

Možnosti úspory stlačeného vzduchu ve výrobních strojích při použití pneumatických mechanismů

Zuzana Mikušová

Bakalářská práce
2019

 Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Ústav výrobního inženýrství
akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Zuzana Mikušová**
Osobní číslo: **T18923**
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**
Studijní obor: **Technologická zařízení**
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Možnosti úspory stlačeného vzduchu ve výrobních strojích při použití pneumatických mechanismů**

Zásady pro vypracování:

- **teorie stlačeného vzduchu (výroba, úprava stlačeného vzduchu, důležité pojmy – objemový průtok, tlak, relativní vlhkost, rosný bod)**
- **Popis základních komponent pneumatického systému (ovládací ventily, průtokoměr, tlakoměr, úpravna vzduchu, rozvody a šroubení)**
- **zhodnocení a proměření možnosti úspory vzduchu v základních pneumatických obvodech výrobních systémů**
- **Zpracování získaných dat (analýza dat)**

Rozsah bakalářské práce: **cca 60 stran**
Rozsah příloh: **dle pokynů VDP**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- **DOSTÁL, Pavel. Stroje a zařízení: čerpadla, stroje na dopravu a stlačování vzdušnin, energetika. Ostrava: Ostravská univerzita, 2014, 99 s. ISBN 978-80-7464-526-6**
- **CHARVÁTOVÁ, Hana. Termofyzikální vlastnosti vybraných látek: (doporučeno pro výuku předmětu Procesní inženýrství studijního programu Procesní inženýrství). Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 122 s. ISBN 978-80-7318-787-3.**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jakub Huba**
Ústav výrobního inženýrství
Datum zadání bakalářské práce: **2. ledna 2019**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**

Ve Zlíně dne 18. února 2019

L.S.

doc. Ing. Roman Čermák, Ph.D.
děkan

prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.
ředitel ústavu

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby ¹⁾;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3 ²⁾;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 ³⁾ odst. 2 a 3 mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 23.5.2019

.....

¹⁾ zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejňování závěrečných prací:

(1) Vysoká škola nevydělečně zveřejňuje disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledku obhajoby prostřednictvím databáze kvalifikačních prací, kterou spravuje. Způsob zveřejnění stanoví vnitřní předpis vysoké školy.

(2) Disertační, diplomové, bakalářské a rigorózní práce odevzdané uchazečem k obhajobě musí být též nejméně pět pracovních dnů před konáním obhajoby zveřejněny k nahlížení veřejnosti v místě určeném vnitřním předpisem vysoké školy nebo není-li tak určeno, v místě pracoviště vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výpisy, opisy nebo rozmnoženiny.

(3) Platí, že odevzdáním práce autor souhlasí se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

²⁾ zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3:

ABSTRAKT

Tato práce obsahuje odbornou rešerši teorie stlačeného vzduchu a popis základních pneumatických komponent. Praktická část se zabývá řešením reálné aplikace, návrhem pneumatického obvodu a výběrem válce dle katalogu. Dále jsou pomocí softwaru Model selection vybrány zbylé prvky a vyhodnoceny základní charakteristiky systému. V této práci je poté optimalizován pneumatický obvod s využitím rekuperace stlačeného vzduchu. Hlavním přínosem je srovnání jednotlivých řešení při rozdílném dimenzování prvků v konkrétní aplikaci a jejich vliv na spotřebu stlačeného vzduchu.

Klíčová slova: Bernoulliho rovnice, Venturiho efekt, proudění tekutin, vakuum, pneumatické prvky, dimenzování pneumatického pohonu, spotřeba stlačeného vzduchu, úspory

ABSTRACT

This thesis contains a specialized research of compressed air theory and description of basic pneumatic components. The practical part deals with solution of real application, suggestion of pneumatic circuit and selection of cylinder according to catalogue. Furthermore, the remaining components are selected by using the Model selection software and basic system characteristics evaluated. Then, the pneumatic circuit is optimized using recuperated air. The main benefit is the comparison of single solutions with different dimensioning of components in particular application and their effect on the consumption of compressed air.

Keywords: Bernoulli's equation, Venturi effect, fluid flow, vakuum, pneumatic components, dimensioning of pneumatic actuator, compressed air consumption

Poděkování:

Ráda bych poděkovala vedoucímu práce Ing. Jakubu Hubovi za odborné vedení, trpělivost a ochotu, kterou mi v průběhu zpracování bakalářské práce věnoval. Dále mé poděkování patří firmě SMC Industrial Automation s.r.o. za odborné konzultace a cenné podklady a všem ostatním, kteří mi s tvorbou této práce pomáhali.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Prohlašuji, že jsem na bakalářské práci pracovala samostatně, s tím, že použitou literaturu jsem citovala.

Ve Zlíně 23. 5. 2019

OBSAH

ÚVOD.....	10
I TEORETICKÁ ČÁST.....	11
1 TEORIE STLAČENÉHO VZDUCHU	12
1.1 ZÁKLADNÍ POJMY	12
1.1.1 Tlak	13
1.1.2 Průtok	13
1.1.3 Vlhkost	16
1.2 VLASTNOSTI PLYNU	18
1.3 VAKUUM	20
1.4 ZTRÁTY	21
1.4.1 Objemové ztráty	22
1.4.2 Tlakové ztráty.....	22
1.5 EKONOMICKÝ FAKTOR	22
2 ZÁKLADNÍ KOMPONENTY PNEUMATICKÉHO SYSTÉMU.....	24
2.1 ZÁKLADNÍ PNEUMATICKÝ OBVOD	24
2.2 ÚPRAVA STLAČENÉHO VZDUCHU	26
2.2.1 Sušení	27
2.2.2 FRL jednotka.....	28
2.3 VENTILY.....	29
2.4 PNEUMATICKÉ POHONY.....	31
2.5 PRVKY PRO VAKUUM.....	33
2.5.1 Ejektory	33
2.5.2 Přísavky.....	34
2.6 SNÍMAČE	35
2.6.1 Snímače tlaku a vakua.....	36
2.6.2 Průtokoměry	37
2.7 ŠROUBENÍ A ROZVODY	37
2.7.1 Rozvody stlačeného vzduchu	37
2.7.2 Šroubení	38
II PRAKTICKÁ ČÁST	40
3 PROMĚŘENÍ A ZHODNOCENÍ MOŽNOSTÍ ÚSPORY VZDUCHU.....	41
3.1 PNEUMATICKÝ OBVOD S DVOJČINNÝM VÁLCEM.....	41
3.1.1 Výběr pneumatického válce a elektromagnetického ventilu	42
3.1.2 Výběr hadiček	44
3.1.3 Software Model selection.....	45
3.1.4 Vliv naddimenzování válce a hadiček.....	52
3.1.5 Ekonomický faktor.....	54

3.2	OPTIMALIZACE PNEUMATICKÉHO OBVODU - REKUPERACE	55
3.3	PNEUMATICKÝ OBVOD S VAKUEM	57
ZÁVĚR		60
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		61
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY		62
SEZNAM OBRÁZKŮ		64
SEZNAM TABULEK		66
SEZNAM PŘÍLOH		67

ÚVOD

V současné době světem rezonuje fenomén úspory energií a snaha o udržitelnost. Ilustrují to například Cíle udržitelného rozvoje (SDGs), které schválil summit OSN 25. září 2015 v New Yorku. Jeden z cílů se věnuje odpovědné výrobě a spotřebě. Tento závazek přijali všechny země OSN, tedy i Česká republika. Firmy a instituce jsou neustále nabádány ke zvyšování efektivity a snižování energetické náročnosti. Jedním z rozhodujících faktorů je efektivita produkce, všestranný koncept, který se projevuje ve většině technologického pokroku 21. století. Existuje mnoho cest k dosažení efektivity přenosu a přeměny energií v produkci, jedna z nich vede přes úsporu stlačeného vzduchu v pneumatických systémech.

Obecným předmětem zájmu této práce jsou přínosy a vlivy na spotřebu stlačeného vzduchu ve výrobním procesu. Záměrem je návrh pneumatického obvodu pro reálnou aplikaci, včetně výběru vhodných pneumatických prvků. Z toho vyplývá popis pneumatického zapojení, výběr konkrétní řady jednotlivých prvků a výpočet pro dimenzování pneumatického pohonu. Cílem práce je optimalizace navrženého obvodu a srovnání základních charakteristik s dopadem na ekonomický aspekt výroby, jak úsporu stlačeného vzduchu, tak i pořízení nových pneumatických prvků. [1]

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 TEORIE STLAČENÉHO VZDUCHU

Využití stlačeného vzduchu vede daleko do minulosti a rozhodně se nejedná o vynález dnešních dnů. První záznamy o stlačeném vzduchu pocházejí již z Antiky, a proto jsou značně nejasné. Kolem roku 140 byl v Řecku navržen katapult s jednoduchým pneumatickým systémem, kde při ručním natahování katapultu docházelo ke stlačování vzduchu ve válcích. Tato energie byla poté využita k prodloužení dráhy a zvětšení dosahu katapultu.

Stlačený vzduch byl využíván i v průběhu minulých století, nicméně se zde vyskytují pouze zmínky. To bylo způsobeno nedostatečným povědomím a znalostmi mechanických a fyzikálních zákonů, což znemožnilo vytvoření složitějšího pneumatického systému. Až průběhu 19. století se díky vývoji parních strojů zvýšil význam stlačeného vzduchu, který začal pohánět různé stroje a zařízení.

Během 60. a 80. let minulého století došlo ke stěžejnímu vývoji všech pneumatických prvků. Později se tyto prvky začaly využívat pro řízení pneumatických motorů. Kombinací ventilů a jejich zapojení se daly realizovat funkce Booleovy algebry AND (logický součin), OR (logický součet), NOT (negace). Použitím logických funkcí nebo sekvenčních bloků se dalo sestavit řízení jakéhokoli zařízení s pneumatickými motory. Postupně se do popředí dostaly elektronicky programovatelné automaty a došlo tak k omezení komplexních pneumatických řídicích systémů.

V dnešní době má stlačený vzduch opravdu mnohostranné využití. Na jedné straně se jím měří tlak kapaliny v lidském oku, na druhou stranu jej můžeme použít v konstrukci balících strojů, k řízení procesů nebo v textilním průmyslu. Využití stlačeného vzduchu je stále na vzestupu a tvoří neodmyslitelnou součást řady manipulátorů, pohonů a jiných mechanismů, kde slouží k jejich řízení a regulaci. [1]

1.1 Základní pojmy

Stlačený vzduch posuzujeme dle fyzikálních zákonů jako stlačený plyn a jeho stav popisujeme příslušnými fyzikálními veličinami. Tlak společně s průtokem tvoří nejdůležitější parametry pro provoz pneumatických systémů.

1.1.1 Tlak

Tlak je skalární fyzikální veličina, která charakterizuje stav tekutiny v klidu. Její jednotkou je Pascal (Pa), který odpovídá síle 1 N na ploše o obsahu 1 m². V praxi používáme jednotky mnohem větší – hPa, kPa, MPa.

$$p = \frac{F}{S} \quad (1)$$

p – tlak

F – velikost tlakové síly, která působí kolmo na rovinnou plochu kapaliny

S – obsah plochy

Tlak v tekutinách můžeme vyvolat buď vnější silou, kdy je těleso v přímém kontaktu s tekutinou nebo vlastní tíhovou silou tekutiny. [2][3]

1.1.2 Průtok

Jedná se o druhou nejdůležitější veličinu, která slouží k určení velikostí pneumatických prvků. Průtok je objem vzduchu, který proteče přes průřez prvku za určitý čas, z čehož jsou odvozeny i jeho jednotky - l/s, m³/s, l/min a m³/min.

Objemový průtok je přímo úměrně závislý na rychlosti proudění. Jeho jednotkou je m³s⁻¹ a značí objem plynu, který proteče danou plochou za jednotku času. Objemový průtok lze definovat vztahem

$$Q_m = \frac{dV}{dt}$$

Pro stacionární tok pak:

$$Q_V = v \cdot S \quad (2)$$

Q_V – objemový průtok

v – střední rychlost proudění

S – průřez plochy

Hmotnostní průtok lze definovat vztahem

$$Q_m = \frac{dm}{dt}$$

Jeho jednotkou je kg s^{-1} a značí hmotnost plynu, který proteče danou plochou za jednotku času. Pro stacionární tok pak:

$$Q_m = \rho \cdot v \cdot S \quad (3)$$

Při stacionárním toku trubicí se plyn nemůže v žádném případě hromadit, proto musí každým průřezem trubice protéct za stejnou jednotku času plyn o stejné hmotnosti. Musí tedy platit:

$$Q_m = \rho \cdot v \cdot S = \text{konst.}$$

Výše uvedenou rovnici nazýváme *rovnice kontinuity* nebo *rovnice spojitosti toku* ideálního stlačeného plynu. Velmi důležité bude, zda se při průtoku plynu mění jeho hustota, v mnoha technických problémech je plyn považován za nestlačitelný, tedy $\rho_1 \approx \rho_2$. V případě, že považujeme hustotu plynu za konstantní, tak se v trubici zachovává *objemový tok*. [2][4][5]

Odvození Bernoulliho rovnice pro konstantní hustotu plynu

V mnoha případech nedochází k velkým tlakovým a teplotním změnám, což nám umožní použít zjednodušený model pro plyn jako nestlačitelnou tekutinu. Proměnlivost jeho hustoty tedy zanedbáváme. Základem pro odvození Bernoulliho rovnice pro nestlačitelnou tekutinu je *zákon zachování mechanické energie*.

Mějme element nestlačitelného plynu při průtoku trubicí, který se přemístí z polohy 1 do polohy 2 a to beze změny jeho hmotnosti.

$$\Delta m = \rho_1 S_1 \Delta l_1 = \rho_2 S_2 \Delta l_2 \rightarrow \rho_1 \approx \rho_2 = \rho = \text{konst.} \quad (4)$$

Přírůstek kinetické energie elementu při jeho přemístění z polohy 1 do polohy 2 se rovná úbytku jeho potenciální tíhové energie a rozdílu prací tlakových sil na příslušných elementech drah.

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} \Delta m (v_2^2 - v_1^2) = \Delta m g (h_1 - h_2) + p_1 S_1 \Delta l_1 - p_2 S_2 \Delta l_2 \quad (5)$$

Dosadíme-li za Δm z (4), pak dostaneme

$$\frac{v_1^2}{2} + gh_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + \frac{p_2}{\rho} = \text{konst.},$$

neboli obecněji

$$\frac{v^2}{2} + gh + \frac{p}{\rho} = \text{konst. pro } \rho \approx \text{konst.}, \quad (6)$$

Což je *Bernoulliho rovnice pro stacionární nevířivé proudění nestlačitelného plynu*. Pokud vynásobíme rovnici hustotou ρ , pak dostaneme Bernoulliho rovnici ve tvaru pro energii nestlačitelného plynu o jednotkovém objemu:

$$\frac{1}{2}\rho v^2 + \rho gh + p = \text{konst. pro } \rho \approx \text{konst.} \quad (7)$$

První člen představuje *aerodynamický tlak* (neboli kinetickou energii plynu o jednotkovém objemu), druhý člen *potenciální tíhovou energii* (neboli tlak definovaný výškou h od vybrané nulové hladiny) a třetí člen vyjadřuje *potenciální tlakovou energii*. Zjednodušeně pro vodorovnou trubici je rovnice tvaru:

$$\frac{1}{2}\rho v^2 + p = \text{konst. pro } \rho \approx \text{konst.} \quad (8)$$

Odvození Bernoulliho rovnice pro nekonstantní hustotu plynu

Řešení problému při nekonstantní hustotě vzduchu je poněkud složitější, uvažujeme tedy, že se při ustáleném proudění plyn rozpíná anebo stlačuje. Je nutné tedy započítat do rovnice (5) změnu vnitřní energie plynu v důsledku změny teploty mezi polohami 1,2 $\Delta U = mc_V(T_2 - T_1)$. Stejně jako v předchozím odvození uvažujeme, že k tepelné výměně nedochází ($Q = 0$), pak

$$\begin{aligned} \Delta E_k + \Delta U &= \frac{1}{2}\Delta m(v_2^2 - v_1^2) + \Delta mc_V(T_2 - T_1) \\ &= \Delta mg(h_1 - h_2) + \Delta m\left(\frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2}\right) \end{aligned} \quad (9)$$

Rozdíl prací tlakových sil je vyjádřen pomocí vztahu (4), nicméně $\rho_1 \neq \rho_2$. Rovnici (9) vydělíme Δm a užitím stavové rovnice $\frac{p}{\rho} = \frac{RT}{M_m}$ upravíme:

$$\frac{v_1^2}{2} + gh_1 + \left(c_V + \frac{R}{M_m}\right)T_1 = \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + \left(c_V + \frac{R}{M_m}\right)T_2 = \text{konst.}$$

neboli obecněji

$$\frac{v^2}{2} + gh + c_p T = \text{konst. pro } \rho \neq \text{konst.} \quad (10)$$

Člen v závorce jsme nahradili měrnou tepelnou kapacitou za stálého tlaku. Pak dále využitím vztahu $p_a = p_{a0} \cdot e^{\frac{-\rho_0 gh}{p_{a0}}} = p_{a0} \cdot e^{\frac{-M_m gh}{RT}}$, můžeme rovnici upravit následovně:

$$\left(c_V + \frac{R}{M_m}\right)T = c_p T = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{RT}{M_m} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p}{\rho}$$

Bernoulliho rovnice má pak obecný tvar

$$\frac{v^2}{2} + gh + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p}{\rho} = konst. \text{ pro } \rho \neq konst. \quad (11)$$

Přímý důsledek Bernoulliho rovnice pro nekonstantní hustotu je ten, že v místech, kde vzrůstá rychlost proudu plynu, klesá tlak. Pokud jde o proudění vzduchu atmosférického tlaku, tak vzniká podtlak. Ten se využívá v rozprašovačích nebo vývěvách založených na proudění tekutin. V této práci se dále vakuem zabývá podkapitola 1.2. a prvky pro vakuum podkapitola 2.5. [5][6][7]

Proudění

Takové proudění, při kterém se nemísí tekutina mezi jednotlivými vrstvami se nazývá laminární. Pokud bychom oddělili jednotlivé proudnice například různým zbarvením kapaliny, tak při pozorování budou všechny proudnice stále rozeznatelné. Při zvýšení rychlosti nad určitou mez začne docházet vlivem vyšších smykových napětí působících mezi vrstvami kapaliny k víření. U takového proudění bychom barevné části kapaliny nebyli schopni rozlišit, jelikož by došlo k jejich rychlému promíchání, takovému proudění říkáme turbulentní.

