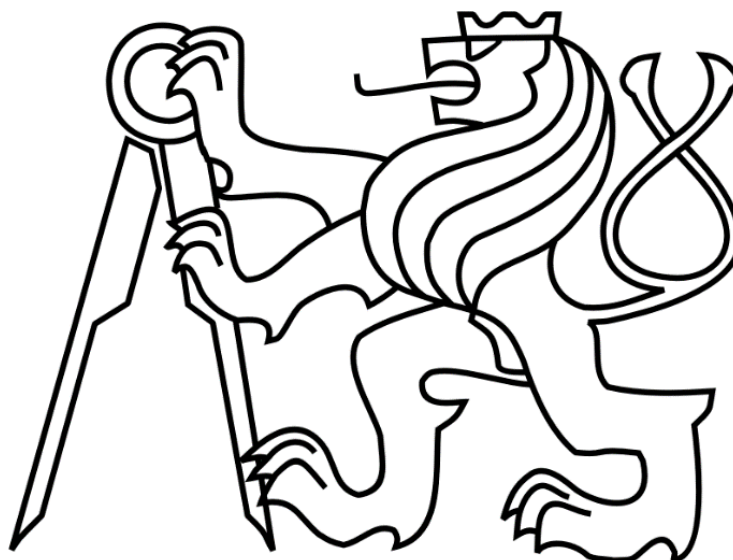


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení

Obor Výrobní stroje a zařízení



Diplomová práce

Rozbor problematiky pomaluběžného rotačního pneumotoru dle
patentové přihlášky CZ2014-130



Vysoká škola: ČVUT v Praze
Fakulta: strojní
Ústav: Výrobní stroje a zařízení
Akademický rok: 2014/2015

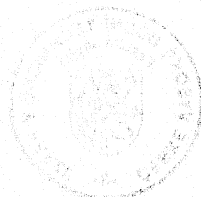
ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro **Bc. Martin Kašpar**
obor Výrobní stroje a zařízení

Téma práce: **Rozbor problematiky pomaluběžného rotačního pneumotoru dle patentové přihlášky CZ2014-130**

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše dané oblasti včetně rozboru patentů.
2. Rozbor působících faktorů na rotaci pneumotoru.
3. Návrh způsobů provedení experimentu.
4. Experimentální a výpočtové ověření a vazba výsledků experiment – výpočet.
5. Konstrukční řešení pomaluběžného rotačního pneumotoru.
6. Zhodnocení.



Rozsah grafické části práce: Konstrukční návrhy experimentu
Konstrukce pomaluběžného rotačního pneumotoru
Výkresová dokumentace

Rozsah textové části práce: 60 – 80 stran

Doporučená literatura: Úvod do pneumatiky, učebnice FESTO Didactic, 1989;
Vostrovský, J.: Hydraulické a pneumatické mechanismy,
ČVUT v Praze, 1991

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.

Konzultant:

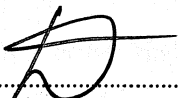
Datum zadání diplomové práce: 3. 10. 2014

Termín odevzdání diplomové práce: 18. 12. 2014

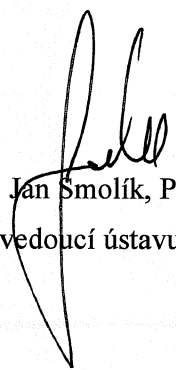
Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu, musí tuto skutečnost předem písemně zdůvodnit a omluva být děkanem uznána. Děkan studentovi stanoví náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, musí si student zapsat diplomovou práci podruhé.

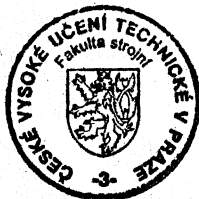
Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

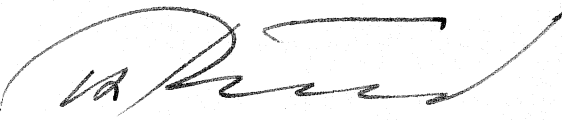
Zadání diplomové práce převzal dne:


.....
student

L.S.


Ing. Jan Smolík, Ph.D.
vedoucí ústavu




Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

V Praze dne 1. 10. 2014



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze, dne 18.12.2014

.....

Podpis



Poděkování

Rád bych tímto poděkoval zejména Doc. Ing. Vladimíru Andrlíkovi, CSc. za příkladné vedení při tvorbě práce, cenné rady a předání praktických zkušeností.

Chtěl bych také poděkovat svým rodičům a přítelkyni za podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali při studiu a tvorbě této diplomové práce.



ANOTACE

- Jméno autora: Bc. Martin Kašpar
- Název DP: Rozbor problematiky pomaluběžného rotačního pneumotoru dle patentové přihlášky CZ2014-130
- Číslo DP: 1709
- Rozsah práce: 97 stran, 70 obrázků, 6 tabulek, 7 grafů, 4 přílohy, 17 výkresů
- Školní rok: 2014/2015
- Škola: ČVUT – Fakulta Strojní
- Ústav: Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
- Vedoucí DP: Doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
- Zadavatel: ČVUT – FS
- Klíčová slova: Rotační pneumotor, patentová přihláška, patenty, konstrukční návrh
- Anotace: Práce se zabývá konstrukčním návrhem pomaluběžného rotačního pneumotoru dle patentové přihlášky CZ2014-130, kterou podalo ČVUT. Práce obsahuje seznámení s rotačními pneumotory, seznámení s patentovou přihláškou a podobnými patenty, zjišťování optimálních parametrů pomaluběžného rotačního pneumotoru a jeho konstrukční návrh.



ANNOTATION

Author:	Bc. Martin Kašpar
Title of master thesis:	Analysis of the Issue of Low-speed Rotary Pneumatic Motor According to the Patent Application CZ2014-130
Number:	1709
Extent:	97 pages, 70 figures, 6 tables, 7 graphs, 4 attachments, 17 drawings
Academic year:	2014/2015
University:	CTU in Prague – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	12135 Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc.
Key worlds:	Rotary pneumatic motor, patent application, patents, constructional design
Annotation:	The thesis deals with a constructional design of the low-speed rotary pneumatic motor according to the patent application CZ2014-130 filed by CTU. The thesis includes familiarization with rotary pneumatic motor, familiarization with patent applications and similar patents, identify the optimal parameters of a low-speed rotary pneumatic motor and its constructional design.



Přehled použitých veličin a jednotek

F_{N1}	[N]	Normálová síla k bodu O_1
F_{N2}	[N]	Normálová síla k bodu O_2
F_T	[N]	Tečná síla
$M_{\check{c}2}$	[Nmm]	Moment čepového tření v bodě O_2
M_K	[Nmm]	Krouticí moment
P_1	[kW]	Výstupní výkon
P_2	[kW]	Vstupní výkon
S_d	[mm ²]	Plocha drážky
f_P	[Hz]	Pohybová frekvence
$r_{\check{c}2}$	[mm]	Poloměr uložení vnějšího rotujícího bubnu
r_p	[mm]	Poloměr pístu pneumotoru
η_{EM}	[-]	Účinnost elektromotoru
η_{HG}	[-]	Účinnost hydrogenerátoru
η_{HM}	[-]	Účinnost hydromotoru
η_K	[-]	Účinnost kompresoru
η_{PM}	[-]	Účinnost pneumotoru
η_{VK}	[-]	Účinnost vedení kapaliny
η_{VV}	[-]	Účinnost vedení vzduchu
S	[mm ²]	Velikost plochy rozpínacího elementu
A	[mm]	Vzdálenost podpěr od vnitřního bubnu
B	[mm]	Vzdálenost mezi podpěry
D	[mm]	Průměr vnějšího bubnu
F	[N]	Síla od lineárního pneumotoru
a	[mm]	Vzdálenost mezi body A a B
b	[mm]	Vzdálenost mezi body A a O_1
b	[mm]	Šířka drážky
c	[mm]	Poloměr velkého bubnu
d	[mm]	Průměr vnitřního bubnu
e	[mm]	Excentricita
f	[-]	Koeficient čepového tření



l	[mm]	Délka drážky
p	[MPa]	Pracovní tlak
t	[s]	Čas
α	[°]	Pomocný úhel
β	[°]	Pomocný úhel
φ	[°]	Úhel rozkladu normálové síly F_{N1}
ψ	[°]	Úhel natočení vnějšího bubnu
ω	[°]	Úhel natočení vnitřního bubnu
π	[-]	Ludolfovo číslo



Obsah

1. Úvod	- 10 -
2. Rotační pneumatory	- 11 -
2.1 Rotační pneumatory s omezeným úhlem otáčení (kynvé).....	- 14 -
2.2 Rotační pneumatory s neomezenou rotací	- 15 -
2.2.1 Pístové rotační pneumatory	- 16 -
2.2.2 Lamelové rotační pneumatory.....	- 17 -
2.2.3 Zubové rotační pneumatory	- 18 -
2.2.4 Turbínové rotační pneumatory	- 19 -
2.3 Výrobci rotačních pumotorů	- 19 -
3. Pomaluběžný rotační pumomotor (PRP)	- 26 -
4. Dostupné patenty zabývající se podobným řešením	- 30 -
4.1 Patent JPS62150003	- 30 -
4.2 Patent JPS63105280	- 32 -
4.3 Patent US3946641	- 35 -
4.4 Shrnutí patentů.....	- 38 -
5. Rozbor problematiky PRP	- 39 -
5.1 Poměr velikostí průměrů bubnů D/d.....	- 39 -
5.2 Experiment č. 1 – Poměr velikostí průměrů bubnů D/d.....	- 45 -
5.2.1 Návrh zařízení	- 45 -
5.2.2 Provedení experimentu	- 48 -
5.2.3 Vyhodnocení experimentu.....	- 52 -
5.3 Experiment č. 2 – Zjištění funkčnosti PRP.....	- 54 -
5.3.1 Návrh zařízení	- 54 -
5.3.2 Provedení experimentu	- 62 -
5.3.3 Vyhodnocení experimentu.....	- 66 -
6. Konstrukční návrh PRP	- 69 -
6.1 Zadní díl PRP	- 70 -
6.2 Přední díl PRP.....	- 72 -
6.3 Kontrola navržené hřídele	- 73 -



7. Závěr	- 79 -
8. Seznam obrázků.....	- 81 -
9. Seznam tabulek.....	- 84 -
10. Seznam grafů	- 85 -
11. Seznam použitého softwaru.....	- 86 -
12. Seznam použité literatury.....	- 87 -
13. Seznam příloh	- 89 -
14. Přílohy.....	- 90 -



1. Úvod

Stlačený vzduch je jeden z nejvíce rozšířených zdrojů energie pro pohon zařízení. Hlavní výhodou silové pneumatiky je snadná dostupnost stlačeného vzduchu. V dnešní době prakticky neexistuje průmyslový podnik, který by neměl k dispozici nějaký kompresor. Rotační pneumotory přeměňují energii stlačeného vzduchu na mechanickou rotační energii. Bez rotačního pohybu se velmi těžko obejdeme v automatizaci průmyslu, což je trendem v dnešní době. Z tohoto důvodu je důležité oblast rotačních pneumotorů dále studovat a prohlubovat znalosti.

Tato práce vznikla na základě podané patentové přihlášky CZ2014-130 s názvem Rotační přetlakový pomaluběžný pneumotor, kterou podalo ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

Práce je pokračováním školního projektu z předmětu Projekt 4, kde jsme se s patentem CZ2014-130 seznamovali.

Hlavním cílem této práce je navrhnout, na základě zjištění optimálních parametrů a funkčnosti, inovativní řešení pomaluběžného rotačního pneumotoru.

V prvních kapitolách této práce jsou shrnuty hlavní druhy rotačních pneumotorů a je zde uvedeno i několik výrobců. Následující kapitola se věnuje patentové přihlášce a konstrukci Rotačního přetlakového pomaluběžného pneumotoru. Následně bylo nutné zjistit, zda není podán podobný patent se stejným principem rotačního pneumotoru. Proto jsou zde popsány světové patenty, které se pneumotoru dle patentové přihlášky CZ2014-130 podobají.

Druhá polovina práce se věnuje zjištění optimálních parametrů a funkčnosti rotačního pomaluběžného přetlakového pneumotoru. Tyto optimální parametry a zjištěné poznatky z ověřování funkčnosti budou použity při návrhu pomaluběžného přetlakového pneumotoru.

Závěr práce se věnuje samotnému návrhu pomaluběžného rotačního pneumotoru, tak aby na něm bylo možné provádět experimenty ve školní laboratoři.



2. Rotační pneumotory

Rotační pneumotické motory transformují energii stlačeného vzduchu na energii rotačního pohybu. Provedení pneumotických motorů vychází z vlastností a parametrů nositele energie, tj. vzduchu nebo jiného plynu.

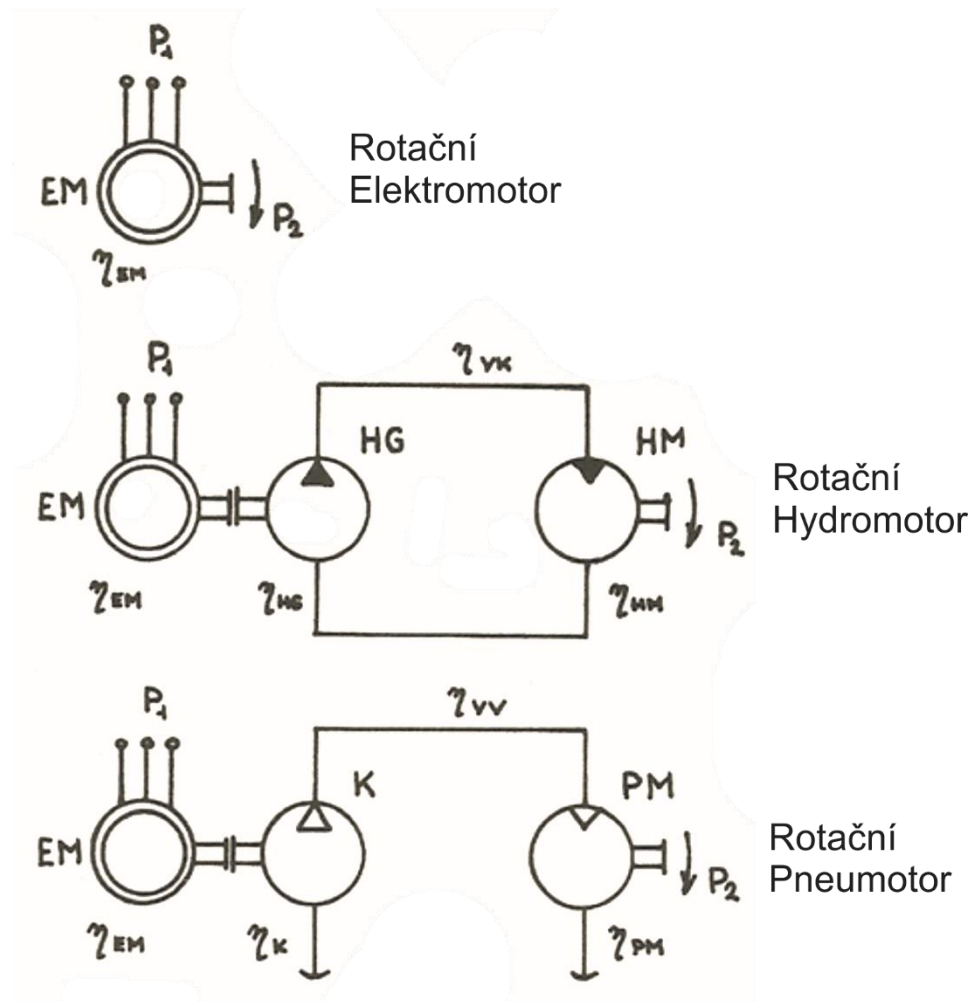
Zjištění, že velikost průtoků vzduchu svodovým odporem se zmenšuje se zvyšujícími se otáčkami členů vytvářejících geometrický objem motoru, vede ke konstrukcím s vysokými otáčkami, které je nutno ve většině technických aplikací redukovat. Redukce se provádí ozubenými převody, které s motorem tvoří jeden celek. Ozubený převod může umožňovat též změnu směru otáčení výstupního hřídele.

Při náhlém odlehčení pneumotického motoru vzniká nebezpečí vysokého zvýšení otáček, které by mohlo vést k poškození motoru. Proto součástí pneumotického motoru bývá regulátor otáček. Dalším zařízením, kterým jsou pneumotické motory vybaveny, je tlumič hluku, montovaný na výfuk z motoru [1].

Rotační pneumotory se dělí na dva základní typy, s neomezeným a omezeným úhlem otáčení (tzv. kyvné pneumotory). Motory s neomezeným úhlem otáčení se používají častěji. Kyvné pneumotory najdou uplatnění převážně v oblasti automatizace [2].

Pneumatikých rotačních motorů se jako pohonných jednotek používá málo. Je to dáno především velmi nízkou celkovou energetickou účinností pneumotického pohonu. Tento fakt vychází z praktického porovnání běžně užívaného pohonu elektrického a pohonu hydraulického s pohonem pneumotickým. Kritériem je poměr výkonu na hřídeli příslušného motoru k výkonu přiváděnému na svorky elektromotoru [1].

Jestliže předpokládáme, že mezi motorem a poháněným strojem není vložen převod, lze při stanovení účinnosti jednotlivých druhů rotačních pohonů vycházet ze schémat na *Obr. 2.1*, na kterém je zobrazen vstupní výkon P_1 , výstupní výkon P_2 , rotační elektromotor **EM**, hydrogenerátor **HG**, rotační hydromotor **HM**, kompresor **K**, rotační pneumotor **PM**, účinnost elektromotoru η_{EM} , účinnost hydrogenerátoru η_{HG} , účinnost vedení kapaliny η_{VK} , účinnost hydromotoru η_{HM} , účinnost kompresoru η_K , účinnost vedení vzduchu η_{VV} a účinnost pneumotoru η_{PM} .



Obr. 2.1 - Účinnost jednotlivých pohonů – schémata, převzato a upraveno z [1]

Nejvyšší účinnost má podle uvedených schémat pohon **elektrický**:

$$\eta_{EP} = \frac{P_2}{P_1} = \text{cca } 90\% \quad (2.1)$$

U **hydraulického** pohonu je nutno do energetické bilance zahrnout účinnost elektromotoru (η_{EM}), který pohání hydrogenerátor, účinnost hydrogenerátoru (η_{HG}) jako zdroje tlakové energie kapaliny, účinnost vedení kapaliny (η_{VK}) mezi hydrogenerátorem a hydromotorem a účinnost hydromotoru (η_{HM}), na jehož hřídel je napojen poháněný stroj. Výsledná účinnost hydraulického pohonu je dána součinem uvedených účinností:

$$\eta_{HP} = \frac{P_2}{P_1} = \eta_{EM} \cdot \eta_{HG} \cdot \eta_{VK} \cdot \eta_{HM} = \text{cca } 75\% \quad (2.2)$$

Obdobně pro **pneumatický** pohon platí:

$$\eta_{PP} = \frac{P_2}{P_1} = \eta_{EM} \cdot \eta_K \cdot \eta_{VV} \cdot \eta_{PM} = \text{cca } 30\% \quad (2.3)$$



Hlavní podíl na nízké účinnosti pneumatického pohonu má nízká účinnost vedení (odpor škrtkících ventilů a rozvaděčů) a nízká účinnost motoru.

Provedená energetická bilance je značně zjednodušená. Nepřihlíží například ke skutečnosti, že účinnost elektrického pohonu je vztažena na běžně užívaný pohon s asynchronním elektromotorem bez možnosti jeho regulace otáček, zatímco hydraulický pohon při uvedené nižší účinnosti poskytuje možnost plynulé regulace ve velkém rozsahu. Použitím pomaloběžného hydromotoru je možné vyloučit mechanický převod do pomalá, nezbytný v elektrickém pohonu ve většině aplikací. Obdobné vlastnosti pokud jde o možnost regulace otáček a trvalé práce motoru při nízkých otáčkách mají pohony pneumatické [1].

Vlastnosti pneumatického pohonu

1. Jednoduchost konstrukce motoru i ovládacích a řídicích prvků a poměrně nízké nároky na jakost opracování a materiál.
2. Jednoduchost obsluhy a spolehlivost provozu.
3. Možnost provozu v prostředí prašném i tam, kde je nebezpečí výbuchu, vlhkém a až mokřím – i pod vodou.
4. Možnost akumulace energie a tlumení rázů a kmitání v systému pohonu.
5. Schopnost trvale přenášet maximální přetížení až k úplnému zastavení motoru bez potřeby zvláštního pojistného zařízení motoru; motor se při tom nezahřívá a umožňuje okamžitý rozběh, pomine-li přetížení.
6. Není nutné zpětné vedení (vzduch po předání své energie v motoru je vypouštěn do atmosféry).

Pneumatický pohon se lépe než jiné druhy pohonu přizpůsobuje provozu, při kterém dochází k častým reverzacím, značným změnám zatížení, ke kmitání apod.

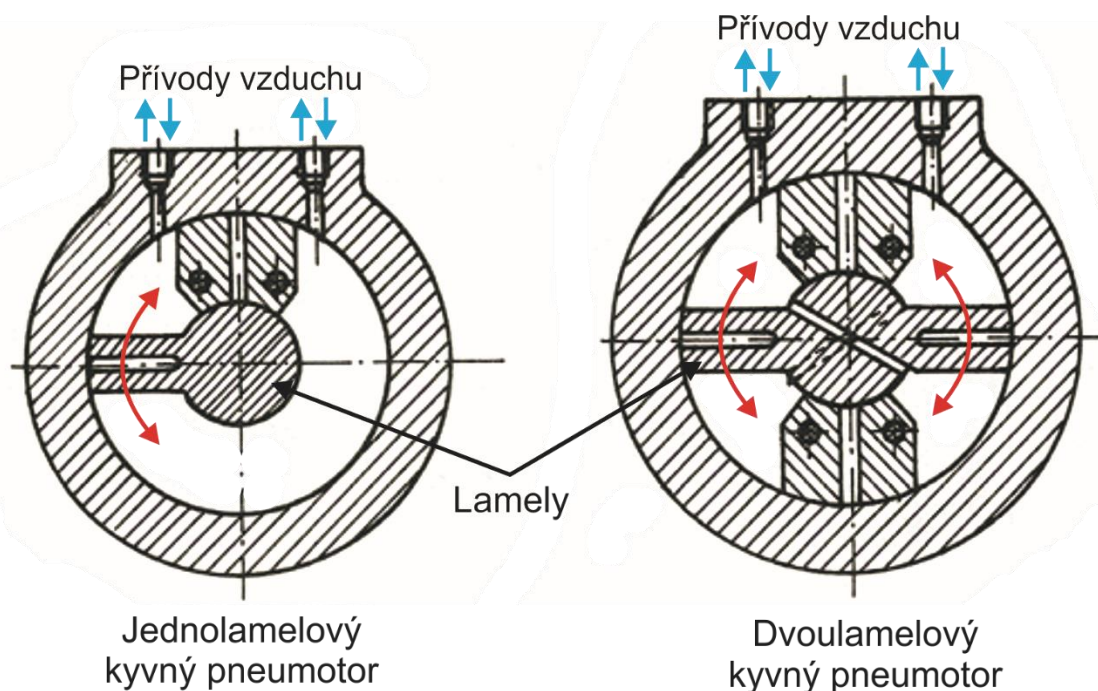
Hlavním nedostatkem pneumatického motoru je jeho nízká účinnost. Dále je to nutnost zbavit vzduch nečistot, vlhkosti a v některých případech jej nasýtit olejovou mlhou k zajištění mazání pohyblivých částí pneumatických prvků, zejména motoru. Dalším problémem je přesná regulace otáček pneumatického motoru a jeho hlučnost, která je způsobena výfukem vzduchu. Také vzduchová instalace je asi 5 krát dražší jak elektrická a její udržování je náročné i nákladné [1].



2.1 Rotační pneumotory s omezeným úhlem otáčení (kyvné)

Pneumotory s kyvným pohybem jsou definovány tím, že jejich výstupní člen může konat rotační pohyb v rozsahu menším než 360° . Výjimečně může být úhel kyvu větší, než 360° . Jsou používány k zajištění periodických kývavých pohybů. Podle prvku, který vytváří geometrický objem motoru, se rozdělují na **lamelové** a **pístové kyvné pneumotory**.

Lamelové kyvné pneumotory mohou mít jednu, dvě nebo i více lamel (Obr. 2.2). S počtem lamel se zlepšují poměry při zatěžování motoru (hřídel je namáhána pouze na krut), ale zároveň se snižuje maximální velikosti kyvu. Zatímco u jednolamelového motoru je běžně možný úhel kyvu kolem 280° , u dvoulamelového motoru je to pouze kolem 100° . Nevýhodou těchto pneumotorů je obtížné těsnění pracovního prostoru a v důsledku toho i poměrně nízká účinnost ($\eta = 0,6 \div 0,7$). Vyrábějí se běžně pro tlaky do 21 bar. Motory se používají pro pohybovou frekvenci $f_p = 1,5 \text{ Hz}$ [1].

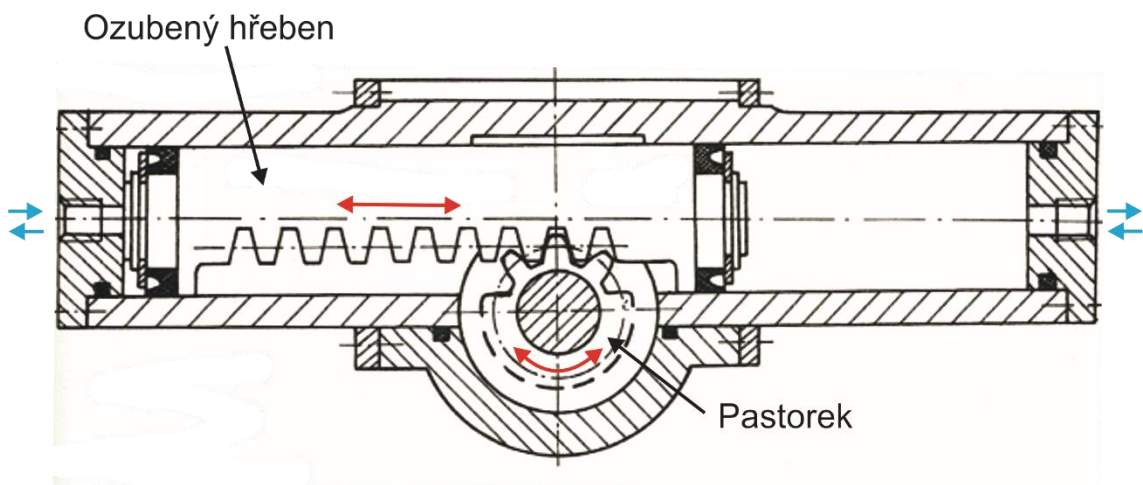


Obr. 2.2 - Lamelové pneumotory s kyvným pohybem, převzato a upraveno z [1]

U **pístových kyvných pneumotorů** (Obr. 2.3) lze dosáhnout většího úhlu kyvu než 360° . Rotačního pohybu výstupního členu je prováděno transformací přímočarého pohybu pístu. Transformační dvojicí je nejčastěji ozubený hřeben s pastorkem. Motory tohoto typu se běžně používají pro tlaky do 16 bar. Oproti



lamelovým kyvným pneumotorům mají vyšší účinnost a je možné je zatěžovat vyšším krouticím momentem [1].



Obr. 2.3 - Pístový pneumotor s kyvným pohybem, převzato a upraveno z [1]

2.2 Rotační pneumotory s neomezenou rotací

Mezi rotační pneumatické motory s neomezenou rotací patří motory lamelové, zubové, pístové a turbínové (proudové). Jejich pracovní parametry jsou určovány množstvím energie tlakového vzduchu, které se v pneumatickém motoru využije.

K dříve uvedeným druhům pneumatických motorů je možné přiřadit pracovní hodnoty parametrů uvedené v Tab. 2.1 [1].

Druh motoru	Výkon [kW]	Otáčky [min ⁻¹]	Specifická spotřeba [m ³ kW ⁻¹ min ⁻¹]
Zubový			
Ozubení přímé	1,5 – 15	1450 – 3000	0,65 – 1
Ozubení šikmé	10 – 40	1450	0,58 – 0,83
Ozubení šípové	20 – 60	1450	0,58 – 0,83
Pístový			
Radiální	2 – 20	400 – 1500	0,5 – 0,75
Axiální	0,5 – 5	400 – 1000	0,5 – 0,75
Lamelový	0,1 – 5	10 – 10000	1 – 2,5

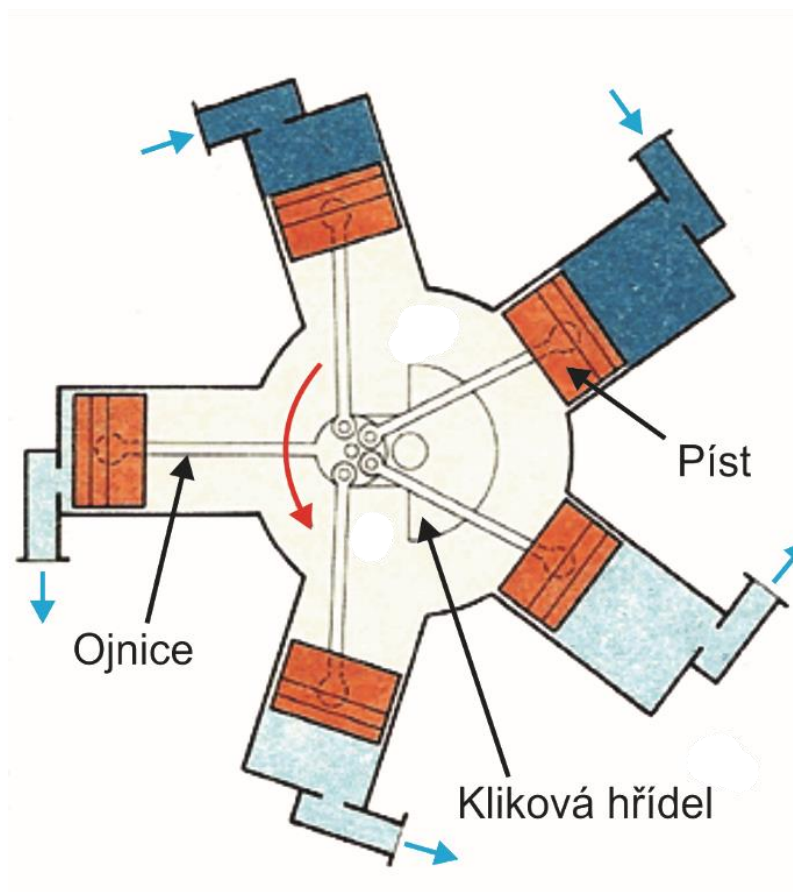
Tab. 2.1 - Pracovní hodnoty parametrů pro pneumatické rotační motory, převzato z [1]



2.2.1 Pístové rotační pneumotory

Podle konstrukce se dělí na **radiální** a **axiální**.

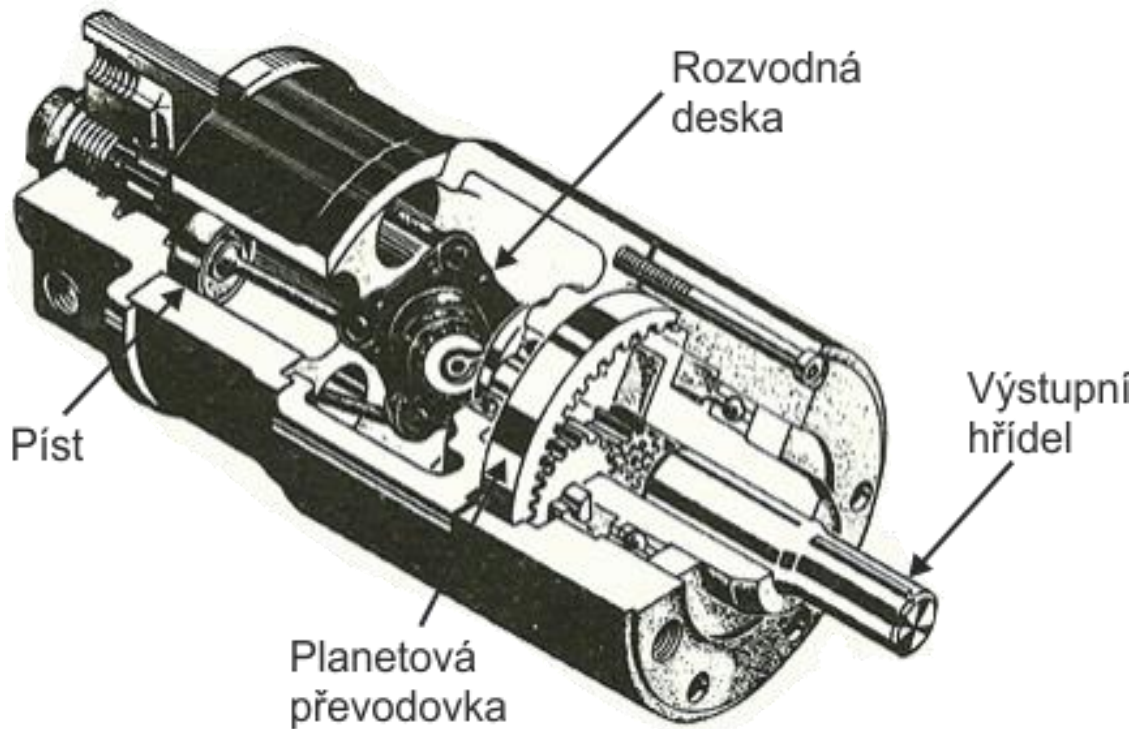
U **radiálních rotačních pneumotorů** (Obr. 2.4) se přímočarý vratný pohyb pístů převádí na rotační pohyb klikového hřídele. Pro zvýšení rovnoměrnosti rotačního pohybu se používá větší počet válců. Výkon těchto motorů závisí na vstupním tlaku vzduchu, počtu válců, jejich průměrech, zdvihu a rychlosti [2].



Obr. 2.4 - Radiální pístový rotační pneumotor, převzato a upraveno z [2]

Princip činnosti **axiálních pístových motorů** (Obr. 2.5): síla vznikající v několika axiálně uspořádaných válcích je nakloněnou rozvodnou deskou transformována na rotační pohyb hřídele. K dosažení rovnoměrnějšího průběhu krouticího momentu a tedy i chodu motoru pracují vždy dva válce současně [2].

Vstupní a výstupní kanály je možné u obou těchto motorů zaměnit a tím změnit směr otáčení výstupní hřídele. Maximální otáčky jsou kolem 5000 min^{-1} , výkon od 1,5 do 19 kW při normálních pracovním tlaku vzduchu 6 bar [3].

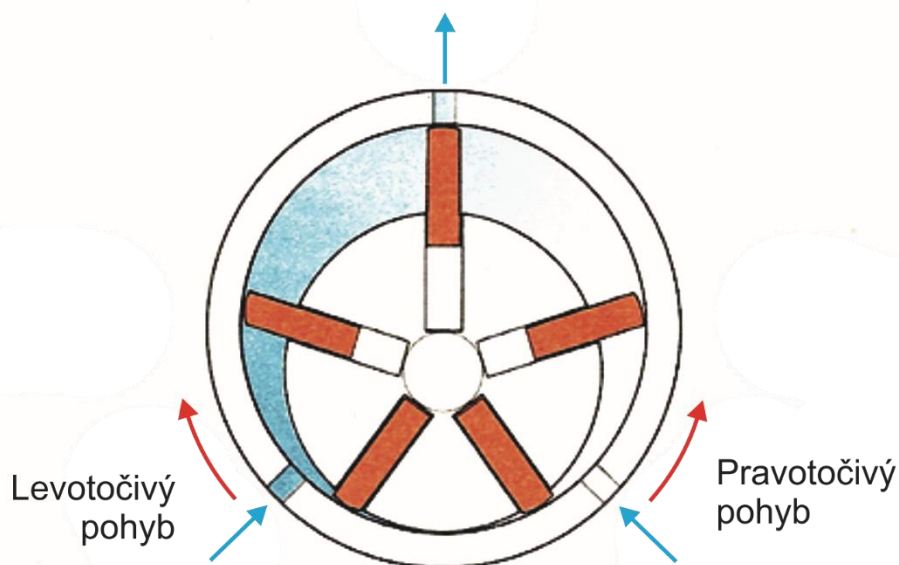


Obr. 2.5 - Axiální pístový rotační pneumotor, převzato a upraveno z [2]

2.2.2 Lamelové rotační pneumotory

Jsou to nejčastěji používané rotační pneumotory, neboť jsou konstrukčně jednoduché a mají malou hmotnost. Pracují na obráceném principu činnosti lamelových (křídlových) kompresorů [2].

