ovlivňující dojezd vozidla
- vhodné nastavení zvolených parametrů pro teoreticky nejdelší dojezd
- porovnání se stavem před úpravou

4 MATERIÁL A METODY

4.1 Teoretická část

Pro vytrvalostní závod je velmi důležité, aby došlo k maximálnímu využití vzduchu dodávaného do pneumatického válce. Jako vstupní parametry, které budou ve výpočtu modifikovány, je zvolen pracovní tlak a plnění. Při jízdě bude docházet k plnění jen do určitého zdvihu pístu, následně dojde k uzavření plnicího ventilu a k adiabatické expanzi plynu. Aby se minimalizovalo plýtvání vzduchem, na konci adiabatické expanze byl zvolen atmosférický tlak. S tímto teoretickým předpokladem píst dojede do koncové polohy a při zpětném pohybu nebude v objemu válce žádný zbylý vzduch, který by byl bez využití vyfouknut do atmosféry. Dle diferenciální rovnice, která bude podrobně popsána v této kapitole, se vypočítá ujetá dráha na jeden zdvih válce pro různé pracovní tlaky a následně se vytipují vhodné tlaky k praktickému ověření. Pro každý tlak se bude válec plnit do jiného objemu, aby byla zachována myšlenka atmosférického tlaku na konci pohybu pístu. Po výpočtu se vyberou nejvýhodnější tlaky, které se následně experimentálně otestují na skutečném pneumobilu.

Jak již bylo zmíněno v předcházejících kapitolách, tak stávající řídicí systém spíná ventil vždy po pevně stanoveném čase od zavření plnicího ventilu. Myšlenka, se kterou bude výpočet prováděn, nepracuje s pevně danou časovou hodnotou. Aby docházelo ke spínání ve správnou chvíli, bylo by dobré řídicí jednotku nastavit podle snímače aktuální rychlosti s tím, že by válec sepnul v momentě, kdy se okamžitá rychlost vozidla dostane pod hranici námi nastavené rychlosti. Tímto by se pravděpodobně dalo ušetřit určité množství vzduchu a zároveň zamezit postupnému zrychlování/zpomalování pneumobilu spínajícím po daném čase.

Při jízdním módu válec sepne, když okamžitá rychlost vozidla klesne pod stanovenou hodnotu. Při zdvihu válec urychlí vozidlo a po dosažení své koncové polohy zůstane nehybně stát. V této poloze zůstává do doby, než se rychlost vlivem odporových sil opětovně sníží pod kritickou hodnotu. Následně opět sepne.

Prvním krokem ve výpočtu je zjištění ideálního objemu plnění, tedy takového, při kterém je potřeba uzavřít plnicí ventily. Výpočet vychází z adiabatické rovnice plynu (7). Hodnoty se dosazují v základních jednotkách a tlaky absolutní.

$$V_{1v} = V_{2v} \cdot \left(\frac{p_{atm}}{p_{1abs}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (12)$$

Kde:

V_{1v}	$[m^3]$	objem pro vypnutí plnění
V_{2v}	$[m^3]$	objem pneumatického válce
p_{atm}	$[Pa]$	atmosférický tlak
p_{1abs}	$[Pa]$	vstupní tlak v absolutní hodnotě
κ	$[-]$	Poissonova konstanta (pro vzduch $\kappa = 1,41$)

Po zjištění hodnoty objemu pro vypnutí plnění lze podělením plochou pístu získat zdvih válce, při kterém se ventil zavře.

$$x_{v,max} = \frac{V_{1v}}{S_p} \quad (13)$$

Kde:

$x_{v,max}$	$[m]$	zdvih při uzavření ventilu
V_{1v}	$[m^3]$	objem pro vypnutí plnění
S_p	$[m^2]$	plocha pístu válce

Po zjištění těchto dvou parametrů je využita jednoduchá diferenciální rovnice, díky které se získá okamžité zrychlení vozidla v čase. Hmotnost vozidla i odporová síla se považuje za konstantní.

$$m \cdot a = F_h(x) - F_o \quad (14)$$

Kde:

m	$[kg]$	hmotnost řidiče a vozidla
a	$[m \cdot s^{-2}]$	okamžité zrychlení vozidla
F_h	$[N]$	hnací síla působící na vozidlo
F_o	$[N]$	celková odporová síla na vozidlo

Diferenciální rovnice je řešena v softwaru Excel pro časový krok $t = 0,01 \text{ s}$.

Okrajové podmínky:

$$v_{0s} = 15,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 4,31 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$p_{1abs} = 3 \div 11 \text{ bar}$$

$$x_{0s} = 0 \text{ m}$$

Kde:

v_{0s}	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost, při které sepne válec
----------	--------------------	---------------------------------

x_{0s} [m] počáteční dráha, od které program počítá

Nejprve se vypočítá síla válce. Síla je vyvolána od tlaku vzduchu, který proudí ventily a působí na plochu pístu.

$$F_v(x) = p_{p1} \cdot S_p \quad (15)$$

Kde:

$F_v(x)$	[N]	síla válce
p_{p1}	[Pa]	vstupní přetlak oproti atmosférickému tlaku
S_p	[m ²]	plocha pístu

Po vydělení síly válce převodovým poměrem daného převodového stupně se získá hnací síla, která pohání pneumobil. Tato hnací síla je stejně jako síla válce závislá na zdvihu pístu a po uzavření ventilu bude klesat.