Pro stanovení druhu proudění využíváme bezrozměrnou veličinu tzv. Reynoldsovo číslo, které lze vypočítat z následujícího vzorce:

$$Re = \frac{v \cdot R}{\nu} \quad (12)$$

v – střední rychlost proudění

R – poloměr trubice

ν – kinematická viskozita

Re – Reynoldsovo číslo

Porovnáním Reynoldsova čísla a jeho kritické hodnoty určíme, zda se jedná o laminární nebo turbulentní proudění. [2][4][5][7]

1.1.3 Vlhkost

Veličin určujících vlhkost je velmi mnoho, mezi nejčastěji používané patří absolutní a relativní vlhkost.

Absolutní vlhkost vzduchu je hmotnost vodní páry, případně vody a ledu obsažená v objemové jednotce vlhkého vzduchu.

$$\Phi = \frac{m_p + m_k + m_t}{v} \quad (13)$$

m_p - hmotnost přehřáté vodní páry

m_k - hmotnost syté kapaliny

m_t - hmotnost tuhé fáze

v - suchý vzduch

V nenasyceném a nasyceném vlhkém vzduchu, kdy $m_k = m_t = 0$, je absolutní vlhkost rovna hustotě vodní páry. [2][4]

$$\Phi = \frac{m_p}{v} = \frac{m_p}{v_p} = \rho_p \quad (14)$$

Relativní vlhkost vzduchu je definována jako poměr hmotnosti vodní páry obsažené v objemové jednotce vlhkého vzduchu a hmotnosti vodní páry, která by byla v objemové jednotce vlhkého vzduchu obsažena, kdyby byl při téže teplotě a celkovém tlaku vlhkostí nasycen. Relativní vlhkost je poměr absolutní vlhkosti nenasyceného vzduchu a absolutní vlhkosti nasyceného vzduchu při stejné teplotě. [2][4]

$$\Phi = \frac{p_p}{p_p''} \quad (15)$$

p_p'' - sytá vodní pára

Rosný bod je teplota, při které relativní vlhkost vzduchu dosáhne 100%, což znamená, že vzduch je plně nasycen vodními parami. Pokud teplota za konstantního tlaku klesne pod tuto hodnotu, tak nastane kondenzace par. Čím nižší je tlak a vyšší je teplota, tím více vodních par dokáže vzduch pojmout, aniž by došlo k jejich zkapalnění. Při zvýšení tlaku a snížení teploty rosný bod klesá, takže v pneumatickém systému je potřeba snížit rosný bod na takovou hodnotu, aby nedocházelo ke zkapalnění par v komponentech a rozvodech.

Kondenzace v systému vede ke značným provozním problémům a zbytečnému navýšení nákladů na údržbu a opravy. Proto při použití stlačeného vzduchu při běžných teplotách je vhodné, aby hodnota tlakového rosného bodu bylo o 10 °C nižší, než je teplota v pracovním prostředí. Pro větší představu si uvedeme jednoduchý příklad. [2][4][7]

Příklad 1: 5 m³ vzduchu o teplotě 15 °C s relativní vlhkostí 60 % stlačíme na 0,6 MPa. Teplota na výstupu z kompresoru bude 25 °C, kolik gramů kondenzátu se vyloučí?

Hmotnost vody rosného bodu při teplotě 15 °C, o atmosférickém tlaku a relativní vlhkosti 60 % je:

$$m_1 = 13,04 \text{ g/m}^3 \cdot 5 \text{ m}^3 \cdot 0,6 = 39,12 \text{ g/m}^3$$

Objem vzduchu při tlaku 0,6 MPa vypočteme ze vztahu:

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \rightarrow V_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{p_2} = \frac{0,1013 \cdot 5}{0,1013 + 0,6} = 0,72 \text{ m}^3$$

Hmotnost vody v 0,72 m³ vzduchu při tlaku 0,6 MPa a při teplotě 25 °C:

$$m_2 = 23,76 \text{ g/m}^3 \cdot 0,72 = 17,11 \text{ g/m}^3$$

Stlačený vzduch není schopen pojmout stejný obsah vody jako při atmosférickém tlaku, proto je přebytečná voda odloučena jako kondenzát

$$m_k = 39,12 - 17,11 = 22,01 \text{ g.}$$

[2]

1.2 Vlastnosti plynu

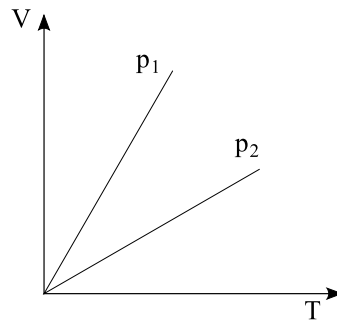
Obecná rovnice představuje základní vztah pro stav plynů.

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2} \quad (16)$$

Drobnými úpravami této rovnice dostaneme vztahy pro následující zákony.

Gay-Lussacův zákon neboli izobarický děj, je změna stavu plynu za konstantního tlaku.

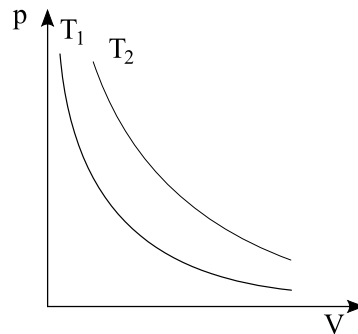
$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$



Obr. 1. Izobarický děj,[2]

Boyle-Mariottův zákon neboli izotermická změna stavu plynů. Je děj probíhající za konstantní teploty, z čehož plyne, že součin tlaku a objemu zůstává stejný.

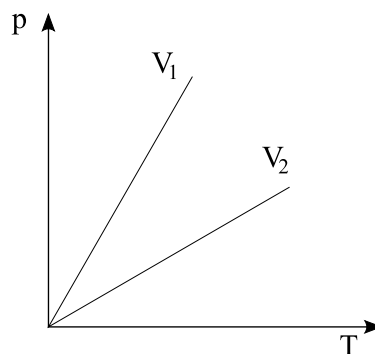
$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$



Obr. 2. Izotermický děj, [2]

Izochorická změna stavu plynů je změna za konstantního objemu.

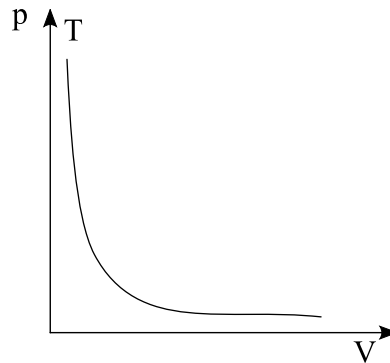
$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2}$$



Obr. 3. Izochorický děj, [2]

Adiabatická změna stavu plynů je takový děj, při kterém neprobíhá tepelná výměna mezi plynem a jeho okolím. Při adiabatickém stlačení plynu v nádobě se působením vnější síly koná práce a vnitřní energie plynu a teplota se zvyšuje. Pro tento děj s plynem o stálé hmotnosti platí Poissonův vztah:

$$p \cdot V^\kappa = konst.$$



Obr. 4. Adiabatický děj, [2]

[2][7]

1.3 Vakuum

Vakuum dle normy DIN 28400 existuje tedy, když je hustota částic plynu nižší než hustota částic atmosféry na povrchu. Jinak řečeno, definujeme vakuum tehdy, když je tlak plynu nižší než ten atmosférický. Pro měření vakua se dle SI soustavy užívá jednotka Pascal (Pa). V technické praxi převažuje pozitivní konvence, kde je za nejnižší hladinu tlaku považován nulový tlak. Využívá se i označování hodnoty vakua v %, tedy 90% vakuum značí 10% hodnotu tlaku atmosférického (101325 Pa). Pro dosažení vakua jsou používány mechanické nebo proudové ejektory (vývěvy), podrobněji v podkapitole Prvky pro vakuum2.5.

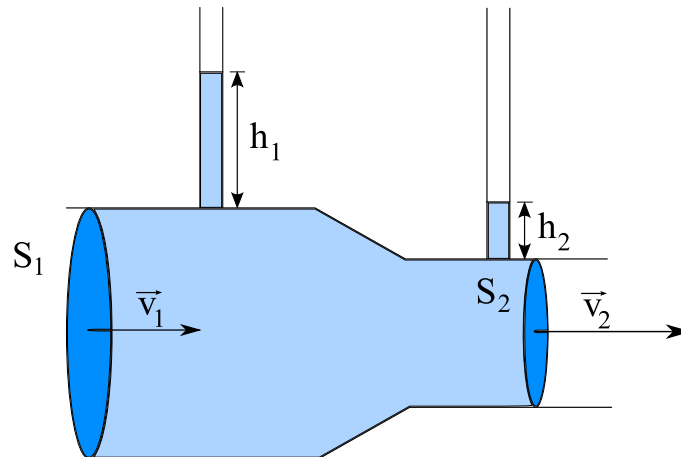
Mechanické ejektory pracují na podobném principu jako kompresory. Určitý objem vzduchu je odsáván na straně sání vývěvy a následně vyfukován do atmosféry, čímž se v daném prostoru vytvoří vakuum.

Proudové ejektory představují alternativu k mechanickým vývěvám. Pracují na principu Venturiho trubice, kterému se budeme následně věnovat. [1][8]

Venturiho efekt neboli hydrodynamický či aerodynamický paradoxon označuje situaci, kdy je hodnota tlaku v proudícím plynu nepřímo úměrná jeho rychlosti. Z čehož vyplývá, že

v místě, kde plyn proudí vyšší rychlostí, dojde ke snížení tlaku. Prvním předpokladem pro uskutečnění Venturiho efektu je rovnice kontinuity (3), z které po drobné úpravě dostaneme:

$$Q_m = \rho_1 v_1 S_1 = \rho_2 v_2 S_2.$$



Obr. 5. Proudění trubicí s proměnným průměrem

Obecně rovnice kontinuity pro plyny neplatí, jelikož je jejich hustota nekonstantní. Nicméně hmotnostní tok zůstává zachován.

Druhým předpokladem je zákon zachování energie z Bernoulliho rovnice (10). Z těchto dvou rovnic vyplývá, že se zvýšenou rychlostí plynu se zvyšuje také jeho kinetická energie, a aby zůstal v platnosti zákon zachování energie, tak se musí snížit hodnota statického tlaku v užší části trubice. Na obrázku (Obr. 5.) se pokles tlaku projeví snížením výšky h_2 a prodloužením vektoru rychlosti v_2 .

Jednoduchý příklad aerodynamického paradoxonu můžeme demonstrovat na foukání mezi dva listy papíru. Proudící vzduch zapříčiní pokles tlaku v prostoru mezi nimi a dva listy papíru se k sobě ještě více přiblíží. [2][6][7]

1.4 Ztráty

Ve všech rozvodech stlačeného vzduchu se počítá se ztrátami. Ztráty ovlivňují provoz celého systému a mají nemalý dopad na náklady na energii, provoz i údržbu. Můžeme je rozdělit na dva základní druhy – objemové a tlakové.

1.4.1 Objemové ztráty

Optimální objemové ztráty by neměly přesahovat 10-15 %. Při použití moderních technologií lze tyto ztráty snížit až na 5-10 %. Objemové ztráty můžeme rozdělit na odstranitelné a neodstranitelné. Porézností a pórovitostí šroubení a armatur vznikají ztráty neodstranitelné.

Odstranitelné ztráty jsou pro nás z ekonomického hlediska mnohem důležitější, jelikož vznikají nesprávnou montáží a nedbalostí obsluhy. Nejčastěji se pak jedná o nedostatečně dotažené šroubení, poškozené nebo špatně zastrčené pryžové hadičky. V odborné literatuře je uvedeno, že ztráty v hadičkách jsou přibližně čtyřikrát větší než ztráty v potrubí. [2][9][10]

1.4.2 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty jsou způsobené třením v potrubí, koleny, oblouky, uzavíracími armaturami a měřícími či regulačními prvky.

Tlaková ztráta mezi vzdušníkem a pneumatickými prvky by neměla přesáhnout 10 kPa, protože větší ztráty mají velký vliv na hospodárnost a celkový výkon ve výrobě. Proto je velmi důležité dimenzování potrubí už při jeho navrhování. Rozvody a šroubení jsou podrobněji rozebrány v podkapitole 2.7. [2][9][10]

1.5 Ekonomický faktor

Náklady na stlačený vzduch tvoří klíčovou položku mnoha průmyslových firem. Největší část z ceny stlačeného vzduchu tvoří elektrická energie a to cca 80 %, což je způsobeno mnoha přeměnami energie. Pro příklad uvedeme pohon pneumatického systému, ten využívá elektrickou energii, ta se v elektromotoru přemění na mechanickou, následně na tlakovou a poté znovu na mechanickou. Je zřejmé, že se tento komplikovaný proces neobejde beze ztrát. Dále se na ceně projeví investiční náklady, ty jsou ovšem relativně nízké (okolo 5 %) a náklady na údržbu, které jsou přibližně 15 %.

Nicméně se na ceně 1 m³ stlačeného vzduchu projeví mnohem více artiklů.

$$C = \frac{\text{celkové roční náklady (Kč/rok)}}{\text{celková roční produkce stlačeného vzduchu (m³/rok)}}$$

Do celkových ročních nákladů jsou započítány provozní náklady PN (elektrická energie, olej,...), odpisy kompresorů a pomůcek pro údržbu O , údržba a opravy U a režie provozu RP . Celkovou roční produkci stlačeného vzduchu můžeme spočítat ze součinu výkonnosti kompresorů V a počtu provozních hodin za rok H .

$$C = \frac{PN + O + U + RP}{V \cdot H} \quad (17)$$

Cena stlačeného vzduchu se při výrobě ve větších úspornějších kompresorech pohybuje okolo 0,25 Kč/m³. Při použití menších kompresorů cena stlačeného vzduchu stoupá až k 0,80 Kč/m³. Nezanedbatelný vliv na cenu má kvalita stlačeného vzduchu, čím vyšší kvalita, tím je ovšem vyšší i cena. Nicméně následuje velký pokles nákladů na údržbu, opravy pneumatických prvků a rozvodů, jelikož kvalita vzduchu má přímý vliv na jejich životnost. Podrobněji se prvky pro úpravu vzduchu zabýváme v 2.2.2.

Stlačený vzduch patří mezi jeden z nejdražších přenosů energie. Jeho výroba, přenos a využití bývá velmi často neefektivní a může zapříčinit velké ekonomické ztráty. Celosvětový trend růstu cen paliv a energií potvrzuje skutečnost, že cena stlačeného vzduchu nadále poroste.

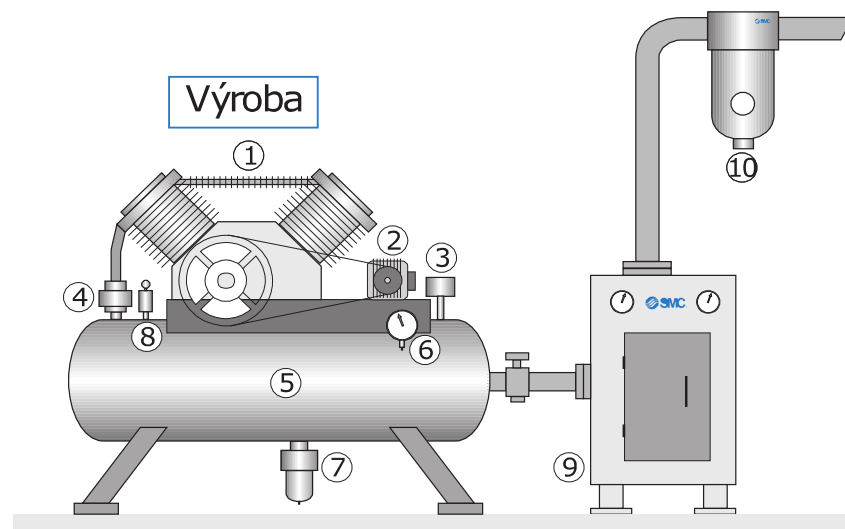
Přesto existuje mnoho důvodů, proč využívat stlačený vzduch v průmyslu. Mezi rozhodující z nich patří jeho dostupnost a skladování, kdy ve většině podniků lze bez problémů skladovat. Velká rozpínavost stlačeného vzduchu a malé hmotnosti pohybujících se částí umožňují velké zrychlení pneumatických motorů. Jejich rychlost lze snadno nastavit přestavením jehly škrticího ventilu a jejich sílu přestavením regulátoru tlaku vzduchu. Pneumatické pohony se při provozu nezahřívají a mohou se tedy dostat do kontaktu s výbušnými látkami. Dále lze bez problémů splnit příslušné normy pro provoz v čistém prostředí při správné úpravě vyfukovaného vzduchu. Většina pneumatických prvků má jednoduchou konstrukci a tvoří vhodné součásti pro sestavení elementárních řídicích obvodů pro automatizaci strojů a zařízení.