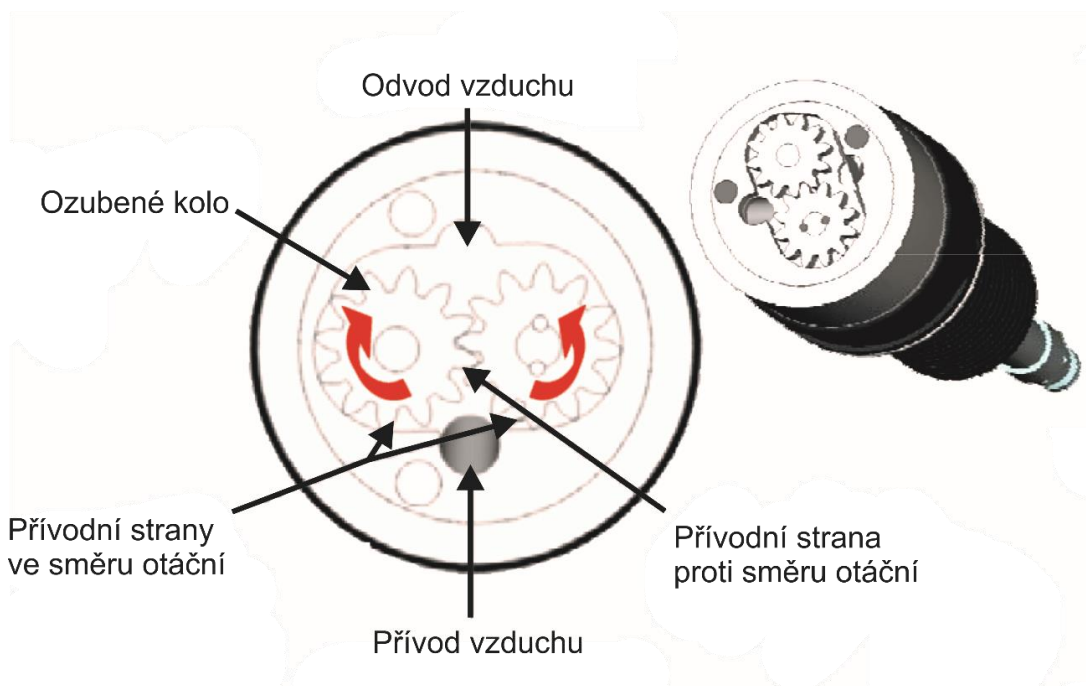
Lamelový rotační pneumotor (Obr. 2.6) má ve válcovém tělese statoru je excentricky uložený rotor s podélnými zářezy, v nichž jsou posuvně uloženy lamely, které jsou při pohybu přitlačovány k vnitřnímu válcovému povrchu tělesa statoru. Tím jsou utěsněny vzduchové komory mezi jednotlivými lamelami. Lamely jsou v klidovém stavu a při rozběhu přitlačovány k vnitřní straně válce statoru pružinou nebo tlakovým vzduchem nezávisle na otáčení. Jsou vyráběny většinou se třemi až deseti lamelami. Lamely vytvářejí v motoru pracovní komory a tlakový vzduch působí na jejich plochy. Vzduch je přiváděn do komory s nejmenším objemem, kde dochází k jeho rozpínání a tím postupnému zvětšování objemu komory. Otáčky rotoru lamelových motorů jsou v rozsahu 3 000 až 8 500 1/min, provádějí se pravotočivé i levotočivé s říditelným výkonem v rozmezí 0,1 až 17 kW [2].



Obr. 2.6 - Lamelový rotační pneumotor, převzato a upraveno z [2]

2.2.3 Zubové rotační pneumotory

Krouticí moment **zubového rotačního pneumotoru** je vyvozován působením tlaku vzduchu na plochy boku zubů dvou do sebe zabírajících ozubených kol (Obr. 2.7). Jedno z ozubených kol je pevně spojeno s výstupním hřídelem motoru. Tyto motory se používají při velkých požadovaných výkonech až do 44 kW. Vyrábějí se levotočivé i pravotočivé, resp. s možností rezervace směru otáčení [2].

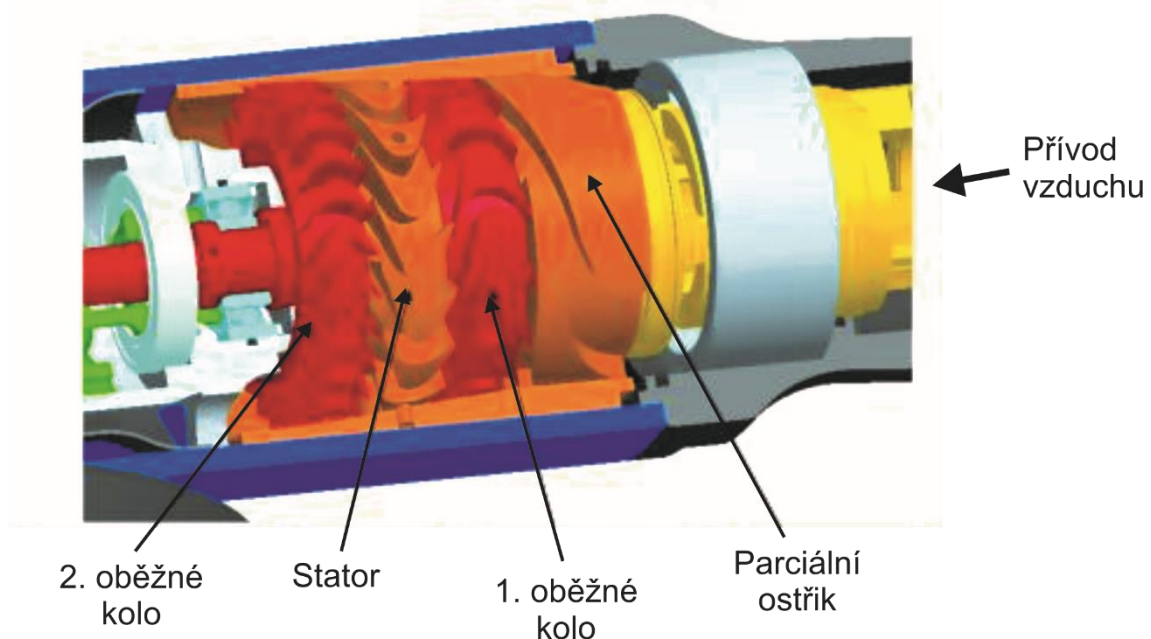


Obr. 2.7 - Zubový rotační pneumotor, převzato a upraveno z [6]



2.2.4 Turbínové rotační pneumotory

Turbínové rotační pneumotory se používají pouze pro menší výkony, ale dosahuje se u nich velmi vysokých otáček (např. zubní vrtačka s náhonem turbínovým motorkem s otáčkami až $500\,000\text{ min}^{-1}$). Na Obr. 2.8 je zobrazena konstrukce turbínového pneumotoru firmy Deprag. Jedná se o pneumotor, který přeměňuje energii vzduchu na kinetickou energii. Vzduch proudí přes parciální ostřík na lopatky 1. oběžného kola. Následně se vzduch otočí přes stator a pohání 2. oběžné kolo. Tyto stroje využívají optimálně energii vzduchu, a tím je spotřeba vzduchu oproti lamelovým rotačním pneumotorům třetinová [6].



Obr. 2.8 - Turbínový pneumotor, převzato a upraveno z [6]

2.3 Výrobci rotačních pneumotorů

Většina výrobců se specializuje na výrobu veškerých pneumatických prvků. Ať už jde o pneumatické rozváděče, ventily nebo pneumotory. Následující výčet zahrnuje přední výrobce rotačních pneumotorů.

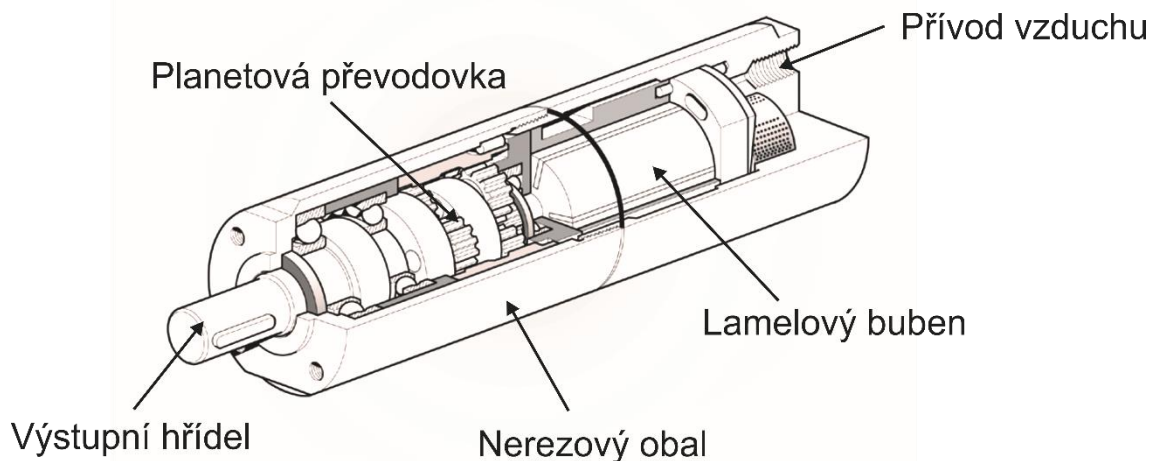
Parker-Hannifin Corporation

Firma Parker vyvíjí, vyrábí a prodává prvky tekutinových mechanismů již déle než 80 let. Společnost zaměstnává více než 57 000 pracovníků ve více než 200 výrobních závodech v Americe, Evropě, Asii a v Austrálii. Podnik je rozdělen na jednotlivé skupiny, které vyrábějí určitý sortiment výrobků, určených pro řízení pohybu a k jejich propojení do systémů. Jedná se o následující skupiny:



hydraulika, automatizace, pneumatické a elektrické pohony, tekutinové přípojky, těsnění, chlazení, přístrojová technika a letectví a kosmonautika. Prvky jsou určeny jak pro běžné provoz, tak i pro náročnější aplikace jako je letecký, těžební nebo vojenský průmysl. Vyrábí jak rotační, tak i kyvné pneumatory. Rotační pneumatory nesou označení P1V-x, kde x je označení výrobní řady [7].

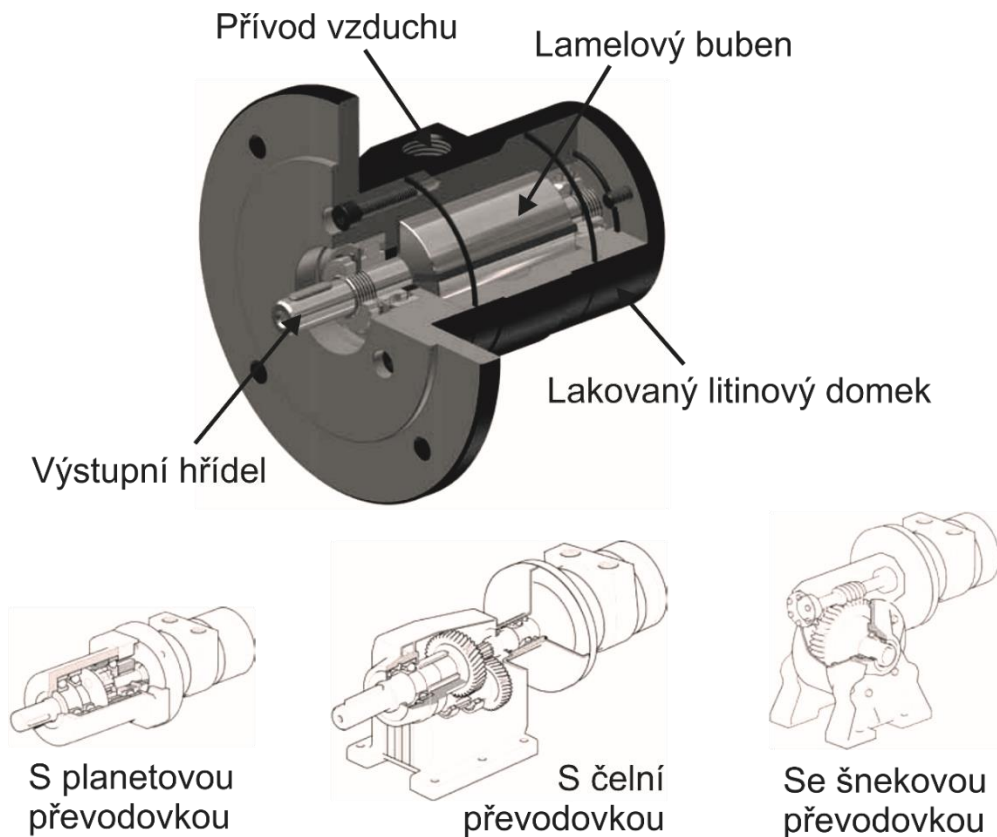
Řada nerezových rotačních lamelových pneumatů s označením P1V-S (Obr. 2.9) se vyrábí s výkony od 0,15 kW do 1,2 kW. Vyznačují se nepřetržitým provozem bez domazávání a schopností použití pro aplikace v potravinářském průmyslu. Tento motor obsahuje v základu planetovou převodovku pro dosažení větších krouticích momentů [7].



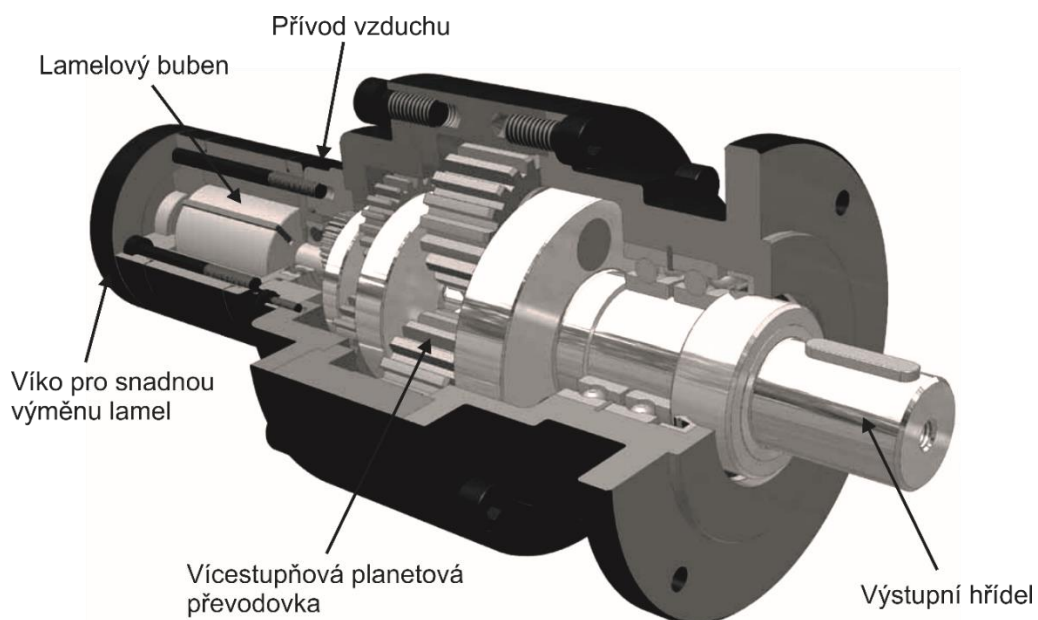
Obr. 2.9 - Lamelový nerezový motor Parker P1V-S, převzato a upraveno z [7]

Řada lamelových rotačních pneumatů s označením P1V-A (Obr. 2.10) se vyrábí s výkony 1,6 kW, 2,6 kW a 3,6 kW. Tyto motory mají široký rozsah volitelných převodovek a jsou určeny pro těžké a náročné aplikace.

Rotační lamelové pneumatory s označením P1V-M (Obr. 2.11) se vyrábí s výkony 0,2 kW, 0,4 kW a 0,6 kW. Tyto motory využívají patentovaný způsob rychlé výměny lamel a obsahují již v standardu planetovou převodovku. Motor je připraven pro přírubovou montáž, ale lze ho upevnit i pomocí patek [7].



Obr. 2.10 - Řada rotačních pneumotorů Parker s označením P1V-A, zobrazení s možností volby převodovek, převzato a upraveno z [7]

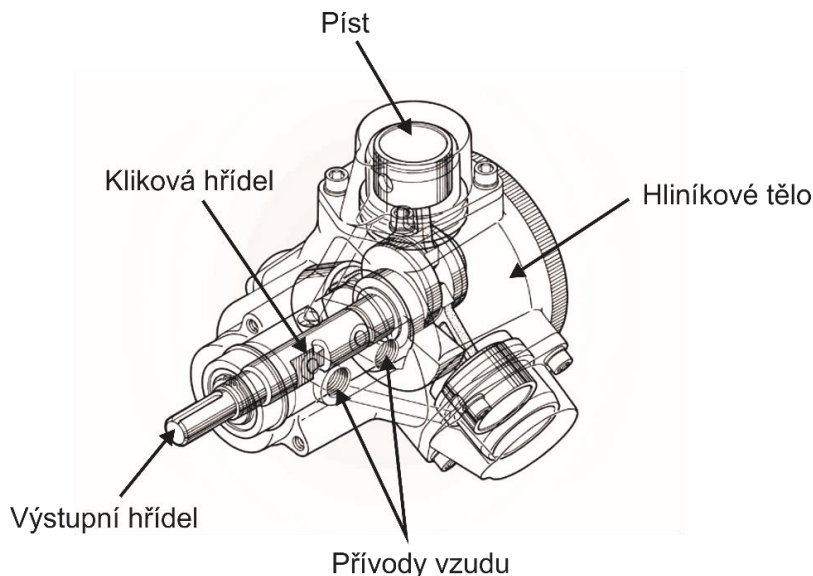


Obr. 2.11 - Rotační lamelový pneumotor Parker řady P1V-M, převzato a upraveno z [7]

Řada rotačních pneumotorů P1V-P (Obr. 2.12) pracuje na principu radiálního pístového motoru. Tyto motory mohou pracovat při nízkých otáčkách,



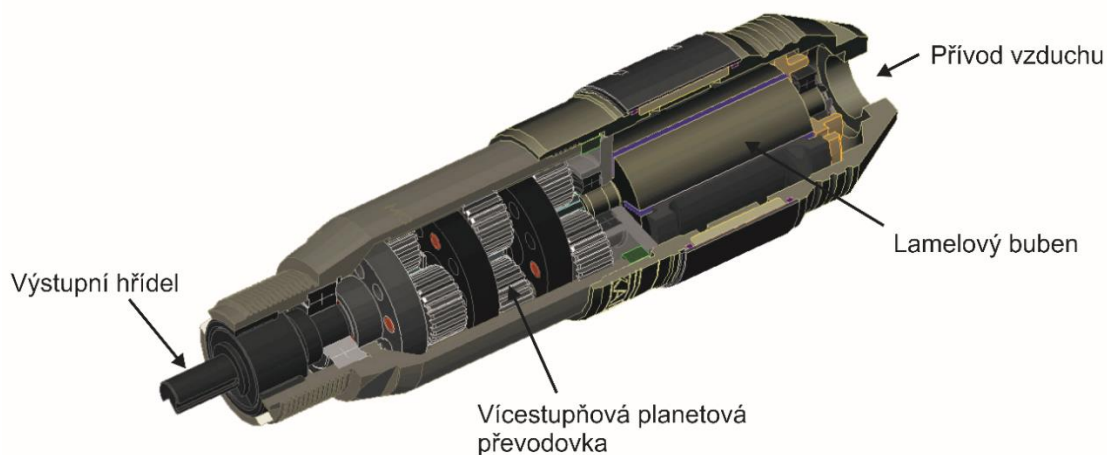
ale zároveň nabízí vysoký krouticí moment. Hladinu hluku se u těchto motorů udržuje na minimálních hodnotách, proto se tento motor hodí pro aplikace, kde jsou přísné požadavky na úroveň hluku. Firma Parker má v nabídce tři základní motory s výkony 73,5 W, 125 W a 228 W při tlaku 5 bar [7].



Obr. 2.12 - Radiální pístový pneumotor Parker P1V-P, převzato a upraveno z [7]

Modec

Firma Modec se zabývá více než 20 let výrobou převážně lamelových pneumotorů (Obr. 2.13) pro všechna průmyslová odvětví. V nabídce má široké množství variant a provedení motorů od výkonu 40 W až do 3 kW. Pomaluběžného chodu těchto motorů je docíleno pomocí víceúhňových planetových převodovek [8].



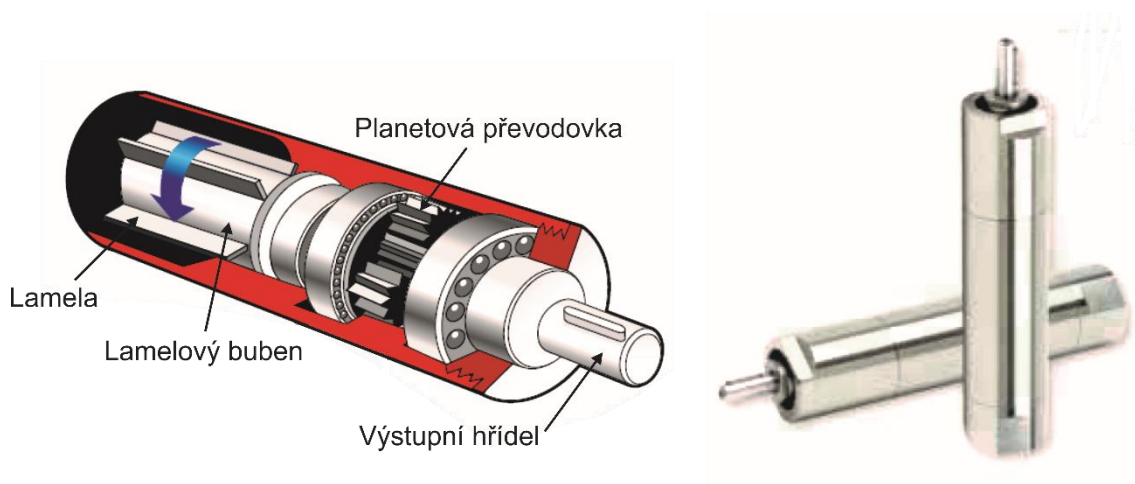
Obr. 2.13 - Konstrukce lamelového rotačního pneumotoru firmy Modec, převzato a upraveno z [8]



Atlas Copco

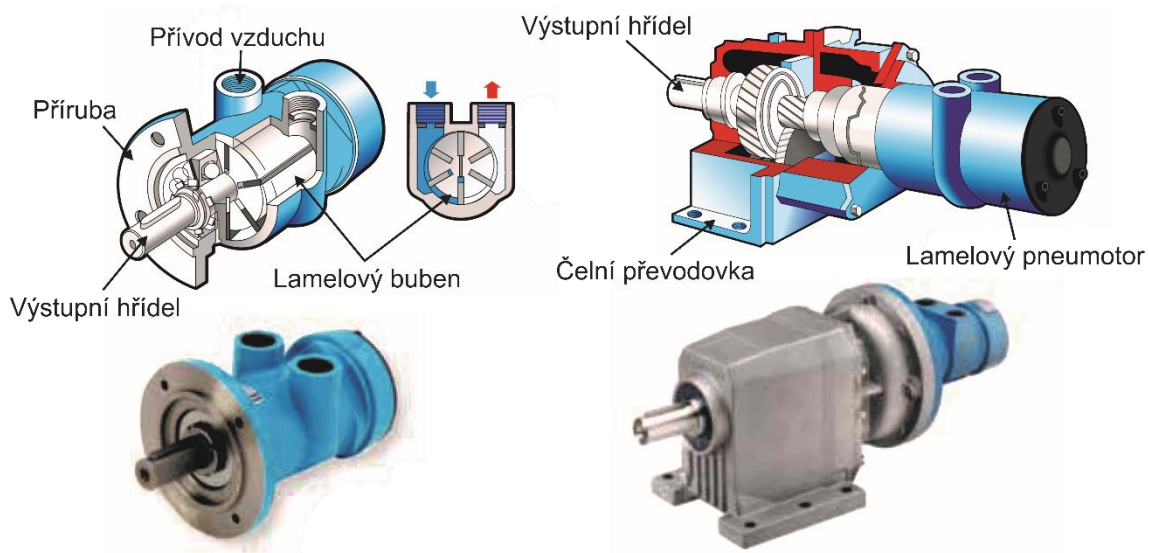
Švédská firma Atlas Copco je přední světový poskytovatel řešení v oblasti průmyslu. Nabízí produkty a služby v oblasti kompresorů, expandérů, systému úprav stlačeného vzduchu, stavebních a důlních strojů, průmyslového nářadí, montážních systémů a servisní služby. Na konci roku 2013 vykazovala celá společnost 40 000 zaměstnanců a obrat ve výši 9,7 miliard eur. Své produkty vyrábí ve více než 20 státech. Firma vyrábí lamelové rotační pneumotory, které nesou firemní označení LZB a LZL.

LZB lamelové pneumotory (*Obr. 2.14*) se vyrábějí ve výkonech od 0,1 kW do 2,8 kW. Tyto motory mají kompaktní design a jsou lehké, proto jsou vhodné pro zabudování do ručních strojů. V nabídce mají i motory LZB s planetovou převodovkou, pro dosažení různých krouticích momentů a otáček [9].



Obr. 2.14 - Lamelový rotační pneumotor Atlas Copco typ LZB, převzato a upraveno z [9]

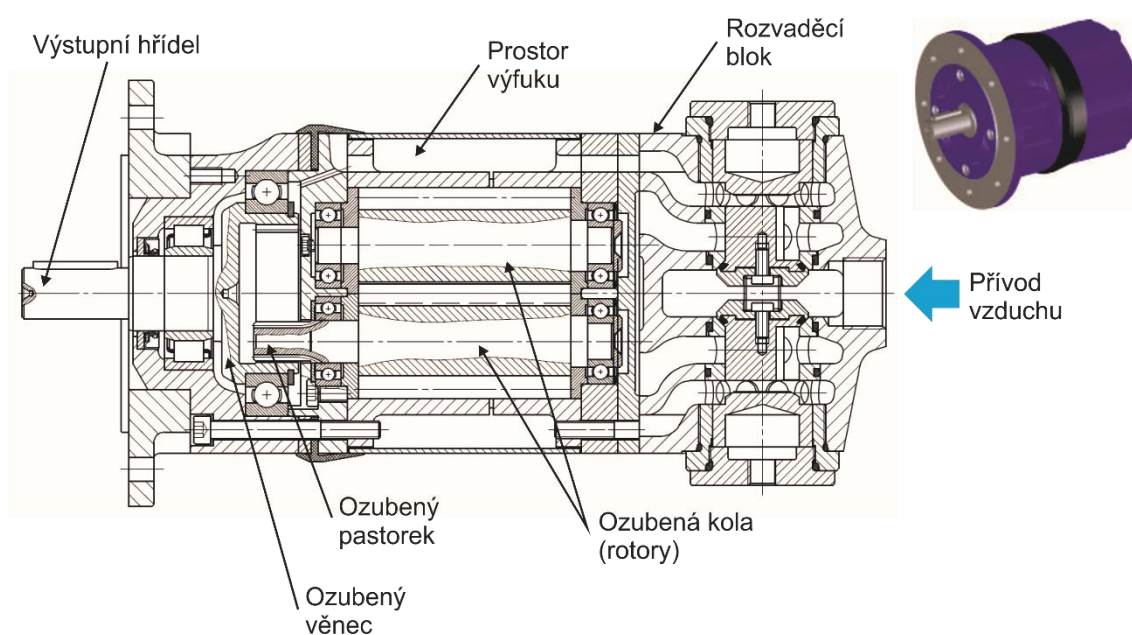
LZL lamelové pneumotory (*Obr. 2.15*) jsou dodávány ve výkonech od 1,05 kW do 6,5 kW. Jsou navrženy tak, aby umožnily co největší výkony při nízkých otáčkách. Tyto motory jsou silné, robustní a odolné. Mohou být spojeny s čelní převodovkou a tím poskytovat rychlost 17 až 500 min^{-1} s krouticím momentem až 3200 Nm. Převodovka je s motorem spojena pomocí příruby [9].



Obr. 2.15 - Lamelový rotační pneumotor firmy Atlas Copco typ LZL, převzato a upraveno z [9]

Düsterloh Fluidtechnik GmbH.

Německá společnost Düsterloh vyvíjí, vyrábí a prodává více než 100 let hydraulické a pneumatické pohony a motory [10].



Obr. 2.16 - Zubový rotační pneumotor firmy Düsterloh řady PMW, převzato a upraveno z [10]

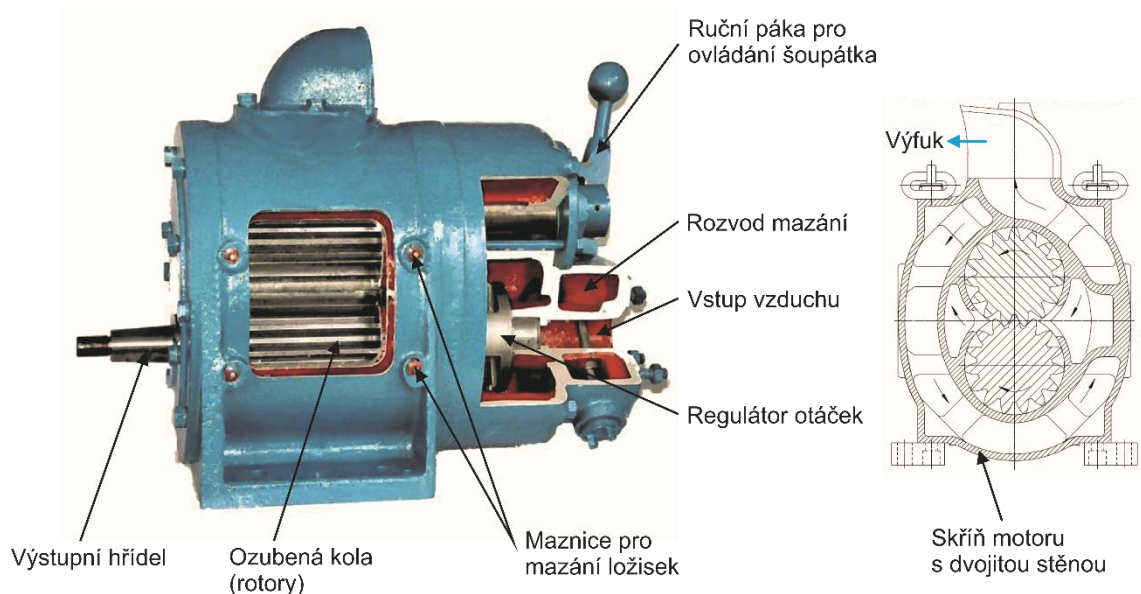
Firma vyrábí výhradně rotační zubové pneumotory, které jsou určeny pro trvalý provoz v drsných provozních podmínkách. Jsou navrženy, aby pracovaly spolehlivě i ve vlhkém prostředí a za extrémních klimatických podmínek. Firma



je výjimečná tím, že se zabývá rotačními pneumotory s velmi vysokými výkony až 66 kW. Firma vyrábí dvě modelové řady rotačních zubových pneumotorů.

Řada rotačních zubových pneumotorů s označením PMW 160 – PMW 530 (Obr. 2.16) se vyrábí s výkony od 2,8 kW do 8,5 kW. Tyto rotační pneumotory jsou vhodné zejména do prostředí, kde hrozí možnost výbuchu.

Řada rotačních zubových pneumotorů s označením DMO 8 – DMO 35 (Obr. 2.17) se vyrábí s výkony od 6,3 kW do 53,2 kW. Tyto rotační zubové pneumotory jsou určeny pro trvalý provoz v náročných pracovních podmínkách [10].



Obr. 2.17 - Rotační zubový pneumotor firmy Düsterloh řady DMO, převzato a upraveno z [10]

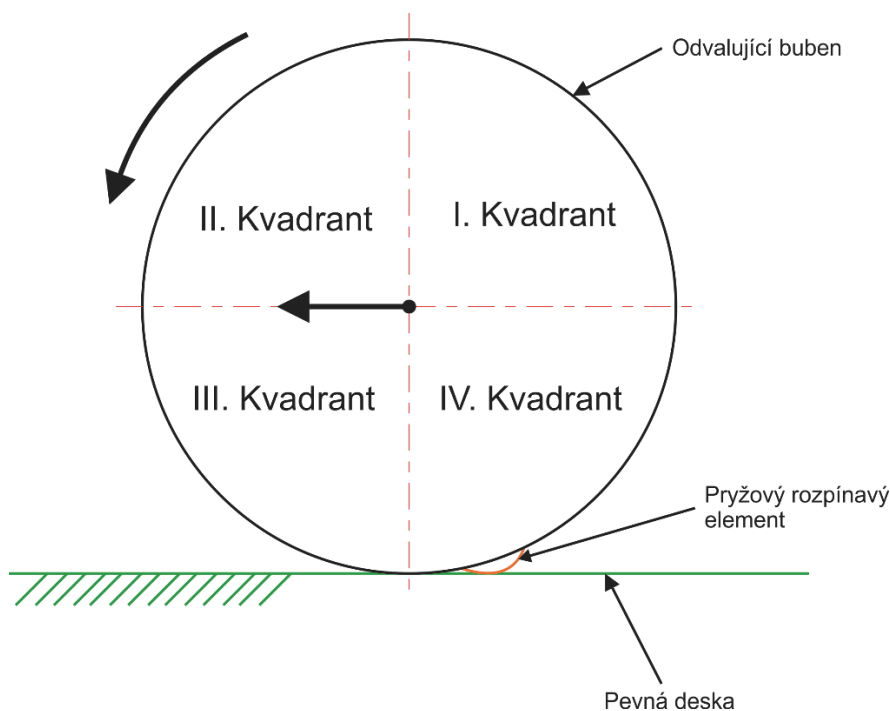


3. Pomaluběžný rotační pneumotor (PRP)

Řešený **pomaluběžný rotační pneumotor**, dále PRP, vychází z patentové přihlášky CZ2014-130, kterou podalo České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení. Tento patent dosud nebyl Úřadem průmyslového vlastnictví schválen, ale byl schválen užitný vzor, jehož přihláška je součástí přílohy č.1.

Funkčním principem je to, že kluzně otočný prstenec opatřený pryžovým rozpínacím elementem (vakem), případně natlakovanými pružnými hadicemi, rotuje na nepohyblivém kolu, které obsahuje přetlakový segment. Jednotlivé vaky v této oblasti se pak postupně rozpínají k dutině excentricky vystředěného bubnového kola, které se tak roztáčí. Toto bubnové kolo má z tělesa motoru vyveden hnací hřídel.

Princip vychází z úvahy vyobrazené na *Obr. 3.1*. Odvalující buben se, v případě nafukování pryžového rozpínacího elementu ve **IV.** Kvadrantu, odvaluje po pevné desce.

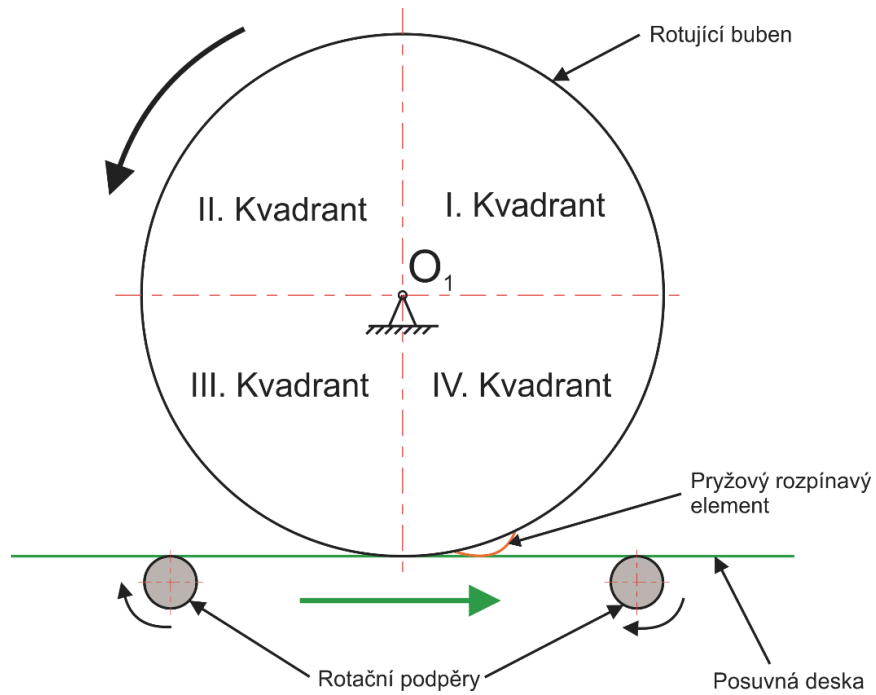


Obr. 3.1 - Princip přetlakového pomaluběžného pneumotoru 1

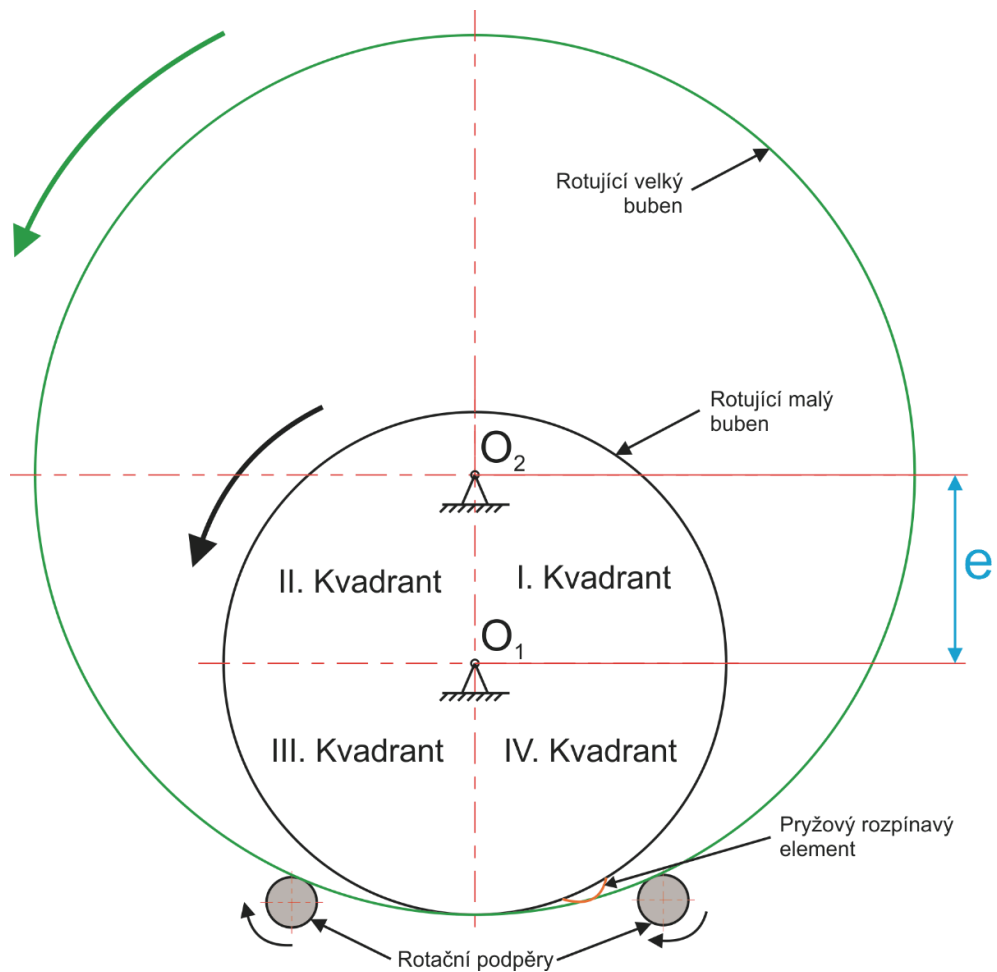
V dalším kroku, zobrazeném na *Obr. 3.2*, byla pevná deska nahrazena posuvnou deskou umístěnou na rotačních podpěrách. Odvalující buben je nahrazen rotujícím bubnem, který je pevně upevněn ve své ose pomocí rotační



podpěry O_1 . Pokud se pryžový element nafukuje ve **IV.** kvadrantu, dojde k pohybu posuvné desky a k rotaci bubnu.