$$F_h(x) = \frac{F_v}{i_2} \quad (16)$$

Kde:

$F_h(x)$	[N]	hnací síla od válce
i_2	[–]	převodový poměr na druhém stupni

Vzhledem k tomu, že odporová síla působí na vozidlo v každém bodě stejně, musí se vždy odečíst od hnací síly, čímž se získá celková síla působící na vozidlo.

$$F_c = F_h(x) - F_o \quad (17)$$

Kde:

F_c	[N]	celková síla na vozidlo
F_o	[N]	celková odporová síla

Po vyčíslení celkové síly se již může vyčíslit okamžité zrychlení pneumobilu, a to podělením síly celkovou hmotností.

$$a = \frac{F_c}{m_c} \quad (18)$$

Integrací zrychlení se získá okamžitá rychlost.

$$v_1 = v_0 + a \cdot t \quad (19)$$

Kde:

v_1	$[m \cdot s^{-1}]$	okamžitá rychlost vozidla
v_0	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost v předchozím kroku

Následnou integrací rychlosti (též dvojitou integrací zrychlení) lze vypočítat ujetou dráhu.

$$x_{1a} = x_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (20)$$

Kde:

x_{1a}	$[m]$	aktuálně ujetá dráha
x_0	$[m]$	dráha z předchozího kroku

Závěrečným krokem výpočtu je zjištění zdvihu válce. Vychází se z hodnoty ujeté dráhy, která se dělí převodovým poměrem daného převodového poměru. Tato veličina je důležitá pro určení průběhu tlaku ve válci.

$$x_v = \frac{x_1}{i_2} \quad (21)$$

Kde:

x_v	$[m]$	zdvih pístu ve válci vozidla
x_1	$[m]$	ujetá dráha vozidla
i_2	$[-]$	převodový poměr na druhém stupni

Hodnota tlaku ve válci je závislá na zdvihu pístu. Proto pro hodnotu tlaku bylo potřeba zavést do výpočtu podmínku. Pokud se hodnota zdvihu nachází v rozmezí $0 \leq x_v \leq x_{v,max}$, pak je hodnota tlaku rovna vstupnímu přetlaku. Pokud se však nachází v rozmezí $x_{v,max} < x_v \leq 500 \text{ mm}$, musí se tlak přepočítat podle následující rovnice:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa \quad (22)$$

Kde:

p_2	$[Pa]$	tlak ve válci při expanzi
p_1	$[Pa]$	pracovní tlak ve válci před uzavřením ventilu

V_1	$[m^3]$	plnicí objem válce
V_2	$[m^3]$	okamžitý objem, ve kterém je uzavřený expandující vzduch
κ	$[-]$	Poissonova konstanta (pro vzduch $\kappa = 1,41$)

Vzorec (22) může být zjednodušen vydělením čitatele i jmenovatele plochou pístu. Po vydělení se získá zjednodušený tvar:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{x_{v,max}}{x_v} \right)^\kappa \quad (23)$$

Kde:

$x_{v,max}$	$[m]$	zdvih při uzavření ventilu
x_v	$[m]$	zdvih pístu ve válci vozidla

U výpočtu tlaku je také důležité zohlednit, zda se jedná o vysouvání, či zasouvání pístu. Při plnění do prostoru před pístem se uvažuje celá plocha pístu. Při plnění do prostoru za pístem je důležité od plochy pístu odečíst plochu pístní tyče. Principiálně se výpočet provádí stejně, jen při zasouvání je celkový objem vzduchu ve válci menší.

$$S_{p1} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (24)$$

$$S_{p2} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad (25)$$

Kde:

S_{p1}	$[m^2]$	plocha pístu při vysouvání
S_{p2}	$[m^2]$	plocha pístu při zasouvání
D	$[m]$	průměr pístu
d	$[m]$	průměr pístní tyče

Pro výpočet teoretického dojezdu a zjištění nejlepšího nastavení je také potřeba určit množství plynu, které je v tlakové láhvi a kolik množství se odebere při zdvihu válce. Jelikož základní předpoklad byl vystaven na myšlence adiabatického děje, využitím rovnice (6) se zavede nová konstanta, jež poslouží k výpočtu teoretického dojezdu.

$$p \cdot V^\kappa = konst = m_0 \quad (26)$$

Kde:

m_0	$[kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}]$	reálné množství plynu v lahvi
-------	-------------------------------	-------------------------------

Hodnota m_0 označuje reálné množství plynu, které se nachází v tlakové lahvi a které může být použito pro pohon vozidla, stejným způsobem se vypočte množství vzduchu, které se přesune z lahve do válce při jednom zdvihu válce.

$$p \cdot V^{\kappa} = konst = m_1 \quad (27)$$

Kde:

m_1 $[kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}]$ reálné množství plynu při zdvihu válce

Když je známé množství v lahvi a množství pro zdvih, lze vyjádřit, kolik by se teoreticky dalo realizovat zdvihů, než vzduch v lahvi dojde. Teoreticky by počet zdvihů měl vyjít pro všechny případy stejný.

$$n_t = \frac{m_0}{m_1} \quad (28)$$

Kde:

n_t $[-]$ teoretický počet zdvihů

Tlaky určené k teoretickému ověření budou vybrány na základě iteračního výpočtu dle výše uvedeného postupu. Pro každý tlak bude zaznamenán teoretický dojezd na jeden zdvih válce a teoretický počet zdvihů, které jsou schopné realizace.