Největšími výhodami pneumatických systémů je jejich snadná regulace a schopnost provádět rychlé pohyby. Není třeba odpadových větví rozvodu a je zde i možnost rozvodu na delší vzdálenosti. Mezi jejich nevýhody řadíme omezenou sílu, nepřesnosti v zastavování v mezipolohách a problematické je i dosažení pomalých plynulých pohybů. [2][9][10]

2 ZÁKLADNÍ KOMPONENTY PNEUMATICKÉHO SYSTÉMU

2.1 Základní pneumatický obvod

Pneumatický obvod na následujícím obrázku (Obr. 6.) se skládá ze dvou hlavních částí. První část je tvořena prvky, které zajišťují výrobu, úpravu a rozvod stlačeného vzduchu, zatímco druhá část obsahuje rozvod do místa spotřeby stlačeného vzduchu.



Obr. 6. Prvky pro výrobu, úpravu a rozvod stlačeného vzduchu, [2]

V pneumatickém obvodu využíváme několik prvků k řízení a regulaci, mezi ně patří jednotka pro úpravu vzduchu, kde dochází k filtraci, regulaci tlaku nebo k přimazávání olejem. Ventily řídí směr pohybu, případně rychlost stlačeného vzduchu a ovládají tak další prvky jako jsou: pneumatické válce, úchopné hlavice, kyvné pohony atd.

Prvky pro výrobu úpravu a rozvod stlačeného vzduchu:

1. Kompresor

Nasává vzduch o atmosférickém tlaku, ten dále stlačí a dopraví ho do rozvodné sítě.

Energie vydaná kompresorem se přemění na potenciální energii stlačeného vzduchu.

2. Elektromotor

Zajišťuje převod elektrické energie na mechanickou energii kompresoru.

3. Tlakový spínač

Ovládá chod elektromotoru v závislosti na tlaku ve vzdušníku. Pokud je tlak na hranici minimálního nastaveného tlaku, tak dojde k sepnutí a pokud tlak dosáhne horní hranice, tak se vypne.

4. Zpětný ventil

Umožňuje proudění vzduchu v jednom směru a brání proudění ve směru opačném.

5. Vzdušník

Je zásobník stlačeného vzduchu přiváděného z kompresoru. Čím větší je jeho kapacita, tím delší jsou intervaly.

6. Manometr

Měří tlak vzduchu ve vzdušníku.

7. Automatické vypouštění kondenzátu

Ochlazením vzduchu vzniká ve vzdušníku kondenzát, který je poté automaticky odpuštěn.

8. Přetlakový pojistný ventil

Je pojistkou pro tlakový spínač. Slouží k zabránění překročení horní hranice dovoleného tlaku ve vzdušníku.

9. Vysoušení stlačeného vzduchu vymrazováním

Ochlazením stlačeného vzduchu dojde k vyloučení kondenzátu a dosažení nízkého rosného bodu.

10. Filtr hlavní větve potrubí

Slouží k odstranění mechanických a jiných nečistot včetně oleje před vstupem do hlavního rozvodu.

Prvky pro rozvod stlačeného vzduchu do místa jeho spotřeby:

11. Odbočka z větve dílenského rozvodu stlačeného vzduchu

Odbočky ke spotřebičům jsou napojeny tak, aby nebylo možné stékání kondenzátu z hlavního rozvodu.

12. Automatické vypouštění kondenzátu

Každé potrubí musí mít v nejnižším bodě odpouštění kondenzátu a to nejlépe automatické.

13. Úprava stlačeného vzduchu

Zajišťuje požadovanou čistotu vzduchu pro daný spotřebič, případně obsah oleje.

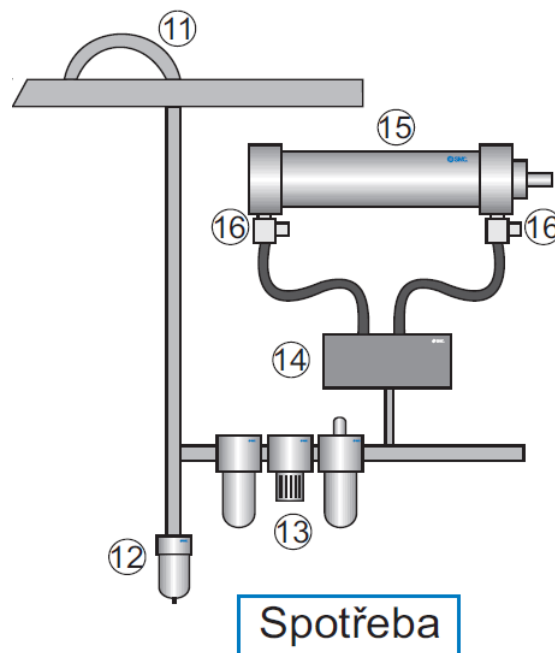
14. Ventil

Řídí směr proudění stlačeného vzduchu, takže i pohyb pneumatického pohonu.

15. Pneumatický pohon

Hlavní princip pneumatického pohonu je přeměna potenciální energie stlačeného vzduchu na mechanickou energii pohonu. Na obrázku výše (Obr. 7.) je zobrazen

dvojitý pneumatický válec, ale mohou být použity i kyvné pohony nebo úchopné hlavice a také další typy pneumatických pohonů. [2] [11][12]



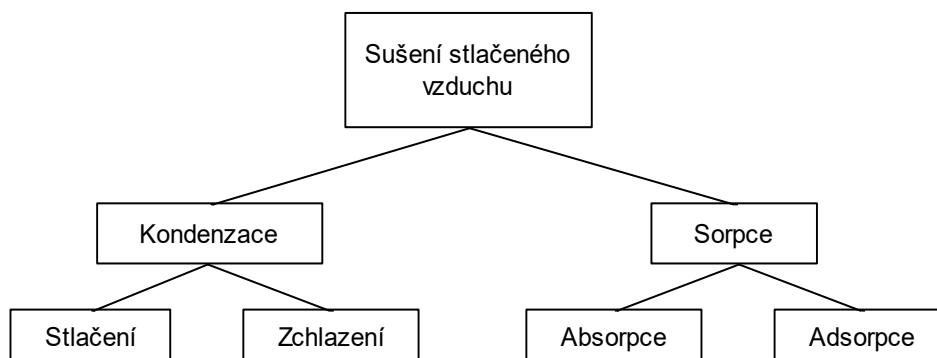
Obr. 7. Prvky pro rozvod do místa spotřeby, [2]

2.2 Úprava stlačeného vzduchu

Pokud chceme využít atmosférický vzduch v pneumatických zařízeních, tak je nezbytná jeho správná úprava. Tento vzduch obsahuje různé nečistoty včetně vlhkosti. Především vlhkost může být zdrojem problémů – při průchodu potrubím nebo chladičem, dojde k její kondenzaci. Když se kondenzát dostane do styku se zkondenzovanými parami oleje, tak vznikne hmota, která v pneumatických prvcích ztuhne a způsobí zadření jejich funkčních dílů. Taktéž pokud nedojde k odfiltrování mechanických nečistot např. drobných částí těsnění, může se razantně snížit životnost a spolehlivost provozu zařízení. Většinu všech poruch pneumatických prvků připisujeme nedostatečnému filtrování stlačeného vzduchu. Z toho důvodu se filtry a další prvky pro úpravu vzduchu (regulátor tlaku, přimazávání) umísťují co nejbliže k místu spotřeby. [2][10][12]

2.2.1 Sušení

Sušení stlačeného vzduchu můžeme rozdělit na dvě hlavní metody. První z nich je kondenzace, kdy se vodní pára při ochlazení dostane bod rosný bod a kondenzát následně odloučí. Druhou možností je sorpce, kde se vlhkost váže na sušící látku díky mezimolekulárním silám (adsorpce) nebo díky rozdílným rozpustnostem látek ve vodě (absorpce). Na následujícím diagramu je uvedeno základní rozdělení.[2][12]



Obr. 8. Diagram sušení

Kondenzační zchlazení je nejlevnější a nejčastější způsob sušení, který využívá většina běžných provozních závodů. Teplota stlačeného vzduchu je ochlazena na teplotu tlakového rosného bodu, což zapříčiní kondenzaci páry. Limitující je pouze hodnota rosného bodu 0 °C, kdy začne docházet k namrznání výparníku. Při kondenzačním sušení můžeme dosáhnout pouze hodnoty rosného bodu těsně nad nulou, což pro některé provozy není dostačující. [2][9]

Kondenzační stlačení umožní dosáhnout tlakového rosného bodu až -70 °C. Jeho největší výhodou je jeho jednoduchost a spolehlivost, pro velké výkonnosti je ale velmi energeticky náročné. Principem kondenzační komprese je, že se vzduch v kompresoru stlačí, na výrazně vyšší tlak, než je ten provozní. Kondenzát se odloučí a následně vzduch zvětší svůj objem a dostane se zpět na hodnotu provozního tlaku. [2][9]

Adsorpce je založena na principu, dle kterého se látky usazují na povrchu pevných těles v tlakových nádobách. V jedné nádobě dochází k vysoušení, po určité době se náplň nasytí vlhkostí a stlačený vzduch je přiváděn do druhé nádoby, zatímco se první nádoba „regeneruje“. Díky cyklickému střídání je vysoušení nepřetržité. Pořizovací náklady tohoto způsobu vysoušení jsou vysoké, ale náklady na údržbu malé. [2][9]

Absorpce je způsob vysoušení, kde stlačený vzduch prochází vrstvou materiálu, který je schopen vodu vázat, ale pouze její určité množství. Většinou tyto materiály obsahují barevný indikátor vlhkosti, takže dle jejich zbarvení určíme úroveň jejich nasycení. Takže po určité době je nutná jejich výměna. Tímto způsobem vysoušení lze dosáhnout rosného bodu -100°C , další výhodou jsou nízké pořizovací i provozní náklady. [2][9]

2.2.2 FRL jednotka

FRL jednotka je kombinovaná jednotka pro úpravu vzduchu. Skládá se z filtru (Filter), regulátoru (Regulator) a maznice (Lubricator). [2]

Filtr

Základní filtr slouží k odstranění nečistot (prachu, rzi, částí těsnících materiálů) a k odstranění zbytků vodní páry, pokud nebyla odloučena již dříve.

Hlavní princip filtru spočívá v tom, že stlačený vzduch je rozdělen vířivou vložkou na několik menších proudů. Během následné rotace ve šroubovici se oddělí zbytek vody od vzduchu a steče po stěně jímkou. Jímka je vybavena buď automatickým odpouštěním, nebo je třeba ji vyprázdnit ručně. Separátor zajišťuje oddělení vrchního vzduchu od spodní části jímkou, takže nedochází k opětovnému nasycení vodou. Vložka oddělí mechanické části (záleží na její propustnosti), pokud dojde ke snížení výstupního tlaku pod určitou mez, znamená to, že vložku je třeba vyměnit nebo vyčistit. [2][10]

Mikrofiltr

Základní filtr by měl být zařazen před mikrofiltr z důvodu prodloužení životnosti vložky mikrofiltru, ta se používá k odstranění oleje a olejových par ze stlačeného vzduchu. Jelikož je rychlost v mikrofiltru relativně malá, tak dochází ke spojování částic vody a oleje do větších kapek, které pak odkapávají do jímkou. Jímka by měla být vždy ve svislé poloze. [2][10]

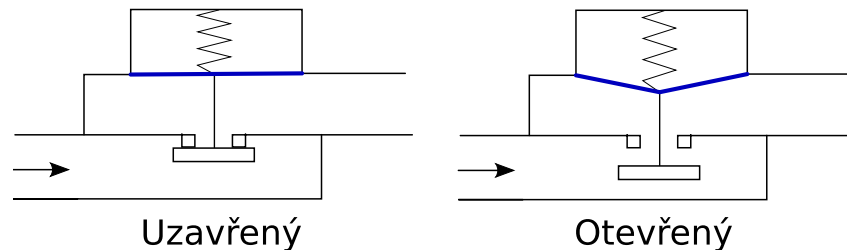
Regulátor

Hlavní funkcí regulátoru je udržení stálé hodnoty tlaku v sekundárním okruhu a to nezávisle na kolísání v okruhu primárním. V primárním okruhu musí být vždy větší tlak.

Zjednodušený princip regulátoru tlaku je znázorněn na následujícím obrázku (Obr. 9).

Hlavní částí je mechanismus pro převod rozdílu tlaků na pohyb pružiny s membránou a ventilem. Na modrou membránu působí zespodu tlak na výstupu z regulátoru a shora síla

pružiny. Požadovaný tlak je nastaven pomocí nastavovacího šroubu, který určuje tlačnou sílu pružiny. Pokud je tlak na výstupu větší nebo roven požadovanému tlaku, tak membrána zůstává v rovině a ventil je uzavřený. Pokud je tlak nižší, pak dojde k prohnutí membrány a otevření ventilu a to do té doby než dojde k vyrovnání tlaků. [2][10][13]



Obr. 9. Zjednodušené znázornění regulátoru [12]

Rozprašovací maznice

Moderní pneumatické prvky jsou vybaveny malou náplní maziva, které vystačí na celou dobu jejich životnosti, z čehož plyne hned několik výhod: úspora nákladů na maznici, olej a údržbu, dále čisté prostředí pro provozy např. v potravinářském a farmaceutickém provozu a také důležitý prvek pro zdravé a životní prostředí. Ovšem některé pneumatické prvky se bez přimazávaného stlačeného vzduchu neobejdou a proto je před vstupem vzduchu do spotřebiče přiváděno malé množství oleje.

Maznice rozprašují olej přímo úměrně k protékajícímu vzduchu. Díky regulační klapce, která mění průřez kanálu, je průtok stlačeného vzduchu konstantní. Pokud neproudí maznicí vzduch, tak nedochází ani k proudění oleje, jelikož je tlak všude stejný. Při činnosti regulační klapky a zužování průřezu se mění rozdíl vstupního a výstupního tlaku. Pro dosažení minimálního rozdílu tlaků je třeba dosáhnout hranice minimálního průtoku.

Stlačený vzduch rozvířený regulační klapkou je nakonec mísen s olejem rozprášeným na velmi malé kapičky. [1][10][12]

2.3 Ventily

Jsou pneumatické prvky, které umožňují ovládání a řízení pneumatických pohonů, směru proudění, tlaku a průtoku a jsou součástí logických řídicích obvodů. Ventily lze rozdělit podle několika kritérií. Rozdělení podle funkce ventilu je následující: [2][10]

- **Pro řízení směru proudu vzduchu**

Mění směr proudu vzduchu otevíráním, zavíráním a propojování vstupních a výstupních kanálů ventilu

- **Pro uzavření proudu vzduchu**

Umožňují zavření průtoku vzduchu v jednom směru, patří k nim zpětné, logické ventily, atd.

- **Pro řízení tlaku vzduchu**

Regulují tlak, patří zde přetlakové a pojistné ventily.

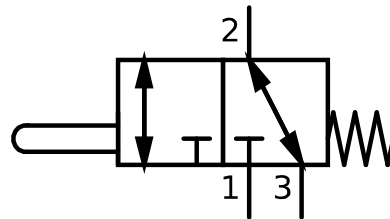
- **Pro řízení průtoku vzduchu**

Tyto ventily mění plochu průřezu, což se projeví změnou rychlosti pneumatických pohonů. Řadíme zde škrticí ventily.

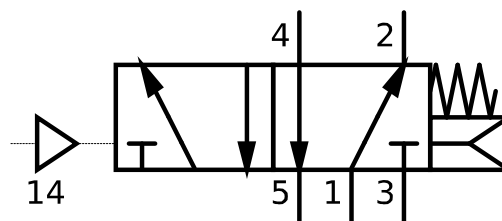
Hlavní parametry ventilů:

Počet vstupních a výstupních portů a počet poloh k přenastavení:

Tyto parametry se udávají ve tvaru zlomku, např. 3/2, 5/3. První číslice udává počet portů, druhá pak počet poloh k přenastavení.



Obr. 11. 3/2 ventil ovládaný vzduchem



Obr. 10. Monostabilní 5/2 ventil vzduchem ovládaný

Způsob ovládání

Ventily jsou ovládány elektromagnetem, stlačeným vzduchem mechanicky nebo manuálně. Poté ještě přímo a nepřímě.