Obr. 3.2 - Princip přetlakového pomaluběžného pneumotoru 2



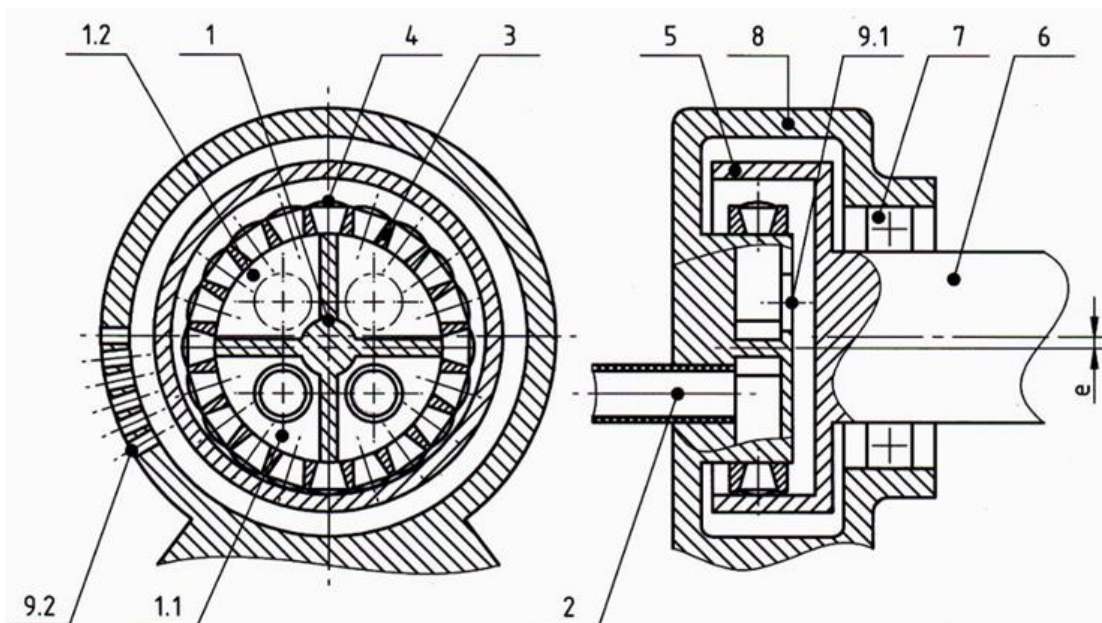
Obr. 3.3 - Princip přetlakového pomaluběžného pneumotoru 3



V posledním kroku, dle *Obr. 3.3*, byla posuvná deska zkroužena do podoby velkého rotujícího bubnu, aby byl možný nepřetržitý výstupní rotační pohyb pomocí hřídele. Důležitým parametrem je excentricita e . Na tuto myšlenku přímo navazuje přetlakový pomaluběžný rotační pneumotor.

Na *Obr. 3.4* je znázorněn přetlakový pomaluběžný rotační pneumotor, tak jak je zobrazen v patentové přihlášce. Pneumotor je nakreslen v podélném a příčném řezu, kde nepohyblivé kolo **1** obsahující přetlakový segment **1.1**, má vstup přetlakovým potrubím (hadicí) **2**. Zde se taktují aktivní hnací balónky **4**. Segment **1.2** slouží k odvodu již neaktivních balónků. Odvod probíhá přes otvor **9.1** a mřížkou odvodu **9.2**. Nepohyblivé kolo **1** je opatřeno kluzně otočným prstencem **3**, který má po svém obvodu rozmístěné balónky **4**. Tento celek (**1,3,4**) je umístěn v dutině otočného bubnového kola **5** (unášecí kolo), které je vyoseno o excentricitu e . Bubnové kolo **5** je volně otočné v ložisku **7** a vystupuje ze zakrytovaného prostoru výstupním hřídelem **6**, který tak vytváří hnací hřídel. Kryt **8** je opatřen mřížkou odvodu **9.2**.

Vznikem přetlaku v potrubí **2** dochází k vytváření tlaku v segmentu **1.1**, kdy se aktivují balónky v této oblasti. Ty pak mají snahu se opřít o vnitřní plochu válcové plochy otočného bubnu **5**. Tím způsobují jeho rotaci.

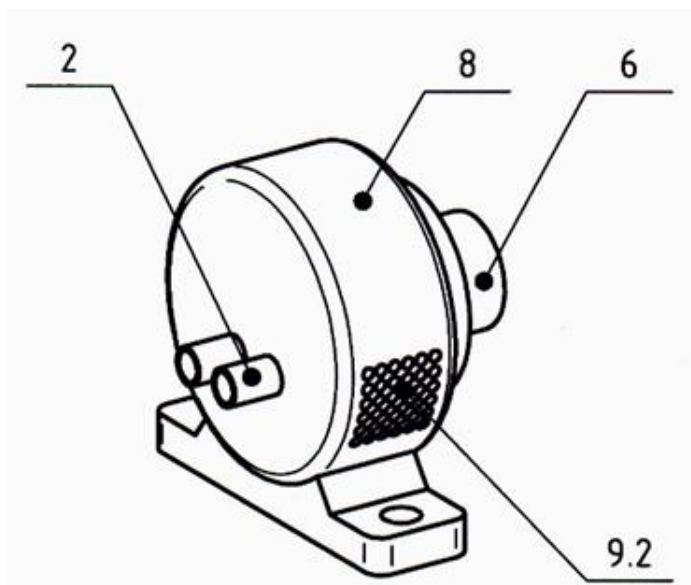


Obr. 3.4 - Schéma přetlakového pomaluběžného pneumotoru (podélný a příčný řez), převzato z [12]



Na *Obr. 3.5* je celkový pohled na rotační přetlakový pomaluběžný pneumotor, z kterého je patrné krytování **8**, tlaková větev **2**, odfuková mřížka **9.2** a výstupní hnací hřídel **6**.

Reverzaci chodu a stop stav umožňují zrcadlově umístěné segmenty k segmentům **1.1** a **1.2**, přívody a odfuky stlačeného vzduchu.



Obr. 3.5 - Přetlakový pomaluběžný pneumotor (celkový pohled), převzato z [12]



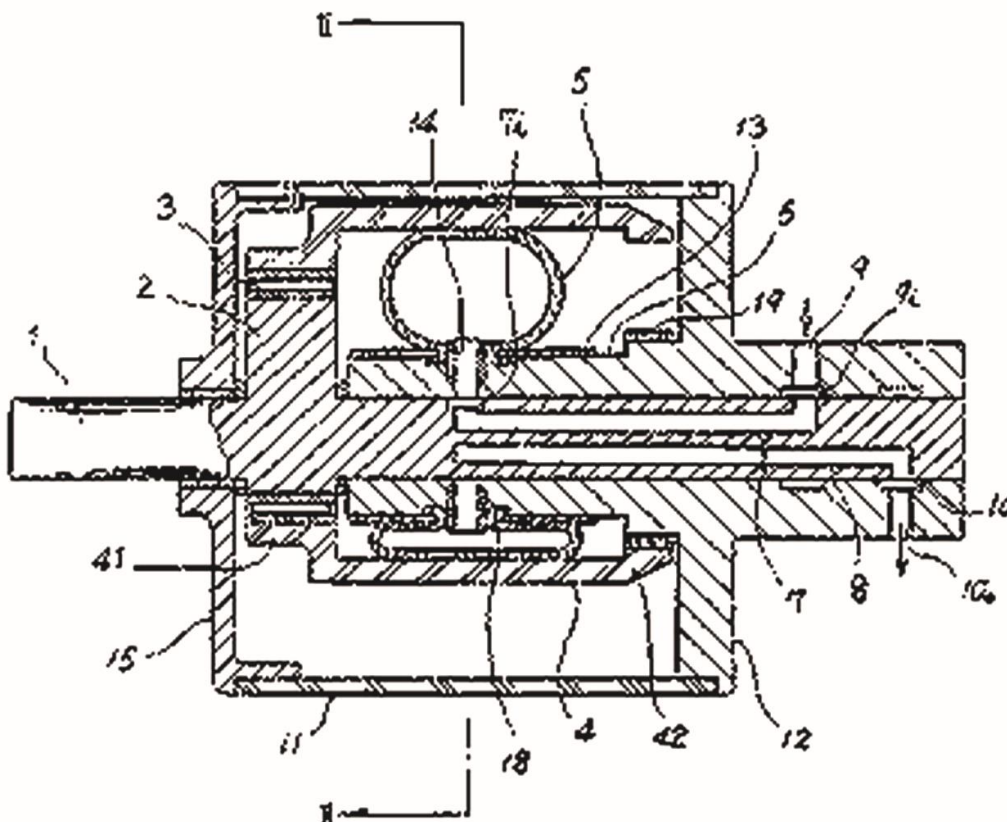
4. Dostupné patenty zabývající se podobným řešením

V následující kapitole je nutné ověřit, zda se řešený PRP neshoduje s některými již dostupnými českými nebo světovými patenty. Na Úřadu průmyslového vlastnictví v Praze byly k dispozici 3 patenty, které se podobají řešení PRP. Dostupné jsou pouze naskenované originální dokumenty patentů, proto je horší kvalita použitých obrázků.

4.1 Patent JPS62150003

Tento patent, s názvem Air motor (v překladu: Vzduchový motor), byl vydán v Japonsku dne 4. 7. 1987. Za vynálezce je považován Matsumoto Kazayuki za firmu CKD Corp.

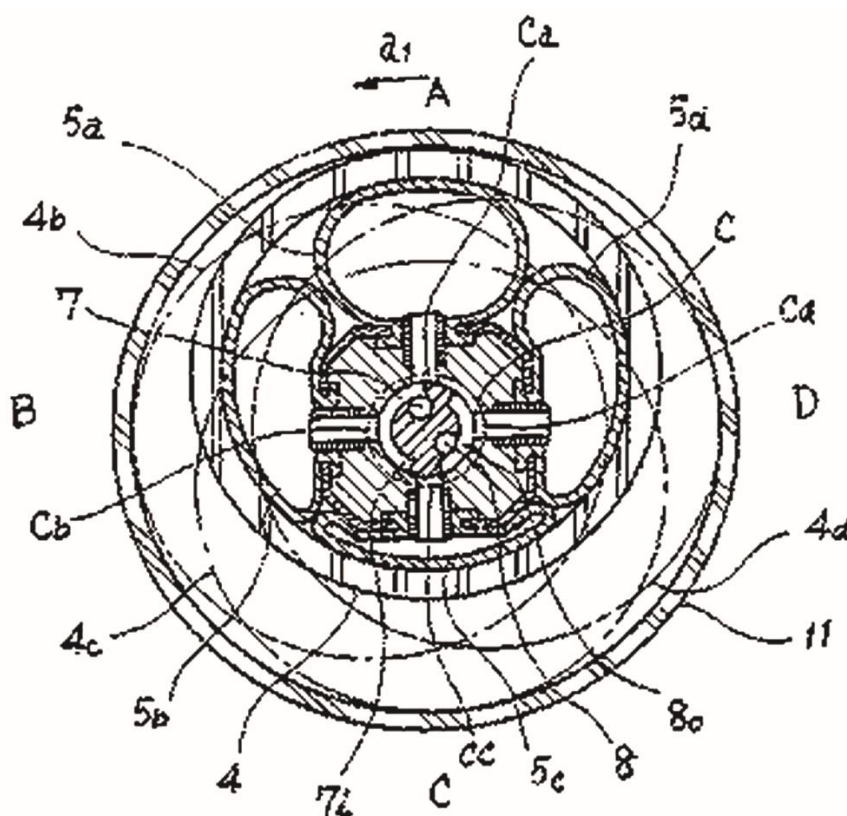
Účel: Chceme-li získat stabilní krouticí moment za pomoci jednoduché a kompaktní konstrukce s přiváděním nebo vyčerpáváním stlačeného vzduchu ze vzduchotěsných vaků tak, aby vačkový válec prováděl planetární pohyb expandující silou vaku. Výstupní hřídel se pomocí excentru otáčí.



Obr. 4.1 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu JPS62150003 v podélném řezu, převzato z [11]



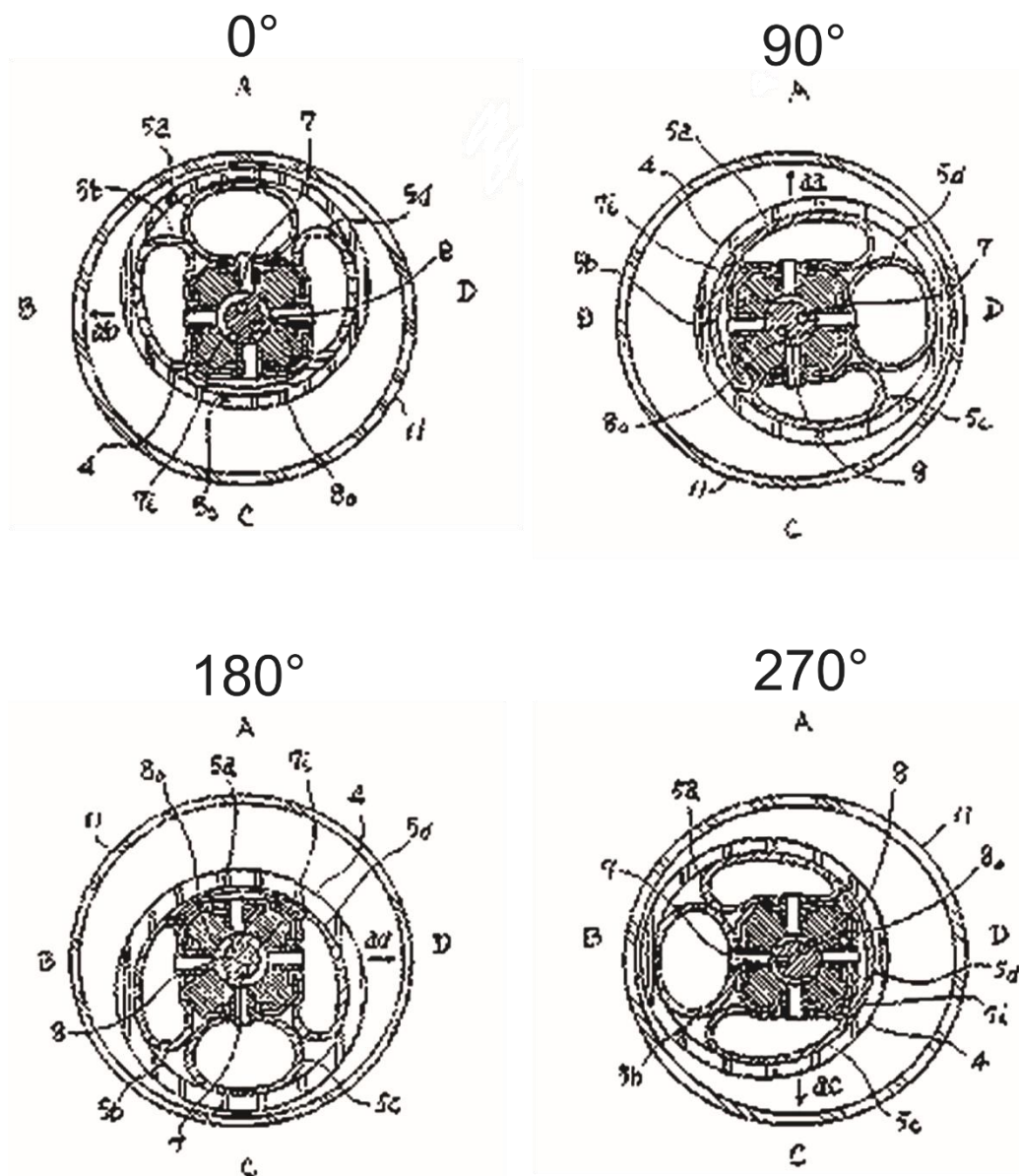
Konstrukce: Na *Obr. 4.1* je znázorněn pneumotor v podélném a na *Obr. 4.2* v příčném řezu. Stlačený vzduch se přivádí vstupním otvorem **9** přes otvor **7** a kruhovou drážku **7i** v místech **A** a **B** do příslušných vaků **5a** a **5b**. Na druhé straně v poloze **D** je vak **5d** vyfukován prostřednictvím výfukového otvoru **10** přes kruhovou drážku **80** a otvor **8**. Když se vzduch zavádí do vaku **5b** v poloze **B**, kotouč **4** se bude pohybovat po trajektorii **4b** do strany v poloze **B**. To má za důsledek to, že se excentr **2** pootočí o 90° . Kotouč **4** se otáčí pomocí ložiska **3** na excentru **2**. Tímto řešením lze dosáhnout stabilního krouticího momentu na výstupní hřídeli **1**.



Obr. 4.2 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu JPS62150003 v příčném řezu, převzato z [11]

Na *Obr. 4.3* jsou znázorněny jednotlivé polohy při otočení v 0° , 90° , 180° a 270° . Zde je patrné, jak se jednotlivé vaky postupně nafukují a vyfukují.

Podobnost s PRP: Tento patent se s PRP, řešeným v této práci, shoduje pouze v nafukování a vyfukování vaků. Zde je kotouč **4**, o který se opírají vaky, uložen excentricky vůči výstupní hřídeli **1** a tím se výrazně liší od PRP.



Obr. 4.3 - Polohy rotačního pneumotoru dle Patentu JPS62150003, převzato z [11]

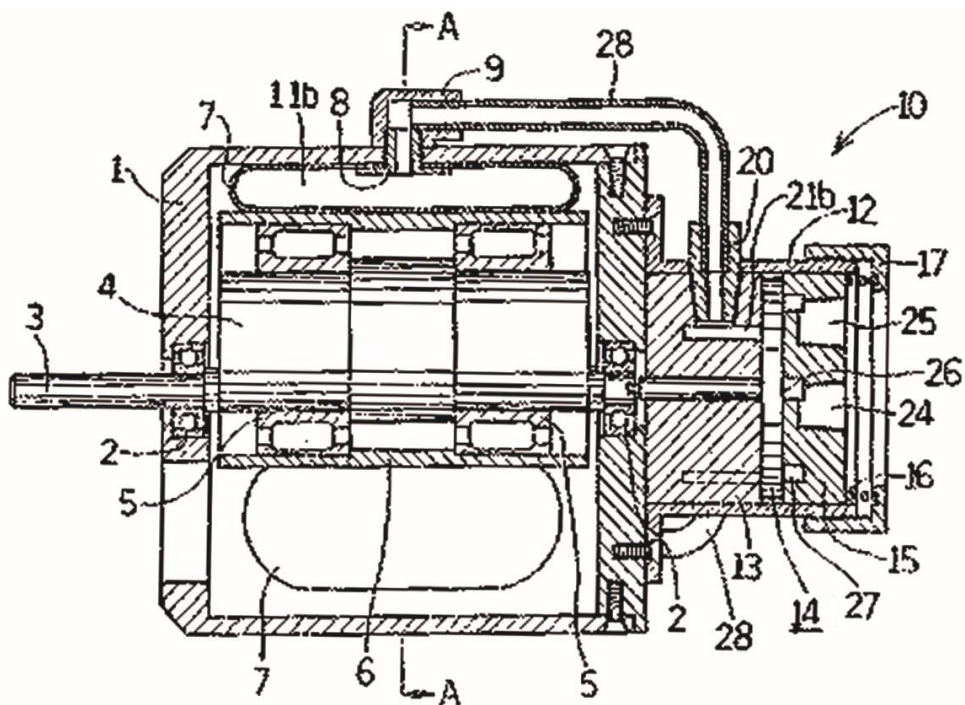
4.2 Patent JPS63105280

Patent JPS63105280, s názvem Motor for generating rotary motion using pressure medium (v překladu: Motor pro výrobu kroučícího pohybu za použití tlakového media), byl vydán v Japonsku dne 10. 5. 1988. Jako vynálezce se uvádí Ogami Juichi za společnost Nitta KK.

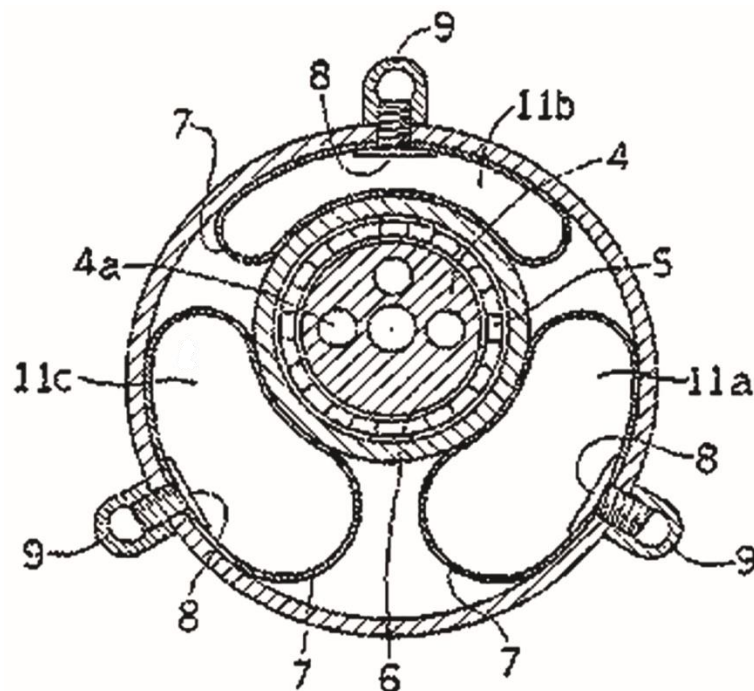
Účel: K vygenerování vysokého kroučícího momentu ve směru tlakové síly, která je generována expanzí expanzních komor v důsledku tlakového media.



Konstrukce: Na Obr. 4.4 je zobrazen motor v podélném a na Obr. 4.5 v příčném řezu. Vaky 7 jsou umístěny rovnoběžně podél rolujícího klikového pouzdra 6. Do expanzních komor 11a-11c ve vácích 7 se vhání postupně tlakové médium a při správném načasování dojde k posouvání klikového pouzdra 6. Síla je pomocí ložisek 5 přenesena na vačkový hřídel 4 a dochází k rotaci výstupní hřídele 3.



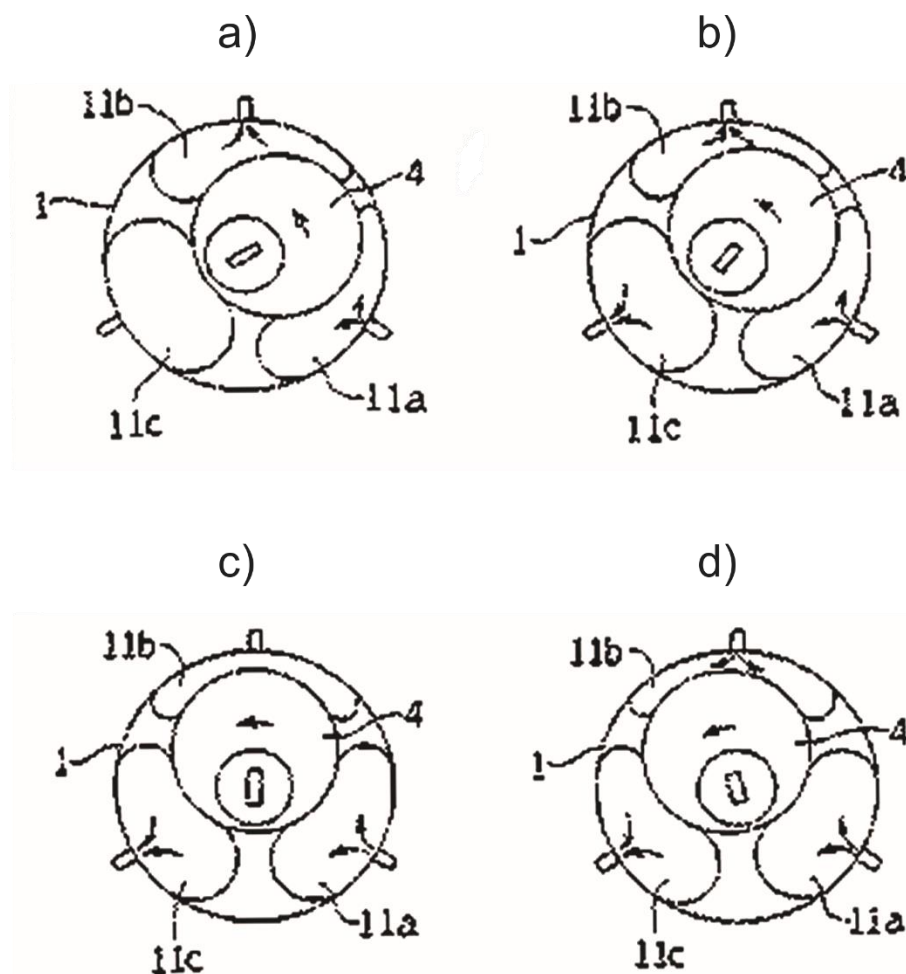
Obr. 4.4 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu JPS63105280 v podélném řezu, převzato z [11]



Obr. 4.5 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu JPS63105280 v příčném řezu, převzato z [11]



Na *Obr. 4.6* je znázorněno postupné otáčení vačkové hřídele **4**, kde se postupně nafukují a vyfukují vaky **7**. V poloze **a)** na *Obr. 4.6* se komora **11a** nafukuje a tím dochází k pootočení vačkového hřídele **4** do polohy **b)**. Zároveň je komora **11b** vyfukována, aby nevznikala síla působící proti krouticímu momentu. V poloze **b)** je stále nafukována komora **11a** a zároveň vyfukovány komory **11b** a **11c**. Hřídel se dále otočí do polohy **c)**, kde se přestává vyfukovat komora **11b**. Následně se hřídel otočí do polohy **d)**, kde se začíná nafukovat i komora **11b**, která otáčí vačkovou hřídelí **4**. Celý proces se opakuje, pouze dochází ke změně komor.



Obr. 4.6 - Polohy statoru 1 vůči excentrickému rotoru 4 dle patentu JPS63105280, převzato z [11]

Toto řešení se značně podobá předchozímu patentu JPS62150003. Rozdíl je pouze v nafukování vaků. Zde je nafukování řešeno z vnějšího pláště, zatímco, v předchozím patentu bylo nafukování vaků ze směru od hřídele.



Podobnost s PRP: Tento patent, podobně jako předešlý, se s PRP shoduje pouze v nafukování a vyfukování vaků. Zde je použit vačkový kotouč **4**, o který se přes kroužek **6** opírají vaky **7**. Vačkový kotouč je uložen excentricky vůči výstupní hřídeli **3** a tím se výrazně od PRP liší.

4.3 Patent US3946641

Patent US3946641, s názvem Drive arrangement to produce a rotary or turning motion by means of a fluid or gaseous pressure medium (v překladu Pohonné uspořádání pro vytvoření rotačního a otáčivého pohybu použitím tekutého nebo plynného tlakového média), je původem ze Švýcarska a byl podán 30. 3. 1976. Autorem je uveden Georg Hirmann z Curychu ve Švýcarsku.

Účel: Pohonné uspořádání pro produkci rotačního pohybu za použití kapalinného nebo plynného tlakového media, ve kterém pracovní hřídel a excentrické části uvnitř pouzdra jsou uváděny do pohybu alespoň jedním deformovatelným vakem. Deformovatelné vaky jsou připevněny mezi pouzdro a excentrickou část takovým způsobem, že expanze zmáčknutého vaku působí krouticí moment na excentrickou část. Působící síla směřuje podél centrální osy, tudíž podél pracovního hřídele. Expanzní vaky jsou spojeny s pracovním médiem vhodnými prostředky.

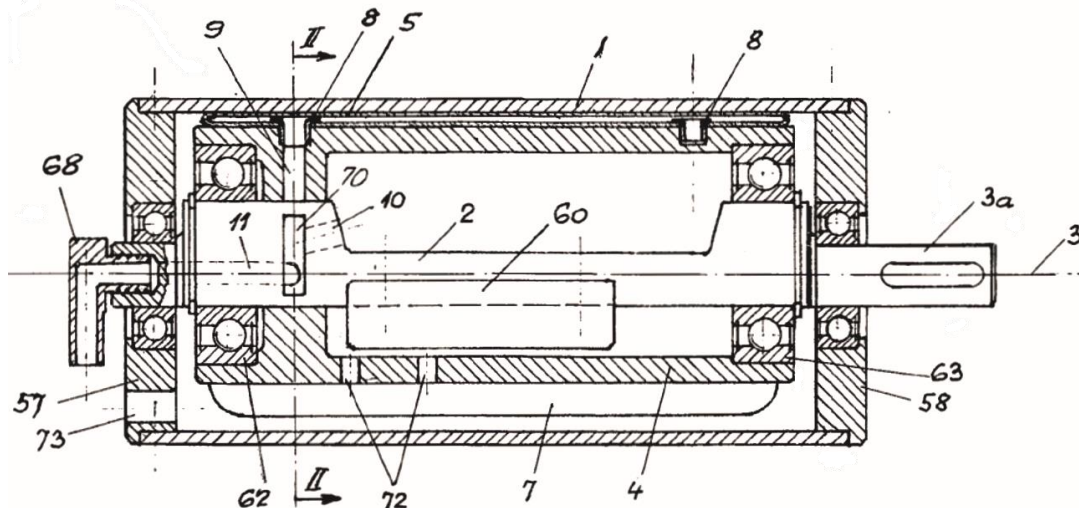
Konstrukce: Na *Obr. 4.7* zobrazuje víka **57** a **58**, excentrickou hřídel **2** s protizávažím **60**, otočný rotor **4** s ložiskami **62** a **63**. Expanzní vak **5** na rotoru **4** je zobrazen v neutrální (počáteční) pozici. Expanzní vak **5** je spojen s otočným rotorem **4** pomocí zalisovaného ústí **8**, která je propojená s radiálním kanálem **9**. Stlačený vzduch je připojený do konektoru **68**. Rozvodný kanál **70** zajišťuje postupný přívod a odvod vzduchu jednotlivým vakům.

Na *Obr. 4.8* je příčný řez II-II z *Obr. 4.7*, kde je zobrazen obal **1**, excentrická hřídel **2**, osa hřídele motoru **3** a otočný rotor **4**. Expanzní vaky **5,6,7** jsou vyrobené z pryže nebo plastového elastického materiálu. Vaky jsou nafukovány otvory pro přívod a odvod média **10** a **11** přes radiální kanály **9**.

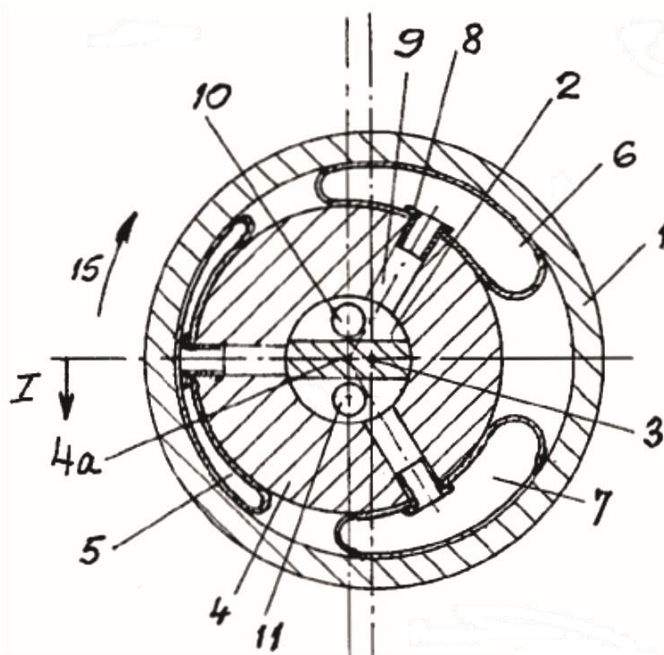
Princip funkce pneumotoru je následující. V poloze na *Obr. 4.8* je vzduch vháněn do expanzního vaku **7** kanálem **11**. Současně je kanálem **10** vzduch



odváděn z vaku **6**. Dojde k rotačnímu posunutí tělesa **4** podle osy hřídele motoru **3**, čímž dojde k nafukování vaku **5**. Vaky se takto postupně nafukují a vyfukují, čím přenáší excentrický pohyb na hřídel **2**.



Obr. 4.7 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu US3946641, typ bez desek, v podélném řezu, převzato z [11]

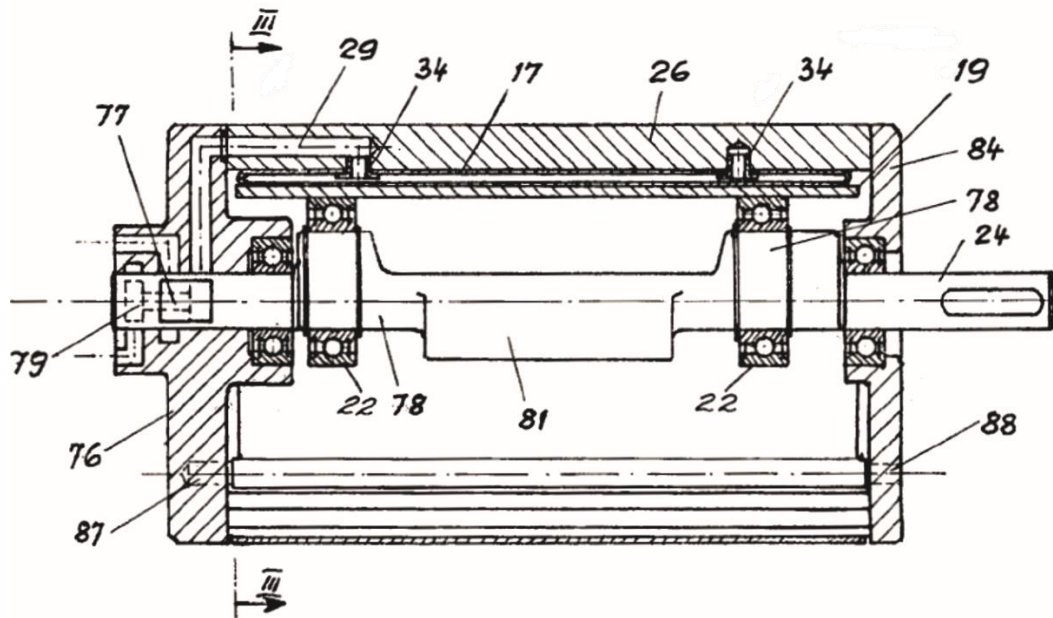


Obr. 4.8 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu US3946641, typ bez desek, v řezu II-II z Obr. 4.7, převzato z [11]

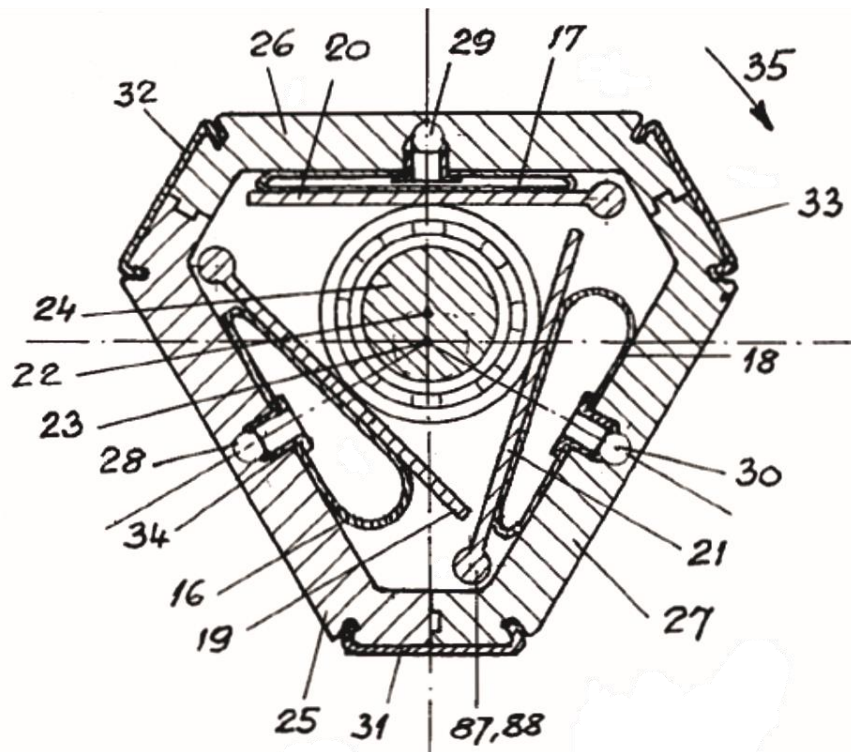
Na Obr. 4.9 je znázorněn podélný řez motorem s podobným principem a na Obr. 4.10 je příčný řez motorem III-III z Obr. 4.9. U tohoto motoru je síla přenášena z expanzních vaků **16**, **17**, **18** na excentrickou hřídel **78** přes kyvné desky **19**, **20**, **21**. Obal je tvořen třemi díly **26**, **27**, **28**, které vedou médium



pomocí kanálů **28**, **29**, **30** do expanzních vaků **16**, **17**, **18**. Rozvodný kanál **77** zajišťuje postupný přívod a odvod vzduchu k jednotlivým vakům. Při postupném nafukování vaků dochází k rotaci excentrické hřídele.