4.2 Experimentální část

Experimentální ověření bude provedeno tak, že se z matematického modelu vytipuje několik tlaků a odečtou se potřebné časy pro spínání ventilů (deadtime). Následně se před každou jízdou na displeji nastaví parametry procenta plnění válce, deadtime a řídicí systém se uvede do režimu Long distance.

Měření bude prováděno s mechanickým odpojením vzdušníku dle obrázku 2-10 a pro plnění budou použity jen dva z celkových čtyř plnicích ventilů. Jako zdroj stlačeného vzduchu bude použita lahev o objemu 20 litrů, která bude natlakována na 200 bar. U tlakové lahve je ručičkový manometr, který ukazuje aktuální tlak v lahvi, jež bude před i po jízdě zaznamenáván.

Po nastavení všech parametrů bude vozidlo roztačeno na rychlost cca 20 km/h a jakmile začne samovolně zpomalovat vlivem odporových sil, dojde k sešlápnutí plynového pedálu a k aktivaci řídicího programu dle předem zadaného nastavení. Aktivace programu nastává v momentě, kdy se na displeji objeví aktuální rychlost 15,5 km/h (nebo mírně vyšší). Program je nastavený tak, že pro jeho chod je nutné, aby byl pedál neustále v pracovní

(dolní) pozici, v momentě uvolnění pedálu program ukončuje svůj chod. Pro každý test bude provedeno celkem 20 zdvihů pro každé nastavení. Zdvihy jsou dobře slyšitelné, proto je řidič může počítat a po dvacátém zdvihu pustí pedál a nechá bez brzdění vozidlo jet až do zastavení.

Následně bude zapsán dojezd vozidla, který se zaznamenává přímo v displeji. Od dojezdu bude posléze odečtena dráha rozjezdu, po který je pneumobil tlačén. Další hodnotou, která bude zaznamenána, je tlaková ztráta. Před každým testem bude odečten z manometru na lahvi tlak před testem a následně po testu. Kromě ručičkového manometru jsou v obvodu umístěny ještě další tlakoměry. Jsou měřeny tlaky v obvodu a vstupní pracovní tlak do válce.

V rámci experimentu bude takto provedena sada měření pro rozsah tlaků zvolených dle výpočtu.

Sledované veličiny jsou pro přehlednost zapsány do tabulky 2.

Tabulka 2 - Sledované veličiny při experimentálním ověření

Parametr	Jednotka
Dojezd pneumobilu	[m]
Tlak v lahvi před testem	[bar]
Tlak v lahvi po testu	[bar]
Tlak vstupující do válce	[bar]
Tlak v okruhu	[bar]

Měření bude probíhat na okruhu v prostorách sportovišť VUT dle obrázku 4-1.



Obrázek 4-1 Cvičný okruh v areálu VUT [14]

5 VÝSLEDKY

5.1 Teoretický výpočet

Okrajové podmínky pro výpočet diferenciální rovnice jsou uvedeny v kapitole 4.1. Přetlaky jsou voleny postupně od 2 do 10 bar, dráha je počítána od nulové hodnoty a výpočet začíná s rychlostí 15,5 km/h.

Pro teoretický výpočet bylo nezbytné znát odporovou sílu působící na pneumobil při jízdě. Odporová síla byla zjištěna experimentálně. Vozidlo bylo opakovaně roztlačeno na rychlost 20 km/h a poté samovolně zpomalovalo, přičemž byl zaznamenáván průběh rychlosti v čase. Zároveň byl na vozidle připevněn akcelerometr, který snímal záporné zrychlení. Z poklesu rychlosti a časového rozdílu bylo poté vypočteno průměrné zpomalení a hodnota byla porovnána s akcelerometrem. Měření bylo provedeno opakovaně po větru i proti větru. Sada naměřených hodnot z displeje pneumobilu je uvedena v tabulce 3. Pro výpočet byla velikost odporové síly dle hodnot z experimentu zvolena $F_o = 45 \text{ N}$.