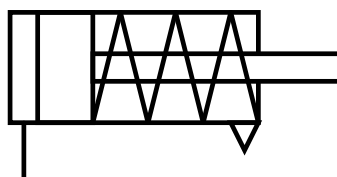
Poslední parametr je velikost a maximální průtok vzduchu za daných podmínek v základní poloze. [1]

2.4 Pneumatické pohony

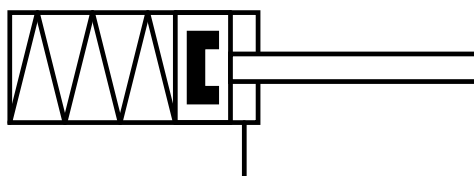
Jedná se o jeden z nejrozšířenějších pneumatických prvků využívaný v různých odvětvích průmyslu. Podle jeho konstrukce ho dělíme na dva základní typy: jednočinný a dvojčinný.

Jednočinný válec

Princip jednočinného válce spočívá v tom, že stlačený vzduch působí silou pouze v jednom směru, po přerušení přívodu je válec navrácen do původní polohy pružinou. Existují dvě základní provedení jednočinného válce a to: válec s pístnicí v základní poloze vysunutou a s pístnicí v základní poloze zasunutou. Díky tomu jej můžeme využít jak pro tažné tak tlačné aplikace (upínání obrobků nebo vyhazovače). [2]



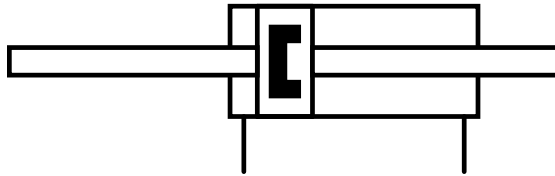
Obr. 13. Jednočinný válec
pružinou zasunutý



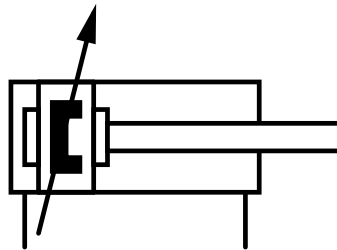
Obr. 12. Jednočinný válec
s magnetem, pružinou vysunutý
a zajištěný proti pootočení

Dvojčinný válec

Dvojčinný válec je využíván tam, kde je třeba vykonávat práci obousměrně (i při pohybu zpět). Síla tlaku vzduchu působí střídavě dle jeho přívodu při pohybu v obou směrech.



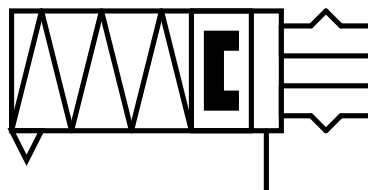
Obr. 15. Dvojčinný válec s magnetem s průchozí pístnicí zajištěnou proti pootočení



Obr. 14. Dvojčinný válec s magnetem, nastavitelné tlumení

Úchopné hlavice

Hlavice využíváme pro manipulaci s polotovary nebo při montáži. Hlavní parametry úchopné hlavice je její úchopná síla v newtonech a její váha v gramech. Existuje několik typů provedení hlavice, hlavními z nich jsou: s kyvným pohybem čelistí a s paralelním pohybem čelistí (2, 3 nebo 4 čelisti). [2][10][14]

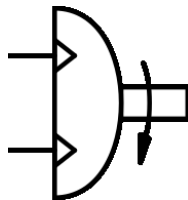


Obr. 16. Paralelní úchopná hlavice, jednočinná normálně otevřená

Kyvné pohony

Pneumatické kyvné pohony stále nabývají na významu zejména v aplikacích, kde je třeba s obrobky otáčet nebo při uzavírání a otevírání různých klapek a ventilů. Kyvné pohony můžeme rozdělit podle funkce do dvou skupin: na pohony s rotorem a křídlem a na pohony s ozubeným hřebenem a pastorkem.

Pneumatické pohony s křídlem (lopatkou) mají následující přednosti: zajišťují přímý přenos krouticího momentu na výstupní hřídel, jejich konstrukce je jednoduchá a jsou bez mechanického převodu mezi hnacím a poháněným členem soustavy. Oproti tomu dosahují kyvné pohony s ozubeným hřebenem a pastorkem větších krouticích momentů.[2]



Obr. 17. Kyvný pohon

2.5 Prvky pro vakuum

V této podkapitole se budeme podrobněji zabírat rozdělením ejektorů a přísavkami.

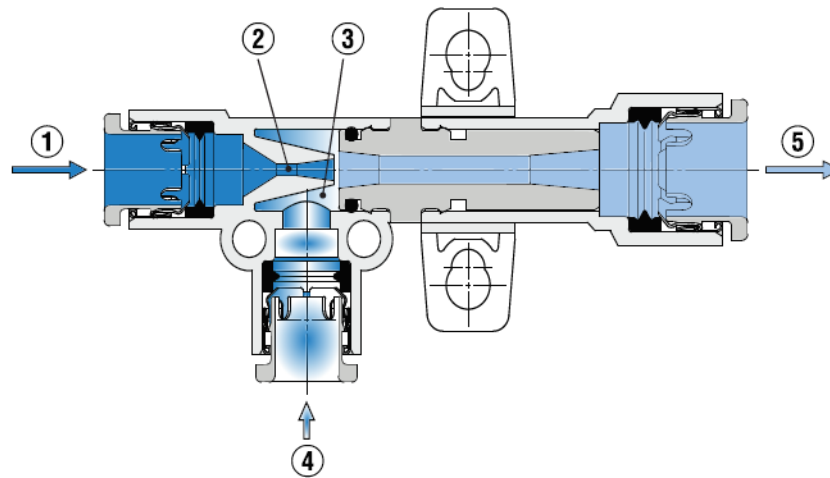
2.5.1 Ejektory

Hlavní zdroj energie ejektoru je stlačený vzduch, který je přiveden do jeho trysky. Dle počtu Venturiho trubic můžeme ejektory rozdělit na jednostupňové nebo více stupňové. Největší přednosti ejektorů jsou nulové náklady na údržbu, jelikož pracují bez opotřebení a při provozu se nezahřívají. Díky kompaktním rozměrům a malé hmotnosti mohou mít variabilní pracovní polohu. Přísavku lze spojit přímo s ejektorem, což zajistí rychlé dosažení potřebného vakua, které se reguluje tlakem vzduchu přivedeného do trysky ejektoru. [2][8][14]

Jednostupňové ejektory

Stlačený vzduch je přiveden na vstup (1), v zúžení trubice (2) dojde k zrychlení proudění vzduchu, který na výstupu z trysky strhne sebou částice vzduchu z prostoru (3). Dojde

ke snížení tlaku a nasávání v místě (4). Stlačený vzduch ze vstupu (1) a (4) je vyveden společným výstupem přímo do atmosféry nebo nepřímo přes tlumič hluku. [2][14]



Obr. 18. Jednostupňový ejektor, [2]

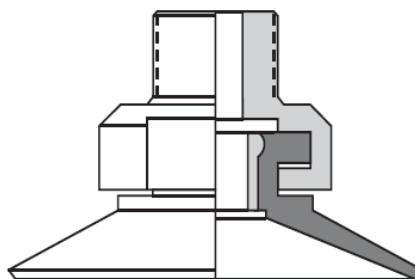
Vícestupňové ejektory

U vícestupňových ejektorů jsou řazeny dvě nebo tři Venturiho trubice za sebou, což má za důsledek zvětšení objemu nasávaného vzduchu o několik desítek procent. Vzhledem k spotřebě stlačeného vzduchu je při výfuku z jednostupňových i vícestupňových ejektorů vhodnější využití společného potrubí než vyfukování vzduchu do atmosféry.

Při aplikaci společného potrubí je třeba se vyvarovat vzniku protitlaku, ten vzniká třením v potrubí a snižuje tak hodnotu dosažitelného vakua. Proto je důležité, aby na výstupu z ejektoru bylo vždy potrubí nebo hadičky o dostatečném průřezu, případně aby tlumič hluku byl schopen odpustit potřebný objem vzduchu do atmosféry. [2][13]

2.5.2 Přísavky

Přísavky využíváme pro uchopení a manipulaci s předměty. Jejich tvary, rozměry i materiály, z kterých jsou vyrobeny, mohou být velmi rozmanité. Na následujícím obrázku (Obr. 19) je základní plochá přísavka, která se využívá pro uchopení pevných materiálů s hladkou a rovnou plochou.



Obr. 19. Plochá přísavka, [2]

U přísavky dochází k pasivnímu vytvoření podtlaku. Nejprve dojde k přitlačení přísavky na povrch, což způsobí lehké deformace jejích pružných částí a zmenšení vnitřního prostoru. Poté je přísavka přichycena, dojde ke vzniku podtlakového přísávacího efektu. Ten je charakterizován velikostí úchopné síly.

Teoretická úchopná síla F_t závisí na ploše přísavky S (mm) a velikosti vakua p (kPa) ve vnitřním prostoru.

$$F_t = p \cdot S \quad (18)$$

Pro výpočet skutečné úchopné síly je zapotřebí vynásobit teoretickou sílu součinitelem bezpečnosti s a zavést parametr charakterizující tuhost přísavky ε (0,6-0,8). Ten značí poměr tlaků v momentě přísávání, jelikož ve vnitřním prostoru přísavky je tlak menší než atmosférický. Výsledný vztah vypadá následovně:

$$F_t = \frac{p \cdot S \cdot \varepsilon \cdot 0,001}{s} \quad (19)$$

Skutečná úchopná síla je ovlivněna kvalitou povrchu a materiálem přísavky, nezanedbatelný faktor tvoří i doba držení. [2][13]

2.6 Snímače

Jedná se o elektrická zařízení, které monitorují aktuální stav stroje, jeho parametry nebo fyzikální a technické veličiny, se kterými stroj pracuje. Pro jejich řízení jsou využívány analogické nebo logické signály. Tyto vstupní a výstupní signály jsou určující pro danou aplikaci jak spojitého tak diskrétního řízení.

Prvky logického obvodu mohou být pneumatické a elektronické.

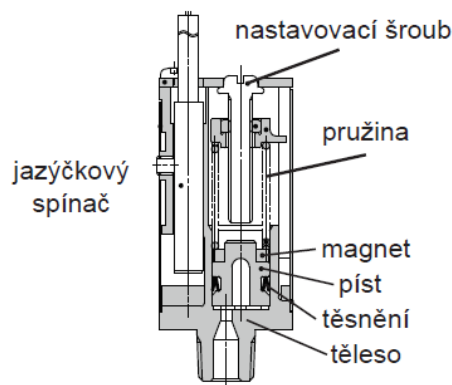
Základem řešení takového obvodu jsou funkce Booleovy algebry, kde jakoukoli funkci můžeme realizovat kombinací operací – logického součinu AND, součtu OR a negace NOT.

Snímače převádějí naměřené veličiny na vhodný typ signálu, který je následně poslán do řídicího systému. [1]

2.6.1 Snímače tlaku a vakua

Tlakové snímače můžeme rozdělit podle několika kritérií, např. dle rozsahu - na ty s malým rozsahem (do 20 milibarů), středním (do 10 barů) a vysokým (do 40 barů) nebo podle konstrukčního provedení na elektromechanické a elektronické. Tlakové snímače tlaku existují v mnoha provedeních, v této podkapitole se budeme věnovat pouze některým z nich.

Elektromechanické snímače často převádějí tlak na pohyb mechanické části, která je poté dále snímána. V praxi například tlak vzduchu přetlačuje píst s mechanickou pružinou. Tento jednoduchý mechanismus je u jazýčkového snímače, kde na vstupu působí stlačený vzduch na píst s magnetickým páskem, proti tlaku vzduchu působí síla pružiny, kterou můžeme libovolně regulovat nastavovacím šroubem. Když hodnota tlaku na vstupu dosáhne požadované hodnoty, tak dojde k sepnutí obvodu. [2][10][13]



Obr. 20. Rozbor
elektromagnetického snímače, [2]

Vakuové snímače mají dlouhou životnost a velkou přesnost sepnutí. Výstupní signál se generuje při dosažení požadované hodnoty vakua. V případě, že nedojde k sepnutí, pak je nízká hodnota vakua, což může být způsobeno např. netěsností v přísavce nebo malým tlakem v trysce ejektoru nebo úplnou absencí uchopovaného předmětu. [2][13]

2.6.2 Průtokoměry

V mnoha aplikacích potřebujeme snímat průtok média, v tom případě použijeme speciální snímače – průtokoměry. Existuje několik základních typů: objemové, průřezové, vírové, elektromagnetické a termoelektrické.

U termoelektrických průtokoměrů je jednou z metod měření snímání rozdílu teploty mezi dvěma teplotními snímači, mezi které je umístěna nahřívací elektroda. Čím větší je průtok, tím větší je rozdíl teplot na snímačích, jelikož protékající médium ochlazuje rychleji nahřívací elektrodu.

Elektrické vírové průtokoměry vyhodnocují objemový průtok na základě měření rychlosti média a znalosti průtočného průřezu. Měření rychlosti probíhá nepřímou přes měření frekvence vírů, které vznikají při obtékání tělesa při proudění plynu. Při laminárním proudění proudí plyn podél překážky bez jakékoli turbulence. Při turbulentním proudění vzniká za překážkou oblast s nižším tlakem a vznik vírů. Pro snímání Karmánových vírů je zásadní veličinou frekvence tvorby vírů neboli rychlých změn tlaku. Proto se využívají kapacitní, tenzometrické a piezoelektrické snímače tlaku. [2][13]

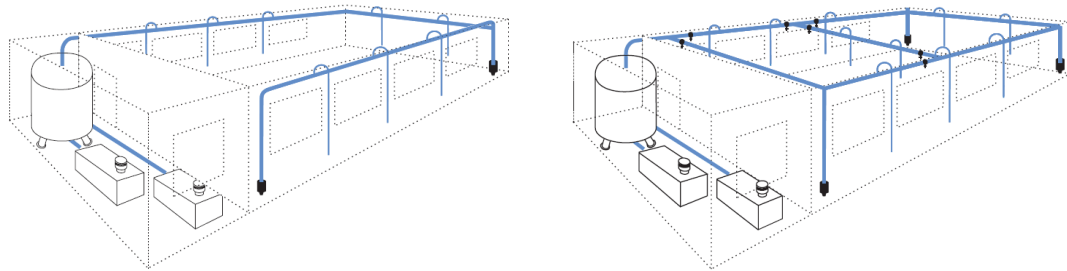
2.7 Šroubení a rozvody

2.7.1 Rozvody stlačeného vzduchu

Rozvodné potrubí je trvale instalované zařízení, které slouží k vedení stlačeného vzduchu k místům spotřeby. Ve většině případů se volí uložení potrubí se 1-2% spádem a na nejnižší místo se instaluje prvek pro odpouštění kondenzátu, tlaková ztráta pak v řádech setin MPa. Obecně platí, že pokud chceme snížit tlakové ztráty ve dlouhém potrubí, je třeba volit větší průměr trubek. Potrubí pro rozvod můžeme dle konstrukce rozdělit na dva typy: uzavřený a okružní rozvod.

Uzavřený rozvod je charakterizován jednoduchým přímým vedením a přípojkami ke spotřebičům. Pořizovací náklady jsou nižší, ale je vhodný do menších provozů nebo dílen.

Okružní rozvod lze navrhnout s mnoha příčnými a podélnými větvemi a vést stlačený vzduch menšími trubkami ke každé odbočce z obou stran. Když je rozvod vhodně zkonstruován je možné provádět opravy a údržbu části rozvodného potrubí a to bez zastavení provozu a zařízení, která jsou napojeny na jiné části rozvodu. Pořizovací náklady na okružní rozvod jsou vyšší, nicméně jejich použití v rozsáhlejších provozech je výhodné.

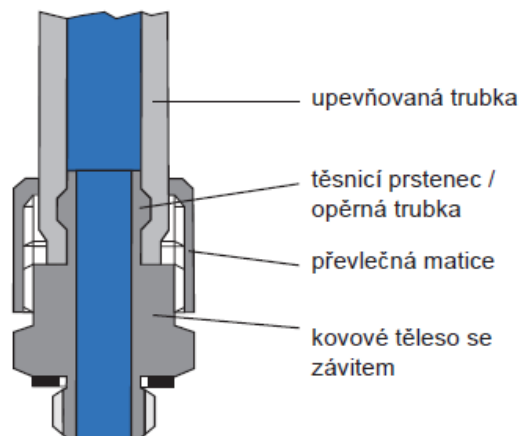


Obr. 21. Srovnání uzavřeného (vlevo) a okružního (vpravo) rozvodu, [2]

Pro rozvody stlačeného vzduchu na přímých dlouhých úsecích se používají trubky z korozivzdorné oceli o velkých průměrech. Dále měděné trubky, které jsou dobře tvarovatelné, ale s menším vnitřním průměrem např. 28 mm jsou velmi drahé. Třetí možností jsou plastové hadičky, které jsou poddajné a snadno upravitelné na potřebnou délku. Ty se většinou využívají k propojení pneumatických prvků a to jednoduchým zasunutím do šroubení nebo nástrčných spojek. [2][9][11]

2.7.2 Šroubení

Existují tři základní typy šroubení: šroubení s těsnicím prstencem a převlečnou maticí, nástrčné spojky a nástrčné spojky se zpětným ventilem. První šroubení spolehlivě upevní hadičku za její vnější nebo vnitřní průměr, používají se především v rozvodech s tlakem větším než 1 MPa. Nástrčné spojky se používají při absolutní hodnotě tlaku do 1 MPa, jejich konstrukce zajišťuje poměrně malý odpor při průtoku stlačeného vzduchu. Nástrčné spojky se zpětným ventilem zajišťují uzavření ventilu po vyjmutí hadičky, čímž zabrání úniků stlačeného vzduchu ze spojky. Zatímco pokud je ve spojce hadička zasunuta, tak dojde k otevření ventilu. [2]



Obr. 22. Řez hadičky se šroubením, [2]

II. PRAKTICKÁ ČÁST

3 PROMĚŘENÍ A ZHODNOCENÍ MOŽNOSTÍ ÚSPORY VZDUCHU

Praktická část staví na teorii stlačeného vzduchu a principech fungování jednotlivých pneumatických komponent a jejich zapojení do obvodu. Cílem této části práce je sestavení pneumatického obvodu pro konkrétní aplikace, možnost jeho optimalizace a srovnání provozních nákladů na základě spotřeby stlačeného vzduchu.