Obr. 4.9 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu US3946641, typ s deskami, v podélném řezu, převzato z [11]



Obr. 4.10 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu US3946641, typ s deskami, v řezu III-III z Obr. 4.7, převzato z [11]



Podobnost s PRP: Tomto patent se s PRP shoduje pouze v nafukování a vyfukování vaků. Zde je použita excentrická výstupní hřídel **2** a **78**, a tím se výrazně od PRP liší.

4.4 Shrnutí patentů

Z předchozího rozboru jednotlivých patentů bylo zjištěno, že tyto patenty s řešeným PRP mají společné pouze expanzní vaky. Veškeré patenty, které byly poskytnuty Úřadem průmyslového vlastnictví, jsou si navzájem podobné. Expanzní vaky v těchto patentech slouží k přenosu energie na excentrickou hřídel a vnější plášť se neotáčí. V PRP slouží expanzní vaky k přenosu energie na vnější buben, který se otáčí a tím se výrazně od jednotlivých patentů liší.

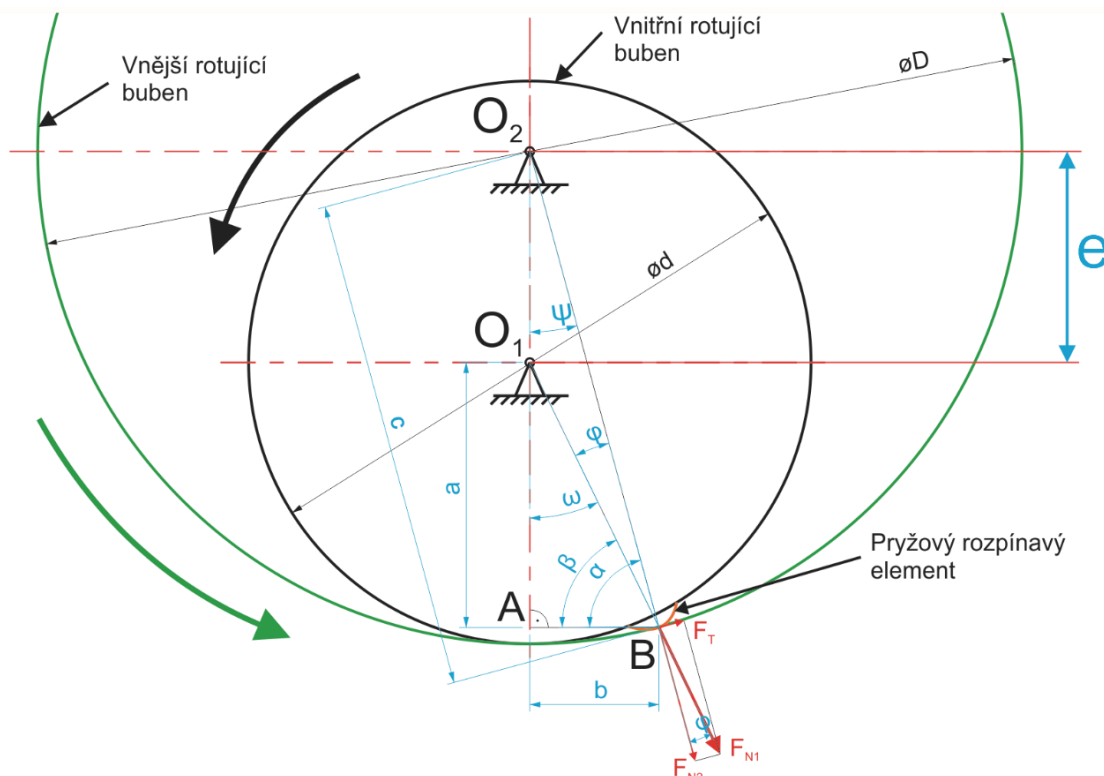


5. Rozbor problematiky PRP

V kapitole číslo 5 byla popsána funkce PRP. Při návrhu samotné konstrukce pneumotoru je nutné nejprve zjistit optimální poměr velikosti průměrů vnějšího bubnu k vnitřnímu bubnu, s čímž souvisí volba excentricity e . To bude provedeno pomocí série výpočtů, přičemž budou výsledky dále vyhodnoceny pomocí experimentu. Následně je zapotřebí zjistit samotnou funkčnost pryžového rozpínacího elementu. Toho bude dosaženo pomocí druhého experimentu.

5.1 Poměr velikostí průměrů bubnů D/d

Působení sil je znázorněno na *Obr. 5.1*. Pryžový rozpínací element bude působit na vnější rotující buben normálovou silou F_{N1} . Z obrázku je patrné, že síla F_{N1} prochází středem vnitřního rotujícího bubnu O_1 . Díky excentricitě e , která je rozdílem poloměrů bubnů, se síla F_{N1} při působení na vnější rotující buben rozkládá na dvě na sebe vzájemně kolmé složky síly. První, normálová síla F_{N2} , prochází středem O_2 vnějšího rotujícího bubnu. Druhá, tečná síla F_T , je tečná k velkému rotujícímu bubnu. Tato síla vytváří krouticí moment M_k , který pohybuje pneumotorem. Cílem je, aby krouticí moment M_k byl, pokud možno, co největší.



Obr. 5.1 - Působení sil v PRP



Krouticí moment M_k je dán vztahem:

$$M_k = F_T \cdot \frac{D}{2} \quad (5.1)$$

Tečná síla F_T vychází ze vztahu:

$$\sin \varphi = \frac{F_T}{F_{N1}} \quad (5.2)$$

kde

$$F_T = F_{N1} \cdot \sin \varphi \quad (5.3)$$

Velikost úhlu φ se odvíjí od excentricity e a úhlu ψ , který označuje natočení vnějšího bubnu. Čím větší bude excentricita e , tím větší bude úhel φ , a naopak úhel ψ se bude zmenšovat. Ostatní parametry, jako velikosti a , b , α , β a ω , jsou závislé na volbě excentricity e , úhlu ψ a poloměru velkého bubnu c . Úhel φ je dán jako rozdíl úhlů α a β :

$$\varphi = \alpha - \beta \quad (5.4)$$

Velikost úhlu α vyplývá ze vztahu:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a + e}{b} \quad (5.5)$$

kde

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(\frac{a + e}{b} \right) \quad (5.6)$$

Excentricita e je dána rozdílem průměru vnitřního bubnu d a vnějšího bubnu D :

$$e = \frac{D - d}{2} \quad (5.7)$$

Velikost úhlu β vyplývá ze vztahu:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{a}{b} \quad (5.8)$$

kde

$$\beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{a}{b} \right) \quad (5.9)$$



Vzdálenost **a** je dána vztahem:

$$\cos \psi = \frac{a + e}{\frac{D}{2}} \quad (5.10)$$

kde

$$a = \frac{D}{2} \cdot \cos \psi - e \quad (5.11)$$

Vzdálenost **b** je dána vztahem:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{b}{a + e} \quad (5.12)$$

kde

$$b = (a + e) \cdot \operatorname{tg} \psi \quad (5.13)$$

Síla F_{N1} je určena velikostí tlaku **p** a plochou rozpínacího elementu **S**. Vychází ze základní rovnice:

$$p = \frac{F_{N1}}{S} \quad (5.14)$$

Z toho vyplývá:

$$F_{N1} = p \cdot S \quad (5.15)$$

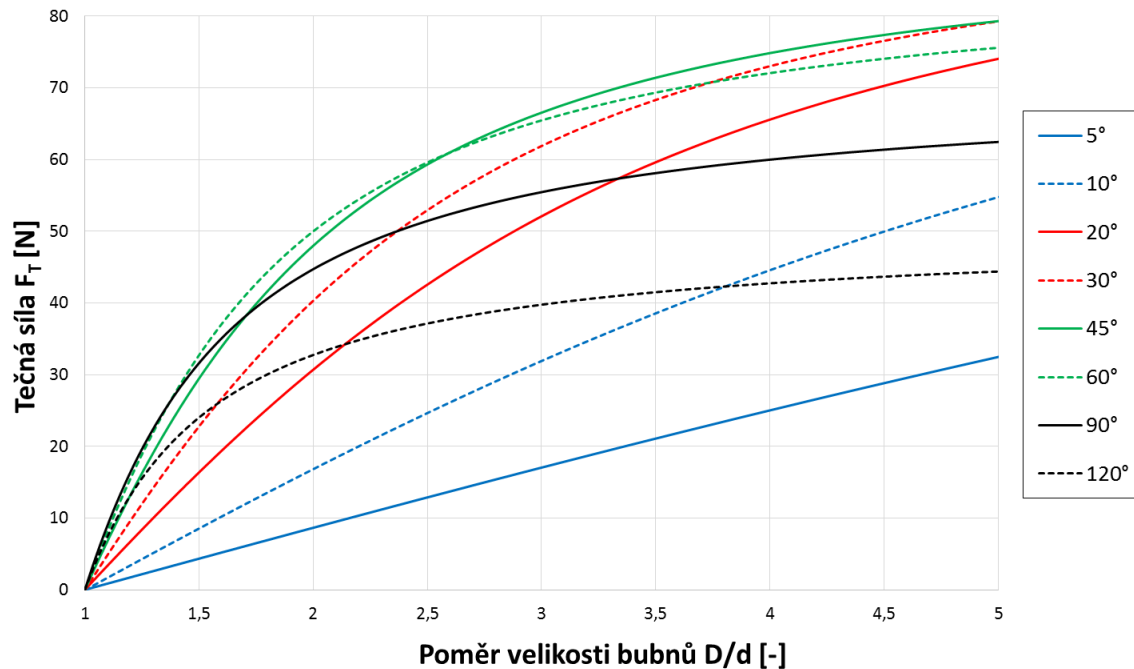
Pro tlak **p** bude použit pracovní tlak 6 barů (0,6 MPa). Velikost plochy **S** je dán použitým profilem pryžového rozpínacího elementu. Tento profil může mít kruhový, obdélníkový, oválný, nebo jakýkoli obecný tvar.

Při dosazení do těchto vztahů lze vytvořit závislost normálové síly F_{N2} a tečné síly F_T na poměru průměrů vnějšího bubnu **D** a vnitřního bubnu **d**. Jako normálová síla F_{N1} byla zvolena orientační „jednotková“ síla 100 N. Tečná síla F_T je zanesena v *Grafu 5.1* a normálová síla F_{N2} v *Grafu 5.2*.

Graf 5.1 zobrazuje závislost tečné síly F_T k poměru velikosti bubnů **D/d** při různém úhlu natočení ψ . Maximální poměr **D/d**, pro který byl *Graf 5.1* sestrojen, je roven 5, protože větší poměr by znamenal příliš velký rozdíl v průměrech bubnů **D/d**. Z *Grafu 5.1* je patrný průběh, že při malém úhlu natočení velkého bubnu ψ (cca do 10°) tečná síla F_T roste téměř lineárně. Při větším úhlu natočení velkého bubnu (cca od 10°) se téměř lineární křivka mění na křivku exponenciální. Optimální poměr velikosti bubnů je od 1 do 2, protože poté tečná síla F_T , při



větším úhlu natočení velkého bubnu ψ (cca od 60°), má malou rostoucí tendenci. Nejoptimálnější průběh tečné síly F_T je při úhlu natočení velkého bubnu $\psi 60^\circ$.



Graf 5.1 - Závislost tečné síly F_T na poměru velikosti průměrů bubnů D/d při různých úhlech natočení vnějšího bubnu ψ

Normálová síla F_{N2} prochází středem vnějšího rotujícího bubnu, kde dochází ke vzniku čepového tření. Velikost normálové síly F_{N2} vypočteme, podobně jako tečnou sílu F_T , ze vztahu:

$$F_{N2} = F_{N1} \cdot \cos \varphi \quad (5.16)$$

Velikost momentu čepového tření $M_{\check{c}2}$ v bodě O_2 lze vypočítat ze vztahu:

$$M_{\check{c}2} = F_{N2} \cdot \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}} \cdot r_{\check{c}2} \quad (5.17)$$

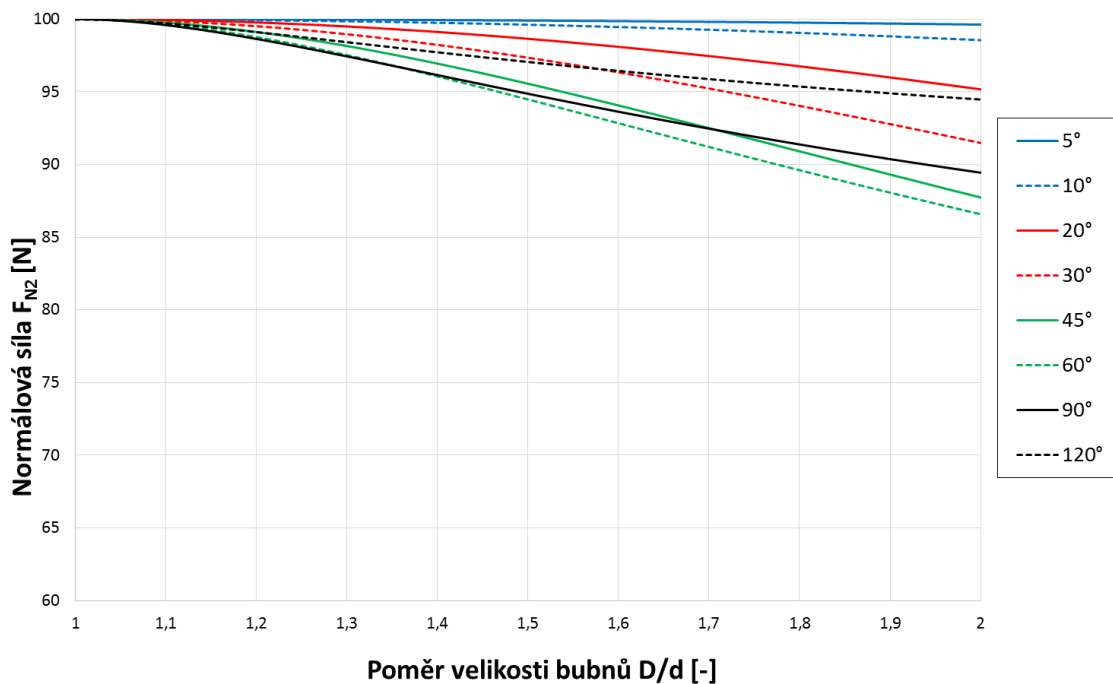
kde f je koeficient čepového tření a $r_{\check{c}2}$ je poloměr uložení vnějšího rotujícího bubnu. Při malých hodnotách koeficientu tření se jmenovatel výrazu pro moment čepového tření blíží jedničce. Proto je možné výraz pro moment čepového tření zjednodušit na:

$$M_{\check{c}2} = F_{N2} \cdot f \cdot r_{\check{c}2} \quad (5.18)$$



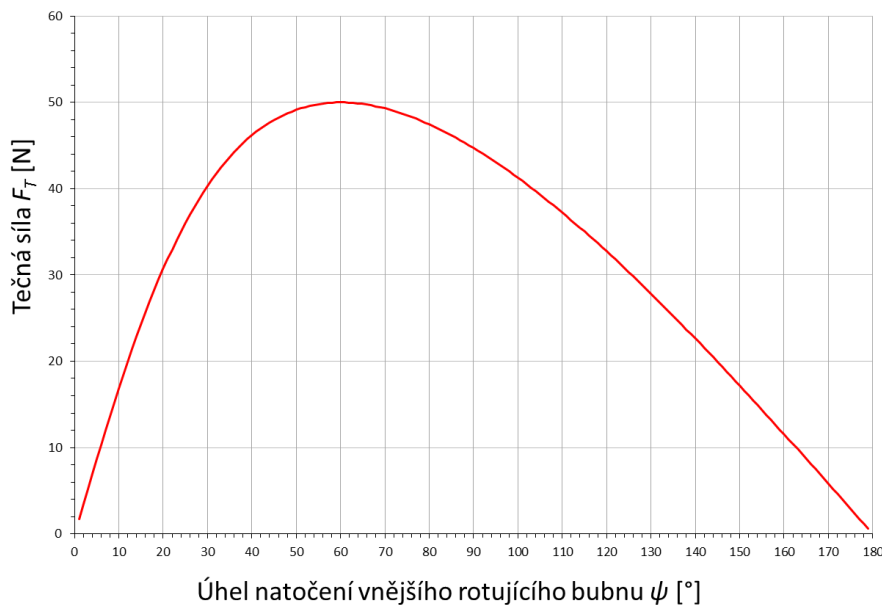
kde při součiniteli tření $f = 0,1$ vzniká chyba 0,5%, při $f = 0,2$ vzniká chyba 2% a při $f = 0,5$ chyba narůstá na 12%. Je nutné, aby vzniklý moment čepového tření M_{kz} byl co nejmenší. Toho lze dosáhnout vhodným výběrem uložení s nízkým koeficientem čepového tření f (např. vhodná valivá ložiska nebo kluzná ložiska).

Graf 5.2 zobrazuje průběh normálové síly F_{N2} k poměru velikosti průměru bubnů D/d při různém úhlu natočení ψ . Maximální poměr, pro který byl graf sestrojen, je 2, protože jak již bylo dříve uvedeno, větší hodnoty nemají smysl. Z Grafu 5.2 je patrné, že normálová síla F_{N2} se příliš nemění. Minimální normálová síla F_{N2} je při úhlu natočení velkého rotujícího bubnu $\psi 60^\circ$.



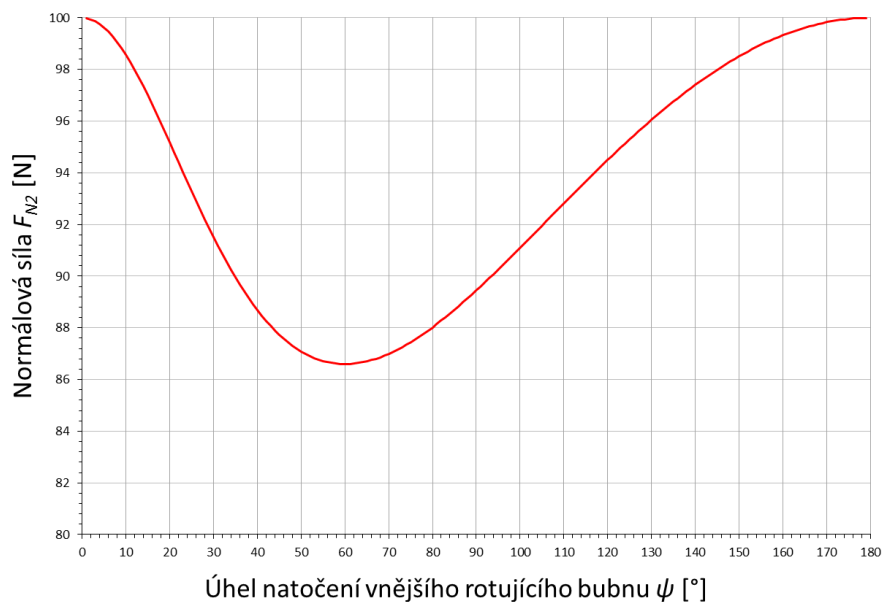
Graf 5.2 - Závislost normálové síly F_{N2} na poměru velikosti průměrů bubnů D/d při různých úhlech natočení vnějšího bubnu ψ

Graf 5.3 znázorňuje velikost tečné síly F_T ke změně úhlu natočení velkého rotujícího bubnu ψ . Graf byl sestrojen pro poměr velikosti bubnů $D/d = 2$ a pro normálovou sílu $F_{N2} = 100N$. Z Grafu 5.3 vyplývá, že největší nárůst síly je od 0° do 60° , poté síla klesá k nule.



Graf 5.3 - Závislost tečné síly F_T k úhlu natočení vnějšího rotujícího bubnu ψ při velikosti poměru průměrů bubnů $D/d = 2$ a normálové síle $F_{N2} = 100N$

Graf 5.4 zobrazuje velikost normálové síly F_{N2} ke změně úhlu natočení vnějšího rotujícího bubnu ψ . Tento graf, stejně jako předchozí, byl sestaven pro poměr velikosti bubnů $D/d = 2$ a pro sílu $F = 100N$. Z Grafu 5.4 vyplývá, že minimální normálová síla F_{N2} je při úhlu natočení velkého rotačního bubnu $\psi 60^\circ$.



Graf 5.4 - Závislost normálové síly F_{N2} k úhlu natočení vnějšího rotujícího bubnu ψ při velikosti poměru průměrů bubnů $D/d = 2$ a normálové síle $F_{N2} = 100N$

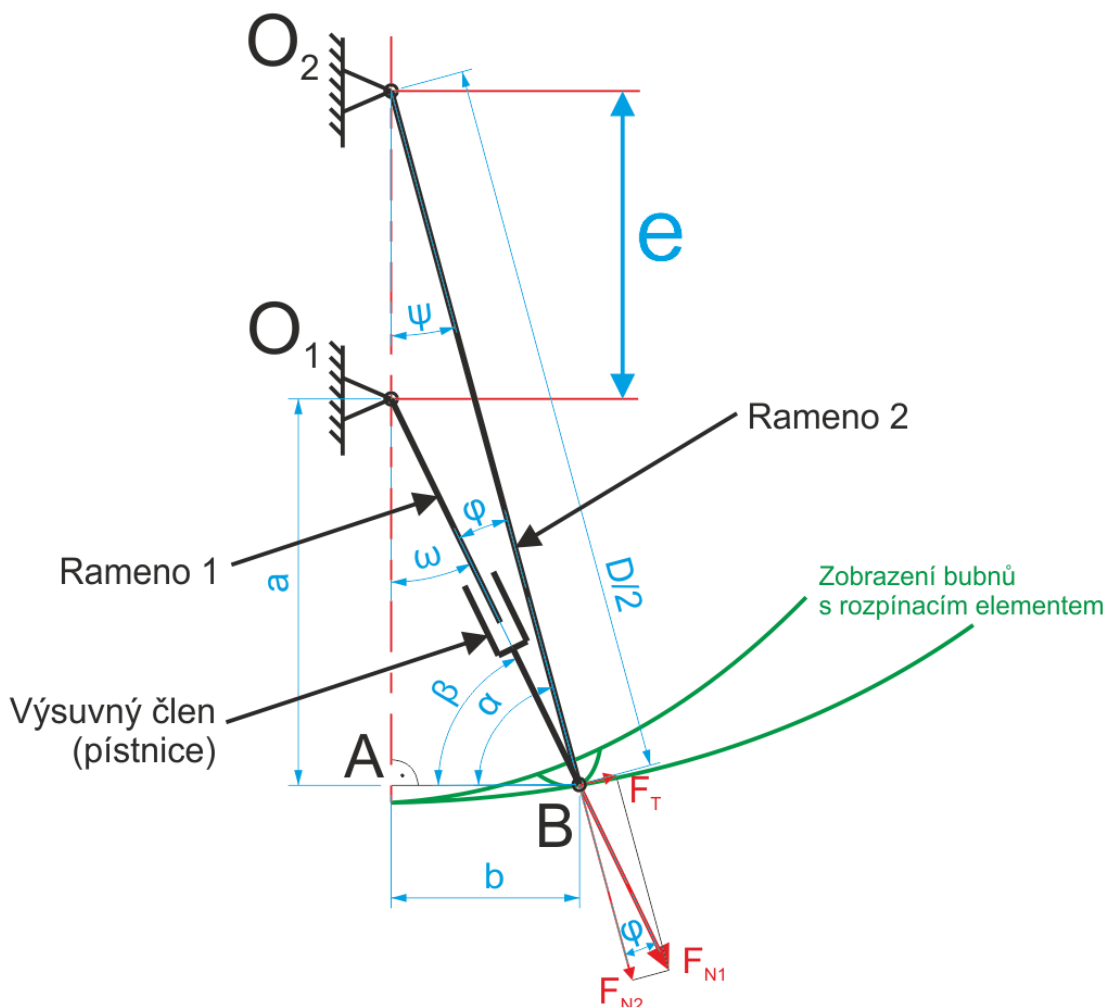


5.2 Experiment č. 1 – Poměr velikostí průměrů bubnů D/d

Tento experiment má za úkol zjistit ideální poměr velikosti bubnů D/d , kdy tečná síla F_T dokáže snadno rozpohybovat malý a velký rotující buben.

5.2.1 Návrh zařízení

Předchozí model z *Obr. 5.1* lze upravit do mechanismu na *Obr. 5.2*. Vnější rotující buben byl nahrazen ramenem **2** a vnitřní rotující buben byl nahrazen ramenem **1** s výsuvným členem. Výsuv nahrazuje nafukování pryžového rozpínacího elementu.



Obr. 5.2 - Mechanismus nahrazující model z Obr. 5.1

U zařízení, které simuluje tento mechanismus, bylo nutné odměřovat úhel ψ natočení ramene **2**. Ten lze odměřovat buď pomocí přesného potenciometrického snímače, nebo pomocí rotačního inkrementálního enkodéru.



V našem případě byl použit rotační enkodér IBEST ENCODER ICS3806-2000, který měla školní laboratoř k dispozici.

IBEST ENCODER ICS 3806-2000

- Počet pulzů/otáčku: 2000
- Napájecí napětí: 5-24V DC
- Max. výstupní frekvence: 300 kHz
- Signály: ABZ
- Průměr pouzdra: 38 mm
- Průměr hřídele: 6 mm
- Délka hřídele: 15 mm

Pro určení síly **F** byl k dispozici siloměr Lukas S-22 se jmenovitým zatížením 10 kN. Síla byla pouze orientační, protože siloměr měl příliš velký rozsah a malou přesnost.

Siloměr S-22 F-10kN

- Jmenovité zatížení: 10 kN
- Jmenovitý měřicí signál: 10 mV
- Napájení: 5V DC

Jako výsuvný člen byl použit lineární pneumotor, kvůli snadné dostupnosti vzduchu. K dispozici ve školní laboratoři byl motor SMC NCDGBA20-0300.

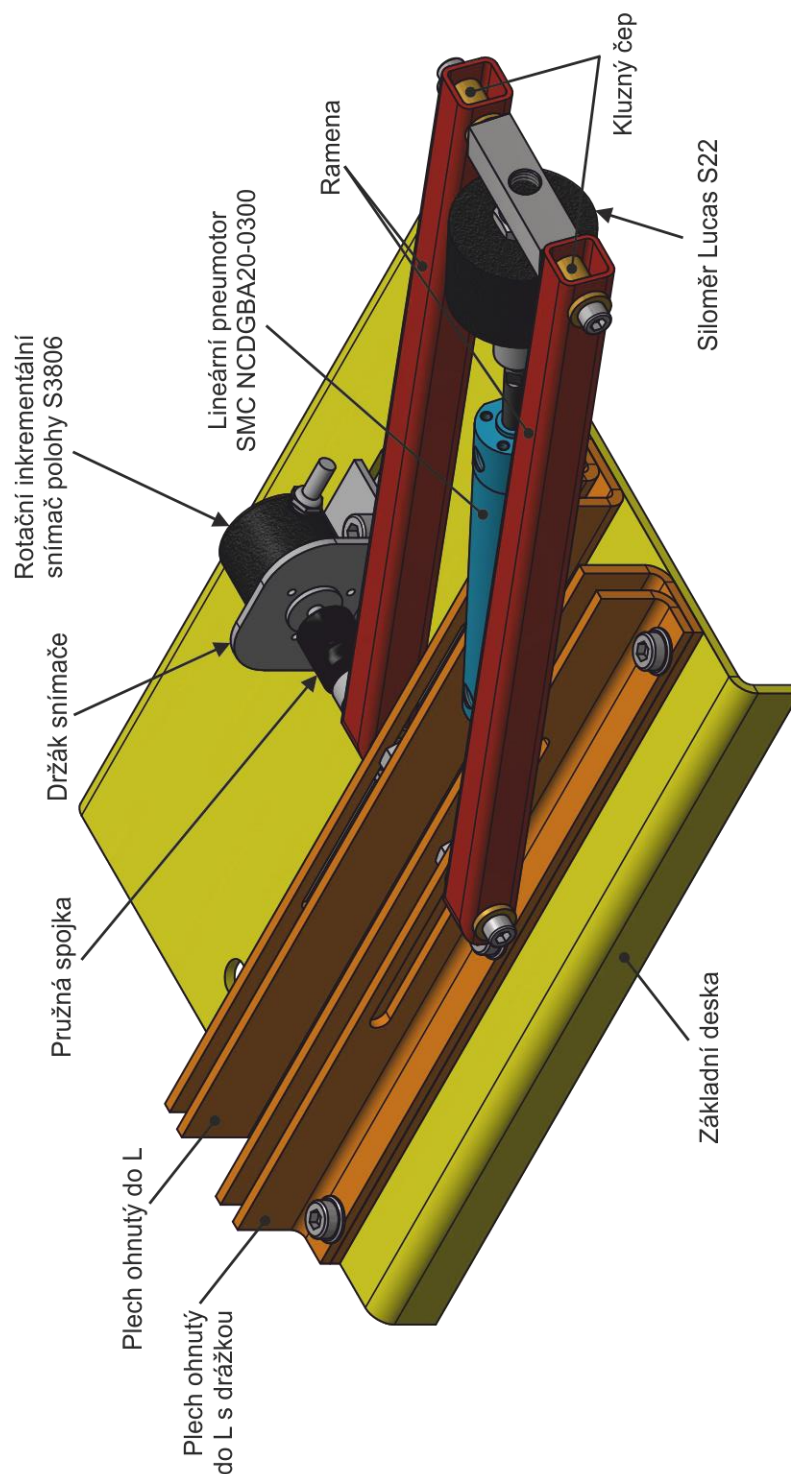
Lineární pneumotor SMC NCDGBA20-300

- Průměr pístu: 20 mm
- Průměr pístnice: 8 mm
- Zdvih: 66 mm
- Maximální pracovní tlak: 1MPa

Na *Obr. 5.3* je zobrazen model zařízení pro měření. Základ tvoří základní deska, ke které jsou symetricky přišroubovány plechy ohnuté do L. Spodní ohnutý plech do L obsahuje otvor pro uchycení lineárního pneumotoru SMC NCDGBA20-300. Horní ohnutý plech do L obsahuje drážku pro posouvání kluzného čepu, aby bylo možné měnit excentricitu **e**. V drážce je přišroubován



kluzný čep, okolo kterého se otáčí ramena. Kluzné čepy jsou vyrobeny z mosazi. Pravé rameno je pomocí pružné spojky spojeno s rotačním inkrementálním snímačem polohy IBEST ENCODER ICS 3806. Na konci ramen jsou přišroubovány další kluzné čepy, do kterých se opírá přes siloměr Lucas S-22 lineární pneumotor.



Obr. 5.3 - Model zařízení pro měření ideálního poměru průměrů bubnů D/d

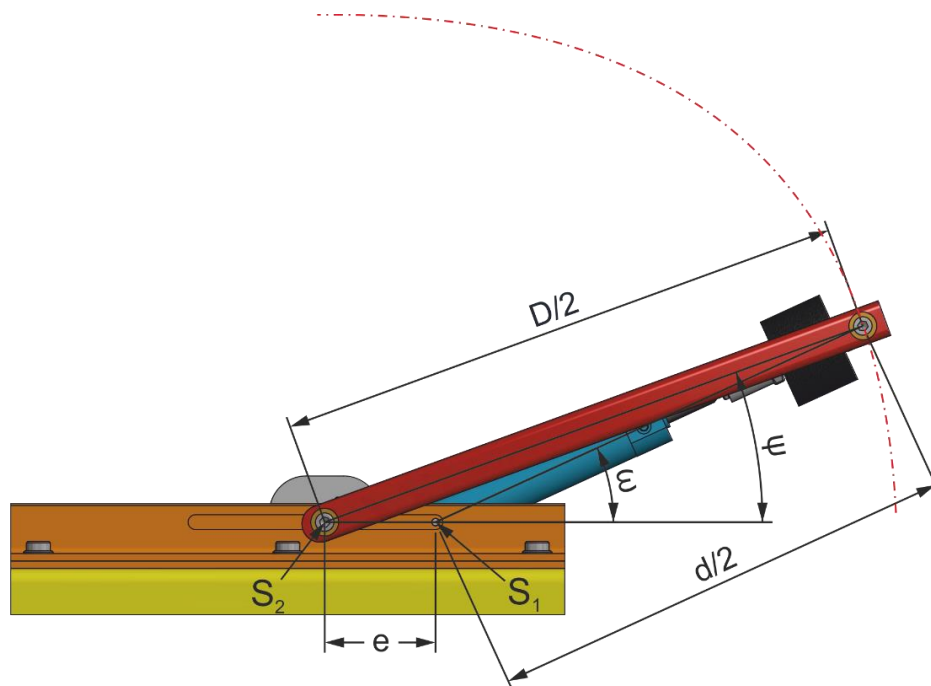


Excentricitu e je nutné měnit, aby bylo možné měnit poměr vnějšího a vnitřního rotujícího bubnu D/d . Excentricitu e je možné, dle modelu, plynule měnit v rozmezí od 0 mm do 60 mm.

Velikost poměru průměrů bubnů D/d je dán vztahem:

$$\frac{D}{d} = \frac{D}{D + 2e} \quad (5.19)$$

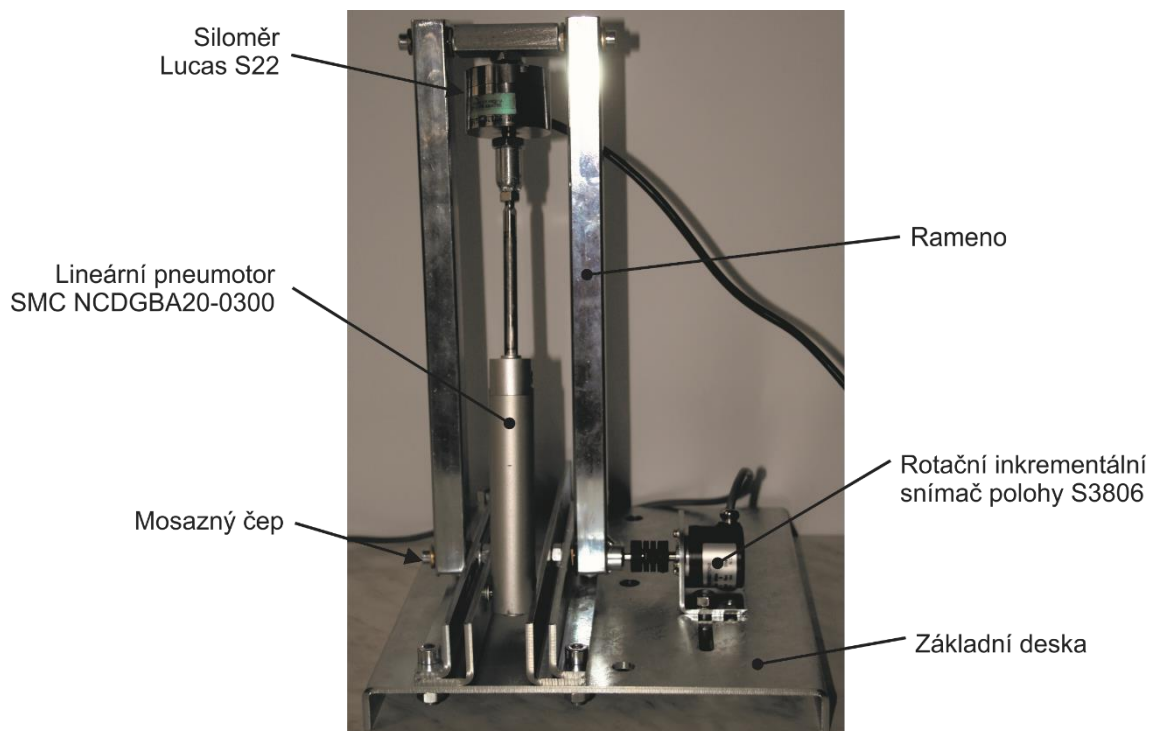
Na Obr. 5.4 je zobrazen boční pohled na model zařízení, kde jsou znázorněny parametry: excentricita e , poloměr velkého bubnu $D/2$ a úhel natočení velkého bubnu ψ . Poloměr velkého bubnu $D/2$ je konstantní a činí 310 mm. Při dosažení do vztahu (5.19) vychází, že je možné měnit poměr malého a velkého bubnu od 1 do 1,24.