Tabulka 3 - Výsledky měření odporové síly

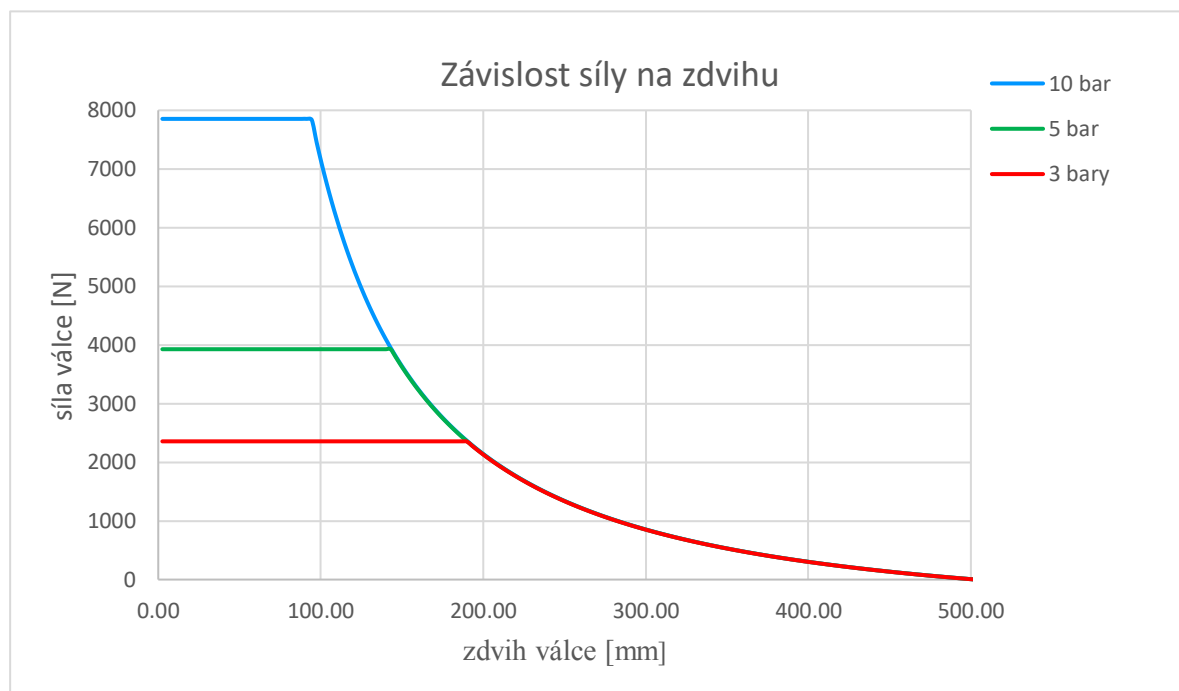
Počáteční rychlost [km/h]	Koncová rychlost [km/h]	Časový interval [ms]	Zrychlení [m/s ²]	Odporová síla [N]
19	15,1	4742	-0,23	35,41
19	15,1	3744	-0,29	44,85
19,4	15,1	4984	-0,24	37,15
19	15,1	3740	-0,29	44,90
19,4	15,1	4987	-0,24	37,12
19	15,1	3490	-0,31	48,12

Při výpočtech bylo také na začátku potřebné určit, zda má smysl uvažovat rozdílný dojezd způsobený menší činnou plochou pístu při zasouvání pístnice. Při maximálním možném pracovním tlaku 10 bar byl rozdíl v dráze největší, a při vysouvání byl dojezd roven 31,09 metru a při zasouvání 29,13 metru. Jelikož se jedná o malý rozdíl okolo 7 %, byla tato skutečnost ve výpočtech zanedbána.

Teoreticky vypočtené hodnoty dojezdů dle postupu podrobně popsáno v kapitole 4.1 byly provedeny pro celé spektrum možných pracovních tlaků a vybrané hodnoty byly zapsány do tabulky 4. Do výpočtu je zahrnuta také naměřená odporová síla. Ze zapsaných hodnot vyplývá vcelku jasně trend dojezdů, kde s rostoucím tlakem dochází k nárůstu dojezdu na jeden zdvih válce.

Tabulka 4 - Teoretický dojezd na jeden zdvih válce

Pracovní tlak [bar]	Plnění válce [%]	Množství vzduchu spotřebované při zdvihu válce [$kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$]	Dojezd na jeden zdvih válce [m]
3	37,15	6,787	15,1
3,5	34,25	6,787	16,7
4	31,68	6,787	18,2
5	27,81	6,787	20,88
6	24,91	6,787	23,29
6,5	23,71	6,787	24,42
8	20,82	6,787	27,45
9,5	18,65	6,787	30,24
10	18,04	6,787	31,09



Obrázek 5-1 Graf závislosti síly válce na zdvihu

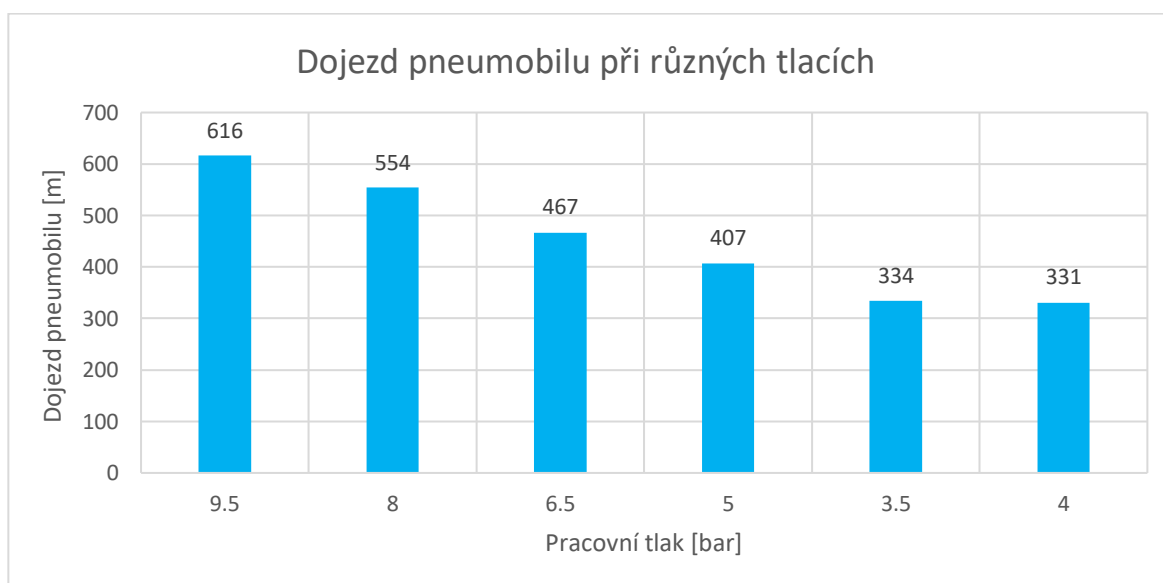
Na obrázku 5-1 je zobrazen teoretický průběh sil tří vybraných tlaků ze zvažovaného tlakového spektra. Křivky značí průběhy sil působící na plochu pístu v závislosti na jeho zdvihu podle výpočtu z kapitoly 4.1. Zároveň je v grafu viditelná práce plynu pro daný tlak. Práce plynu má charakter plochy pod danou křivkou a je rostoucí s rostoucím tlakem.