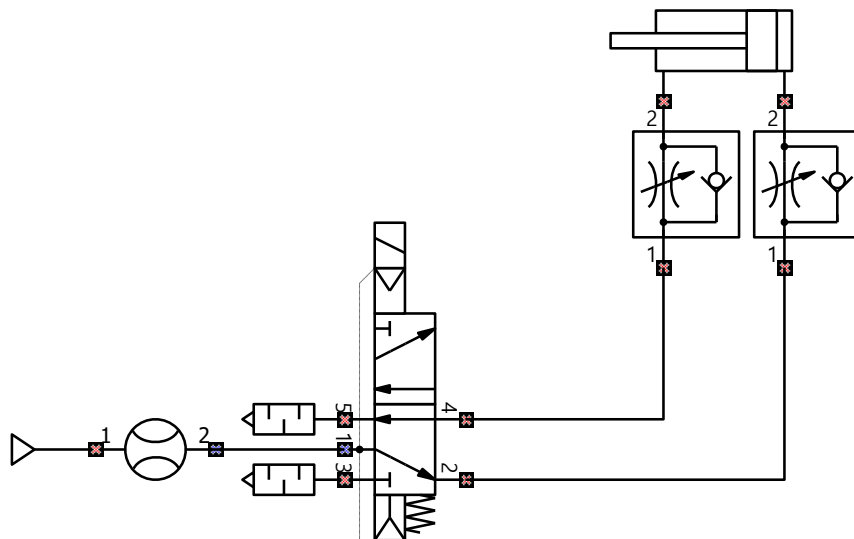
3.1 Pneumatický obvod s dvojčinným válcem

Firma A požaduje sestavení části pneumatického obvodu pro jejich novou aplikaci - horizontální lisování. Konkrétněji zalisování 3 cm dlouhého čepu do jiného prvku a to silou 20 kg v čase do 0,5 sekund. Dalším požadavkem firmy je využití válce dle ISO15552 se zdvihem 50 mm. Tlak vzduchu v rozvodu je 0,5 MPa.

Při návrhu pneumatického obvodu nejprve vyřešíme typ pohonu a způsob jeho ovládání. Dále se budeme věnovat výběru pohonu, ventilu a hadiček.

Pro naši aplikaci potřebujeme jeden pneumatický válec, který budeme ovládat hlavním ventilem a pro regulaci jeho rychlosti využijeme škrticí ventily se zpětným ventilem.

Návrh takového obvodu v programu PneuDraw 2.8.6 R78 můžeme vyřešit například takto:



Obr. 23. Pneumatické schéma obvodu

Pohon jsme zvolili dvojčinný pneumatický válec, řídicí ventil pak monostabilní nepřímě ovládaný 5/2 ventil. Pro regulaci průtoku jsou zde dva škrticí ventily se zpětným ventilem na výstupu z válce. Na 5/2 ventilu je do portu 1 připojen zdroj tlakového vzduchu a

průtokoměr, na portech 3 a 5 jsou dva tlumiče hluku pro vypouštění stlačeného vzduchu z komor válce a hadiček do atmosféry.

3.1.1 Výběr pneumatického válce a elektromagnetického ventilu

Při výběru pneumatického válce záleží na především na průměru pístu a délce zdvihu. Průměr pístu má vliv na teoretický výstup – sílu, kterou je válec schopen při pohybu vynaložit:

$$T = p \cdot S \quad (20)$$

T - teoretický výstup (N)

p - tlak (MPa)

S – plocha pístu (mm²)

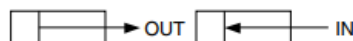
Účinnost válců je běžně cca 85 %, takže využitelnou sílu válce dostaneme z teoretické síly až po vynásobení touto účinností.

Výběr válce z katalogu

Pro naši aplikaci lisování zvolíme kruhový válec se svorníky ze série C96 odpovídající normě ISO15552 od firmy SMC se vzduchovým tlumením. Z katalogu pro tuto sérii [18] vybereme vhodnou velikost pístu následovně.

Series C96

Theoretical Output



Bore size (mm)	Rod size (mm)	Operating direction	Piston area (mm ²)	Operating pressure (MPa)								
				0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
32	12	OUT	804	161	241	322	402	482	563	643	724	804
		IN	691	138	207	276	346	415	484	553	622	691
40	16	OUT	1257	251	377	503	629	754	880	1006	1131	1257
		IN	1056	211	317	422	528	634	739	845	950	1056
50	20	OUT	1963	393	589	785	982	1178	1374	1570	1767	1963
		IN	1649	330	495	660	825	989	1154	1319	1484	1649
63	20	OUT	3117	623	935	1247	1559	1870	2182	2494	2805	3117
		IN	2803	561	841	1121	1402	1682	1962	2242	2523	2803
80	25	OUT	5027	1005	1508	2011	2514	3016	3519	4022	4524	5027
		IN	4536	907	1361	1814	2268	2722	3175	3629	4082	4536
100	25	OUT	7854	1571	2356	3142	3927	4712	5498	6283	7068	7854
		IN	7363	1473	2209	2945	3682	4418	5154	5890	6627	7363

Obr. 24. Teoretický výstup pro válec C96, [18]

Požadovanou sílu pro zalisování čepu získáme vynásobením zátěže a tíhového zrychlení:

$$20 \cdot 10 = 200 \text{ N} \quad (22)$$

V tabulce katalogu na (Obr. 16.) nejdříve vypočteme teoretickou sílu na výstupu z válce, a to z provozního tlaku a plochy pístu, což pro nejmenší velikost 32 odpovídá hodnotě:

$$T = p \cdot S = 0,5 \cdot 804 = 402 \text{ N}$$

Po vynásobení účinností 85 %, dostaneme využitelnou sílu válce:

$$402 \cdot 0,85 = 342 \text{ N} \quad (23)$$

Válec velikosti 32 je tedy při provozním tlaku 0,5 MPa schopen vyvinout dostatečně velkou sílu pro zalisování čepu.

Dalším parametrem je povolená kinetická energie, ta závisí na hmotnosti zátěže (kg) a rychlosti pístu (mm/s).

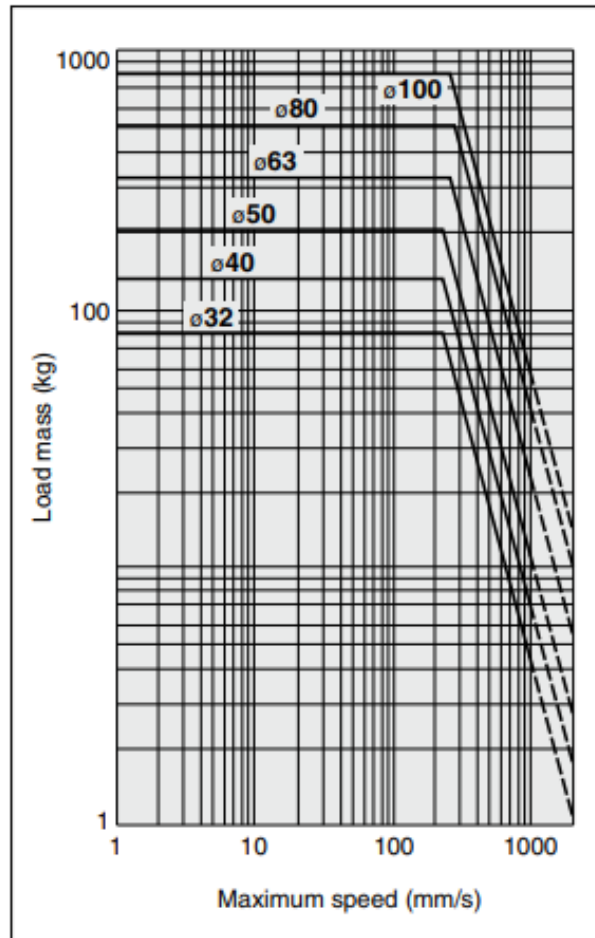
Přibližnou průměrnou rychlost pístu v spočítáme z požadovaného času pro vysunutí t a délky zdvihu válce l .

$$v = \frac{l}{t} = \frac{50}{0,5} = 100 \text{ mm/s} \quad (24)$$

Z grafu na Obr. 25 ověříme, že při hmotnosti zátěže 20 kg a vypočítané průměrné rychlosti 100 mm/s, spadne hodnota kinetické energie do povoleného rozsahu.

Vytvořená kinetická energie při pohybu musí zůstat v povoleném rozsahu, v mezích možností tlumení daného válce. V opačném případě hrozí poškození konstrukce válce, např. vytržení čel válce, poškození těsnicích a vodicích kroužků.

Allowable Kinetic Energy



Obr. 25. Povolená kinetická energie válce, [18]

Posledním parametrem je délka zdvihu válce, ta se volí na základě konkrétní aplikace. V našem případě firma požaduje délku zdvihu 50 mm.

Řídicí ventil zvolíme např. elektromagnetický nepřímo ovládaný 5/2 ventil řady SY od firmy SMC.

3.1.2 Výběr hadiček

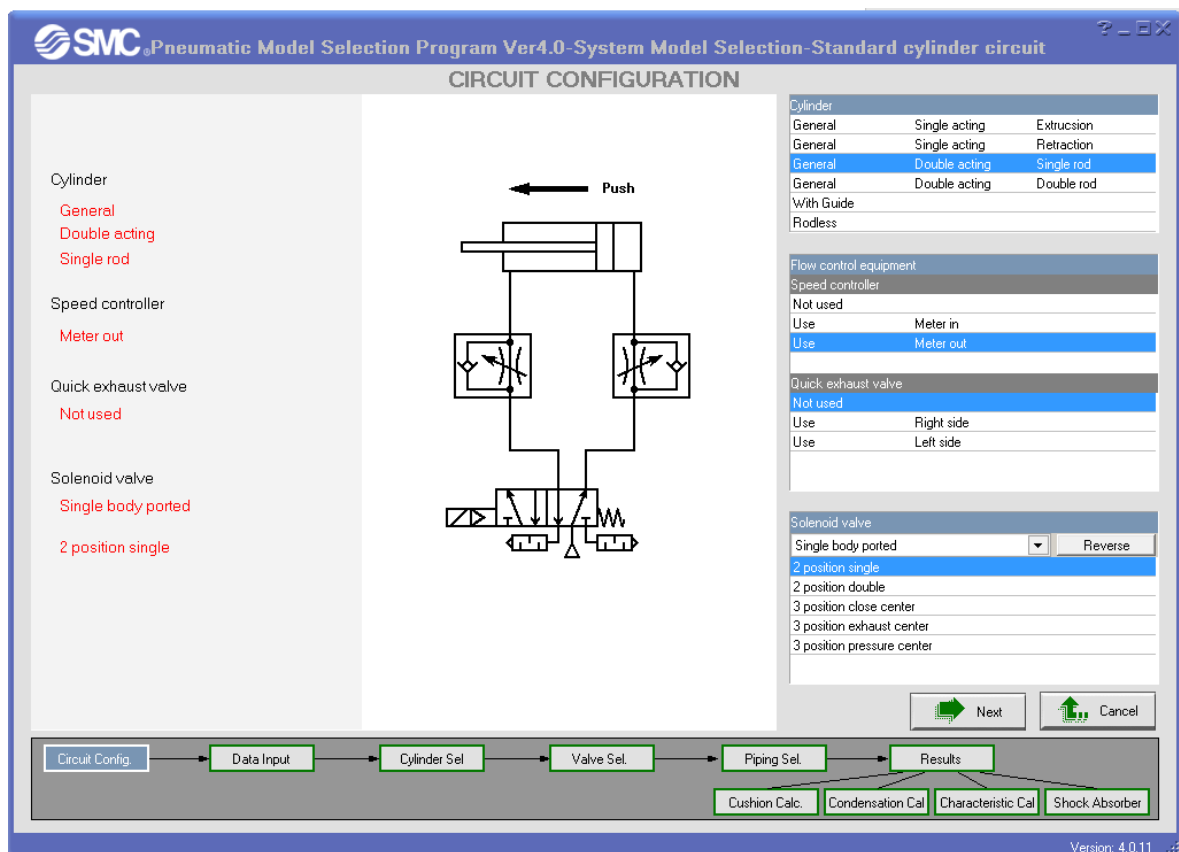
Při výběru hadiček je zásadní jejich délka a velikost vnitřního průměru. Délka ovlivňuje reakční dobu pneumatického válce při řízení ventilem. Čím jsou hadičky delší, tím pomalejší je odezva.

Průměr hadiček má také vliv na tlakové ztráty a při stejném tlaku, je ve větších hadičkách potřeba více stlačeného vzduchu.

3.1.3 Software Model selection

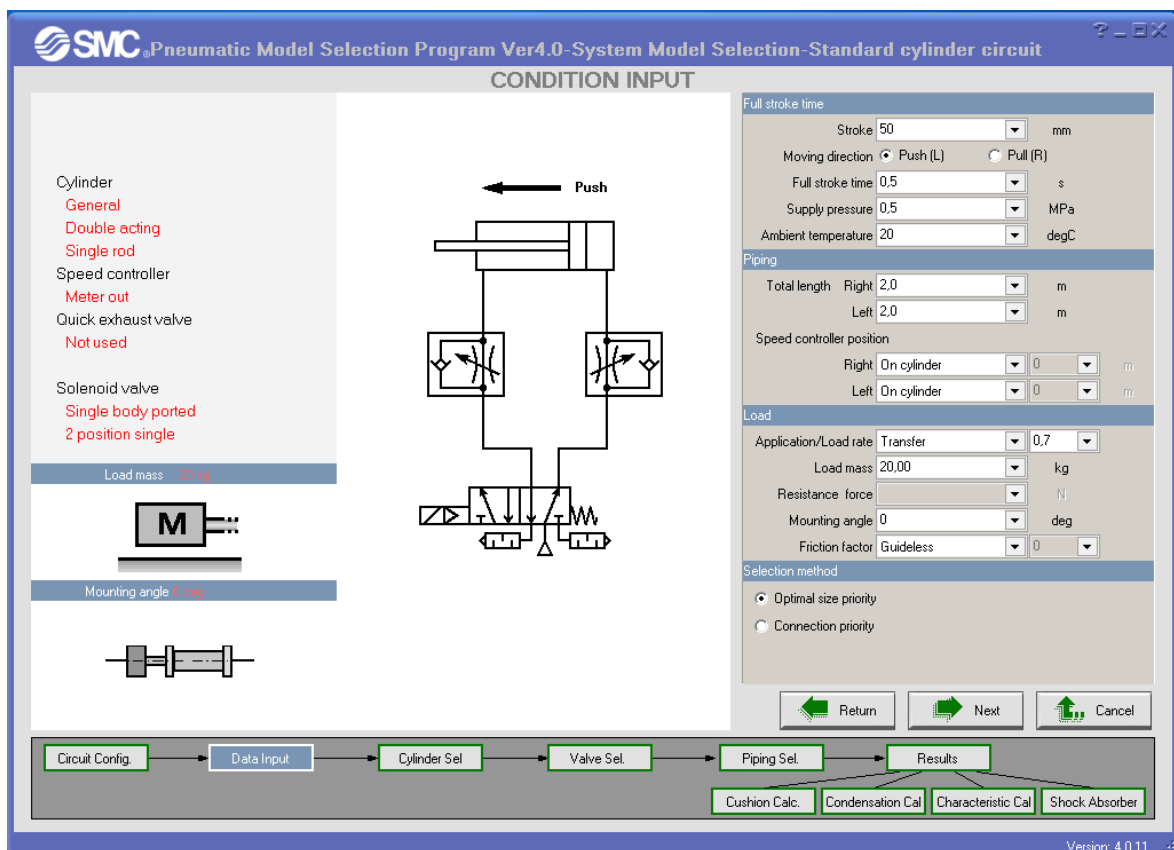
Při návrhu pneumatického obvodu lze využít volně dostupný software Model selection od SMC, kde lze zadat základní parametry obvodu s pneumatickým válcem. Na základě požadavků software vygeneruje řešení a objednávací kódy jednotlivých prvků.