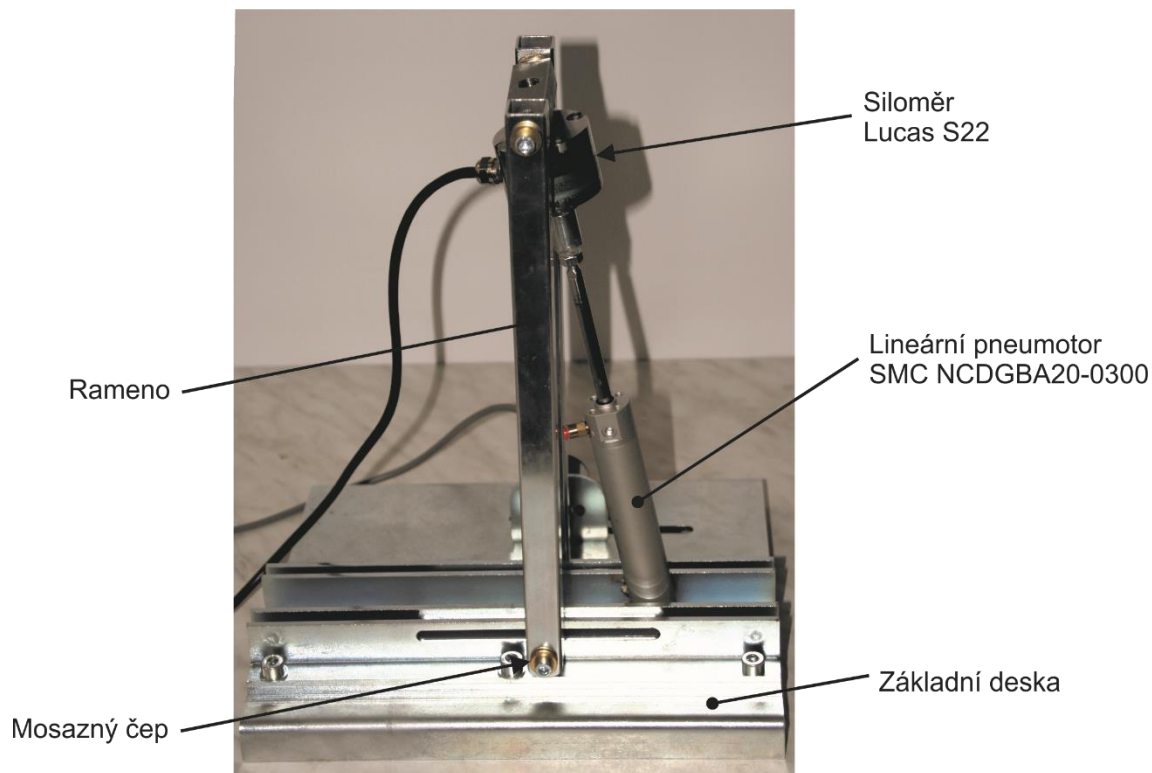
Obr. 5.4 - Boční pohled na zařízení s parametry

5.2.2 Provedení experimentu

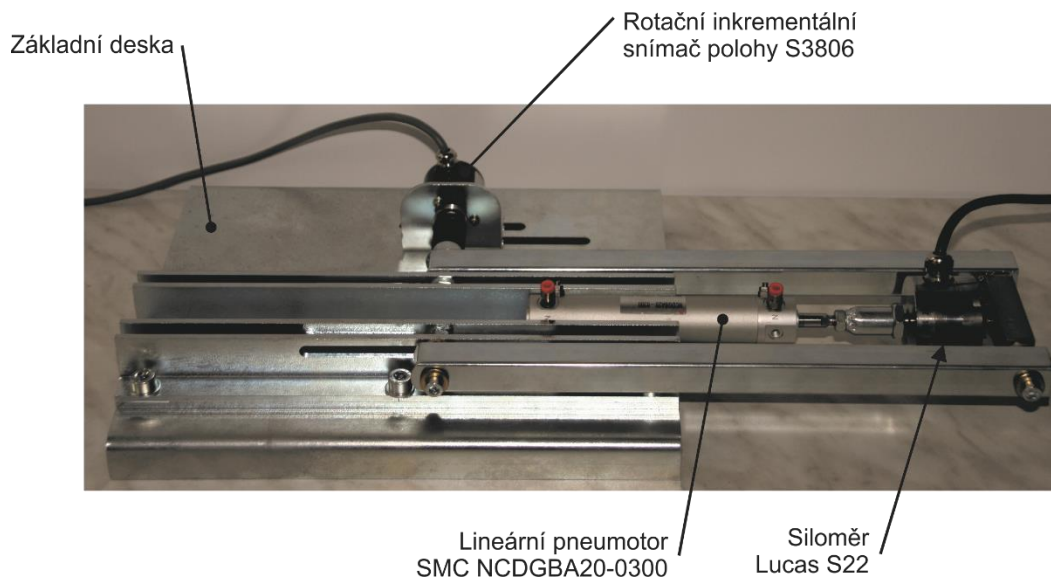
Vyrobené zařízení na měření poměru velikosti bubnů D/d je vyfotografováno na Obr. 5.5, Obr. 5.6 a Obr. 5.7. Fotografie byla pořízena při samotném měření ve školní laboratoři. Na Obr. 5.5 je přední pohled na zařízení s vysunutým pneumatorem. Na Obr. 5.6 je boční pohled na zařízení s vysunutým pneumatorem. Na Obr. 5.7 je boční pohled na zařízení ve výchozí poloze s úhlem natočení $\psi 0^\circ$.



Obr. 5.5 - Přední pohled na vyrobené měřicí zařízení s vysunutým pneumotorem

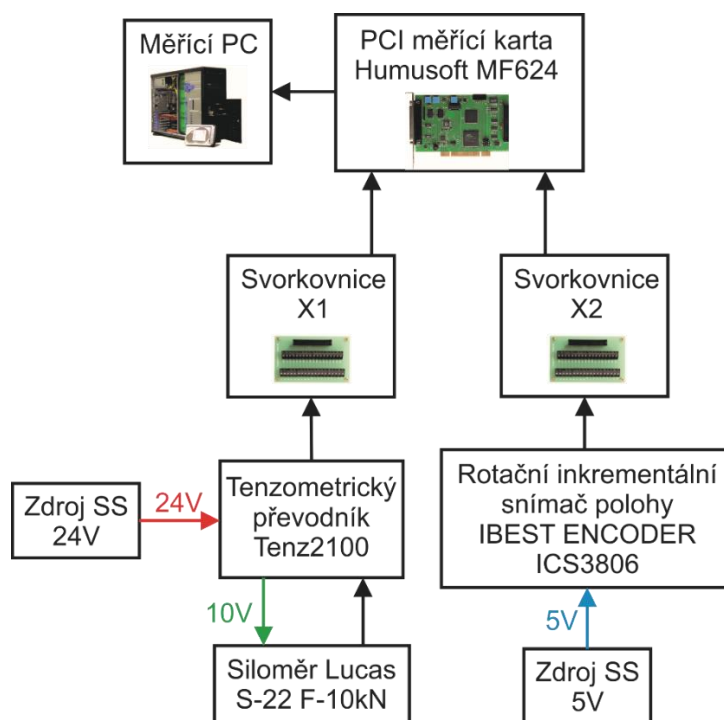


Obr. 5.6 - Boční pohled na vyrobené měřicí zařízení s vysunutým pneumotorem



Obr. 5.7 - Boční pohled na vyrobené měřicí zařízení ve výchozí poloze měření

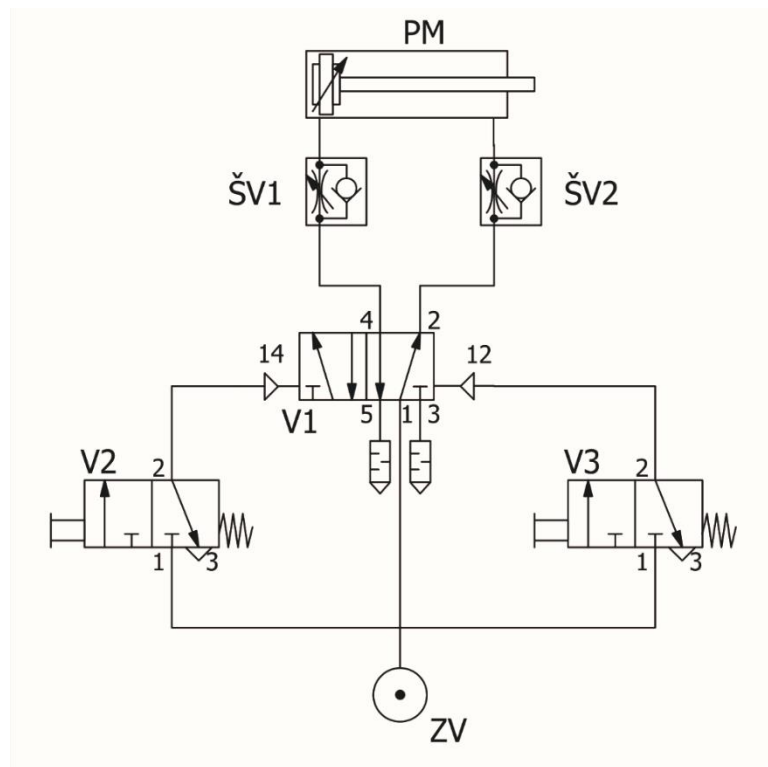
Schéma zapojení siloměru Lucas S-22 a rotačního inkrementálního snímače polohy IBEST ENCODER ICS3806 je znázorněno na Obr. 5.8. Siloměr Lucas S-22 byl přes tenzometrický převodník Tenz2100 připojen na svorkovnici X1 karty Humusoft MF624. Rotační inkrementální snímač polohy ICS3806 byl připojen do svorkovnice X2 měřicí karty Humusoft MF624. Tato měřicí karta byla zapojena v PCI slotu měřicího PC ve školní laboratoři.



Obr. 5.8 - Schéma elektrického zapojení měřicího zařízení



Lineární pneumotor SMC NCDGBA20-0300 byl zapojen podle Obr. 5.9. Ve schématu je zobrazen pneumotor PM, škrťací ventily ŠV1 a ŠV2 se škrčením na výstupu, vzduchem ovládaný bistabilní ventil 5/2 V1 a mechanicky ovládané monostabilní ventily 3/2 V2 a V3. Jako zdroj vzduchu byl použit kompresor, který měl zabudovanou jednotku pro úpravu stlačeného vzduchu. Tato jednotka obsahovala filtr, regulátor tlaku a maznici pro přimazávání vzduchu. Regulátor tlaku byl nastaven na 6 barů (0,6MPa).



Obr. 5.9 - Schéma pneumatického zapojení měřícího zařízení

Sílu, kterou vytváří hmotnosti jednotlivých prvků (lineární pneumotor, siloměr, ramena) neuvažujeme, protože nemají příliš velký vliv na výsledek.

Naměřené hodnoty byly zaznamenávány pomocí programu Matlab a nadstavby Simulink. Program, který tyto hodnoty zaznamenával do grafů je napsaný v příloze č. 2 a v příloze č. 3.

Měření probíhalo tak, že nejprve se na mechanismu nastavila požadovaná excentricita e . Poté se mechanismus nastavil do výchozí polohy dle Obr. 5.7, kde byl úhel natočení ramene ψ 0° . Následně se do lineárního pneumotoru pustil stlačený vzduch. To bylo provedeno stisknutím tlačítka na ventilu V2, který přestavil ventil V1 do polohy, kdy se lineární pneumotor měl snažit vysouvat. Nyní se postupně rameno ručně zvedalo, dokud lineární pneumotor nepřekonal



všechny odporové síly a nevysunul se samostatně. Tím vzniknuly grafy závislosti úhlu natočení ramene ψ na čase t . Tyto grafy byly postupně ukládány do jednotlivých souborů dle *Tab. 5.1*. Následně byla změněna excentricita e (posunutím kluzného čepu v drážce) a měření se opakovalo.

Excentricita e [mm]	0	2	4	6	8	10	12	14	16
Název souboru	s0.m	s1.m	s2.m	s3.m	s4.m	s5.m	s6.m	s7.m	s8.m
Excentricita e [mm]	18	20	24	28	32	36	40	45	60
Název souboru	s9.m	s10.m	s11.m	s12.m	s13.m	s14.m	s15.m	s16.m	s17.m

Tab. 5.1 - Názvy souborů s grafy k jednotlivým měřením dle excentricity e

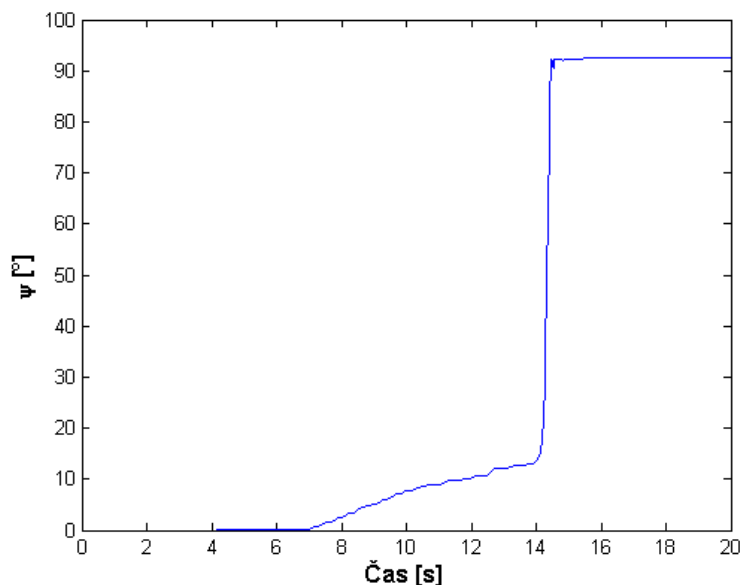
5.2.3 Vyhodnocení experimentu

Síla měřená siloměrem byla po celou dobu vysouvání pístu téměř konstantní a pohybovala se okolo 150 N. Teoretická síla lineárního pneumotoru je:

$$F = p \cdot S = p \cdot \pi \cdot r_p^2 = 0,6 \cdot \pi \cdot 10^2 = 188,5N \quad (5.20)$$

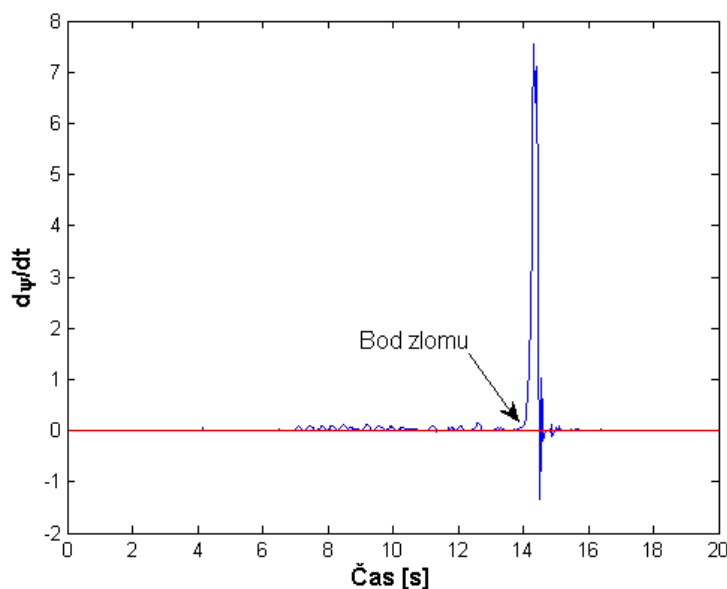
Tato síla se od měřené výrazně liší. To bylo způsobeno zanedbáním pasivních odporů ve výpočtu.

Grafy v jednotlivých souborech dle *Tab. 5.1* jsme zpracovali pomocí programu Matlab, který je součástí přílohy č. 4. Pro zjištění bodu, kde se rameno začalo pohybovat samostatně, byla provedena první časová derivace záznamu výchylky. Pro numerickou derivaci je nejlepší mít ekvidistantně rozložená data o menším počtu záznamů. Proto byla data nejprve zprůměrována na menší počet záznamů. Numerická derivace byla provedena jako rozdíl mezi dvěma sousedními body. Hodnoty derivace byly vyneseny do grafu, ve kterém jsme odečetli čas zlomu, kdy došlo k náhlému samovolnému zrychlení. Z původních dat byl podle tohoto času odečten úhel ψ . Jako příklad jsou naměřená data pro excentricitu 60 mm zobrazena v *Grafu 5.5*. Jejich derivace je zobrazena v *Grafu 5.6*.



Graf 5.5 - Závislost výchylky ramene na čase.

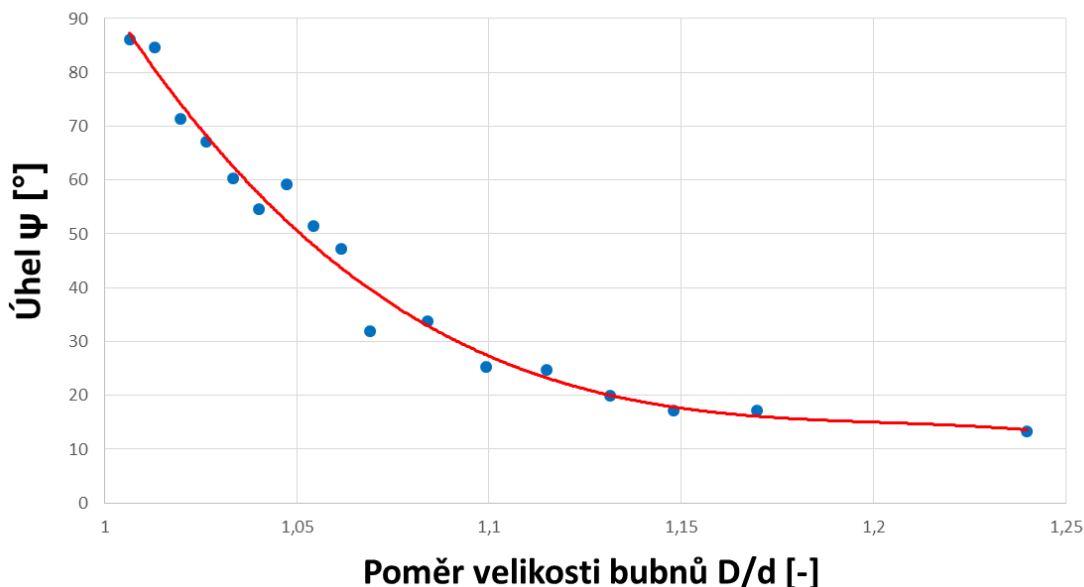
Naměřená data z experimentu č. 1 – pro excentricitu 60 mm



Graf 5.6 - Závislost časové derivace výchylky ramene na čase.

Zvýrazněný bod zlomu, ve kterém došlo k samovolnému vychýlení.

Do Grafu 5.7 byla zaznamenána závislost úhlu natočení ramene ψ , na poměru velikosti průměrů bubnů D/d . Z tohoto grafu je patrné, že minimální poměr velikosti bubnů je 1,1. Do této hodnoty byl úhel natočení ramene ψ , kdy došlo k překonání účinků pasivních odporů, příliš velký. Od poměru velikosti průměrů bubnů D/d 1,1 se úhel natočení ramene ψ tak výrazně nesnižoval.



Graf 5.7 - Závislost úhlu natočení ramene ψ na poměru velikosti bubnů D/d , kdy lineární motor překonal účinky pasivních odporů a ramenem otočil

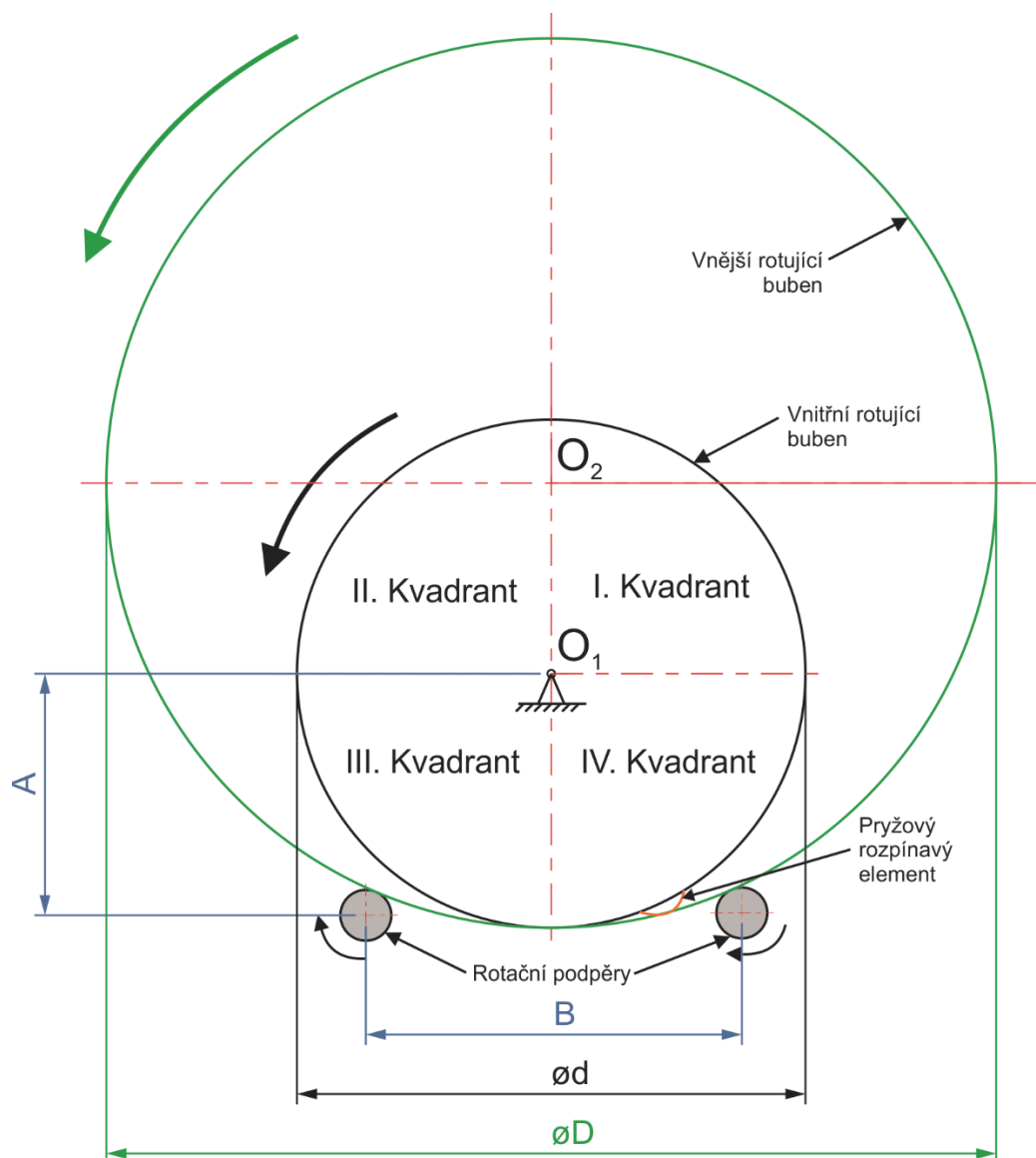
5.3 Experiment č. 2 – Zjištění funkčnosti PRP

Tento experiment má za úkol zjistit funkčnost pomaluběžného rotačního pneumotoru.

5.3.1 Návrh zařízení

Provedení návrhu zařízení bylo realizováno tak, aby bylo co nejjednodušší a co nejlevnější. Návrh zařízení musel být přizpůsoben pro změnu poměru velikosti bubnů D/d od 1,1 do 2. Současně bude vyzkoušeno použití rovné desky místo vnějšího rotačního bubnu ($D \gg \infty$).

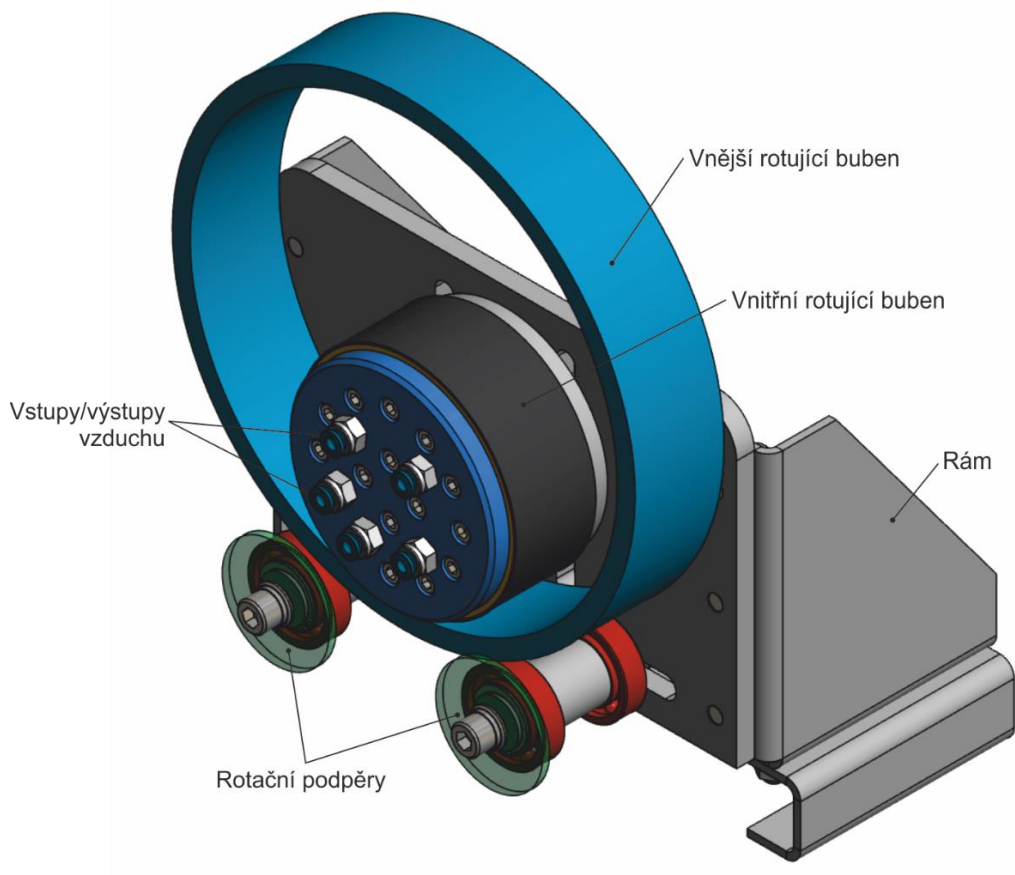
Návrh zařízení vychází z Obr. 5.10. Na obrázku je zobrazeno schéma zařízení, kde se vnitřní rotující buben opírá pomocí pryžového rozpínacího elementu o vnější rotující buben. Vnitřní rotující buben bude mít stálý průměr d a vnější rotující buben bude mít proměnlivý průměr D . Tím bude možné měnit poměr průměru vnějšího rotujícího bubnu D k průměru vnitřního rotujícího bubnu. Proměnlivost průměrů je řešena pomocí výměny vnějšího bubnu za jiný buben s rozdílnými průměry. Při změně průměru vnějšího bubnu se výškově přizpůsobí střed vnitřního bubnu O_1 vůči rotačním podpěrám. Na Obr. 5.10 je to zobrazeno pomocí rozměru **A**. Nutné také je měnit vzdálenost mezi rotačními podpěrami **B**.



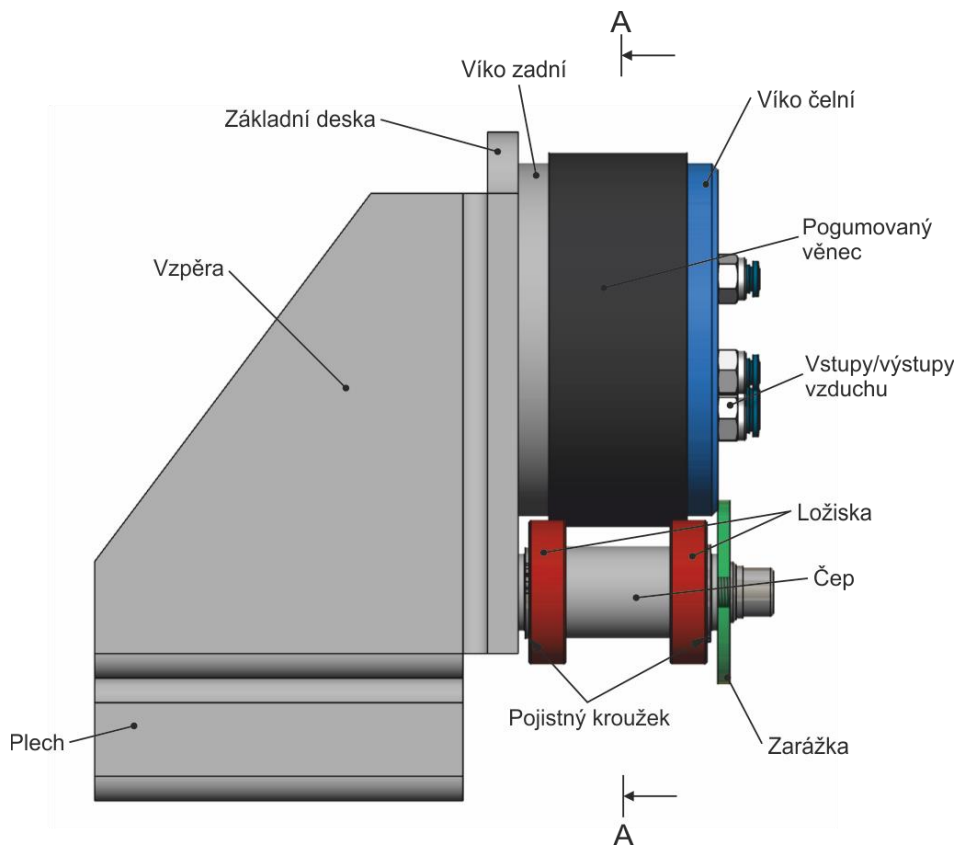
Obr. 5.10 - Princip zařízení na ověření funkčnosti

Model zařízení pro ověření funkčnosti je realizován na Obr. 5.11. Je zde zobrazen vnitřní rotující buben, rotační podpěry, rám, přívody a odvody pro stlačený vzduch. Boční pohled zařízení (bez vnějšího rotujícího bubnu) je zobrazen na Obr. 5.12, na kterém je zobrazen rám, rotační podpěry a vnitřní rotující buben detailněji.

Rám je tvořený z plechu, vzpěr a základní desky. Plech slouží pro přichycení zařízení ke stolu pomocí upínek. Základní deska je ze strany, kde je přišroubován vnitřní rotující buben, zbroušená do roviny, za účelem dosažení co nejlepší přesnosti polohy rotačních podpěr vůči vnitřnímu rotujícímu bubnu.



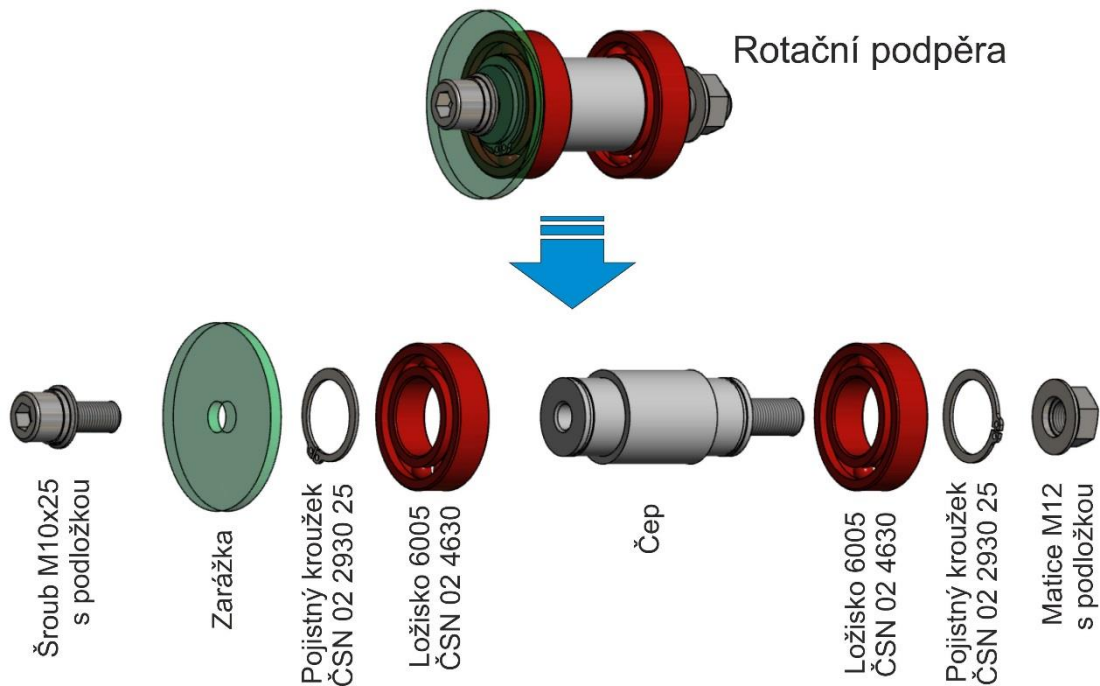
Obr. 5.11 - Model zařízení na ověření funkčnosti – základní uskupení



Obr. 5.12 - Model zařízení na ověření funkčnosti – boční pohled (vnější rotující buben odstraněn)



Rotační podpěry jsou detailně rozebrány na *Obr. 5.13*. Skládají se z čepu, na který jsou nalisovány radiální jednořadá kuličková ložiska 6005 dle ČSN 02 4630. Ložiska jsou zajištěna pomocí pojistných kroužků 25 dle ČSN 02 2930. Na konci čepu je přišroubována zarážka, která slouží k tomu, aby nedošlo k vysunutí vnějšího rotujícího bubnu při jeho otáčení.

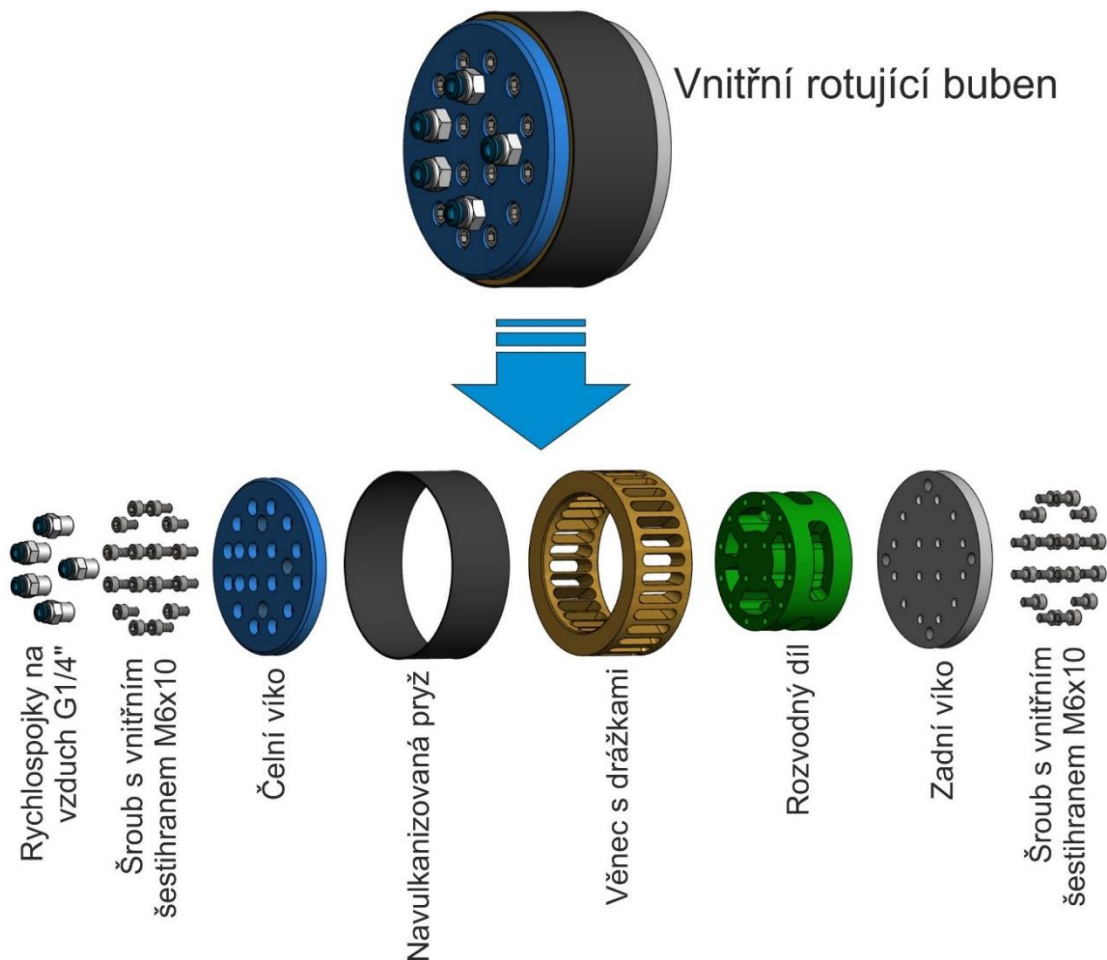


Obr. 5.13 - Rozbor rotační podpěry v zařízení na ověření funkčnosti

Vnitřní rotující buben je detailně rozebrán na *Obr. 5.14*. Základ tvoří rozvodný díl a kluzný věnec s drážkami. Rozvodný díl slouží k tomu, aby stlačený vzduch působil pouze v určitých drážkách. Na věnec s drážkami se navulkanizuje pryž, která bude v drážkách vlivem stlačeného vzduchu expandovat. Důležité je, aby rozvodný díl a věnec s drážkami byli na sebe nalícováni s co nejmenší vůlí, aby únik stlačeného vzduchu byl co nejmenší. Zároveň se musí věnec s drážkami lehce otáčet, aby nedošlo k větším odporům, které budou muset síly v expandovaných vacích překonávat. Rozvodný díl je přišroubován k zadnímu víku. Po nasazení věnce s drážkami na rozvodný díl se k rozvodnému dílu přišroubuje čelní víko. Vůle mezi věncem s drážkami a čelním a zadním víkem je minimální a díly se na sebe těsně líčují, aby opět nedocházelo k velkým únikům stlačeného vzduchu. Čelní víko má v sobě otvory pro přívod a odvod stlačeného vzduchu. Do těchto otvorů se přišroubují rychlospojky na vzduch se závitem



G1/4“ pro vzduchovou hadici $\varnothing 6$ mm. Celý vnitřní rotující buben je výrobně velmi složitý při dosažení požadovaných přesností.