5.2 Experiment

Naměřené hodnoty dle experimentu popsaného v kapitole 4.2 jsou shrnuty v tabulce 5. Pro ověření byly vybrány tlaky skrze celé spektrum, aby bylo možné sledovat trend vývoje dojezdu. Poslední hodnota odpovídá defaultnímu nastavení pro Long distance používanému v minulých letech. U dojezdů je viditelná stoupavá tendence se zvyšujícím se tlakem, která byla pozorována již v teoretických výpočtech. Tento předpoklad se tedy potvrdil i prakticky.

Tabulka 5 - Naměřené a nastavené hodnoty pro vybrané tlaky

Tlak [bar]	Plnění [%]	DeadTime [ms]	Dojezd [m]	Zdvihy [-]	Pokles tlaku [bar]
9,5	19	5421	616	20	9
8	21	4936	554	20	10
6,5	24	4313	467	20	10
5	28	3602	407	20	9
3,5	35	2771	334	20	9
4	40	1797	331	20	9



Obrázek 5-2 Zvyšování dojezdu vozidla s rostoucím tlakem (dojezd pro 20 zdvihů)

Kromě dojezdů byly v rámci experimentu měřeny i průběhy tlaků uvnitř pneumatického obvodu. V tabulce 6 jsou uvedeny hodnoty odečtené z manometrů uvnitř pneumatického obvodu a uvnitř válce pneumobilu. U větších pracovních tlaků byly zaznamenány větší tlakové ztráty, které vznikly na ventilu lahve a následně na ventilu válce. U měření pro 6,5 bar nebyl tlak ve válci zaznamenán. Poslední hodnota opět odpovídá defaultnímu nastavení.

Tabulka 6 - Naměřené hodnoty tlaků v obvodu a ve válci

Pracovní tlak [bar]	Tlak v obvodu [bar]	Tlak ve válci [bar]
9,5	7,45	6,41
8	6,85	5,96
6,5	6,10	-
5	4,90	4,14
3,5	3,46	2,94
4	4,00	3,33

6 DISKUZE

6.1 Zvýšení dojezdu vozidla

Díky podrobné analýze pneumatických prvků a stávajícího pneumatického okruhu pneumobilu byly pro zvýšení dojezdu vybrány parametry plnění válce a nalezení ideálního pracovního tlaku. Z teoretického výpočtu bylo zjištěno, že při vysouvání a zasouvání pístu dochází k rozdílnému dojezdu na jeden zdvih pístu. Tato změna je způsobena rozdílnou činnou plochou, na kterou plyn působí. Vzhledem k tomu, že se ale jedná o rozdíl menší než 7 %, byla tato změna ve výpočtech zanedbána díky malému vlivu na celkový dojezd.

Odporové síly, jež působí na pneumobil po celou dobu jeho pohybu, byly určeny experimentálně sadou měření. Odporová síla je brána jako konstantní o hodnotě $F_o = 45 \text{ N}$.

Celý teoretický výpočet byl proveden podle postupu podrobně rozepsaného v kapitole 4.1, a to pro hodnoty pracovních tlaků od 2 do 10 bar. Pro tlaky nižší než 2 bar výpočet neměl smysl, protože výrobce udává tuto hodnotu jako mezní pro sepnutí ventilů. Zároveň bylo zjištěno, že nemá cenu pro experiment uvažovat tlaky menší než 2,4 bar, protože u nich by k udržování rychlosti muselo docházet k sepnutí ventilů dříve, než píst dojede do své koncové polohy. Proto byly tyto možnosti z výběru k ověření vyřazeny.

Myšlená udržovaná rychlost pohybu pro výpočet byla stanovena na 15,5 km/h. Rychlost je záměrně vyšší, než je minimální stanovená v pravidlech, a to kvůli povinným výměnám řidičů. Z výpočtu také vyplývá, že teoretické spotřebované množství vzduchu dle rovnice (27) je pro všechny pracovní tlaky stejné, tudíž teoretický počet zdvihů dle rovnice (28) by měl být také shodný pro všechny uvažované případy.