V první fázi volíme konfiguraci obvodu. Dle našich předchozích požadavků zadáme v části „Cylinder“ typ válec - dvojitý válec s jednostrannou pístnicí. Dále v části „Flow control equipment“ volíme, zda budeme škrticími ventily regulovat průtok stlačeného vzduchu na vstupu nebo výstupu z válce, v našem případě tedy na výstupu. Další volitelnou položkou je „Quick exhaust valve“ neboli rychle odvzdušňovací ventil, který pro naši aplikaci nevyužijeme. Poslední položkou je volba elektromagnetického ventilu „Solenoid valve“, kde jsme zvolili monostabilní 5/2 ventil. Jednoduché schéma našeho pneumatického obvodu se zobrazí uprostřed.



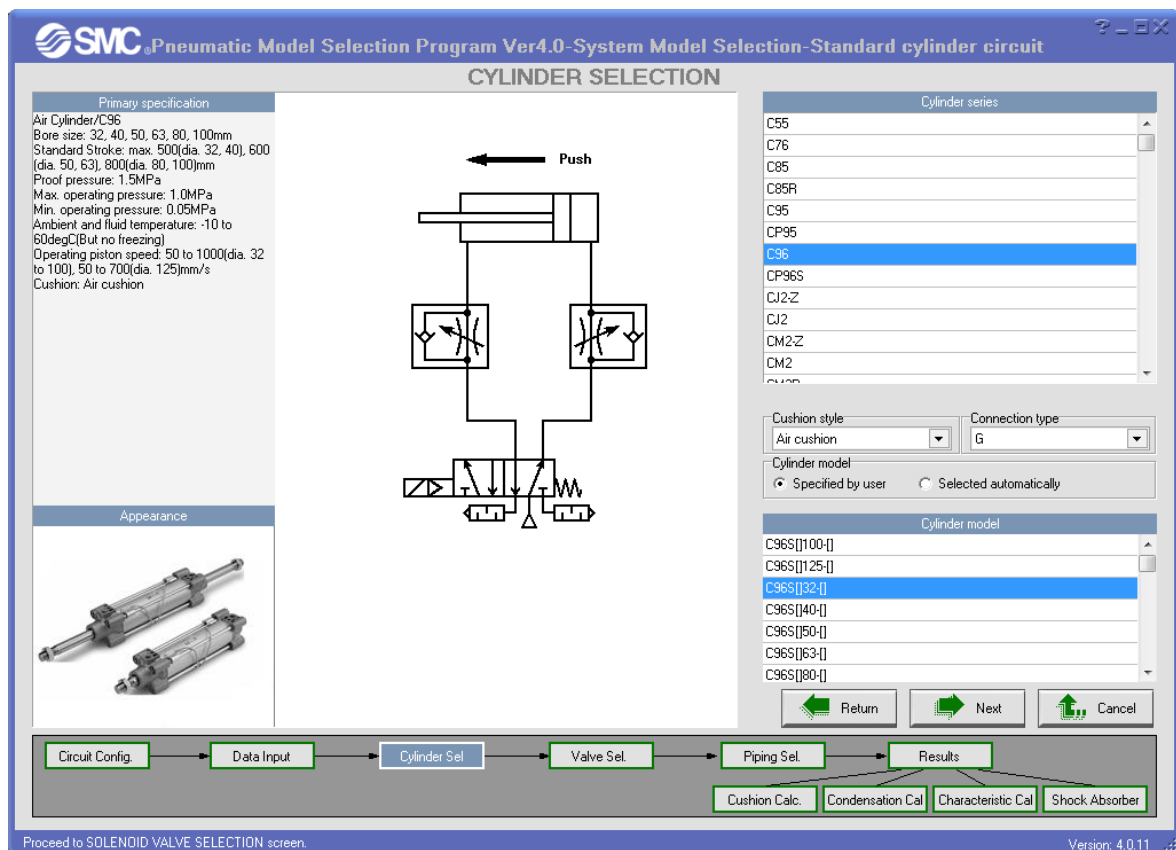
Obr. 26. Konfigurace obvodu v Model selection program

V druhé fázi zadáváme vstupní data a potřebné podmínky pro danou aplikaci. V první položce „Full stroke time“ zadáme velikost zdvihu - 50 mm, směr pohybu – tlačení (při lisování), čas do plného zdvihu – 0,5 s, napájecí tlak – 0,5 MPa a teplotu 20°C. V druhé položce volíme délku hadiček – 2 m. Ve třetí položce „Load“ určíme velikost zatížení – 20 kg, úhel montáže - 0°, jelikož se jedná o horizontální lisování. V části „Friction factor“ zvolíme variantu bez vodících tyčí. Nakonec můžeme vybrat mezi dvěma variantami „Optimal size priority“ nebo „Connection priority“, my zvolíme jako prioritní optimální velikost prvků před variantou jejich připojení.



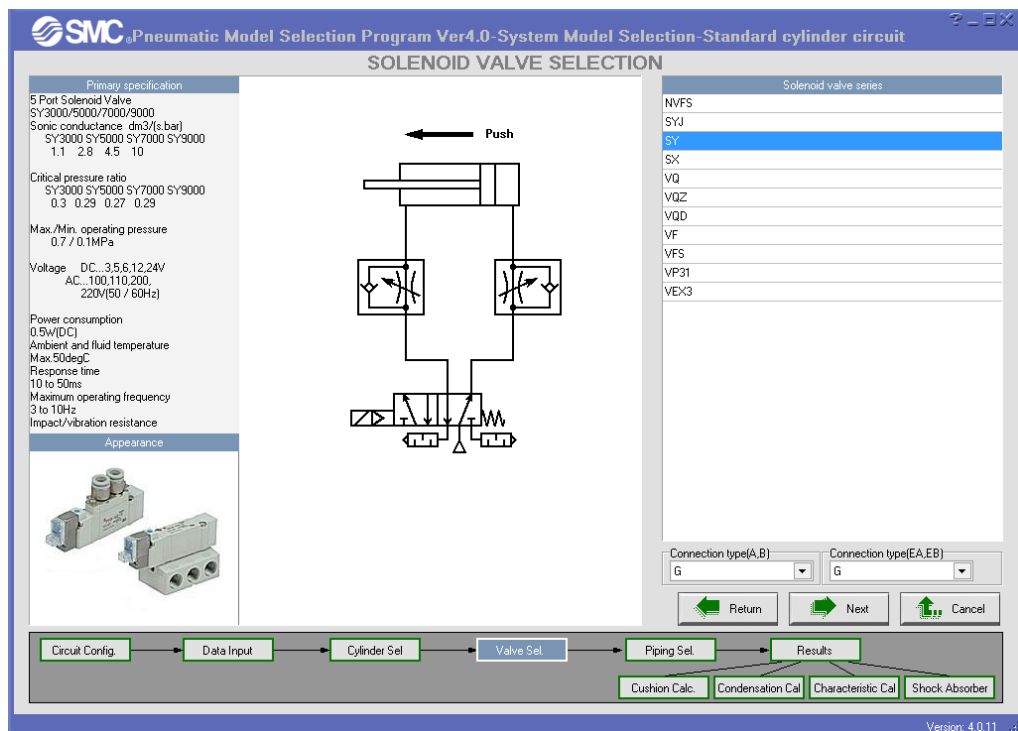
Obr. 27. Zadání základních parametrů do programu Model selection

Ve třetí fázi volíme konkrétní řadu válce, v našem případě válec řady C96 se vzduchovým tlumením. Pro specifikovaný výběr zvolíme v položce „Cylinder model“ možnost „Specified by user“ a vybereme nejmenší velikost - 32 mm. V levé části jsou uvedeny veškeré základní specifikace válce (velikost pístu, standardní zdvih, rozsah provozního tlaku, okolní teplota i teplota tekutiny, tlumení, provozní rychlost pístu).



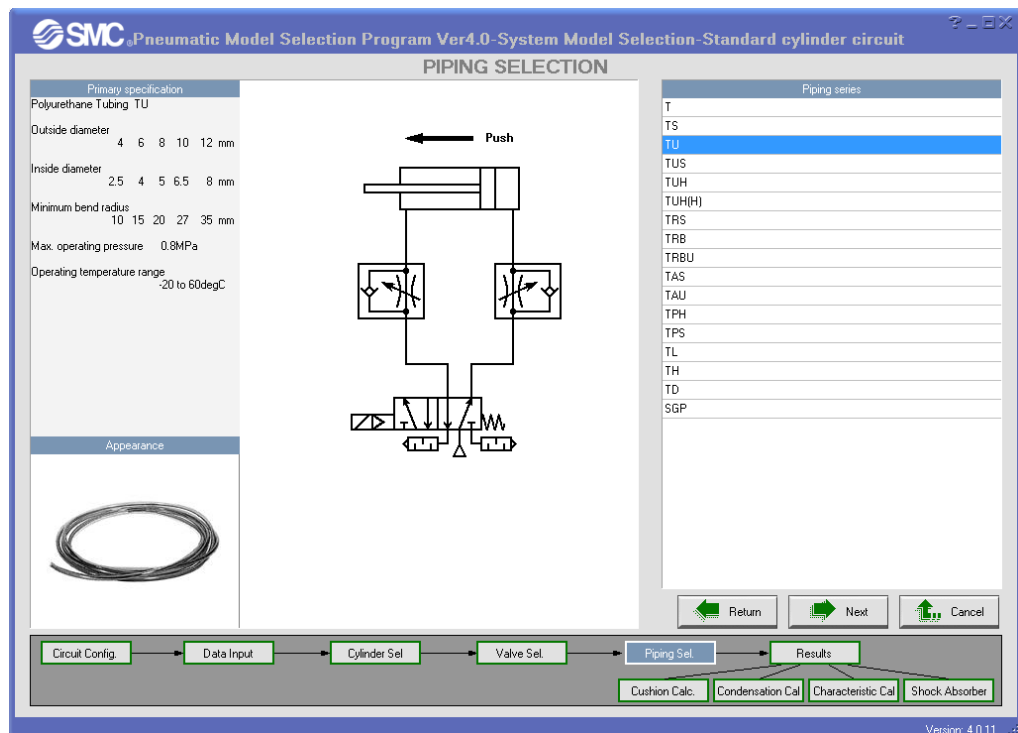
Obr. 28. Výběr řady válce v Model selection

Ve čtvrté fázi se vybírá řada elektromagnetického ventilu – SY, vlevo jsou uvedeny základní specifikace ventilu (počet portů, provozní tlak, doba odezvy, atd.)

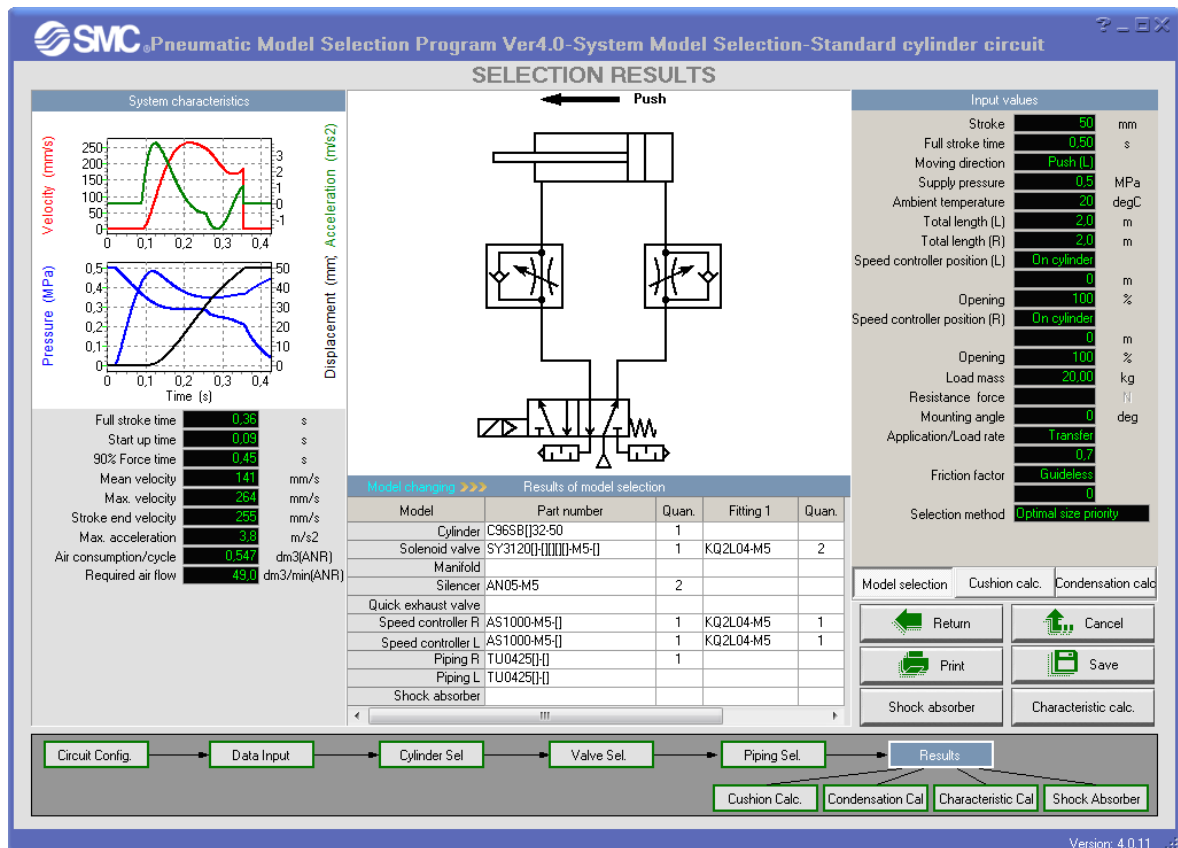


Obr. 29. Výběr řady elektromagnetického ventilu v Model selection program

V páté fázi vybíráme řadu hadiček – polyuretanové – TU.



Obr. 30. Výběr řady hadiček v Model selection program



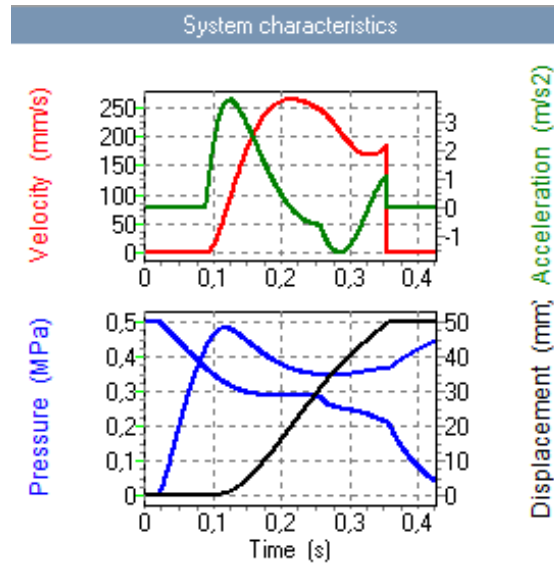
Obr. 31. Výsledky konfigurace programu Model selection

V poslední fázi dostaneme výsledky naší konfigurace. V tabulce (Tab. 1) je softwarem vygenerovaný kusovník s počty pneumatických prvků a jejich objednávacími kódy včetně příslušného šroubení.

Tab. 1. Výsledky výběru prvků

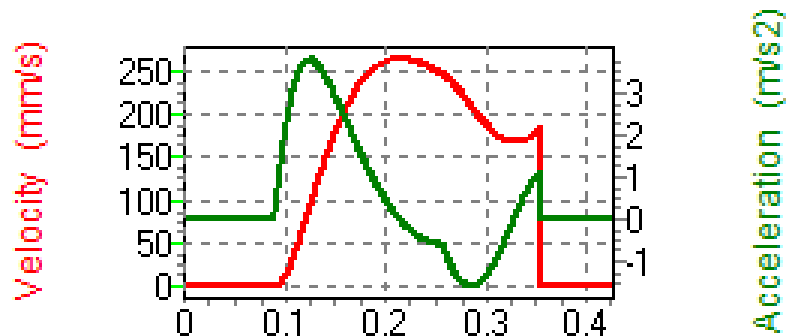
Model changing >>>		Results of model selection			
Model	Part number	Quan.	Fitting 1	Quan.	
Cylinder	C96SB[32-50	1			
Solenoid valve	SY3120[...]-M5-[]	1	KQ2L04-M5	2	
Manifold					
Silencer	AN05-M5	2			
Quick exhaust valve					
Speed controller R	AS1000-M5-[]	1	KQ2L04-M5	1	
Speed controller L	AS1000-M5-[]	1	KQ2L04-M5	1	
Piping R	TU0425[...]-[]	1			
Piping L	TU0425[...]-[]				
Shock absorber					

Dále jsou ve výsledcích zobrazeny grafy hlavních charakteristik systému viz Obr. 33.



Obr. 33. Grafy charakteristik systému

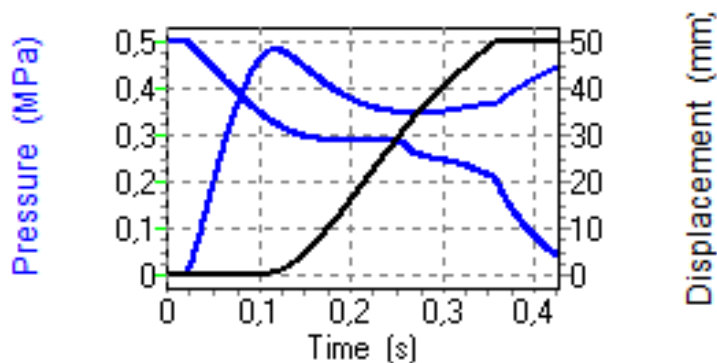
V prvním grafu (Obr. 34.) se zobrazuje červeně rychlost pístu (mm/s) a modře zrychlení pístu (m/s^2) v závislosti na čase (s).