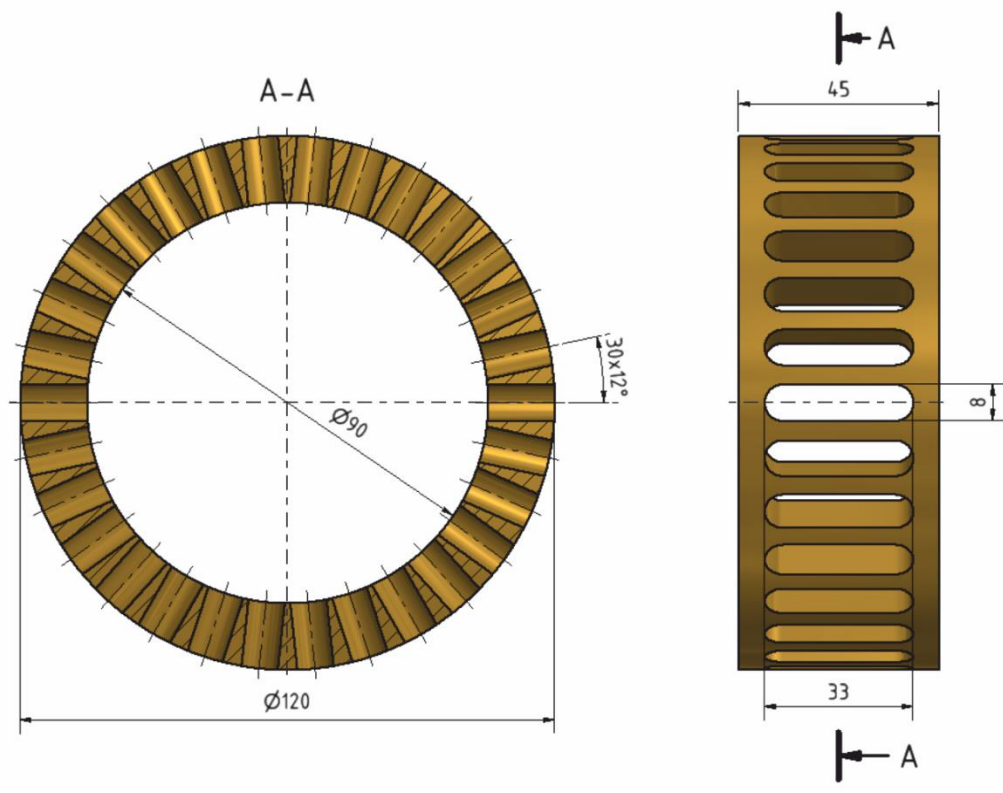
Obr. 5.14 - Rozbor vnitřního rotujícího bubnu v zařízení na ověření funkčnosti

Věnc s drážkami bude vyroben ze slitiny mědi (např. bronz) a rozvodný díl z oceli. To zaručí minimální tření mezi těmito součástmi. Pro zlepšení tření se mezi obě součásti nanese vhodné mazivo.

Pryžový rozpínací element je zde řešen tak, že na věnc s drážkami se navulkanizuje pryž. Pro zjištění chování navulkanizované pryže, budou použity věnce s navulkanizovanou pryží různé tloušťky. Také bude prověřeno vhodné složení pryže z hlediska silových a deformačních účinků.

Věnc s drážkami se jmenovitými rozměry je zobrazen na Obr. 5.15. Obsahuje 30 drážek, které mezi sebou svírají úhel 12° . Drážky ve věnci mají oválný tvar s rozměry 8 mm x 33 mm ($b \times l$). Plocha, na který bude působit vzduch je dána vztahem:

$$S_d = \frac{\pi \cdot b^2}{4} + b \cdot (l - b) = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} + 8 \cdot (33 - 8) = 250,27 \text{ mm}^2 \quad (5.21)$$



Obr. 5.15 - Věnc s drážkami se základními rozměry

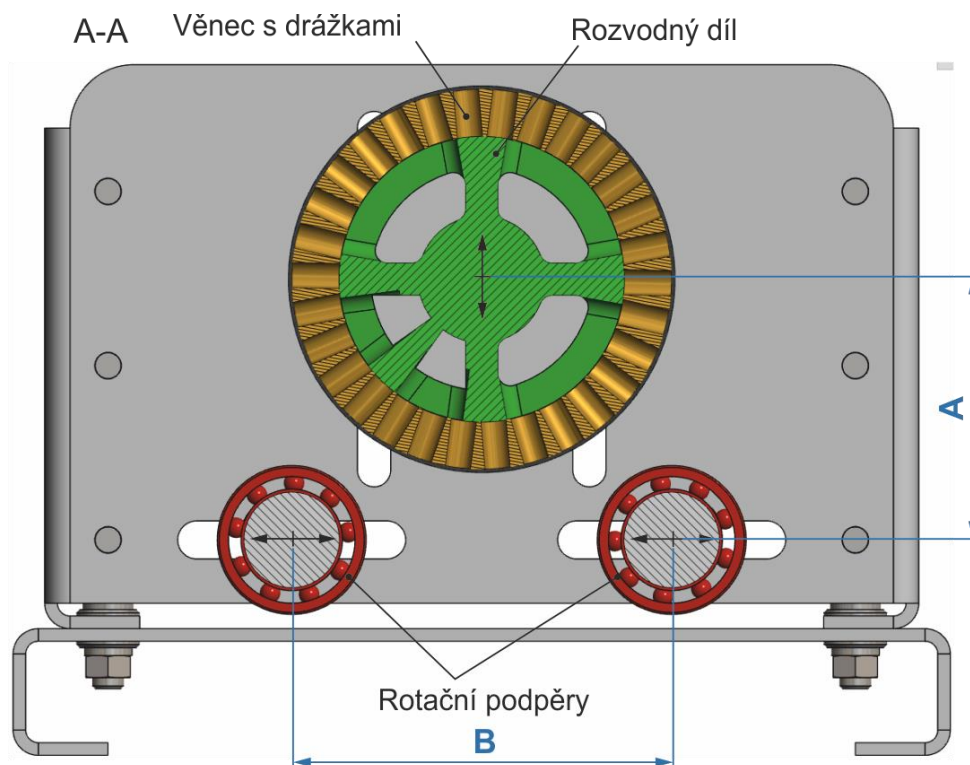
Rozvodný díl je zkonstruován tak, aby mohl tlakovat 1/4, 1/8, nebo 1/2 věnce (při tlakování dvou 1/4 komor), aby nehrozilo nafukování vaků, které mají velkou vzdálenost k vnějšímu bubnu.

Při tlaku 0,6 MPa bude přes navulkanizovanou pryž působit síla:

$$F_{N1} = p \cdot S_d = 0,6 \cdot 250,27 = 150,16N \quad (5.22)$$

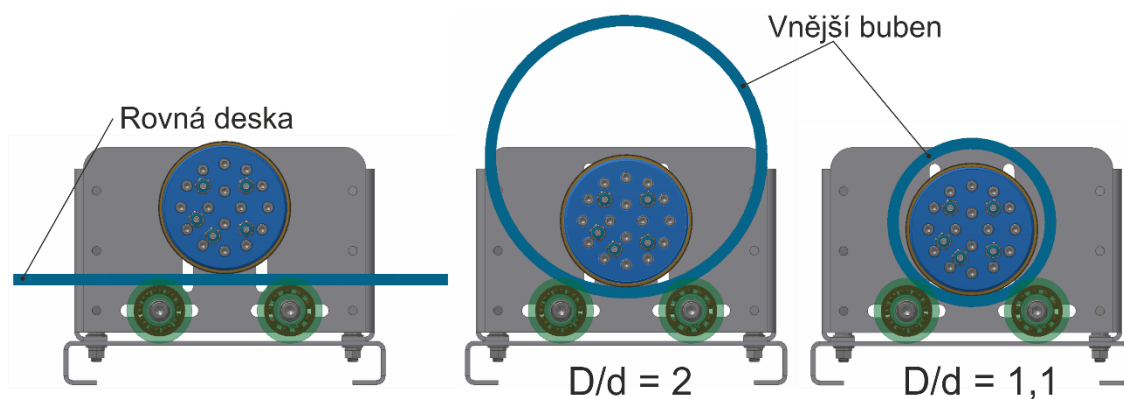
V modelu návrhu bylo prověřeno, že kvůli utěsnění budou jednotlivé vaky expandovat od úhlu natočení věnce 4,8° do úhlu 85,2° v případě nafukování 1/4 věnce a od úhlu natočení 2,3° do 42,7° při nafukování 1/8 věnce.

Zařízení je variabilní a lze ho přizpůsobit na různé varianty vnějších bubnů. Samotné přestavování vyplývá z Obr. 5.16. U navrženého zařízení je možné plynule přestavovat výšku vnějšího rotujícího bubnu vůči rotačním podpěrám (velikost A). Tuto výšku je možné přestavovat posunutím ve vodících drážkách od 56 mm do 96 mm. Mimo to je možné nastavovat vzdálenost mezi rotačními podpěrami (velikost B). Ta je nastavitelná pomocí vodících drážek v rozsahu od 60 mm do 180 mm.



Obr. 5.16 - Model zařízení na ověření funkčnosti – řez A-A z Obr. 5.13

Aplikace různě velkých vnějších rotujících bubnů je zobrazena na Obr. 5.17. Nejdříve bude místo vnějšího bubnu vložena rovná deska. Následně budou postupně umístěny vnější bubny. Tyto bubny budou vyrobeny v poměrech 1,1; 1,3; 1,5; 2 k vnitřnímu rotujícímu bubnu. Průměr vnitřního rotujícího bubnu je 120 mm. Vynásobením jednotlivých poměrů s průměrem vnitřního rotujícího bubnu vychází, že vnější rotující bubny budou vyrobeny s vnitřním průměrem 132, 156, 180 a 240 mm.

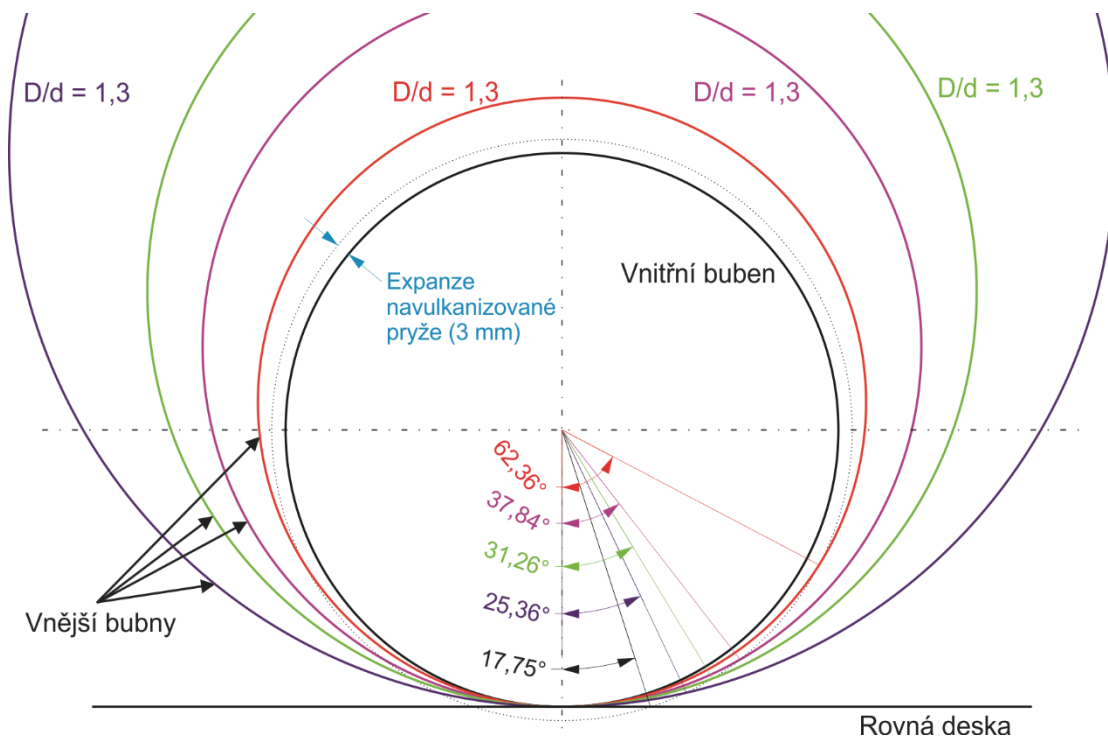


Obr. 5.17 - Možnosti zařízení experimentu 2



Výpočet maximálního krouticího momentu

Pro výpočet maximálního krouticího momentu, jaký motor vyvine, je nutné zjistit úhel, při kterém dojde k přerušení působení síly od expandované pryže. Předpokladem je, že navulkanizovaná pryž expanduje maximálně 3 mm. U vyrobeného zařízení by skutečná expandovaná vzdálenost mohla být větší. Na Obr. 5.18 je nakreslen styk expandované pryže s vnějším bubnem se zakótovanými úhly, při kterých dojde k přerušení styku vaku s vnějším bubnem. Čím menší je poloměr vnějšího bubnu, tím je úhel působení vaku větší. Je uvažováno, že v tento maximálním úhlu dotyku působí maximální tečná síla, která otáčí zařízením.



Obr. 5.18 - Velikost úhlu dotyku expandovaného vaku pro různé vnější bubny a desku

Drážky jsou ve věnci posunuty o 12° , proto bude na vnější buben nebo desku působit více těchto vaků najednou. Výsledný moment bude součtem působících sil z těchto vaků. Pro minimalizaci pasivních odporů bude věnec s drážkami vyroben, jak již bylo popsáno, z bronzu a rozvodný díl z oceli. Součinitel čepového tření mezi bronzem a ocelí je 0,003 až 0,005 [4]. Čepové tření, které vznikne mezi rozvodným dílem a věncem s drážkami bude působit na poloměru 45 mm. Při dosazení do vztahů 5.1 až 5.18 byly vypočítány hodnoty



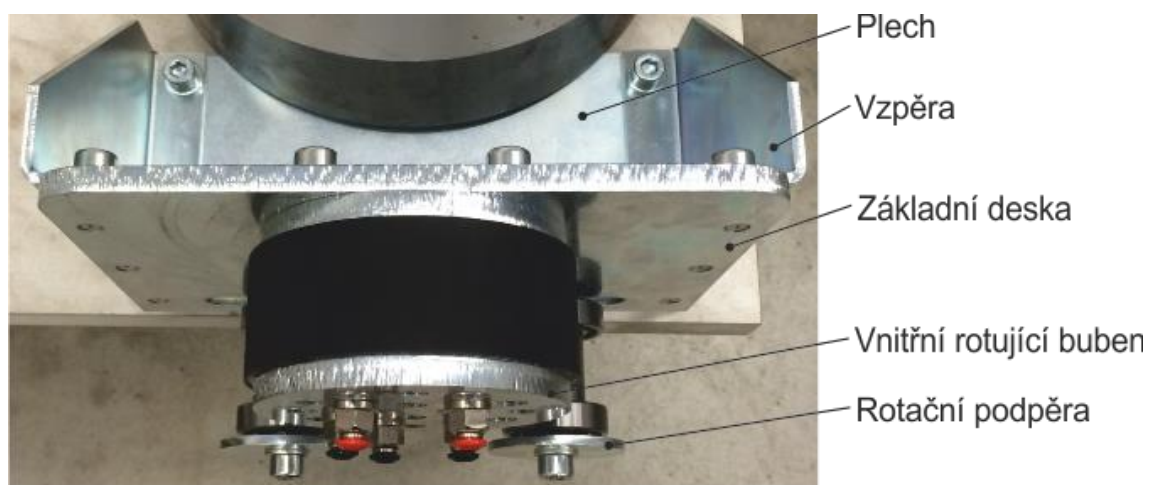
pro jednotlivé úhly natočení dle počtu působících vaků. Ze sumace sil vyplývá celková tečná síla pro jednotlivé poměry bubnů D/d . Výsledný moment otáčení je rozdílem jednotlivých momentů. Výsledky jsou zaznamenány v *Tab. 5.2*. Z těchto výsledků je patrné, že výsledný krouticí moment má velkou vzrůstající tendenci do poměru bubnů D/d cca 1,5.

	$D/d = 1,1$	$D/d=1,3$	$D/d=1,5$	$D/d=2$	Deska
Průměr vnitřního bubnu d [mm]	120	120	120	120	120
Průměr vnějšího bubnu D [mm]	132	156	180	240	-
Maximální úhel styku vaku s bubnem [°]	63,36	37,87	31,26	25,36	17,75
Počet působících vaků	6	3	3	2	2
Celková normálová síla F_{N1} [N]	900,96	450,48	450,48	300,32	300,32
Celková tečná síla F_T [N]	40,53	44,70	48,82	49,53	60,82
Součinitel čepového tření (bronz/ocel)	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005
Krouticí moment vzniklý tečnou silou [N.mm]	2431,66	2682,15	2929,13	2971,78	3649,36
Moment čepového tření [N.mm]	202,72	101,36	101,36	67,57	67,57
Výsledný krouticí moment zařízení [N.mm]	2228,94	2580,79	2827,78	2904,2	3581,79

Tab. 5.2 - Vypočítané hodnoty momentů pro různé vnější bubny a desku

5.3.2 Provedení experimentu

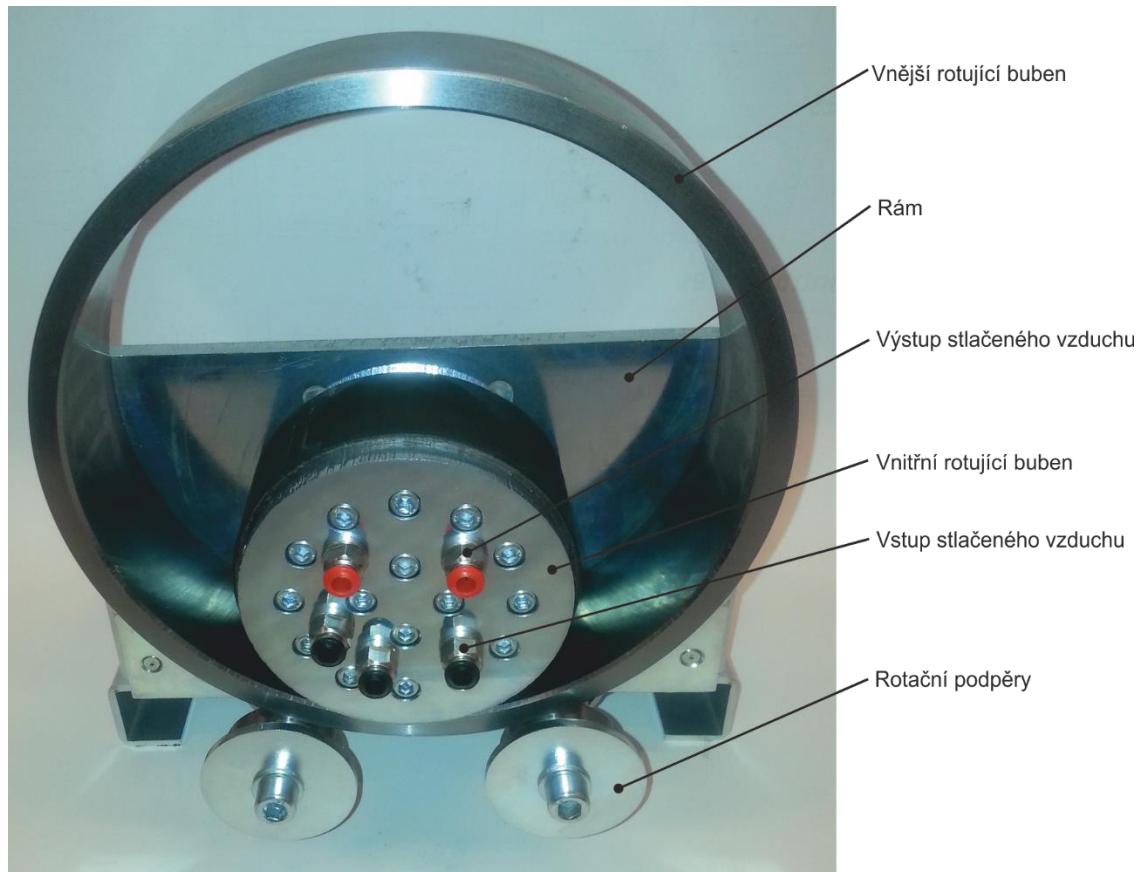
Na *Obr. 5.19* je pohled na vyrobené zařízení na ověření funkčnosti. Je zde zobrazen rám, který se skládá z plechu, ke kterému je přes vzpěry přišroubována základní deska. K základní desce je do vodících drážek přišroubován vnitřní rotující buben a rotační podpěry.



Obr. 5.19 - Vrchní detail rámu zařízení na ověření funkčnosti PRP



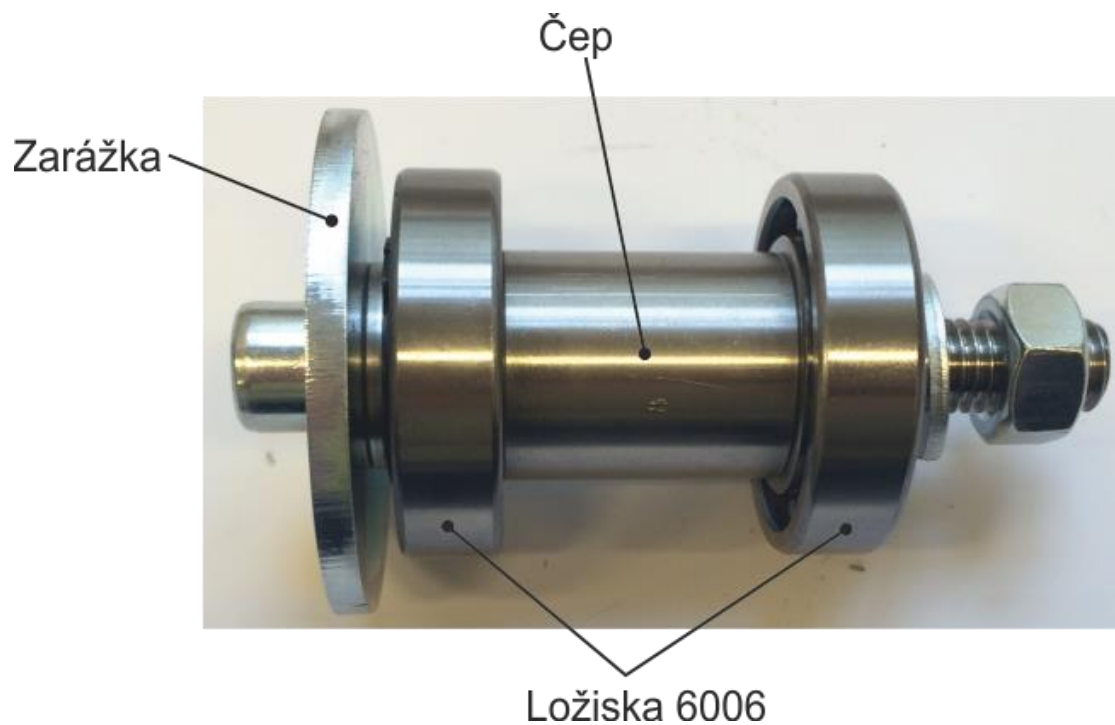
Na *Obr. 5.20* je zobrazeno vyrobené zařízení z čelního pohledu. Zde je zařízení s umístěným vnějším rotujícím bubnem, který je vložen mezi vnitřní rotující buben a rotační podpěry.



Obr. 5.20 - Vyrobené zařízení na ověření funkčnosti PRP

Detail vyrobené rotační podpěry je zobrazen na *Obr. 5.21*. Výroba rotační podpěry nebyla složitá. Nejsložitější bylo vyrobít čep v požadovaných přesnostech. Na čep se nasadila ložiska 6006 ČSN 02 4630. Zarážka byla vyrobena pomocí CNC laserového řezacího centra.

Vyrobený vnitřní rotující buben je v rozebraném stavu zobrazen na *Obr. 5.22*. Ten se skládá z rozvodného dílu, ke krému je přišroubované zadní víko. Po nasunutí navulkanizovaného věnce s drážkami se k rozvodnému dílu přišroubuje čelní víko.



Obr. 5.21 - Detail vyrobené rotační podpěry



Vnitřní rotující buběn



Navulkanizovaný
věnec s drážkami



Rozvodný díl s
příšroubovaných
zadním víkem



Čelní víko

Obr. 5.22 – Základní dílce vyrobeného vnitřního rotujícího bubnu



Samotná výroba vnitřního rotujícího bubnu byla velice náročná. Proběhla ve firmě FINAL Hlinsko s.r.o. Firma disponuje moderním strojovým parkem v oblasti CNC soustružení. Nejprve byl vyroben rozvodný díl, na který se nalícoval vyrobený věnec s drážkami. Věnec s drážkami se musel při nasazení lehce otáčet. Nakonec se podařilo oba díly na sebe nalícovat s maximální vůlí 0,08 mm. Maximální vůle mezi věncem s drážkami a víky je 0,1 mm. Po konzultaci s firmou SKF bylo do těchto mezer zaneseno univerzální plastické mazivo SKF LGMT 2.

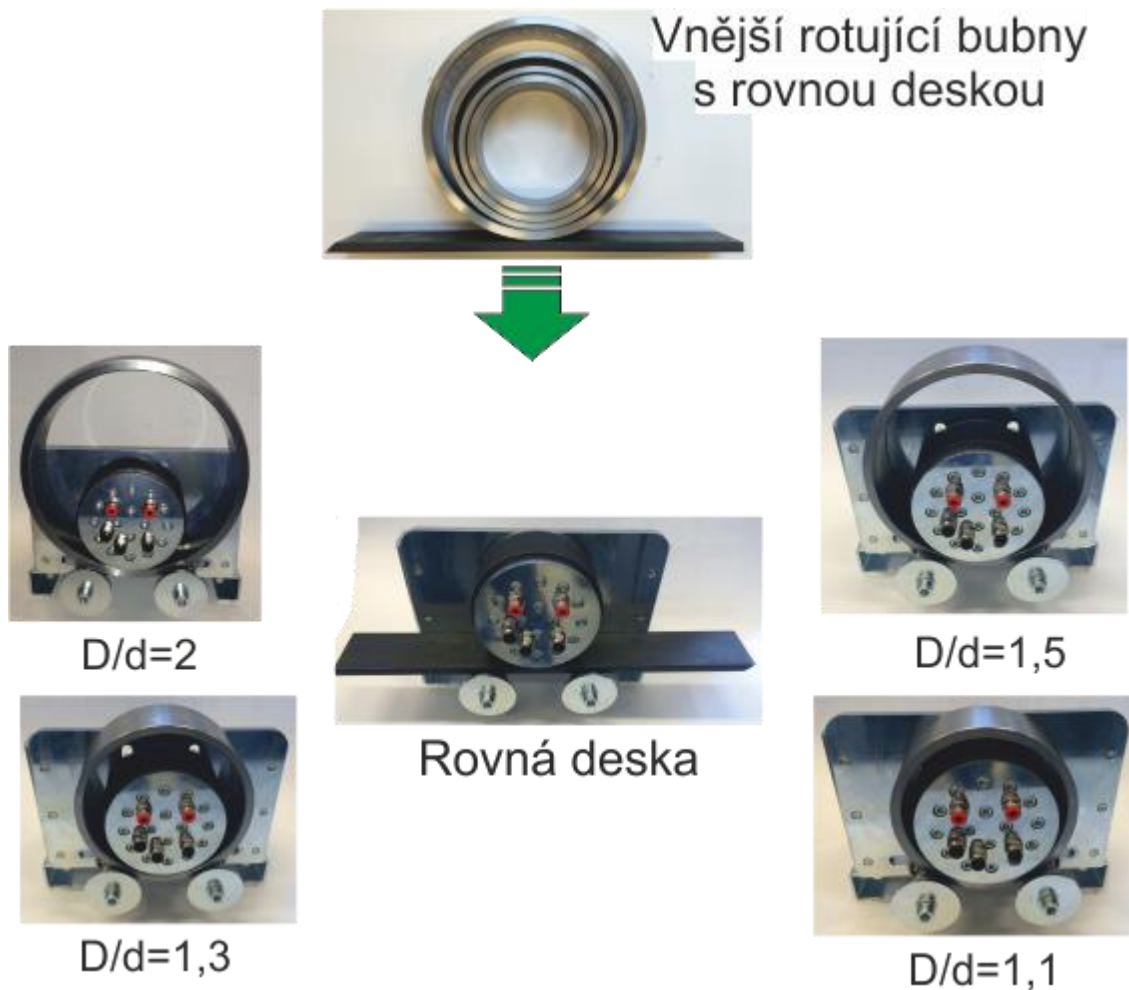
Věnce s drážkami byly vyrobeny dva. Na první byla navulkanizována pryž s tloušťkou 1 mm a na druhý s tloušťkou 0,5 mm. Vulkanizace probíhala ve firmě QWERT Rubber s.r.o. Tato firma má bohaté zkušenosti v oblasti vulkanizace pryží a zaručila dostatečnou odolnost vulkanizace proti odtržení pryže od věnce. Klasická vulkanizace nebyla možná, protože při broušení pryže na správnou tloušťku se navulkanizovaná pryž v drážkách trhala. Po této neúspěšné vulkanizaci se vyrobil návlek, který se na věnec s drážkami nasadil a přivulkanizoval. Fyzikálně-mechanické vlastnosti navulkanizované pryže jsou uvedeny v *Tab. 5.3*. Použitá pryž EPDM byla zvolena pro svoji dobrou brousitelnost, což je nutná vlastnost pro výrobu navulkanizované tenké vrstvy 0,5 a 1 mm.

Typ pryže	EPDM
Pevnost	10 MPa
Tažnost	500 %
Tvrдость	45° Shore A
Hustota	1,15 g/cm ³

Tab. 5.3 - Fyzikálně-mechanické vlastnosti navulkanizované pryže

Na *Obr. 5.23* jsou zobrazeny vnější rotující bubny a rovná deska. Tyto bubny byly vyrobeny s vnitřním průměrem 132, 156, 180 a 240 mm. Tyto rozměry odpovídají poměru průměru vnějšího bubnu k vnitřnímu bubnu 2; 1,5; 1,3 a 1,1. Tloušťka stěny jednotlivých bubnů byla cca 10 mm.

Všechny ocelové součásti byly galvanicky pokoveny žárovým zinkováním.



Obr. 5.23 - Příklad použití zkušebního zařízení

5.3.3 Vyhodnocení experimentu

Při zapojení zařízení na ověření funkčnosti byly zjištěny závady, které znemožnily funkčnost tohoto zařízení. Naopak bylo zjištěno, že mezera mezi věncem s drážkami a rozvodným dílem dostatečně zamezila úniku stlačeného vzduchu a není třeba použít žádných těsnících dílů (O-kroužky apod.).

1. Závada – nedostatečná přilnavost navulkanizované pryže

Po připojení hadice se stlačeným vzduchem se navulkanizovaná pryž sice vyboulila, ale při zvyšování tlaku se začala odlepovat od věnce s drážkami. To se začalo dít už od tlaku 1,5 barů. Při tlaku 1,5 barů byla pryž expandována do výšky cca 1 mm. Tato výška nestačila, aby byly překonány všechny pasivní odpory a zařízení se uvedlo do pohybu.

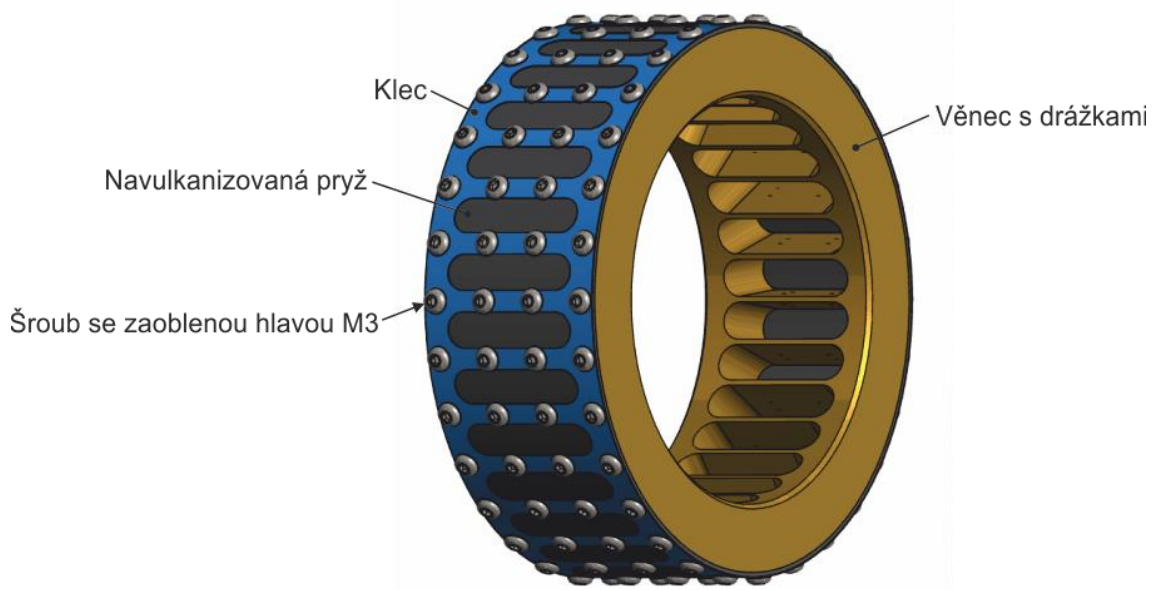
Na Obr. 5.24 je zobrazen vnitřní rotující buben po připojení stlačeného vzduchu. V obrázku jsou vyznačené vyboulená místa v drážkách.



Obr. 5.24 - Nafouknutý vnitřní rotující buben s vyznačenou vyboulenou pryží

Nápravné opatření:

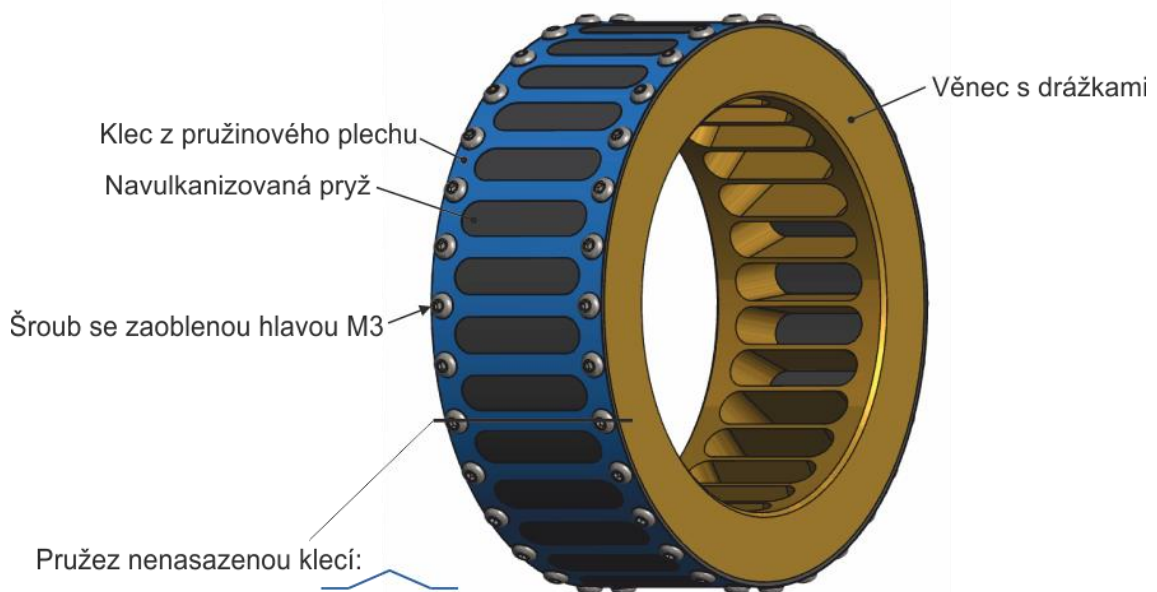
Ukázalo se, že vulkanizace neudrží dostatečnou sílu pro udržení pryže. Při konzultaci ve firmě zabývající se problematikou pryží GUMEX spol. s r.o. se došlo k závěru, že samotná vulkanizace není v tomto případě dostatečná. Ani technologie lepení není dostatečná. Proto je pro uchycení potřeba pryž bandážovat navíc klecí, která bude přichycena pomocí šroubů k věnci s drážkami. Návrh je zobrazen na Obr. 5.25. Klec, vyrobená ze stočeného plechu, musí mít co nejmenší tloušťku a šrouby co nejmenší výšku hlavy, aby neomezovaly expandovanou pryž. Klec je přichycena šrouby s co nejnižší hlavou a se závitem maximálně M3, z důvodu tloušťky žebrování věnce.



Obr. 5.25 - Návrh nápravného opatření pomocí klece - 1



Odstranění středových šroubů je zobrazeno na druhém návrhu na Obr. 5.26. V tomto návrhu je klec vyrobena z pásové oceli z pružinového materiálu (např. ocel 12 060, 12 081, 14 260) o tloušťce cca 0,2 mm. Aby bylo zajištěno dostatečné přichycení navulkanizované pryže mezi drážkami, je klec ohnuta dle schématického průřezu na Obr. 5.26. Tím vznikne síla, která bude pryž tlačít na věnec s drážkami. V tomto řešení můžeme použít užší vnější rotující buben, který se vejde mezi šrouby. Tím bude mezera mezi navulkanizovanou pryží a vnějším dotujícím bubnem minimální.