V tabulce 4 jsou zapsány vypočítané teoretické dojezdy na jeden zdvih pro vybrané pracovní tlaky a jejich plnění. Z hodnot vyplývá, že dojezd má se stoupajícím tlakem rostoucí tendenci. Rostoucí dojezd je spojen s tím, že plyn o větším tlaku je schopen ve válci vykonat větší práci. Na obrázku 5-1 je zachycen graf, který zobrazuje průběh síly válce v závislosti na zdvihu pístu. Plocha pod křivkou má charakter práce, kterou plyn o daném tlaku vykoná. Je na první pohled zřejmé, že plocha pod křivkou pro 10 bar je největší, plocha pro 5 bar o něco menší a nejmenší práci vykoná na zdvihu 500 mm plyn o tlaku 3 bar, který působí konstantně po delším zdvihu.

Porovnání výsledků z teoretického výpočtu a následného experimentálního ověření dopadlo velmi dobře. Na skutečném pneumobilu bylo prakticky ověřeno, že při působení většího tlaku do menšího objemu lze dosáhnout zlepšení dojezdu. Zároveň byl potvrzen předpoklad, že na stejný počet zdvihů je spotřebováno přibližně stejné množství vzduchu. Tlakové poklesy v lahvi byly v reálném experimentu téměř stejné, přičemž drobné odchylky mohly být způsobeny špatným odečtem z ručičkového manometru s velkou stupnicí. Na řídicím displeji se bohužel mohlo zadávat plnění jen v celočíselných hodnotách a hodnota deadtimu se také nedala vždy zadat přesně, jak bylo určeno modelem. Zároveň při zadání deadtimu hrálo roli to, že byly zadávány teoretické hodnoty pro daný tlak, při reálném pokusu byl však tlak ve válci nižší díky místním ztrátám na ventilu lahve a na ventilech při vstupu do válce.

Pro experimentální ověření bylo z výpočtu vybráno 5 případů vypočteného nastavení, a poté bylo také ověřeno defaultní nastavení pro Long distance mód používané v minulých letech. Výběr byl proveden na základě teoretických výsledků z celého spektra tlaků, aby bylo možné pozorovat chování dojezdu se zvyšujícím se tlakem. Naměřené dojezdy pro 20 zdvihů pneumatického válce jsou uvedeny v tabulce 5, kde je viditelné potvrzení hypotézy o rostoucí tendenci dojezdu s rostoucím tlakem. Díky omezenému množství vzduchu, které bylo k dispozici, byla provedena většina měření pouze jednou. Opakovaně se měřilo pouze u případů, které se jevily jako nejlepší pro budoucí reálné použití.

V tabulce 6 jsou zaznamenány pracovní tlaky, které byly nastaveny, a následné hodnoty tlaku v obvodu a ve válci. Tlakové ztráty vznikly na ventilu u lahve a následně na ventilech při vstupu do válce. Bohužel u jednoho měření nebyl tlak ve válci zaznamenán. Tlakové místní ztráty jsou s rostoucím tlakem znatelnější, což by odpovídalo teoretickému předpokladu dle materiálů SMC [6].

Při testech vozidla Falcon se také narazilo na chybu, při které docházelo k nesprávnému otevírání ventilu při odvodu vzduchu, a vzduch tak zůstával ve válci. Naštěstí byla tato chyba včas zaznamenána a již se pracuje na jejím odstranění. Při testech také nebyla ještě finálně seřízena geometrie kol a nebyly připevněny všechny díly kapoty, což by se v závodě určitě negativně projevilo zvýšeným odporem. O všech nedostatecích ale konstruktéři vozidla vědí a vše bude do závodu perfektně připraveno.

Z provedených testů je jasně prokazatelné, že postupem dle zvoleného výpočtu bylo získáno nastavení, které zvyšuje dojezd pneumobilu o 86 % oproti defaultnímu nastavení z minulých let. Při tlaku 9,5 bar a vypočteném plnění byla opakovaně naměřena dráha 616 metrů a při tlaku 4 bar a defaultním Long distance nastavení dráha 331 metrů. Při obou testech byla naměřena tlaková ztráta přibližně 9 bar při 20 zdvích. Hlavní cíl práce je tedy splněn, protože se podařilo zvýšit dojezd vozidla.

6.2 Návrhy na vylepšení do budoucna

Největší prostor pro zlepšení je především v principu, na kterém pracuje řídicí systém. Momentálně je spínání řízeno na pevně stanoveném času (deadtimu) od vypnutí plnění ventilu, do dalšího sepnutí. Myšlenka, na které je postavena tato práce, přichází s jiným principem, a to postavit řízení na snímači aktuální rychlosti vozidla. V praxi by to vypadalo tak, že vozidlo by se při sešlápnutí pedálu rozjelo s předem nastaveným plněním a další sepnutí válce by proběhlo až tehdy, když by rychlost klesla pod stanovenou hodnotu. Rozjezd by probíhal tak, že při startu z místa by po prvním zdvihu vozidlo nejspíš nemělo požadovanou rychlost, proto by píst sepnul téměř okamžitě po dosažení koncové polohy. Počet zdvihů na rozjezd se samozřejmě odvíjí od zvoleného tlaku, pro nejvyšší dovolený tlak to vychází na 2 zdvihy. Po dosažení stanovené rychlosti by pak program zajišťoval to, aby došlo k sepnutí válce hned, jak by rychlost klesla pod zvolenou hodnotu. Tímto řízením by se zamezilo postupnému zrychlování/zpomalování vozidla, které mohlo nastávat v minulých letech. Další problém, který by byl odstraněn, by bylo to, že s předchozím řízením velmi záleželo na tom, při jaké rychlosti řidič program uvedl do chodu. Při novém řízení by na tom nezáleželo, jelikož by ventily spínaly dle nastavené požadované rychlosti jízdy. Snazší by měla být i regulace průměrné rychlosti, s jakou se bude chtít tým na závodech pohybovat. Pokud by například výměna řidičů zabírala více času, stačilo by jen zvýšit požadovanou minimální rychlost a program by zařídil vše ostatní, bez nutnosti měnění deadtimu.