Obr. 32. Závislost rychlosti a zrychlení na čase

Do času $t = 0,09$ s jsou rychlost a zrychlení nulové, jelikož na začátku cyklu dochází nejprve k natlakování komory válce a poté k překonání statického tření mezi pístem a tělem válce, mezi pístnicí a čelem válce. V druhé části narůstá rychlost i zrychlení pístu. Poté dojde k poklesu zrychlení do záporných hodnot, protože dochází k tlumení válce. V poslední části grafu (od $t = 0,36$ s) je rychlost a zrychlení znovu rovno nule, cyklus válce je dokončen.

Druhý graf (Obr. 34.) zobrazuje modře tlak v obou komorách válce (MPa) a černě polohu pístu (mm) taktéž v závislosti na čase (s).



Obr. 34. Závislost tlaku a zdvihu válce na čase

V čase $t = 0$ s je první komora válce bez tlaku, ve druhé komoře válce je tlak vzduchu 0,5 MPa, takže pístnice válce je zasunuta. Dále dochází k natlakování první komory, zatímco tlak ve druhé komoře válce klesá. Poté, co se první komora zaplní stlačeným vzduchem, se pístnice začne pohybovat. Po dosažení konce zdvihu je první komora válce zaplněna stlačeným vzduchem, zatímco tlak ve druhé komoře se blíží nule.

Pod grafy se v programu zobrazí (Obr. 34.) s přesnými hodnotami charakteristik.

Full stroke time	0.36	s
Start up time	0.09	s
90% Force time	0.45	s
Mean velocity	141	mm/s
Max. velocity	264	mm/s
Stroke end velocity	255	mm/s
Max. acceleration	3.8	m/s ²
Air consumption/cycle	0.547	dm ³ (ANR)
Required air flow	49.0	dm ³ /min(ANR)

Obr. 35. Výsledné charakteristiky

Výsledné charakteristiky se týkají času (čas do plného zdvihu, čas startu, čas dosažení 90% síly), rychlosti (střední rychlost, maximální rychlost, rychlost na konci zdvihu) a zrychlení (maximální zrychlení).

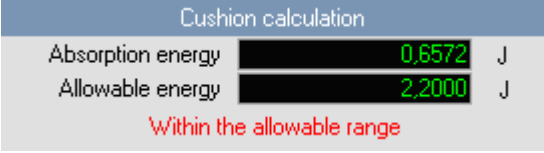
Čas pro úplný zdvih je nižší než námi zadaný čas - 0,5 s, protože musíme použít normovaný průměr hadiček. Software vybere takový průměr hadiček, aby se co nejvíce přiblížil námi požadovanému času pro zdvih.

Vypočítaná rychlost z rovnice (24) je nižší než hodnota vypočtená v softwaru, jelikož v ní není zahrnuta doba nutná pro tlakování komory válce.

Poslední dva řádky v tabulce (Obr. 34.) zobrazují průtokové charakteristiky. První z nich je spotřeba stlačeného vzduchu na jeden cyklus (dm³/cyklus), druhá je požadovaný průtok

stlačeného vzduchu (dm^3/min). Pro úsporu stlačeného vzduchu budou tyto dvě průtokové charakteristiky zásadní.

Poslední částí je ověření, že vytvořená kinetická energie při pohybu válce zůstane v povoleném rozsahu a v mezích tlumení válce. Po výběru vedlejšího políčka pro výsledky „Cushion calculation“, získáme hodnoty energie viz (Obr. 34.).



Cushion calculation		
Absorption energy	0.6572	J
Allowable energy	2.2000	J

Within the allowable range

Obr. 34. Povolená kinetická energie

Můžeme tedy vidět, že absorpční energie 0,6572 J je v rozsahu povolené kinetické energie.

Shrnutí

Pro aplikaci horizontálního lisování jsme vybrali válec, ventily a hadičky. V programu Model selection jsme ověřili, že požadavky na aplikaci jsou reálné a získali jsme objednávací kódy všech potřebných prvků. Také jsme získali informace o chování pneumatického obvodu a jeho základní charakteristiky, včetně spotřeby stlačeného vzduchu.

3.1.4 Vliv naddimenzování válce a hadiček

V této podkapitole bude uvedeno, jak při nevhodném výběru válce a hadiček dojde ke zvýšení spotřeby stlačeného vzduchu.

Výběr válce

V předchozím řešení jsme zvolili dvojčinný válec C96 32 mm a zdvihem 50 mm. Pokud bychom zvolili válec o velikost větší - 40 mm při zachování stejného zdvihu, dojde ke značnému zvýšení spotřeby.

Výběr hadiček

Výběr hadiček také závisí na výběru válce, takže pokud zvolíme menší válec, můžeme použít hadičky s menším vnitřním průměrem - 2,5 mm. Při použití větší velikosti pístu musíme zvětšit také hadičky o jednu velikost na 4 mm, pokud tyto hadičky prodloužíme z jejich původní délky 2 metry na 4 metry, tak dosáhneme zcela rozdílných výsledků.

Tyto změny provedeme i v programu Model selection, jak lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 36).

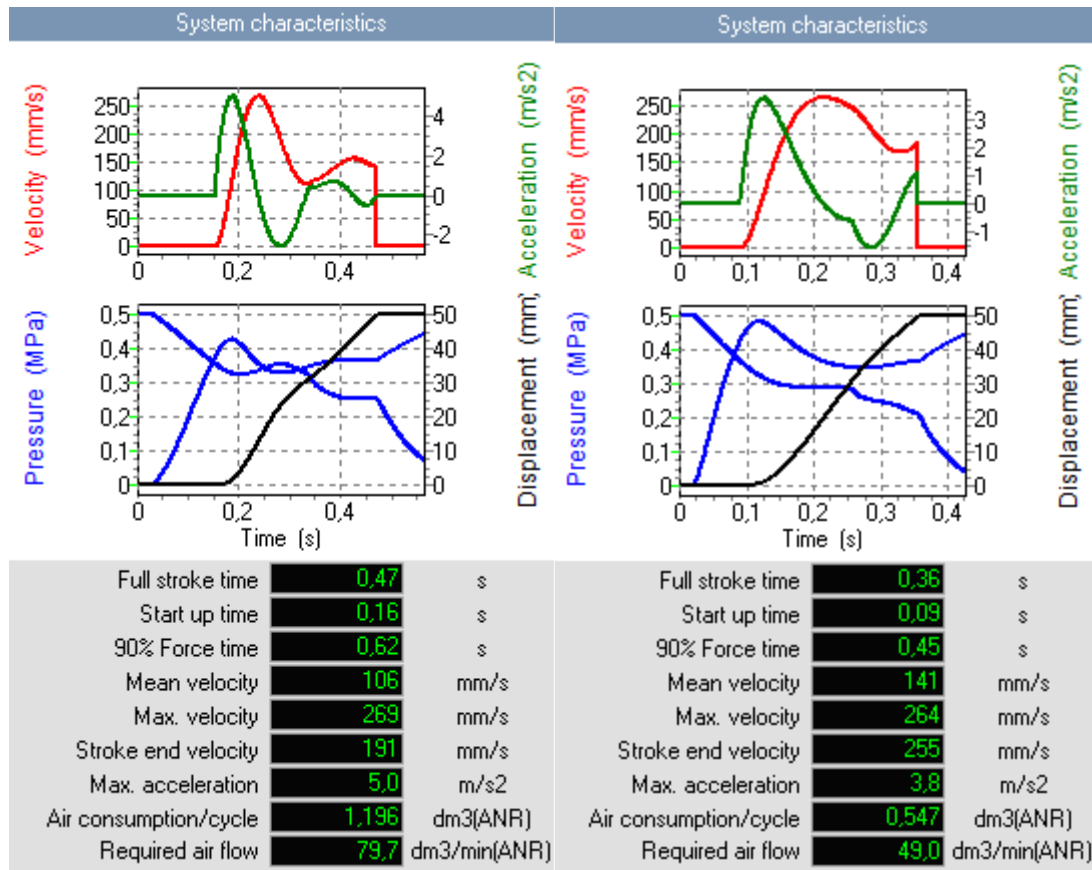
Input values			Input values		
Stroke	50	mm	Stroke	50	mm
Full stroke time	0,50	s	Full stroke time	0,50	s
Moving direction	Push (L)		Moving direction	Push (L)	
Supply pressure	0,5	MPa	Supply pressure	0,5	MPa
Ambient temperature	20	degC	Ambient temperature	20	degC
Total length (L)	4,0	m	Total length (L)	2,0	m
Total length (R)	4,0	m	Total length (R)	2,0	m
Speed controller position (L)	On cylinder		Speed controller position (L)	On cylinder	
	0	m		0	m
Opening	100	%	Opening	100	%
Speed controller position (R)	On cylinder		Speed controller position (R)	On cylinder	
	0	m		0	m
Opening	100	%	Opening	100	%
Load mass	20,00	kg	Load mass	20,00	kg
Resistance force		N	Resistance force		N
Mounting angle	0	deg	Mounting angle	0	deg
Application/Load rate	Transfer		Application/Load rate	Transfer	
	0,7			0,70	
Friction factor	Guideless		Friction factor	Guideless	
	0			0,00	
Selection method	Optimal size priority		Selection method	Optimal size priority	

Obr. 36. Změny vstupních hodnot

Všechny ostatní parametry zůstaly nezměněny, zvolili jsme také stejnou řadu ventilu i hadiček.

Na dalším obrázku (Obr. 37.) je zobrazeno porovnání výsledků. V grafech se nejvíce liší rychlost (červeně) a zrychlení (zeleně). Zároveň můžeme pozorovat snížení všech charakteristik týkajících se rychlosti, což značí, že větší válec může pracovat rychleji, jelikož má dostatečnou rezervu v rychlosti i zrychlení.

Největší rozdíl můžeme zpozorovat ve spotřebě stlačeného vzduchu pro jeden cyklus, která je při zvolení většího válce přibližně dvakrát vyšší, taktéž u požadovaného průtoku je rozdíl opravdu značný. V požadovaném průtoku se také projeví tlakové ztráty, které jsou větší při prodloužení hadiček na dvojnásobek jejich původní délky.



Obr. 37. Porovnání výsledků

U většího válce došlo také ke snížení absorpční energie, která je přímo závislá na rychlosti pohybu válce a ke zvětšení rozsahu povolené energie. Absorpční energie je tedy stále v rozsahu, ale s větší rezervou, viz (Obr. 34.), což značí zbytečné naddimenzování.

Cushion calculation		
Absorption energy	0.3726	J
Allowable energy	3.4000	J
Within the allowable range		

Obr. 38. Povolená kinetická energie upraveného válce

3.1.5 Ekonomický faktor

V této podkapitole se budeme zabývat srovnáním spotřeby stlačeného vzduchu pro dvě řešení pneumatického obvodu.

Za běžných podmínek jsme schopni zalisovat 20 čepů za minutu. Aplikace lisování bude v provozu 16 hodin denně po dobu 365 dní. Vypočítejte spotřebu vzduchu pro obě řešení pneumatického obvodu a srovnejte provozní náklady.

Pro první řešení s válcem C96 32 mm je spotřeba stlačeného vzduchu 0,547 dm³/cyklus (Obr. 34.). Roční spotřebu při daném provozu spočítáme:

$$\frac{20 \cdot 60 \cdot 16 \cdot 365 \cdot 0,547}{1000} = 3833,4 \text{ m}^3$$

Cena stlačeného vzduchu se pohybuje běžně mezi 0,4 - 0,6 Kč/m³. [16][17] Pro výpočet vezmeme střední hodnotu 0,5 Kč/m³, kterou vynásobíme roční spotřebu.

$$3833,4 \cdot 0,5 = 1917 \text{ Kč}$$

U většího válce C96 40 mm je spotřeba stlačeného vzduchu 1,196 dm³/cyklus (Obr. 34.).
Roční spotřeba:

$$\frac{20 \cdot 60 \cdot 16 \cdot 365 \cdot 1,196}{1000} = 8381,6 \text{ m}^3$$

Roční provozní náklady:

$$8381,6 \cdot 0,5 = 4191 \text{ Kč}$$

Při naddimenzování válce o jednu velikost je spotřeba více než dvakrát vyšší.

Při řešení malého obvodu s jedním pohonem je rozdíl provozních nákladů relativně minimální. Nicméně v továrně a reálné výrobě se využívají desítky pohonů, a pokud by u všech pohonů došlo k jejich zbytečnému naddimenzování, tak provozní náklady stoupnou o desítky procent.

U pneumatického obvodu s 20 pohony, bychom dosáhli ročního rozdílu nákladů:

$$(4191 - 1917) \cdot 20 = 45480 \text{ Kč} \quad (25)$$

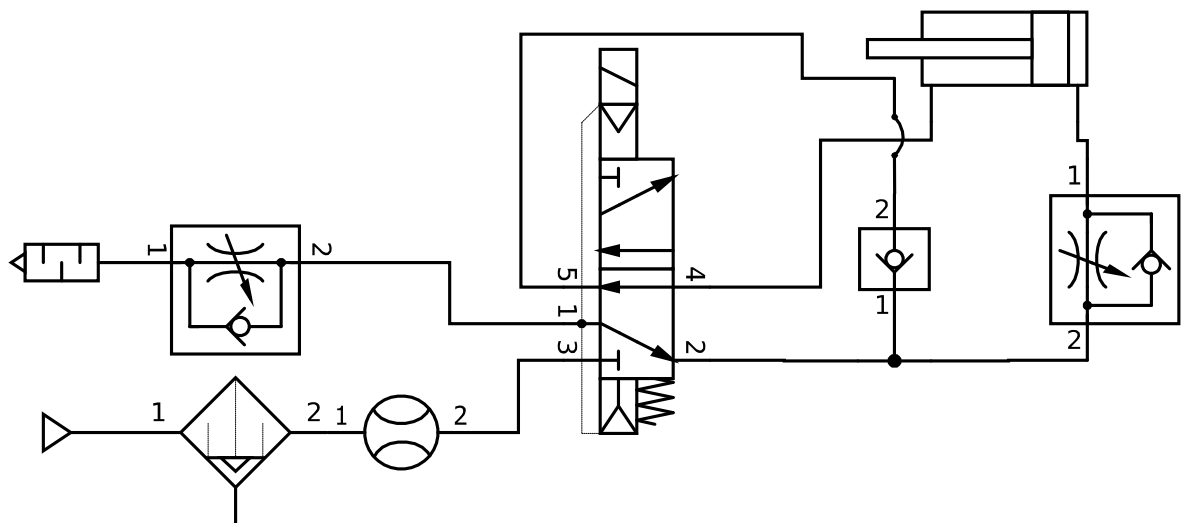
3.2 Optimalizace pneumatického obvodu - rekuperace

Původní pneumatický obvod s válcem C96 velikosti 32 můžeme ještě upravit a sestavit obvod s rekuperací stlačeného vzduchu.

Na tento obvod nepotřebujeme vyjma škrticího ventilu (cena škrticího ventilu se pohybuje běžně kolem 300 Kč), žádné nové prvky. Hlavní princip spočívá v tom, že stlačený vzduch, který by byl vypuštěn do atmosféry, proudí do dostatečně objemné hadičky a je následně

využít pro zasunutí pístu válce. V naší aplikaci není třeba extrémně rychlé zasunutí pístu pneumatického válce ani se při zasunutí nepožaduje síla např. na tažení, což jsou hlavní důvody, proč můžeme rekuperaci využít.

Zbylá úprava obvodu spočívá v rozdílném zapojení elektromagnetického ventilu. Do portu 3 je připojen zdroj s průtokoměrem a filtrem. Do portu 1 je připojen škrticí ventil se zpětným ventilem a tlumič vzduchu. Do portu 5 je připojena dostatečně dlouhá hadička pro rekuperaci, která se zpětným ventilem navazuje na nástrčnou spojku tvaru T. Pneumatické schéma zapojení vypadá následovně.



Obr. 39. Pneumatické schéma obvodu s rekuperací

Po reálném sestavení obou pneumatických obvodů z Obr. 40 a Obr. 41, jsme při porovnání hodnot z průtokoměrů, zjistili, že průtok pneumatickým obvodem s rekuperací je téměř poloviční.

Reálná spotřeba pro jeden cyklus s válcem C96 32 mm v obvodu bez rekuperace se blížila hodnotě vypočítané programem SMC Model selection (Obr. 34.). Naměřená spotřeba stlačeného vzduchu byla 0,532 dm³/cyklus. Při využití rekuperace stlačeného vzduchu pro zasunutí pístu válce C96 32 mm byla naměřená spotřeba 0,281 dm³/cyklus. Pro rekuperační část obvodu byla použita hadička dlouhá 2 m s vnitřním průměrem 6 mm.