Obr. 5.26 - Návrh nápravného opatření pomocí klece - 2

2. Závada – velké tření mezi věncem s drážkami a rozvodným dílem

Druhý problém nastal při použití univerzálního plastického maziva SKF LGMT 2. Věnec s drážkami se otáčel hůře, než bez použití jakéhokoliv maziva.

Nápravné opatření:

Na další pokusy je doporučeno použít mazivo s příměsí grafitu (např. Starline ACST019). Žádoucí je v sobě díly nechat také zaběhnout, čímž dojde k ještě většímu snížení třecích sil.

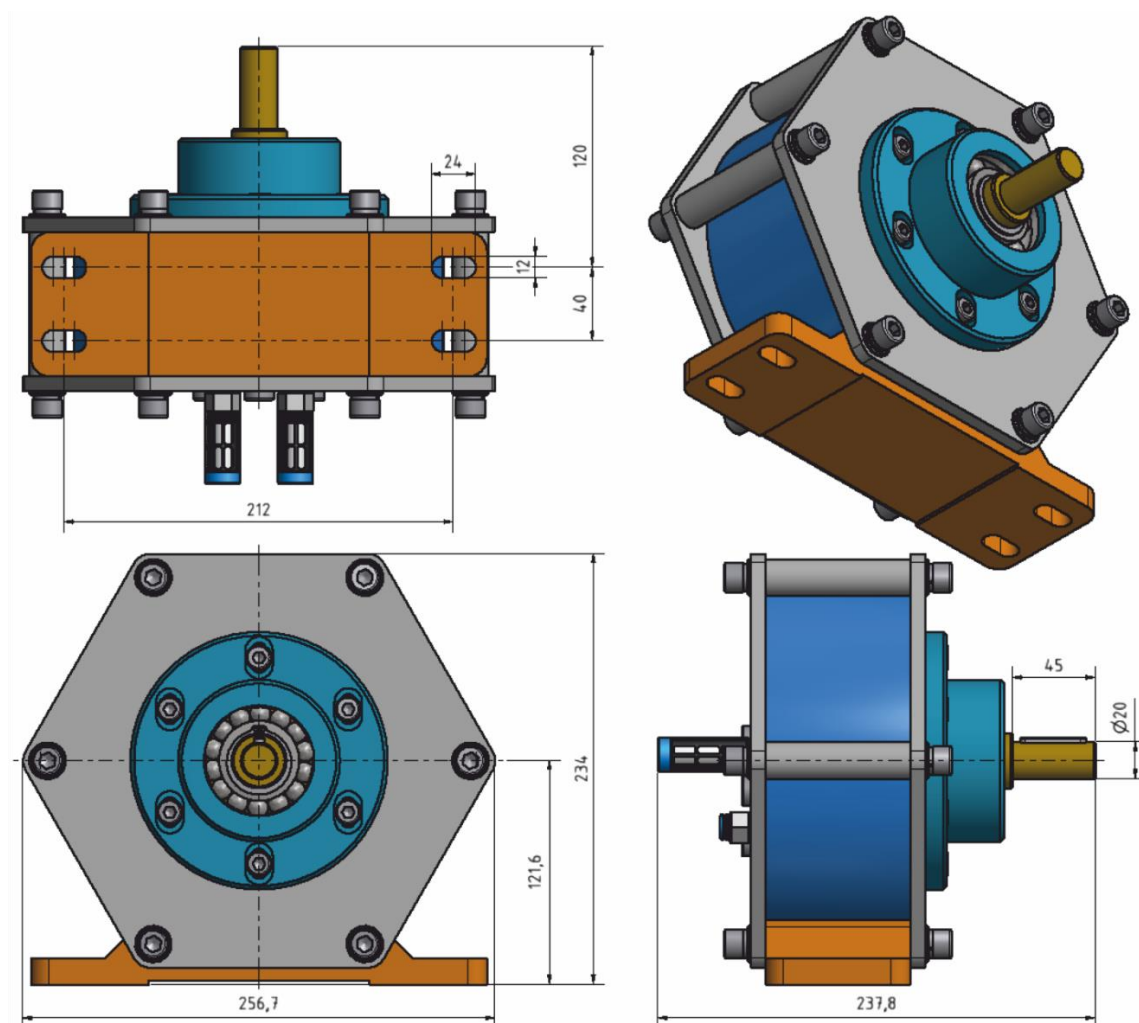


6. Konstrukční návrh PRP

Návrh pomaluběžného rotační pneumotoru vychází z poznatků, které jsme doposud během vypracování této práce zjistili. Konstrukce celého PRP musí být navržena tak, aby PRP bylo možné v budoucnu vyrobit s použitím běžně dostupných technologií. Součástí této práce je i kompletní výkresová dokumentace, podle které se v nejbližší době bude pneumotor vyrábět.

Zjistili jsme (kap. 5.1), že optimální poměr velikostí bubnů je od 1 do 2. Byl proveden experiment č. 1 (kap. 5.2), který stanovil, že poměr velikostí bubnů by měl být větší, než 1,1. Následně byl sestrojen experiment č. 2 (kap. 5.3), při kterém se zjistilo několik závad, které v tomto návrhu budou odstraněny.

Návrh PRP bude sestrojen pro poměr velikostí průměrů bubnů 1,3. Vnitřní rotující buben bude použit z experimentu č. 2 (kap. 5.3). Vnější průměr tohoto bubnu je 120 mm. Při poměru průměrů bubnů 1,3 bude vnější rotující buben mít vnitřní průměr 156 mm.

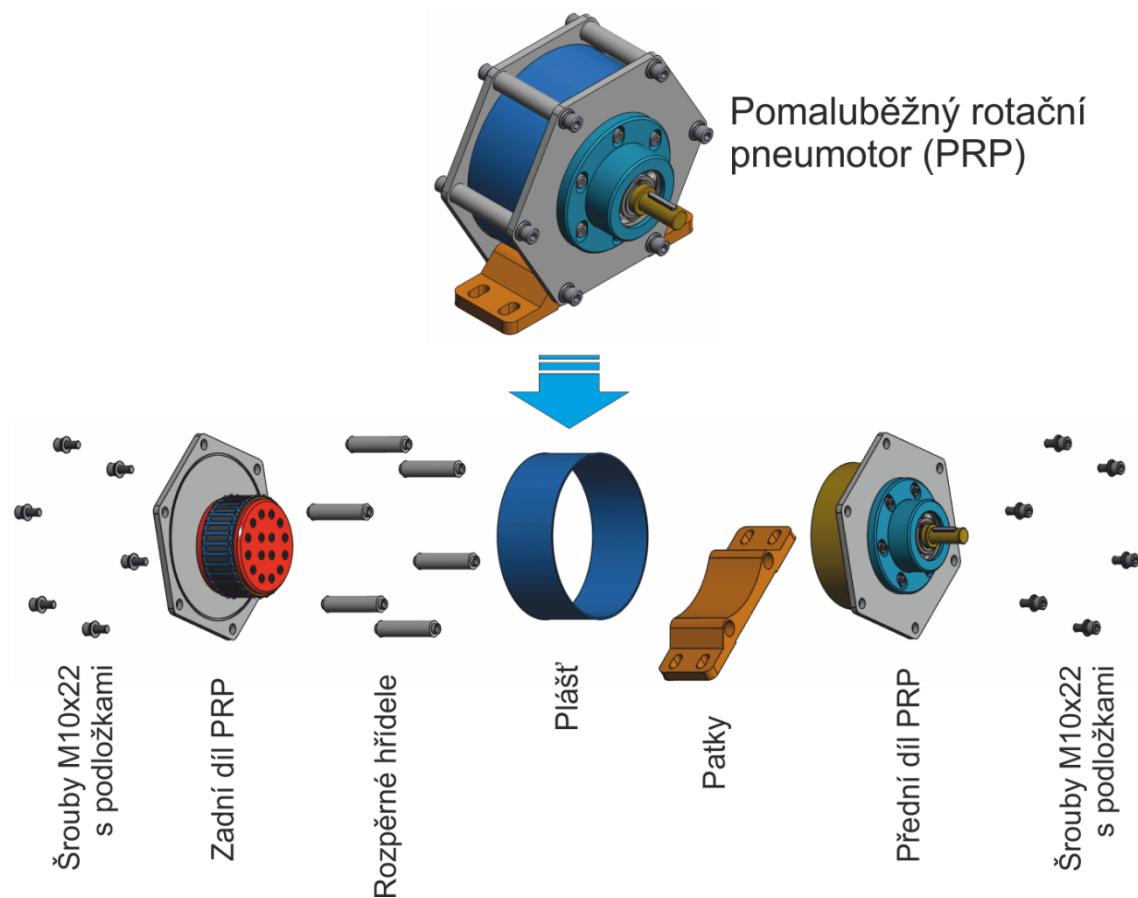


Obr. 6.1 - Návrh PRP se základními a přípojovacími rozměry



Na *Obr. 6.1* je zobrazen navržený pomaluběžného rotačního pneumotoru (PRP) se základními a připojovacími rozměry.

Rozklad PRP na jednotlivé komponenty je zobrazen na *Obr. 6.2*. Sestava PRP se skládá ze dvou podsestav – zadního a předního dílu, které jsou spojeny pomocí rozpěrných hřídelí. Mezi zadní a přední díl jsou vloženy plášť a patky. Tyto patky obsahují oválné otvory na uchycení pneumotoru. Plášť slouží pro uzavření pracovního prostoru. Vnitřní rotující buben je obsažen v zadním dílu a vnější rotující buben v předním dílu.



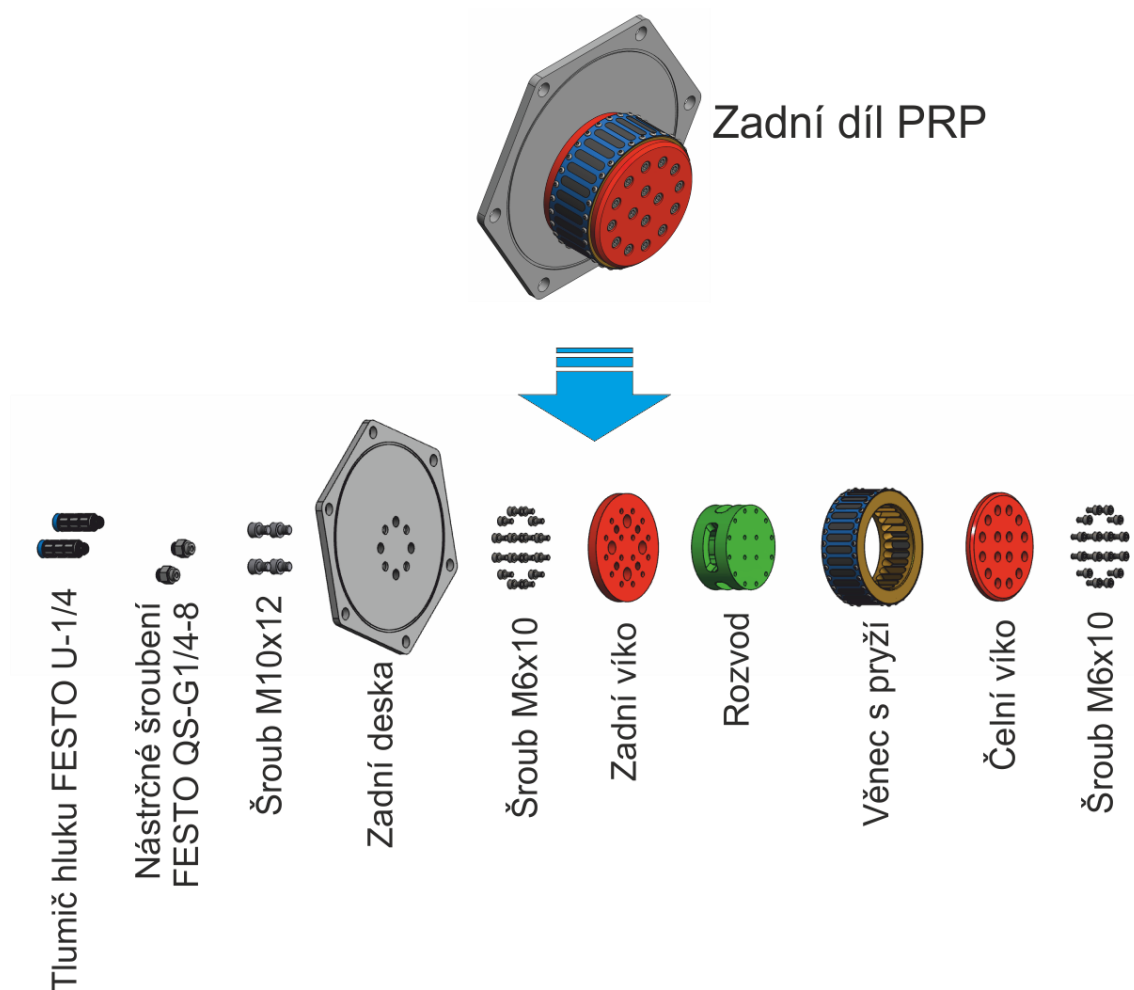
Obr. 6.2 - Rozbor navrženého pomaluběžného rotačního pneumotoru (PRP)

6.1 Zadní díl PRP

Zadní díl PRP konstrukčně vychází z experimentu č. 2 (kap. 5.3). Navržený zadní díl je zobrazen s rozkladem na jednotlivé komponenty na *Obr. 6.3*. Základ tvoří rozvod, na který je nalícován věnec s pryží. Ten je vyroben z oceli a zakalen na HRC 58. Rozvod je zajištěn proti posuvu z jedné strany zadním víkem a z druhé strany čelním víkem. Mezi víky a rozvod je nanášena tenká vrstva těsnící hmoty (např. Silikon Toolcraft TC-SIL80M). Tyto víka jsou k rozvodu



přišroubována pomocí válcových šroubů s vnitřním šestihranem M6x10 (norma ČSN 02 1143). Takto smontovaný díl je dále přišroubován k zadní desce pomocí válcových šroubů s vnitřním šestihranem M10x12 (norma ČSN 02 1143). Mezi tyto díly je zanesena tenká vrstva těsnící hmoty, která zabrání úniku vzduchu. K zadní desce je přišroubovány tlumiče hluku Festo U-1/4, kterými vzduch uniká z pneumotoru. Vedle tlumičů hluku je zde přišroubováno i nástrčné šroubení Festo QS-G1/4-8, do kterého se zapojí přívodní vzduchová hadice s průměrem 8 mm. Jsou k dispozici dvě šroubení, aby bylo možná změna smyslu otáčení pneumotoru.

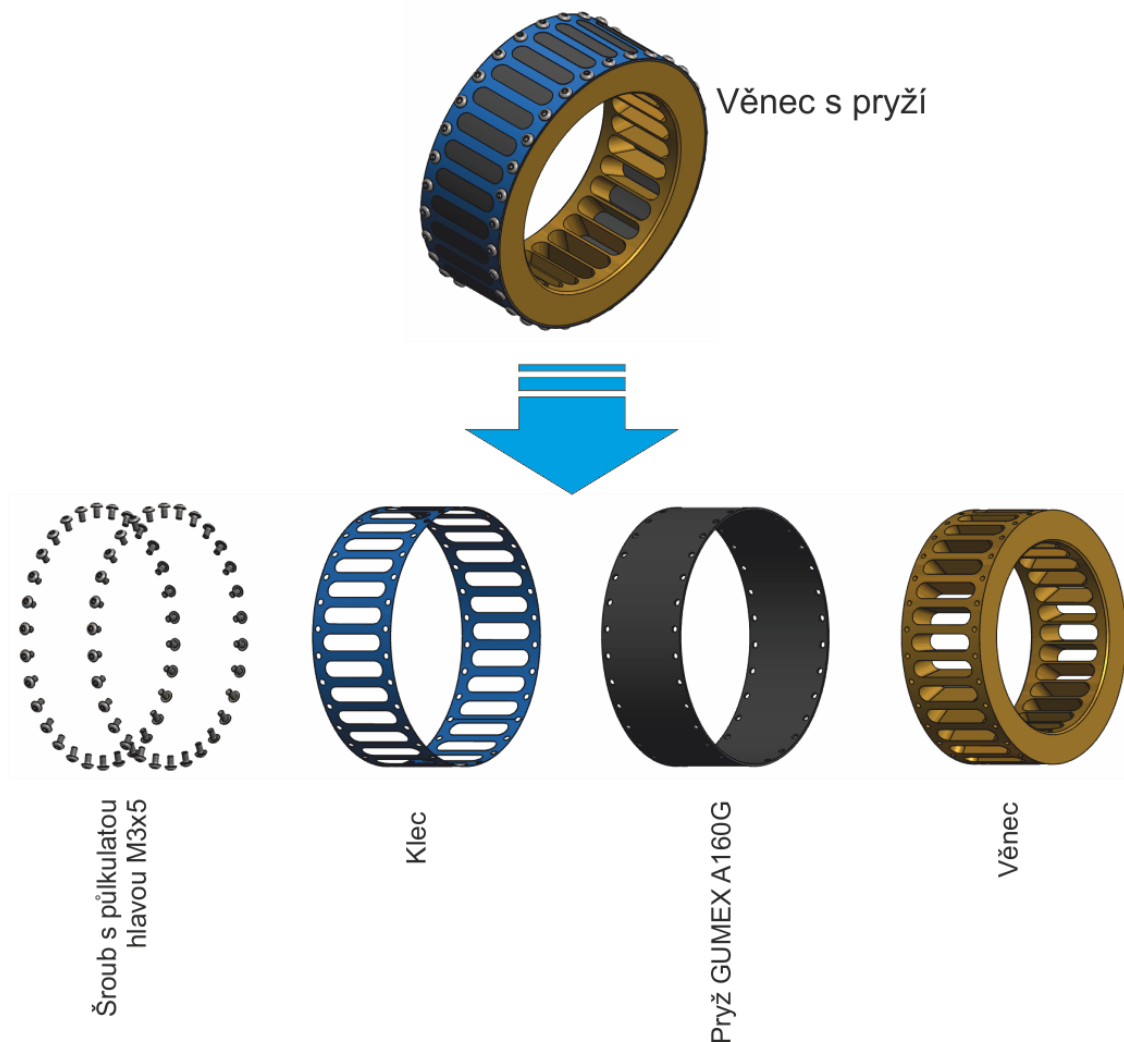


Obr. 6.3 - Rozbor zadního dílu PRP

Věnc s pryží, který představuje vnitřní rotující buben je zobrazen na Obr. 6.4. Konstrukce vychází z kapitoly 5.3.3. Základ tvoří věnc, na který je nalepena pryž od firmy GUMEX s označením A160G a tloušťkou 1 mm. Tato pryž má vynikající elastické vlastnosti a velkou pevnost. Pryž je nalepena pomocí



sekundového lepidla pro lepení kov/pryž (např. Cyberbond 2240). Věncem je vyroben ze slitiny mědi (např. bronz), kvůli nízkému součiniteli tření mezi věncem a rozvodem. Pryž je zajištěna pomocí klece, která je přišroubována k věnci pomocí šroubů s půlkulatou hlavou M3x5 (norma ISO 7380). Tyto šrouby byly použity, protože jsou charakteristické velmi malou výškou hlavy. Klec je vyrobena z plechu s tloušťkou 0,2 mm a pružinovým materiálem (např. 1.4310).



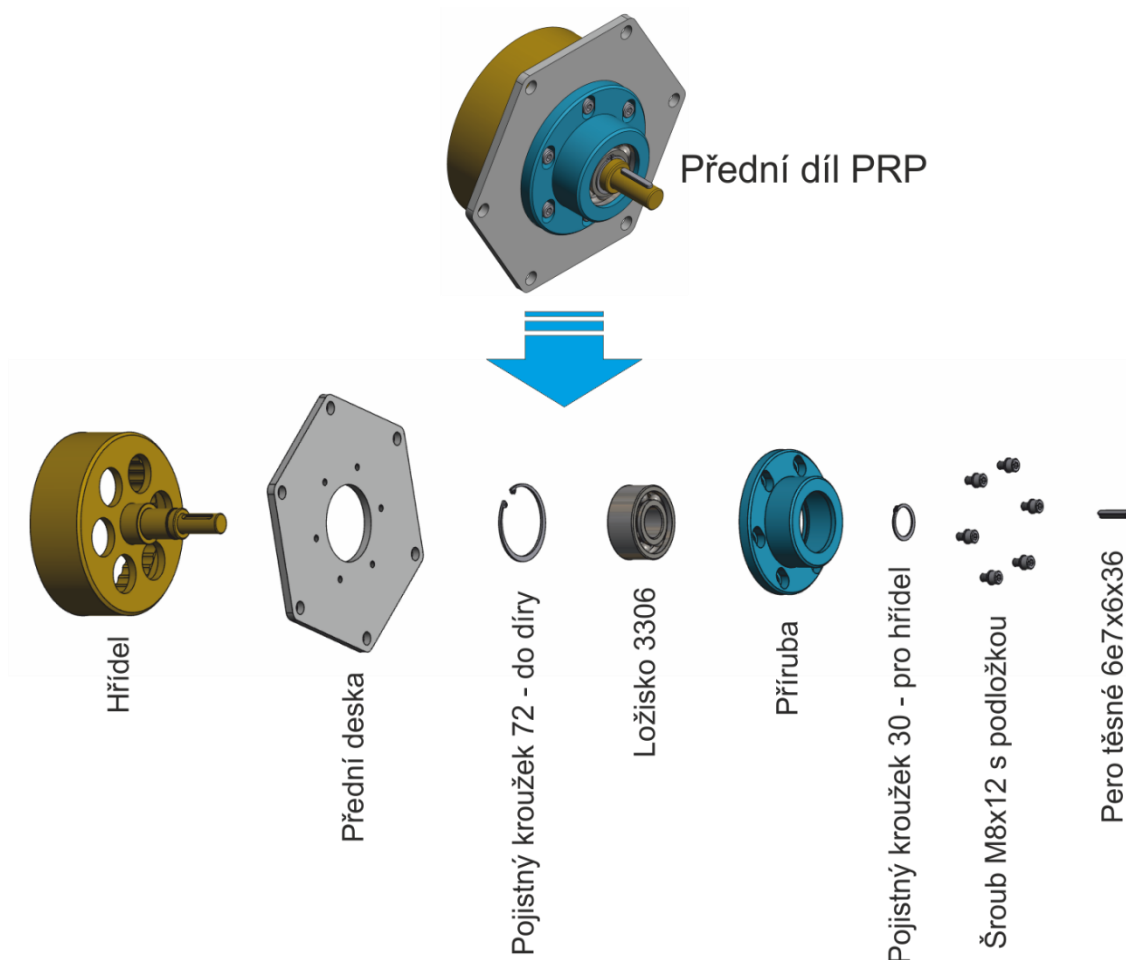
Obr. 6.4 - Rozbor věnce s pryží ze zadního dílu

6.2 Přední díl PRP

Navržený přední díl PRP s rozkladem na jednotlivé komponenty je zobrazen na Obr. 6.5. Základ tvoří příruba, do které je lehce nalisováno dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 3306. Tento typ je zvolen proto, že dokáže dobře zachytit klopné momenty, které zde při působení sil na vyloženou hřídel vznikají. Ložisko je v přírubě zajištěno pomocí pojistného kroužku pro díry na průměr 72



mm (norma ČSN 02 2931). Příruba je přišroubována k přední desce pomocí válcových šroubů s vnitřním šestihranem M8x12 (norma ČSN 02 1143). Příruba s přední deskou a ložiskem je nalisována na hřídel a zajištěna pomocí pojistného kroužku pro hřídele na průměr 30 mm (norma ČSN 02 1703). Krouticí moment bude přenášen pomocí těsného pera 6e7x6x36 (norma ČSN 02 2562), které je vloženo v drážce na hřídeli.



Obr. 6.5 - Rozbor předního dílu PRP

Pro lepší přenos sil je hřídel opatřena zaoblenými drážkami, přes které expandovaná pryž lépe přenesení síly na vnější rotující buben.

6.3 Kontrola navržené hřídele

Hřídel je namáhána od expandovaných vaků na vnitřním rotujícím kole. Pro výpočty byla zvolena metoda konečných prvků řešená v programu Ansys Workbench 15.0.



Definice výpočtové úlohy

Cílem výpočtové úlohy je nalezení míst s největším posunutím a tím i deformacemi při působení tlaku v místě styku hřídele a expandované pryže. Pro výpočet je nutné uvést následující předpoklady:

- Hřídel je staticky zatížena od působící expandované pryže.
- Tlak bude působit v celé ploše možného styku hřídele s expandovanou pryží (v zaoblených drážkách).
- Počet současně působících expandovaných pryží je 5, což odpovídá působení vaků v úhlu 45°.
- Předpoklad lineární úlohy
- Materiál je izotropní a homogenní
- Uložení hřídele v ložisku je pevné. Spoj lze nahradit pevnou vazbou.

Fyzikální vlastnosti použitého materiálu jsou předmětem Tab. 6.1.

Materiál	R _m [MPa]	R _e [MPa]	Tvrдость [HB]
11 373	340 až 440	min. 186	max. 225

Tab. 6.1 - Fyzikální vlastnost ocele 11 373

Vlastnosti použitého materiálu jsou v programu Ansys vloženy do tabulky Engineering data, která je zobrazena na Obr. 6.6. Z důvodu, že jsou předmětem výpočtu pouze deformace a napětí, pro definici materiálu poslouží pouze Youngův modul pružnosti a Poissonova konstanta.

Properties of Outline Row 4: Structural Steel			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus and P...	
8	Young's Modulus	2E+11	Pa
9	Poisson's Ratio	0,3	
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
16	Strain-Life Parameters		
24	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa
25	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Obr. 6.6 - Engineering data použitého materiálu v programu Ansys Workbench 15.0

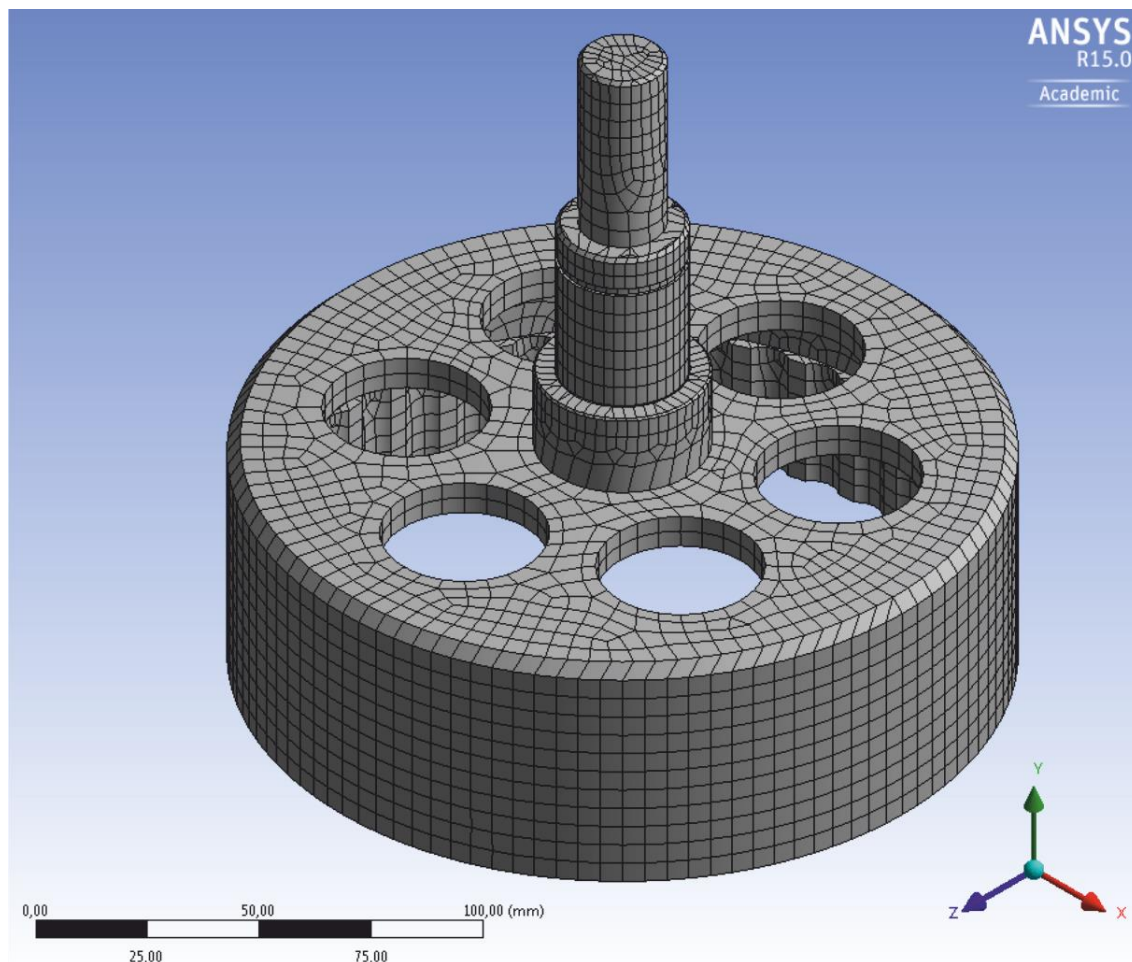


Definice sítě MKP modelu

Parametry zadané do programu Ansys Workbench pro vytvoření sítě jsou uvedeny v Tab. 6.2. Sestavená MKP síť je zobrazena na Obr. 6.7.

Počet uzlů	56 884
Počet elementů	17 471
Metoda síťování	Hex dominant
Velikost elementu	5 mm
Chování	Soft

Tab. 6.2 - Parametry síťování

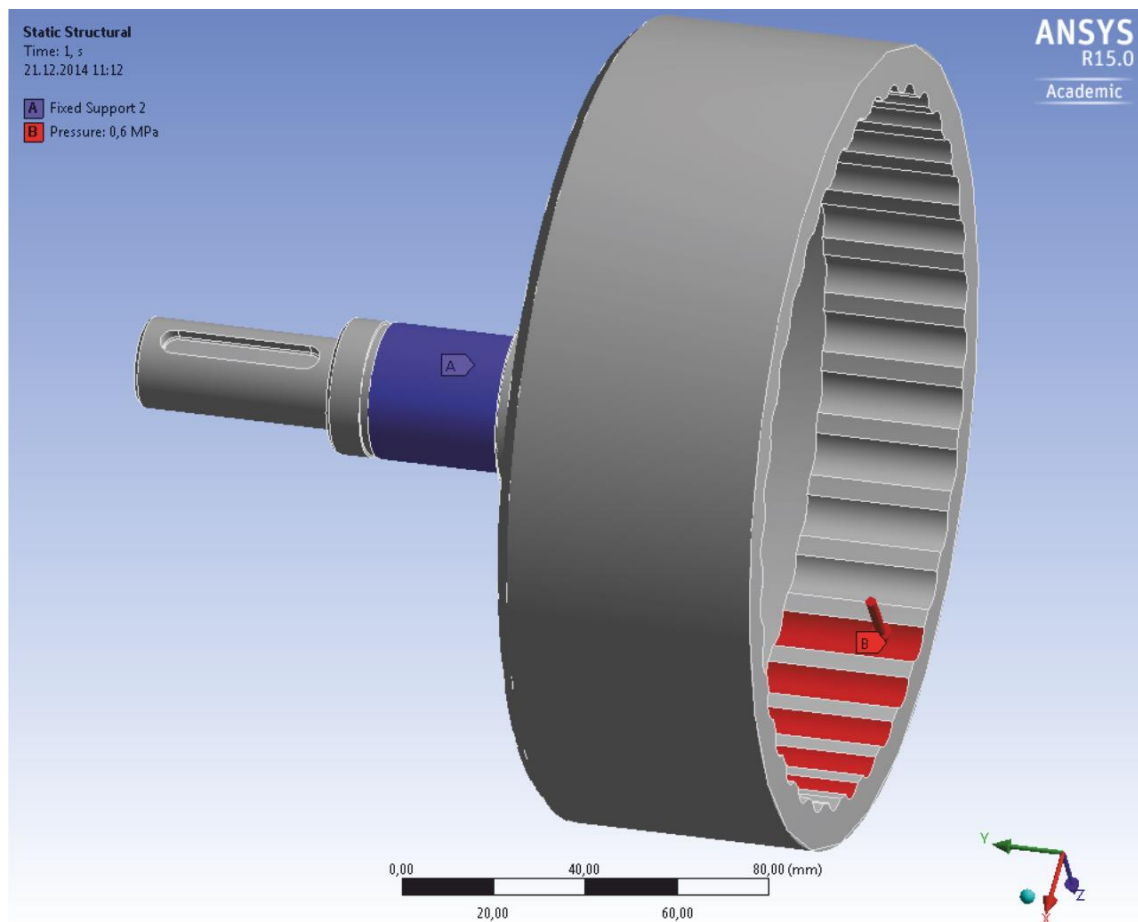


Obr. 6.7 - Vytvořená MKP síť



Definice okrajových podmínek

Okrajové podmínky vyjadřují uložení v ložisku a statické zatížení hřídele. Uložení hřídele nahrazuje pevná vazba v ploše, na které je ložisko nalisováno. Zatížení od expandovaných pryží je nahrazeno působícím tlakem o velikosti 0,6 MPa. Tento tlak bude působit na 5 plochách, které jsou v úhlu působení expandované pryže 45°. Okrajové podmínky jsou znázorněny na Obr. 6.8.

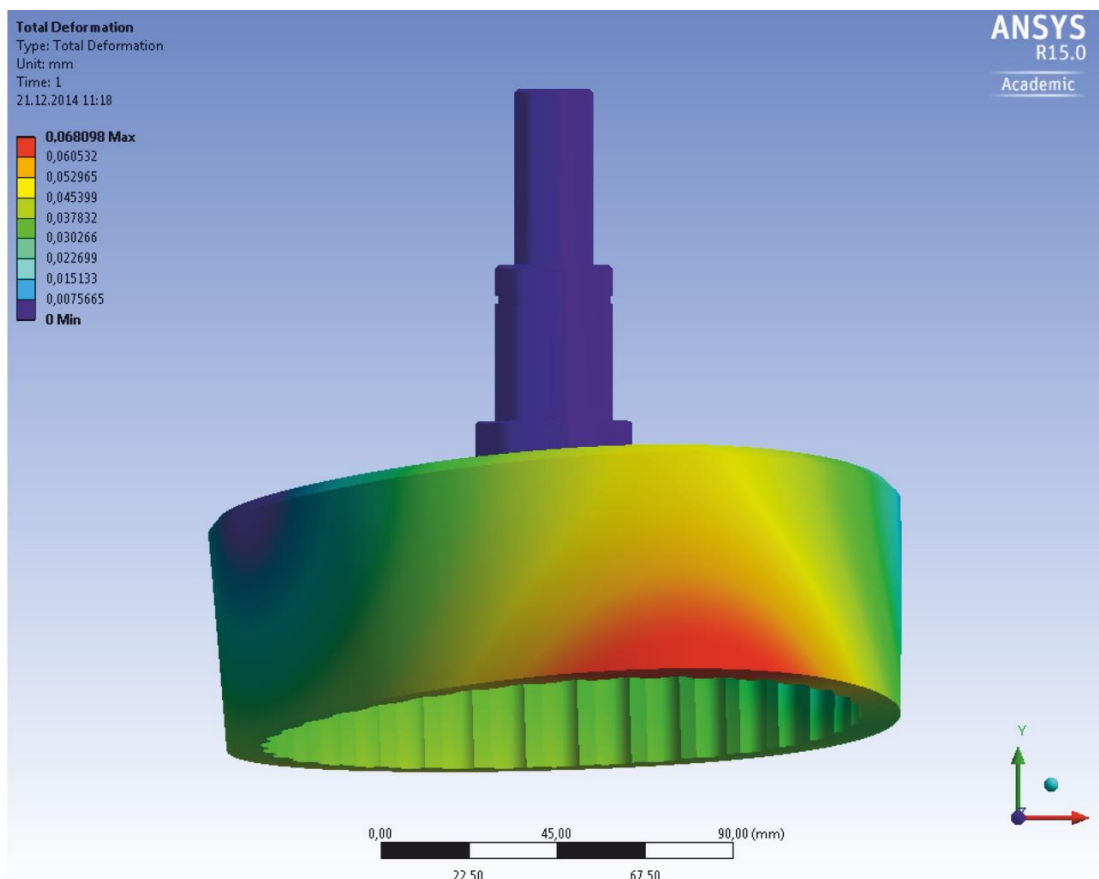


Obr. 6.8 - Okrajové podmínky MKP výpočtu

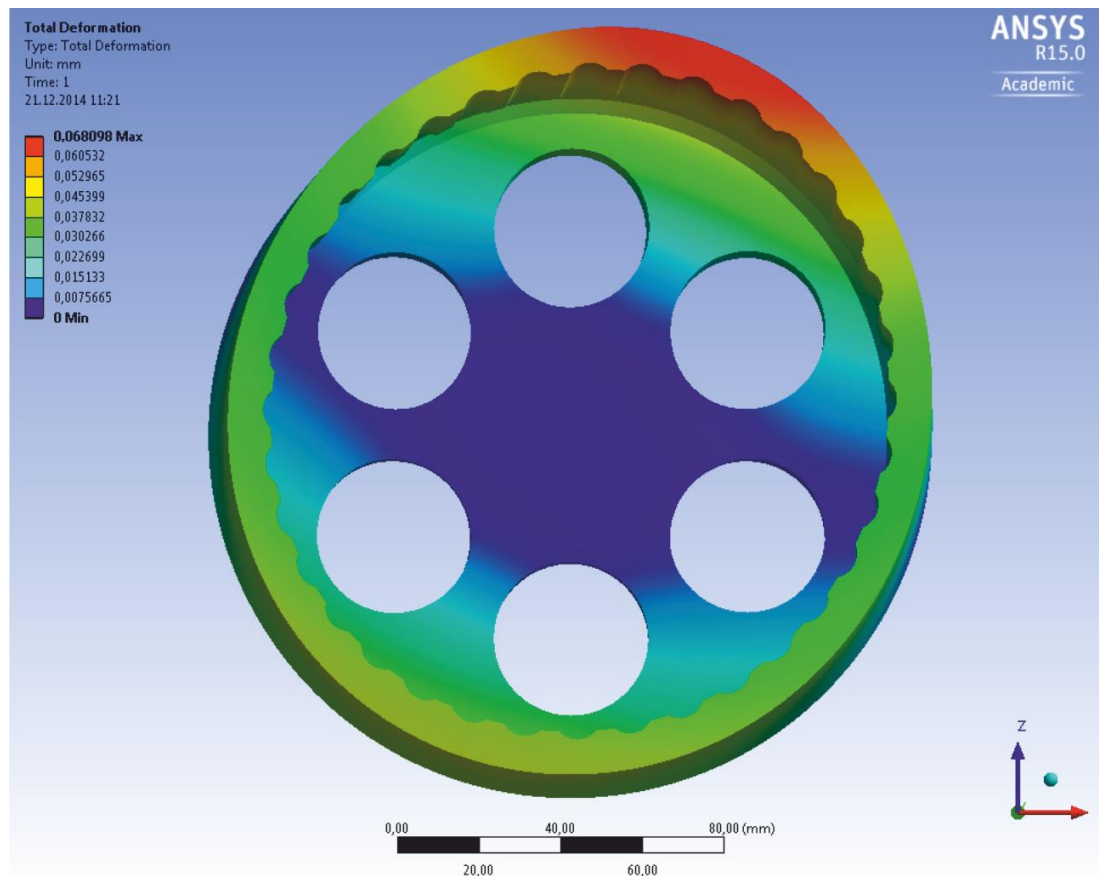
Výsledky výpočtu

Na Obr. 6.9 a Obr. 6.10 je zobrazena celková deformace hřídele. Hodnoty deformací se pohybují maximálně 0,068 mm. Tato hodnota je dostatečně malá. Největší deformace je v místě působení tlaku.