Další oblastí, která by mohla pomoci lepšímu dojezdu, je zvětšení převodového poměru v převodovce. Nyní je převodový stupeň druhého rychlostního stupně roven 17,13. Při větším převodovém stupni by došlo ke zvětšení dojezdu na jeden zdvih válce.

7 ZÁVĚR

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo zvýšení dojezdu pneumobilu. Celý výpočet byl proveden nejprve teoreticky a následně ověřen na trati. Bylo navrženo plnění válců do objemu, který se vypočítal z adiabatické rovnice, a píst tak dojížděl do své koncové polohy díky adiabatické expanzi plynu. V koncové poloze pístu byl zvolen atmosférický tlak, aby bylo využito maximální možné množství stlačeného vzduchu.

Dále bylo zjištěno, že nejlepší z hlediska dojezdu a spotřeby vzduchu je použití velkého tlaku po malé dráze zdvihu. Toto vypočítané nastavení v testech obstálo proti dříve používanému defaultnímu nastavení na výbornou a dojezd při téměř totožném poklesu tlaku v lahvi byl zlepšen o 86 % z 331 metrů na 616 metrů. Tento dojezd odpovídal 20 zdvihům pneumatického válce.

Dílními cíli práce byla analýza pneumatického okruhu, která byla provedena v rešerši, poté výběr nejvýznamnějších parametrů ovlivňujících dojezd vozidla, kde bylo zvoleno plnění a tlak, a nalezení vhodných nastavení pro zlepšení dojezdu. Posledním cílem bylo porovnání se stavem před úpravou, kde byla na trati ověřena konkurenceschopnost nového nastavení oproti původnímu.

Z bakalářské práce také vzešly i podněty k zamyšlení do budoucna. Byl navržen nový styl řízení Long distance módu, a také případná úprava převodových poměrů v převodovce.

Falcon nyní čeká ještě řada testů a úprav, ale do závodů určitě bude vše v bezchybném stavu a monopost zaútočí na stupně vítězů.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Monopost Falcon. Pneumobil racing team Brno* [online]. Dostupné z: <http://pneumobilteam.cz>
- [2] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické mechanizmy. Díl I., Pneumatické prvky a systémy*. 1998. ISBN 80-7078-306-0.
- [3] BENEŠ, Pavel a Antonín MYKISKA. *Úvod do pneumatiky, FESTO Didactic textbook* [online]. Praha: ČVUT, 1989. ISBN 80-01-00042-7. Dostupné z: <https://www.trhknih.cz/kniha/1hnihe8m4c>
- [4] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [5] *Jak kompresory fungují. dum-dilna.cz* [online]. Dostupné z: <https://www.dum-dilna.cz/jak-kompresory-funguji/>
- [6] KOLEKTIV AUTORŮ. *SMC Training - Stlačený vzduch a jeho využití*. 3. nedatováno.
- [7] *Hadice na stlačený vzduch. spojovace.cz* [online]. Dostupné z: <https://www.spojovace.cz/pneu-vzduchove-pneumaticke-pneumaticka-hadice-vedeni/hadice-na-stlacený-vzduch-s-textilni-vlozkou-tkaninova-15-9-5m.html>
- [8] *Pneumatický regulátor FESTO. RS delievers* [online]. Dostupné z: <https://sk.rsdelivers.com/product/festo/lrp-1-4-10/festo-pneumatic-regulator-2300l-min-g-1-4/1215640>
- [9] *AVENTICS™ Series PRA Profile cylinders. Emerson* [online]. Dostupné z: <https://www.emerson.com/cs-cz/catalog/automation/fluid-control-pneumatics/standardized-cylinders/aventics-pra-en-gb?fetchFacets=true#facet:&partsFacet:&facetLimit:&productBeginIndex:0&partsBeginIndex:0&orderBy:0&partsOrderBy:&pageView:list&minPrice:&maxPr>
- [10] *Schematické značky. Souepl.cz* [online]. Dostupné z: https://www.souepl.cz/wp-content/ucitele/moc/znacky/schematicke_znacky_1.htm
- [11] *Elektromagneticky ovládaný rozvaděč vzduchu. Hwpro.cz* [online]. Dostupné z: https://www.hwpro.cz/oc/index.php?route=product/product&product_id=776
- [12] *Pneumobile 2021. Emerson* [online]. [vid. 2021-02-09]. Dostupné z: <https://en.pneumobil.hu/introduction>
- [13] VEHILE, A. Competition rules AVENTICS Pneumobile Competition [online]. 2021, 53. Dostupné z: https://en.pneumobil.hu/pneumobile_2021/announcement_and_rules_archiv/competition_rules
- [14] *Cvičný okruh. google.cz/maps* [online]. Dostupné z: <https://www.google.cz/maps/place/Fakulta+strojního+inženýrství+-+Vysoké+učení+technické+v+Brně/@49.225748,16.5736701,105m/data=!3m1!1e3!4m5!3m4!1s0x471296a9e3b9ec7f:0x9beebe80cdaac544!8m2!3d49.2243062!4d16.5765321?hl=cs&authuser=0>