Za stejných provozních podmínek jako v 3.1.5 pro jeden pneumatický pohon dosáhneme roční úspory stlačeného vzduchu:

$$\frac{20 \cdot 60 \cdot 16 \cdot 365 \cdot (0,532 - 0,281)}{1000} = 1759 \text{ m}^3$$

$$1759 \cdot 0,5 = 880 \text{ Kč}$$

Při srovnání pneumatického obvodu se 20 pohony C96 velikosti 40 mm a obvodu s válcem C96 velikosti 32 mm a rekuperací, dosáhneme roční úspory provozních nákladů s využitím výsledků z rovnice (25):

$$45480 + 20 \cdot 880 = 63080 \text{ Kč}$$

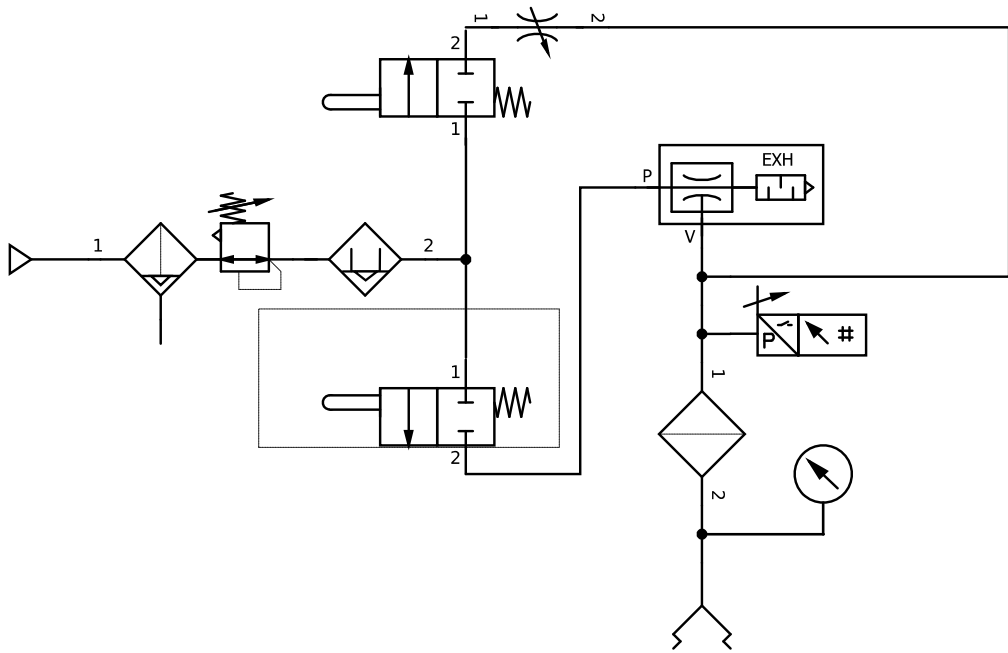
Shrnutí

Na aplikaci horizontálního lisování jsme představili několik možností sestavení pneumatického obvodu. V první části jsme zdůraznili důležitost vhodného dimenzování pneumatického pohonu a hadiček a jejich vliv na roční provozní náklady. V druhé části jsme provedli srovnání s optimalizovaným obvodem na základě reálného proměření. Využitím rekuperace jsme zefektivnili lisování a vypočetali úspory provozních nákladů, které převýšily počáteční investici do škrticího ventilu.

3.3 Pneumatický obvod s vakuem

Základní pneumatický obvod s vakuem řízený samostatnými prvky obsahuje zdroj stlačeného vzduchu, filtr, mikrofiltr, regulátor tlaku, dva řídicí ventily, jednostupňový ejektor, vakuový spínač, vakuový filtr a přísavku. První z ventilů je bistabilní elektromagnetický ventil, který ovládá přívod vzduchu do ejektoru. Druhý je monostabilní elektromagnetický ventil se škrticím ventilem, který ovládá přívod vzduchu pro uvolnění předmětu.

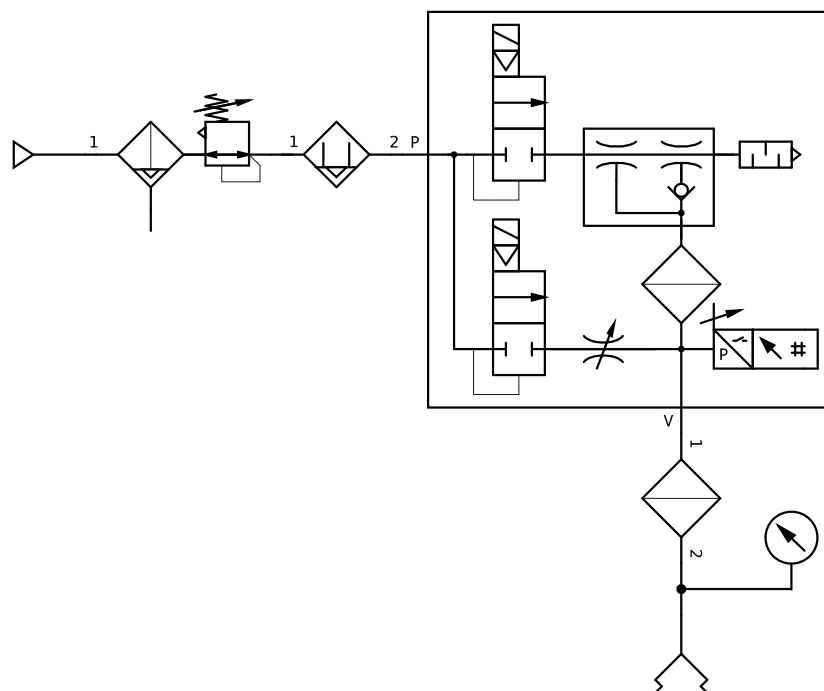
Při sepnutí ventilu dochází k proudění vzduchu do ejektoru, který začne generovat vakuum. Mezi ejektorem a přísavkou je umístěn vakuový filtr, aby nedocházelo k nasávání nečistot do ejektoru, předtím než dojde k uchycení předmětu. Nasávaný vzduch poté proudí do ejektoru, kde je přes tlumič hluku vypuštěn do atmosféry. Nakonec vakuový spínač vyšle signál, pokud je dosaženo požadované hodnoty vakua.



Obr. 42. Pneumatické schéma obvodu s ejektorem a přísavkou

Při řízení obvodu samostatnými prvky dochází ke generování vakua neustále, pokud je sepnut řídicí ventil. Což znamená, že přestože potřebného vakua v přísavce bylo dosaženo a předmět je uchopen, tak ejektorem dále proudí stlačený vzduch a generuje vakuum.

Pro úsporu stlačeného vzduchu můžeme změnit řízení pneumatického obvodu samostatnými prvky na řízení funkčním blokem následovně.



Obr. 43. Pneumatické schéma obvodu s funkčním blokem a ejektorem

Druhý obvod pro generování vakua je řízen funkčním blokem řady ZK2 od firmy SMC, v něm jsou zahrnuty řídicí ventily, vakuový spínač, vakuový filtr a dvoustupňový ejektor. Funkční blok s digitálním snímačem s úspornou funkcí umožní generování vakua, pouze pokud se jeho hodnota dostane pod požadovanou úroveň. V té chvíli se automaticky aktivuje vakuová jednotka. Regulací vakua a zvýšením sacího výkonu díky dvoustupňovému ejektoru můžeme tedy značně snížit spotřebu stlačeného vzduchu. [19]

Při zapojení testovacího obvodu jsme pro zvednutí krabičky s mírně porézním povrchem o rozměrech 6 x 6 x 6 cm po dobu 1 minuty plochou přísavkou naměřili průtok 53 l/min. Při zapojení stejného obvodu za použití funkčního bloku ZK2 s úspornou funkcí, klesl průtok stlačeného vzduchu na 11 l/min. Což znamená, že při provedení jednoho cyklu je spotřeba vzduchu při využití funkčního bloku s úspornou funkcí o 42 l menší. Takže při 30 cyklech za hodinu při 8 hodinovém provozu bude úspora stlačeného vzduchu za rok:

$$\frac{30 \cdot 8 \cdot 42 \cdot 365}{1000} = 3679,2 \text{ m}^3$$

$$3679,2 \cdot 0,5 = 1840 \text{ Kč}$$

Pokud bychom pro zvednutí využili krabičky s neporézním povrchem např. z plexiskla, tak by došlo k ještě většímu snížení spotřeby. Jelikož by při přisání neunikalo takové množství vytvořeného podtlaku, takže by nedocházelo k tolika sepnutí ventilu a generování vakua pro dodržení požadované hodnoty.

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce je poukázat na příkladech pneumatických obvodů vybraných aplikací význam úsporných opatření. Na konkrétním příkladu horizontálního lisování čepu je popsáno zapojení příslušného obvodu. Vzniká seznam příkladů, pomocí nichž se zdůrazňuje vliv spotřeby stlačeného vzduchu ve výrobním procesu a navrhuje se postup směřující k efektivnější práci se stlačeným vzduchem. V práci byla prezentována důležitost dimenzování pneumatického válce a hadiček a jeho negativním dopadu na spotřebu nebo k čemu slouží rekuperace stlačeného vzduchu a v jakých případech ji lze využít. Naddimenzování pneumatického pohonu o jednu rozměrovou řadu způsobilo navýšení spotřeby vzduchu o 118 %. Úspora vzduchu byla navíc zefektivněna použitím rekuperačního obvodu vzhledem k možnosti nevznesenému požadavku na rychlé zasunutí pístnice lisovací jednotky. Druhý příklad se věnuje úspoře stlačeného vzduchu v závislosti na způsobu řízení pneumatického obvodu s vakuem a výběru specifického řídicího prvku. Pomocí vhodně zvolených funkčních komponent (řídicí ventil, digitální vakuový spínač, vakuový filtr, dvoustupňový ejektor), díky kterým probíhá generování vakua pouze při poklesu pod požadovanou hodnotu, bylo možné snížit spotřebu stlačeného vzduchu o téměř 80 %.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

- kPa Kilopascal, jednotka tlaku.
- m^3s^{-1} Metr krychlový za sekundu, jednotka objemového průtoku.
- kgs^{-1} Kilogram za sekundu, jednotka hmotnostního průtoku.
- s Součinitel bezpečnosti.
- ε Parametr charakterizující tuhost přísavky.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Cíle udržitelného rozvoje (SDGs). *OSN* [online]. Praha: UNIC Praha | Informační centrum OSN, © [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.osn.cz/osn/hlavni-temata/sdgs/?fbclid=IwAR0HvRH5CwznSZkb0ilw7Xsedld2BLpaxbwblGFI4Vkgvge-Hill aJXVTOI>
- [2] *Základy průmyslové automatizace*. 4. Brno: SMC Industrial Automation CZ, ©2019.
- [3] Halliday, David, Resnick, Robert a Walker, Jearlaker, J. *Fyzika Mechanika – Termodynamika*. 1. Brno: VUTIUM, Prometheus, 2000. ISBN 80-214-1868-0.
- [4] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [5] VYBÍRAL, Bohumil. Mechanika ideálních plynů. *Fyzikální olympiáda* [online]. 2004 [cit. 2019-01-14]. Dostupné z: <http://fyzikalniolympiada.cz/texty/plyny.pdf>
- [6] *Vlivy na proudící kapalinu a hydrodynamické nestability* [online]. Brno, 2018 [cit. 2019-01-15]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=174154. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [7] NAKAYAMA, Y. a R. F. BOUCHER. *Introduction to fluid mechanics*. New York: J. Wiley, c1999. ISBN 0340676493.
- [8] Informace o vakuu. *ACTIVAIR* [online]. Opava: Activair s.r.o. [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <https://www.activair.cz/cz/technicke-informace/informace-o-vakuu>
- [9] *Racionalizace výroby a rozvodu stlačeného vzduchu* [online]. Brno, 2009 [cit. 2019-02-21]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=15686. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [10] TALBOTT, E. M. *Compressed air systems: a guidebook on energy and cost savings*. 2nd ed. Englewood Cliffs, NJ: Distributed by PTR Prentice-Hall, ©1993. ISBN 0131758527.
- [11] Rozvody stlačeného vzduchu. *Kompresory a vzduchotechnika* [online]. Žebrák: Kompresory Vzduchotechnika, ©2019 [cit. 2019-04-29]. Dostupné z: <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/poradna/rozvody-stlaceneho-vzduchu/>

- [12] *Výroba a úprava stlačeného vzduchu* [online]. Praha, 2016 [cit. 2019-02-21]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/65571/F2-BP-2016-Linhartova-Zuzana-Vyroba%20a%20uprava%20stlaceneho%20vzduchu.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze.
- [13] Jak pracuje regulátor tlaku. *P-PLANT* [online]. Praha: P-PLANT, 2008 [cit. 2019-03-19]. Dostupné z: http://www.p-plant.cz/kestazeni/ghr_drv/regulatory.pdf
- [14] *Deskripce podtlakových manipulačních koncových efektorů průmyslových robotů* [online]. Brno, 2009 [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=16897. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [15] Proč je důležité měřit stlačený vzduch?. *Airconsult* [online]. Plzeň: AIR Consult CZ, 2017 [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.airconsult.cz/clanky/blog/proc-je-dulezite-merit-stlaceny-vzduch>
- [16] Stlačený vzduch – najdrahšia energia v priemysle, ©2007. *Řízení a údržba průmyslového podniku*. [online]. SONOTEC s. r. o. / AMT servis [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <http://udrzbapodniku.cz/hlavni-menu/artykuly/artykul/article/stlaceny-vzduch-najdrahsia-energia-v-priemysle/>
- [17] Kolik vás stojí stlačený vzduch?, ©2018. *LIMEX-TECHNIK* [online]. Frýdlant: LIMEX-TECHNIK s.r.o [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <http://www.limex-technik.cz/blog/90-kolik-vas-stoji-stlaceny-vzduch>
- [18] C96 air cushion. *SMC* [online]. Japonsko: SMC Corporation, ©2019 [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: http://content2.smcetech.com/pdf/C96_air%20cushion.pdf
- [19] Tiché a energeticky úsporné řešení s kompaktním systémem vakua. *SMC* [online]. Japonsko: SMC Corporation, ©2019 [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: https://www.smc.eu/portal_ssl/webpages/01_products/featured_products/zk2/zk2.jsp?lang=cs&ctry=CZ

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. Izobarický děj, [2].....	19
Obr. 2. Izotermický děj, [2]	19
Obr. 3. Izochorický děj, [2].....	19
Obr. 4. Adiabatický děj, [2]	20
Obr. 5. Proudění trubicí s proměnným průměrem	21
Obr. 6. Prvky pro výrobu, úpravu a rozvod stlačeného vzduchu, [2]	24
Obr. 7. Prvky pro rozvod do místa spotřeby, [2]	26
Obr. 8. Diagram sušení	27
Obr. 9. Zjednodušené znázornění regulátoru [12]	29
Obr. 10. 3/2 ventil ovládaný vzduchem	30
Obr. 11. Monostabilní 5/2 ventil vzduchem ovládaný.....	30
Obr. 12. Jednočinný válec s magnetem, pružinou vysunutý a zajištěný proti pootočení	31
Obr. 13. Jednočinný válec pružinou zasunutý	31
Obr. 14. Dvojčinný válec s magnetem, nastavitelné tlumení	32
Obr. 15. Dvojčinný válec s magnetem s průchozí pístnicí zajištěnou proti pootočení	32
Obr. 16. Paralelní úchopná hlavice, jednočinná normálně otevřená	32
Obr. 17. Kyvný pohon	33
Obr. 18. Jednostupňový ejektor, [2]	34
Obr. 19. Plochá přísavka, [2]	35
Obr. 20. Rozbor elektromagnetického snímače, [2]	36
Obr. 21. Srovnání uzavřeného (vlevo) a okružního (vpravo) rozvodu, [2]	38
Obr. 22. Řez hadičky se šroubením, [2]	39
Obr. 23. Pneumatické schéma obvodu.....	41
Obr. 24. Teoretický výstup pro válec C96, [18]	42
Obr. 25. Povolená kinetická energie válce, [18].....	44
Obr. 26. Konfigurace obvodu v Model selection program	45
Obr. 27. Zadání základních parametrů do programu Model selection	46
Obr. 28. Výběr řady válce v Model selection	47
Obr. 29. Výběr řady elektromagnetického ventilu v Model selection program	48
Obr. 30. Výběr řady hadiček v Model selection program	48

Obr. 31. Výsledky konfigurace programu Model selection.....	49
Obr. 32. Závislost rychlosti a zrychlení na čase	50
Obr. 33. Grafy charakteristik systému	50
Obr. 34. Závislost tlaku a zdvihu válce na čase.....	51
Obr. 35. Výsledné charakteristiky	51
Obr. 36. Změny vstupních hodnot	53
Obr. 37. Porovnání výsledků	54
Obr. 38. Povolená kinetická energie upraveného válce.....	54
Obr. 39. Pneumatické schéma obvodu s rekuperací	56
Obr. 40. Pneumatické schéma obvodu s ejektorem a přísavkou	58
Obr. 41. Pneumatické schéma obvodu s funkčním blokem a ejektorem.....	58

SEZNAM TABULEK

Tab. 1. Výsledky výběru prvků	49
-------------------------------------	----

SEZNAM PŘÍLOH

č.1 – CD s elektronickou verzí