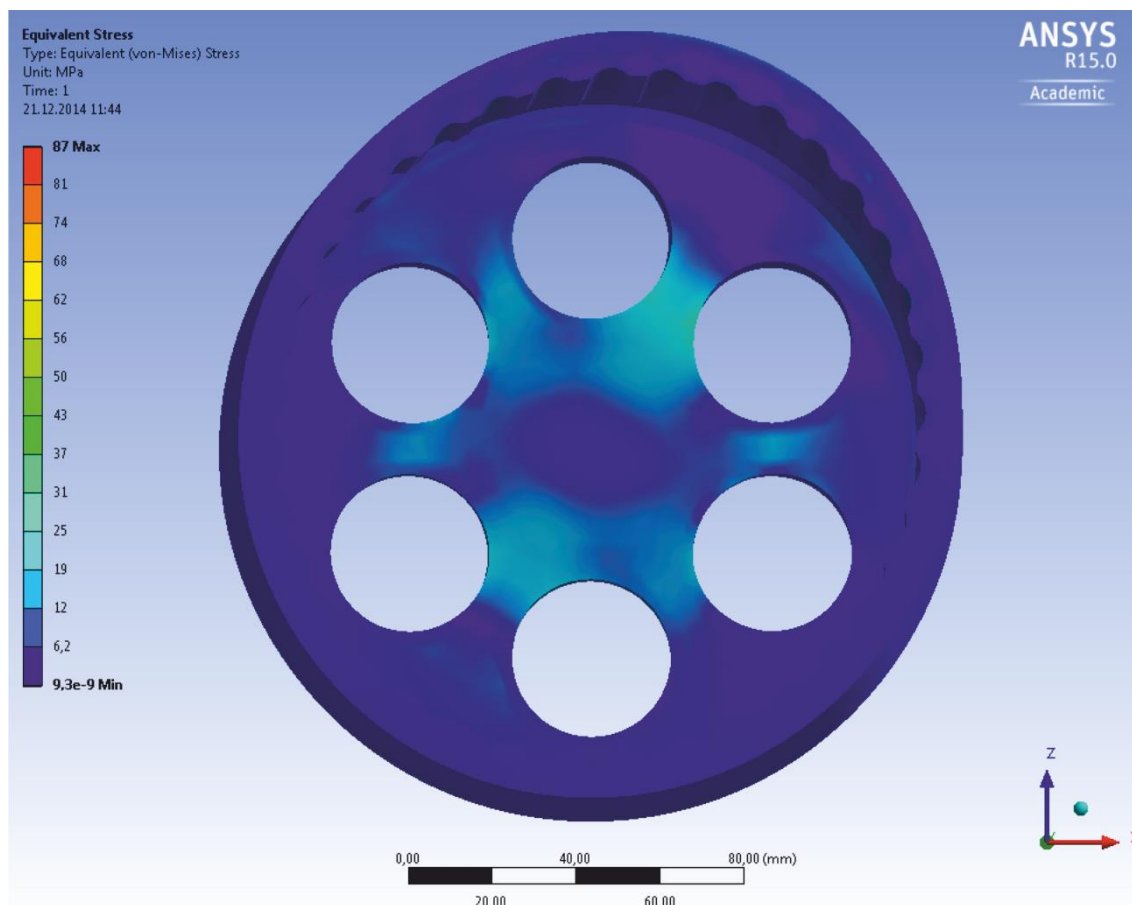
Na Obr. 6.11 je zobrazené vypočtené napětí v hřídeli. Hodnoty napětí se pohybují okolo 20 MPa v místě mezi odlehčovacími otvory. Větší tuhosti bychom docílili zmenšením nebo odstraněním odlehčovacích otvorů.



Obr. 6.9 - Deformace hřídele při pohledu shora



Obr. 6.10 - Deformace hřídele při pohledu z čela



Obr. 6.11 - Napětí v hřídeli



7. Závěr

Obsahem této diplomové práce bylo seznámit se s problematikou rotačních pneumotorů, rozebrat problematiku patentové přihlášky CZ2014-130, nalézt a porovnat podobné patenty, zjistit optimální parametry a funkčnost pneumotoru. Na základě zjištěných poznatků tento pneumotor konstrukčně navrhnout.

V první části je uvedeno základní rozdělení pneumatických rotačních motorů. Jsou zde popsány jednotlivé typy pneumotorů s příslušnými obrázky. Součástí této části je seznámení se se světovými představiteli výrobců rotačních pneumotorů (firmy Parker, Modec, Atlas Copco a Düsterloh) a jejich sortimentem v oblasti výroby rotačních pneumotorů.

Následující kapitoly se věnují rozboru pomaluběžného rotačního pneumotoru (PRP) na základě patentové přihlášky CZ2014-130. Nedílnou součástí bylo prověření světových patentů, které se vyznačovaly podobností s PRP. Ve světové databázi patentů byly nalezeny takové patenty tři. Po důkladném prostudování těchto patentů bylo zjištěno, že se s PRP podobají pouze v použití expandovaných pryží, ale princip přenosu krouticího momentu byl rozdílný.

Stěžejní část této diplomové práce zaujímá zjištění optimálních vlastností, funkčnost a konstrukční návrh PRP. Tyto optimální vlastnosti byly zjištěny nejprve sérií výpočtů a následně doplněny pomocí navrženého experimentu č.1. Při rozboru PRP bylo zjištěno, že je nutné najít optimální velikost vnějšího a vnitřního bubnu. Proto nejdůležitějším zjišťovaným parametrem PRP bylo nalezení optimálního poměru velikostí průměrů bubnů D/d . Z provedených výpočtů vyplynulo, že optimální poměr je od 1 do 2. Z následně provedeného experimentu bylo dokázáno, že optimální poměr by měl být větší než 1,1. Výsledkem je, že optimální poměr velikostí průměrů bubnů je od 1,1 do 2.

Pro ověření samotné funkčnosti PRP byl navržen experiment č.2. U navrženého zařízení bylo možné použít vnější bubny s různými průměry, které byly zhotoveny s poměry velikostí průměru k vnitřnímu bubnu 1,1 až 2. Do

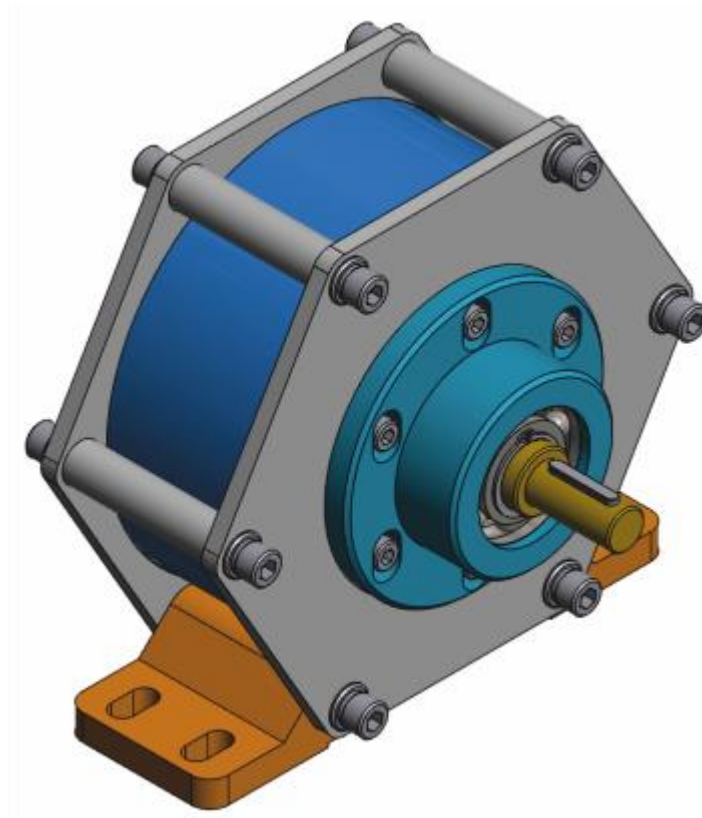


zařízení bylo možné umístit i rovnou desku. Tento experiment zjistil několik závad, které při samotném návrhu PRP musely být odstraněny.

První závada byla nedostatečná přilnavost navulkanizované pryže a její odtrhávání od věnce. Jako nápravné opatření byla navržena klec, která slouží k přitlačení pryže k věnci.

Druhá zjištěná závada byla relativně velké tření mezi věncem a rozvodným dílem. Nápravným opatřením bylo použití lepšího maziva a zaběhnutí pohybové dvojice, čímž bude tření minimalizováno.

Návrh pomaluběžného rotačního pneumotoru vychází z poznatků, které jsme doposud během vypracování této práce zjistili. Navržené zařízení je zobrazeno na *Obr. 7.1*. Vnitřní rotující buben byl při návrhu použit z experimentu č.2. K tomuto motoru byla vytvořena kompletní výkresová dokumentace, která je součástí této diplomové práce. V závěru této kapitoly byla pomocí MKP výpočtů zkontrolována hřídel.



Obr. 7.1 - Navržený pomaluběžný rotační pneumotor - PRP



8. Seznam obrázků

- Obr. 2.1 - Účinnost jednotlivých pohonů – schémata*
- Obr. 2.2 - Lamelové pneumatory s kyvným pohybem*
- Obr. 2.3 - Pístový pneumatore s kyvným pohybem*
- Obr. 2.4 - Radiální pístový rotační pneumatore*
- Obr. 2.5 - Axiální pístový rotační pneumatore*
- Obr. 2.6 - Lamelový rotační pneumatore*
- Obr. 2.7 - Zubový rotační pneumatore*
- Obr. 2.8 - Turbínový pneumatore*
- Obr. 2.9 - Lamelový nerezový motor Parker P1V-S*
- Obr. 2.10 - Řada rotačních pneumatoreů Parker s označením P1V-A, zobrazení s možností volby převodovek*
- Obr. 2.11 - Rotační lamelový pneumatore Parker řady P1V-M*
- Obr. 2.12 - Radiální pístový pneumatore Parker P1V-P*
- Obr. 2.13 - Konstrukce lamelového rotačního pneumatoreu firmy Modec*
- Obr. 2.14 - Lamelový rotační pneumatore Atlas Copco typ LZB*
- Obr. 2.15 - Lamelový rotační pneumatore firmy Atlas Copco typ LZL*
- Obr. 2.16 - Zubový rotační pneumatore firmy Düsterloh řady PMW*
- Obr. 2.17 - Rotační zubový pneumatore firmy Düsterloh řady DMO*
- Obr. 3.1 - Princip přetlakového pomaluběžného pneumatoreu 1*
- Obr. 3.2 - Princip přetlakového pomaluběžného pneumatoreu 2*
- Obr. 3.3 - Princip přetlakového pomaluběžného pneumatoreu 3*
- Obr. 3.4 - Schéma přetlakového pomaluběžného pneumatoreu (podélný a příčný řez)*
- Obr. 3.5 - Přetlakový pomaluběžný pneumatore (celkový pohled)*
- Obr. 4.1 - Konstrukce pneumatoreu dle Patentu JPS62150003 v podélném řezu*
- Obr. 4.2 - Konstrukce pneumatoreu dle Patentu JPS62150003 v příčném řezu*
- Obr. 4.3 - Polohy rotačního pneumatoreu dle Patentu JPS62150003*
- Obr. 4.4 - Konstrukce pneumatoreu dle Patentu JPS63105280 v podélném řezu*
- Obr. 4.5 - Konstrukce pneumatoreu dle Patentu JPS63105280 v příčném řezu*
- Obr. 4.6 - Polohy statoru 1 vůči excentrickému rotoru 4 dle patentu JPS63105280*
- Obr. 4.7 - Konstrukce pneumatoreu dle Patentu US3946641, typ bez desek, v podélném řezu*



- Obr. 4.8 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu US3946641, typ bez desek, v řezu II-II z Obr. 4.7
- Obr. 4.9 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu US3946641, typ s deskami, v podélném řezu
- Obr. 4.10 - Konstrukce pneumotoru dle Patentu US3946641, typ s deskami, v řezu III-III z Obr. 4.7
- Obr. 5.1 - Působení sil v PRP
- Obr. 5.2 - Mechanismus nahrazující model z Obr. 5.1
- Obr. 5.3 - Model zařízení pro měření ideálního poměru průměrů bubnů D/d
- Obr. 5.4 - Boční pohled na zařízení s parametry
- Obr. 5.5 - Přední pohled na vyrobené měřicí zařízení s vysunutým pneumotorem
- Obr. 5.6 - Boční pohled na vyrobené měřicí zařízení s vysunutým pneumotorem
- Obr. 5.7 - Boční pohled na vyrobené měřicí zařízení ve výchozí poloze měření
- Obr. 5.8 - Schéma elektrického zapojení měřicího zařízení
- Obr. 5.9 - Schéma pneumatického zapojení měřicího zařízení
- Obr. 5.10 - Princip zařízení na ověření funkčnosti
- Obr. 5.11 - Model zařízení na ověření funkčnosti – základní uskupení
- Obr. 5.12 - Model zařízení na ověření funkčnosti – boční pohled (vnější rotující buben odstraněn)
- Obr. 5.13 - Rozbor rotační podpěry v zařízení na ověření funkčnosti
- Obr. 5.14 - Rozbor vnitřního rotujícího bubnu v zařízení na ověření funkčnosti
- Obr. 5.15 - Věнец s drážkami se základními rozměry
- Obr. 5.16 - Model zařízení na ověření funkčnosti – řez A-A z Obr. 5.13
- Obr. 5.17 - Možnosti zařízení experimentu 2
- Obr. 5.18 - Velikost úhlu dotyku expandovaného vaku pro různé vnější bubny a desku
- Obr. 5.19 - Vrchní detail rámu zařízení na ověření funkčnosti PRP
- Obr. 5.20 - Vyrobené zařízení na ověření funkčnosti PRP
- Obr. 5.21 - Detail vyrobené rotační podpěry
- Obr. 5.22 – Základní dílce vyrobeného vnitřního rotujícího bubnu
- Obr. 5.23 - Příklad použití zkušebního zařízení
- Obr. 5.24 - Nafouknutý vnitřní rotující buben s vyznačenou vyboulenou pryží
- Obr. 5.25 - Návrh nápravného opatření pomocí klece - 1
- Obr. 5.26 - Návrh nápravného opatření pomocí klece - 2



Obr. 6.1 - Návrh PRP se základními a přípojovacími rozměry

Obr. 6.2 - Rozbor navrženého pomaluběžného rotačního pneumotoru (PRP)

Obr. 6.3 - Rozbor zadního dílu PRP

Obr. 6.4 - Rozbor věnce s pryží ze zadního dílu

Obr. 6.5 - Rozbor předního dílu PRP

Obr. 6.6 - Engineering data použitého materiálu v programu Ansys Workbench

15.0

Obr. 6.7 - Vytvořená MKP síť

Obr. 6.8 - Okrajové podmínky MKP výpočtu

Obr. 6.9 - Deformace hřídele při pohledu shora

Obr. 6.10 - Deformace hřídele při pohledu z čela

Obr. 6.11 - Napětí v hřídeli

Obr. 7.1 - Navržený pomaluběžný rotační pneumotor - PRP



9. Seznam tabulek

Tab. 2.1 - Pracovní hodnoty parametrů pro pneumatické rotační motory

Tab. 5.1 - Názvy souborů s grafy k jednotlivým měřením dle excentricity e

Tab. 5.2 - Vypočítané hodnoty momentů pro různé vnější bubny a desku

Tab. 5.3 - Fyzikálně-mechanické vlastnosti navulkanizované pryže

Tab. 6.1 - Fyzikální vlastnost ocele 11 373

Tab. 6.2 - Parametry síťování



10. Seznam grafů

Graf 5.1 - Závislost tečné síly F_T na poměru velikosti průměrů bubnů D/d při různých úhlech natočení vnějšího bubnu ψ

Graf 5.2 - Závislost normálové síly F_{N2} na poměru velikosti průměrů bubnů D/d při různých úhlech natočení vnějšího bubnu ψ

Graf 5.3 - Závislost tečné síly F_T k úhlu natočení vnějšího rotujícího bubnu ψ při velikosti poměru průměrů bubnů $D/d = 2$ a normálové síle $F_{N2} = 100N$

Graf 5.4 - Závislost normálové síly F_{N2} k úhlu natočení vnějšího rotujícího bubnu ψ při velikosti poměru průměrů bubnů $D/d = 2$ a normálové síle $F_{N2} = 100N$

Graf 5.5 - Závislost výchylky ramene na čase.

Graf 5.6 - Závislost časové derivace výchylky ramene na čase.

Graf 5.7 - Závislost úhlu natočení ramene ψ na poměru velikosti bubnů D/d , kdy lineární motor překonal účinky pasivních odporů a ramenem otočil



11. Seznam použitého softwaru

- [1] Ansys Workbench 15.0
- [2] Autodesk AutoCAD 2015 – student version
- [3] Autodesk Inventor Professional 2015 – student version
- [4] Autodesk Inventor Publisher 2015 – student version
- [5] CorelDRAW X7 – trial verze
- [6] Matlab R2013b
- [7] Microsoft Office Word 2013
- [8] Microsoft Office Excel 2013
- [9] Microsoft Office PowerPoint 2013



12. Seznam použité literatury

- [1] VOSTROVSKÝ, Jiří. Hydraulické a pneumatické mechanismy: Určeno pro stud. fak. strojní. 2. vyd. Praha: ČVUT, 1991, 248 s. ISBN 80-010-0626-3.
- [2] Úvod do pneumatiky: učebnice FESTO Didactic : určeno pro stud. postgrad. studia fak. strojní. 1. vyd. Překlad Antonín Mykiska, Pavel Beneš. Praha: ČVUT, 1989, 197 s. ISBN 80-010-0042-7.
- [3] CERHA, Josef. Hydraulické a pneumatické mechanismy II. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008, 189 s. ISBN 978-80-7372-297-5.
- [4] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003, xv, 865 s. ISBN 80-864-9074-2.
- [5] POSPÍCHAL, Jaroslav a Pavel VÁVRA. Technické kreslení: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. Vyd. 3., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 84 s. ISBN 978-80-01-03214-52008.
- [6] DEPRAG [online]. [cit. 2014-12-18]. Dostupné z: <http://www.deprag.cz/>
- [7] PARKER [online]. [cit. 2014-12-18]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/>
- [8] MODEC [online]. [cit. 2014-12-18]. Dostupné z: <http://www.modec.fr/>
- [9] ATLAS COPCO [online]. [cit. 2014-12-18]. Dostupné z: <http://www.atlascopco.cz/>
- [10] DUESTERLOH [online]. [cit. 2014-12-18]. Dostupné z: <http://www.duesterloh.de/>



[11] Databáze světových patentů ESPACENET [online]. [cit. 2014-12-18].

Dostupné z: <http://www.worldwide.espacenet.com/>

[12] Úřad průmyslového vlastnictví [online]. [cit. 2014-12-18]. Dostupné z:

<http://www.upv.cz/>

[13] ZKL [online]. [cit. 2014-12-18]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/>



13. Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

Výkres sestavy:	PRP	DP-1709-00-00
Výkres sestavy:	PREDNI DIL PRP	DP-1709-01-00
Výkres sestavy:	ZADNI DIL PRP	DP-1709-02-00
Výkres sestavy:	VENEC S PRYZI	DP-1709-22-00
Výrobní výkres:	PLAST	DP-1709-00-01
Výrobní výkres:	HRIDELKA	DP-1709-00-02
Výrobní výkres:	PATKY	DP-1709-00-03
Výrobní výkres:	HRIDEL	DP-1709-01-01
Výrobní výkres:	PRIRUBA	DP-1709-01-02
Výrobní výkres:	DESKA PREDNI	DP-1709-01-03
Výrobní výkres:	ROZVOD	DP-1709-02-01
Výrobní výkres:	VIKO CELNI	DP-1709-02-02
Výrobní výkres:	VIKO ZADNI	DP-1709-02-03
Výrobní výkres:	DESKA ZADNI	DP-1709-02-04
Výrobní výkres:	VENEC	DP-1709-22-01
Výrobní výkres:	KLEC	DP-1709-22-02
Výrobní výkres:	PRYZŽ	DP-1709-22-03

Přílohy textové části:

- Příloha č. 1 – Naskenovaný originál patentové přihlášky 2014-29307
- Příloha č. 2 – Program v Mathlabu pro měření zařízení z kapitoly 5.2
- Příloha č. 3 – Program v Simulinku pro měření zařízení z kapitoly 5.2
- Příloha č. 4 – Vyhodnocení grafů v Mathlabu pro měření zařízení z kapitoly 5.2


Elektronické přílohy:

- 3D model měřícího zařízení z kapitoly 5.2
- 3D model zkušebního zařízení z kapitoly 5.3
- 3D model návrhu PRP
- Elektronická verze diplomové práce
- Programy pro Matlab a grafy



14. Přílohy

Příloha č. 1 – Naskenovaný originál *užitného vzoru 2014-29307*

UŽITNÝ VZOR		(11) Číslo dokumentu: 26 779
(19) ČESKÁ REPUBLIKA	(21) Číslo přihlášky: 2014-29307 (22) Přihlášeno: 04.03.2014 (47) Zapsáno: 10.04.2014	(13) Druh dokumentu: U1 (51) Int. Cl.: F01C 5/02 (2006.01)
 ÚŘAD PRŮMYSLOVÉHO VLASTNICTVÍ		
(73) Majitel: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, Praha, CZ		
(72) Původce: doc. Ing. Vladimír Andrlík, CSc., Praha - Dejvice, CZ Ing. Tomáš Krannich, Dolní Kralovice, CZ		
(74) Zástupce: Ing. Václav Kratochvíl, Husníkova 2086/22, 158 00 Praha		
(54) Název užitného vzoru: Rotační přetlakový pomaluběžný pneu- motor		

CZ 26779 U1

Úřad průmyslového vlastnictví v zápisném řízení nezjišťuje, zda předmět užitného vzoru
splňuje podmínky způsobilosti k ochraně podle § 1 zák. č. 478/1992 Sb.

Originální dokument užitného vzoru 2014-29307 – strana 1/4



CZ 26779 U1

Rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor

Oblast techniky

Technické řešení se týká rotačního přetlakového pomaluběžného pneu-motoru s velkým kroutícím momentem.

5 Dosavadní stav techniky

V současné době se používají přetlakové rotační pneu-motory lopátkové s omezenou rotací, tj. pneu-motory kyvné, nebo s neomezenou rotací – vysokootáčkové rotační pneu-motory.

Jako hnací médium je použit stlačený vzduch. Tyto motory nemají příznivou momentovou charakteristiku. Často je nutné využít převodu do pomala.

10 Podstata technického řešení

Výše uvedené nedostatky jsou odstraněny rotačním přetlakovým pomaluběžným pneu-motorem, podle tohoto vynálezu. Jeho podstatou je to, že obsahuje otočné bubnové kolo propojené s hnacím hřídelem a nepohyblivé kolo, umístěné v otočném bubnovém kolu s osovou excentricitou, které je opatřeno kluzně otočným prstencem. Kluzně otočný prsteneček je opatřen po svém
15 vnějším obvodu nafukovacími segmenty spolupůsobícími s dutinou otočného bubnového kola. Nepohyblivé kolo je opatřeno alespoň jedním přetlakovým segmentem propojeným s přetlakovým potrubím a alespoň jedním vypouštěcím segmentem pro odvádění vzduchu z neaktivních nafukovacích segmentů.

Bubnové kolo je s výhodou umístěno v ložisku a je umístěno v krytu opatřeném otvorem
20 s mřížkou odfuku. Nepohyblivé kolo je ve výhodném provedení opatřeno dalším podtlakovým segmentem pro vytvoření stop stavu.

Podstatou vynálezu je kluzně otočný prsteneček opatřený nafukovacími segmenty v podobě balónek, případně tlakových pružných hadic, který rotuje na nepohyblivém kolu, které obsahuje
25 přetlakový segment. Balónky v této oblasti se pak postupně rozpínají k dutině excentricky vystředěného otočného bubnového kola, které se tak roztáčí. Toto bubnové kolo má vyveden z tělesa motoru hnací hřídel.

Objasnění obrázků na výkrese

Rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor podle tohoto technického řešení bude podrobněji
30 popsán na konkrétním příkladu provedení s pomocí přiložených výkresů, kde na obr. 1 je znázorněn rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor v podélném řezu a na obr. 2 v příčném řezu. Na obr. 3 je znázorněn tento motor v axonometrickém pohledu. Na obr. 4 je v řezu znázorněna alternativní podoba unášecího kola.

Příklady uskutečnění technického řešení

Příkladný rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor obsahuje otočné bubnové kolo 5 propo-
35 jené s hnacím hřídelem 6 a nepohyblivé kolo 1, umístěné v otočném bubnovém kolu 5 s osovou excentricitou e. Otočné bubnové kolo 5 je opatřeno kluzně otočným prstencem 3 opatřeným po svém vnějším obvodu nafukovacími segmenty 4 spolupůsobícími s dutinou otočného bubnového kola 5. Nepohyblivé kolo 1 je opatřeno jedním přetlakovým segmentem 1.1 propojeným s přetlakovým potrubím 2 a jedním vypouštěcím segmentem 1.2 pro odvádění vzduchu
40 z neaktivních nafukovacích segmentů 4. Bubnové kolo 5 je umístěno v ložisku 7. Otočné bubnové kolo 5 je umístěno v krytu 8 opatřeném otvorem 9.1 odfuku s mřížkou 9.2.

Nepohyblivé kolo 1 obsahující přetlakový segment 1.1 má vstup přetlakovým potrubím 2 pro tlakování aktivních hnacích segmentů 4 v podobě balónek. Vypouštěcí segment 1.2 slouží



CZ 26779 U1

k odfuku již neaktivních balónků. Odfuk probíhá přes otvor 9.1 odfuku s mřížkou 9.2. Nepohyblivé kolo 1 je opatřeno kluzně otočným prstencem 3, který má po svém obvodu rozmístěné nafukovací segmenty 4. Tento celek je umístěn v dutině otočného bubnového kola 5 tzv. unášecího kola, které je vyoseno o excentricitu e . Bubnové kolo 5 je volně otočné v ložisku 7 a vystupuje ze zakrytovaného prostoru výstupním hřídelem 6, který tak vytváří hnací hřídel.

Vznikem přetlaku v potrubí 2 dochází k vytváření tlaku v přetlakovém segmentu 1.1, kdy se aktivují nafukovací segmenty 4 - balónky v této oblasti. Ty pak mají snahu se opřít o vnitřní plochu válcové plochy otočného bubnu 5. Tím způsobují jeho rotaci.

Na obr. 2 je celkový pohled na rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor, z kterého je patrné kryt 8, tlakové potrubí 2, odfuková mřížka 9.2 a výstupní hnací hřídel 6.

Na obr. 3 je znázorněna tvarová úprava dutiny bubnového kola 5, tzv. unášecího kola, pro zvýšení krouticího momentu.

Reverzaci chodu a stop stav motoru umožňují zrcadlově umístěné segmenty k přetlakovým segmentům 1.1 a vypouštěcím segmentům 1.2, tj. přívody a odfuky stlačeného vzduchu.

15 Průmyslová využitelnost

Rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor podle tohoto technického řešení najde široké uplatnění ve všech případech, kde je nutné, jako zdroj hnací energie, použít stlačený vzduch a vytvořit tak relativně velmi jednoduchý rotační motor s velkým krouticím momentem.

NÁROKY NA OCHRANU

20 1. Rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor, **vyznačující se tím**, že obsahuje otočné bubnové kolo (5) propojené s hnacím hřídelem (6) a nepohyblivé kolo (1), umístěné v otočném bubnovém kolu (5) s osovou excentricitou (e), které je opatřeno kluzně otočným prstencem (3) opatřeným po svém vnějším obvodu nafukovacími segmenty (4) spolupůsobícími s dutinou otočného bubnového kola (5), přičemž nepohyblivé kolo (1) je opatřeno alespoň jedním
25 přetlakovým segmentem (1.1) propojeným s přetlakovým potrubím (2) a alespoň jedním vypouštěcím segmentem (1.2) pro odvádění vzduchu z neaktivních nafukovacích segmentů (4).

2. Rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor podle nároku 1, **vyznačující se tím**, že bubnové kolo (5) je umístěno v ložisku (7).

30 3. Rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor podle kteréhokoli z předchozích nároků, **vyznačující se tím**, že otočné bubnové kolo (5) je umístěno v krytu (8) opatřeném otvorem (9.1) s mřížkou (9.2) odfuku.

4. Rotační přetlakový pomaluběžný pneu-motor podle kteréhokoli z předchozích nároků, **vyznačující se tím**, že nepohyblivé kolo (1) je opatřeno dalším podtlakovým segmentem (1.1) pro vytvoření stop stavu.

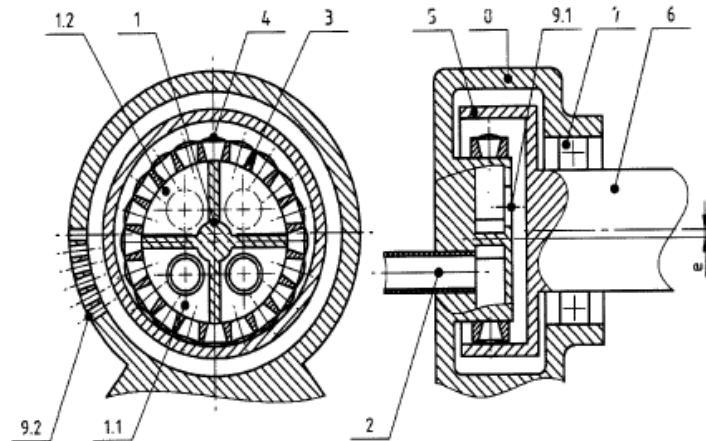
35

1 výkres

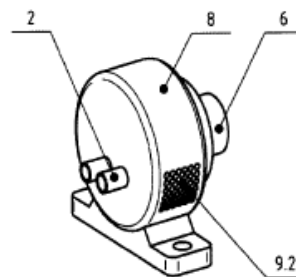
- 2 -



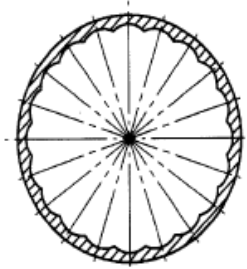
CZ 26779 U1



obr. 1 Přetlakový pomalubežný pneu-motor (podélný a příčný řez)



obr. 2 Rotační přetlakový pomalubežný pneu-motor (celkový pohled)



obr. 3 Alternativní podoba unášecího kola přetlakového pneu-motoru

Konec dokumentu



Příloha č. 2 – Program v Mathlabu pro měření zařízení z kapitoly 5.2

```
%DP Experiment 1
%mereni zavislosti uhlu natoceni na sile

Tfst=.0001; % Perioda vzorkovani
casmer=20; % celkova doba mereni

%%

sim('encoder',casmer)

%%

cas=simout.time;

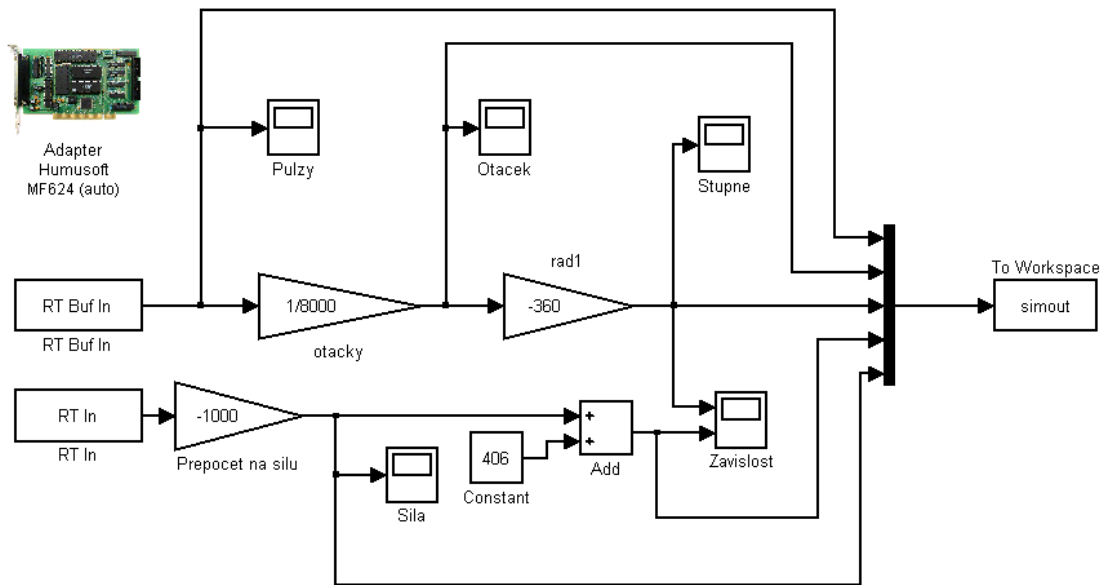
pulzy=simout.signals.values(:,1); %pulzy z encoderu
otacky=simout.signals.values(:,2); %pocet otacek encoderu
uhelnatoceni=simout.signals.values(:,3); %uhel natoceni ve
stupnich
silaskor=simout.signals.values(:,4); %sila s korekci
sila=simout.signals.values(:,5); %sila

% Vykresleni grafu
figure(1)
plot(cas,uhelnatoceni);
hold on; zoom on; grid on;
xlabel('Cas [s]')
ylabel('Uhel natoceni [°]')
title('Uhel natoceni ramene')

figure(2)
plot(cas,silaskor);
hold on; zoom on; grid on;
xlabel('Cas [s]')
ylabel('Sila [N]')
title('Skutecna sila od lin. pneumotoru')
```




Příloha č. 3 – Program v Simulinku pro měření zařízení z kapitoly 5.2





Příloha č. 4 – Vyhodnocení grafů v Mathlabu pro měření zařízení z kapitoly 5.2

```
close all
clear all

file='nazev grafu';
pomoc=1;
delka=1000;

%% Vytvori data x,y y grafu
open(file);hold on;
h = gcf;
axesObjs = get(h, 'Children');
dataObjs = get(axesObjs, 'Children');
objTypes = get(dataObjs, 'Type');
x = get(dataObjs, 'XData');
y = get(dataObjs, 'YData');
if pomoc==1
    yhelp=zeros(1,length(y));
    plot(x,yhelp,'r')
end

%% diference
ydif=diff(y);

figure(2);clf;
plot(x(2:length(x)),ydif);hold on;
if pomoc==1
    yhelp=zeros(1,length(ydif));
    plot(x(2:length(x)),yhelp,'r')
end

%% smplovani
% pro diff je lepsi udelat rozkouskovani (smplovani) na
delku xxx bodu

xmin=min(x);
xmax=max(x);
newx=linspace(xmin,xmax,delka);

newy=zeros(1,delka);

step=floor(length(y)/delka);
ind=1;
for i=1:delka
    souc=0;
    for j=1:step
        souc=souc+y(ind);
        ind=ind+1;
    end
end
```



```
        newy(i)=souc/step;
end

figure(3);clf;
plot(newx,newy);hold on;
if pomoc==1
    yhelp=zeros(1,length(newy));
    plot(newx,yhelp,'r')
end

newydif=diff(newy);
figure(4);clf;
plot(newx(2:length(newx)),newydif);hold on;
if pomoc==1
    yhelp=zeros(1,length(newydif));
    plot(newx(2:length(newx)),yhelp,'r')
end
```