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

a	$[m \cdot s^{-2}]$	okamžité zrychlení vozidla
cca		cirka
D	$[m]$	průměr pístu
d	$[m]$	průměr pístní tyče
d	$[m]$	vnitřní průměr potrubí
F_c	$[N]$	celková síla na vozidlo
F_h	$[N]$	hnací síla působící na vozidlo
F_o	$[N]$	celková odporová síla na vozidlo
$F_v(x)$	$[N]$	síla válce
i_2	$[-]$	převodový poměr na druhém stupni
l	$[m]$	délka potrubí
m	$[kg]$	hmotnost řidiče a vozidla
m	$[kg]$	hmotnost plynu
m_0	$[kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}]$	reálné množství plynu v lahvi
m_1	$[kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}]$	reálné množství plynu při zdvihu válce
n	$[mol]$	látkové množství
n	$[-]$	koeficient polytropy
např.		na příklad
Δp	$[Pa]$	tlaková ztráta
p	$[Pa]$	tlak plynu
p_{1abs}	$[Pa]$	vstupní tlak v absolutní hodnotě
p_{atm}	$[Pa]$	atmosférický tlak
p_{p1}	$[Pa]$	vstupní přetlak oproti atmosférickému tlaku
p_1	$[Pa]$	pracovní tlak ve válci před uzavřením ventilu
p_2	$[Pa]$	tlak ve válci při expanzi
R	$[J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}]$	molární plynová konstanta
r	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná plynová konstanta
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
S_p	$[m^2]$	plocha pístu válce
S_{p1}	$[m^2]$	plocha pístu při vysouvání
S_{p2}	$[m^2]$	plocha pístu při zasouvání
T	$[K]$	termodynamická teplota plynu
tj.		tj.
tzv.		takzvaně
V	$[m^3]$	objem plynu

V_{1v}	$[m^3]$	objem pro vypnutí plnění
V_1	$[m^3]$	plnicí objem válce
V_{2v}	$[m^3]$	objem pneumatického válce
V_2	$[m^3]$	okamžitý objem, ve kterém je expandující vzduch
VUT		Vysoké učení technické
v	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	měrný objem plynu
v_{0s}	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost, při které sepne válec
v_0	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost v předchozím kroku
v_1	$[m \cdot s^{-1}]$	okamžitá rychlost vozidla
w	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost vzduchu v potrubí
x_{0s}	$[m]$	počáteční dráha, od které program počítá
x_0	$[m]$	dráha z předchozího kroku
x_{1a}	$[m]$	aktuálně ujetá dráha
x_1	$[m]$	ujetá dráha vozidla
$x_{v,max}$	$[m]$	zdvih při uzavření ventilu
x_v	$[m]$	zdvih pístu ve válci vozidla
κ	$[-]$	Poissonova konstanta (pro vzduch $\kappa = 1,41$)
λ	$[-]$	součinitel tření
ν	$[m \cdot s^{-2}]$	viskozita vzduchu
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota vzduchu

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obrázek 1-1 Pneumobil Falcon [1]	13
Obrázek 2-1 Schéma a princip pístového kompresoru [5]	17
Obrázek 2-2 Schéma a princip šroubového kompresoru [5]	17
Obrázek 2-3 Gumová hadice pro vedení stlačeného vzduchu [7]	18
Obrázek 2-4 Redukční ventil FESTO [8]	19
Obrázek 2-5 Schéma dvojčinného pneumatického motoru s jednostrannou pístnicí [6] ...	20
Obrázek 2-6 Pneumatický motor AVENTICS PRA [9]	21
Obrázek 2-7 Schématická značka rozvaděče 3/2 (vlevo) a rozvaděče 5/2 (vpravo) [10]...	21
Obrázek 2-8 Elektromagneticky ovládaný rozvaděč vzduchu 5/2 [11]	22
Obrázek 2-9 Brněnský pneumobil Falcon v Maďarském Egeru [12]	24
Obrázek 2-10 Schéma pneumatického obvodu Falconu s přepojením pro Long distance mód	25
Obrázek 2-11 Nastavitelné prostředí řídicí jednotky Falconu	26
Obrázek 3-1 Rozdílná účinná plocha před pístem a za pístem [6]	28
Obrázek 4-1 Cvičný okruh v areálu VUT [14]	36
Obrázek 5-1 Graf závislosti síly válce na zdvihu	38
Obrázek 5-2 Zvyšování dojezdu vozidla s rostoucím tlakem (dojezd pro 20 zdvihů)	39

11 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 - Technické parametry pneumobilu Falcon.....	26
Tabulka 2 - Sledované veličiny při experimentálním ověření	36
Tabulka 3 - Výsledky měření odporové síly	37
Tabulka 4 - Teoretický dojezd na jeden zdvih válce.....	38
Tabulka 5 - Naměřené a nastavené hodnoty pro vybrané tlaky	39
Tabulka 6 - Naměřené hodnoty tlaků v obvodu a ve válci	40

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I - Výpočetní soubor Pneumobil_vypocty.xlsx