

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Zlepšování využití energie stlačeného vzduchu

Autor: **Mgr. Šárka POLANECKÁ**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Petr ERET, Ph.D.**

Akademický rok 2018/2019

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Mgr. Šárka POLANECKÁ**

Osobní číslo: **S18B0050P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**

Název tématu: **Zlepšování využití energie stlačeného vzduchu**

Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

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

Máte za úkol:

- uvést popis systému se stlačeným vzduchem,
- provést rozbor typických možností zvyšování účinnosti systému,
- definovat energii stlačeného vzduchu a její změnu v klíčových částech systému,
- provést analýzu celkové účinnosti systému.

Požadavky:

1. Znalost termomechaniky
2. Znalost angličtiny pro studium literatury.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30 - 40 stran**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

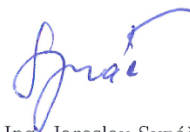
- Eret P., Harris C., O'Donnell G., Meskell C., 2012. A practical approach to investigating energy consumption of industrial compressed air systems, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 226, (1), 28 - 36
- Saidur R., Rahim N., Hasanuzzaman M., 2010. A review on compressed-air energy use and energy savings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (4), 1135 - 1153
- Kaya D., Phelan P., Chau D., Ibrahim Sarac H., 2002. Energy conservation in compressed-air systems. *International Journal of Energy Research* 26 (9), 837 - 849
- Cai M., Kawashima K., Kagawa T., 2005. Power assessment of flowing compressed air. *Journal of Fluids Engineering* 128 (2), 402 - 405

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Petr Eret, Ph.D.**
Katedra energetických strojů a zařízení
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Petr Eret, Ph.D.**
Katedra energetických strojů a zařízení

Datum zadání bakalářské práce: **30. října 2018**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 25. října 2018

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	Příjmení Polanecká	Jméno Šárka	
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 – Stavba energetických strojů a zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Eret, Ph.D.	Jméno Petr	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Zlepšování využití energie stlačeného vzduchu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	56	TEXTOVÁ ČÁST	56	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce se zabývá možnostmi úspory energie v systému se stlačeným vzduchem. Představuje systém se stlačeným vzduchem, popisuje jeho části a následně uvádí přehled známých možností úspory energie v tomto systému. Dále představuje definici energie stlačeného vzduchu – exergie a předvádí její odvození. Na závěr analyzuje vliv základních parametrů klíčových částí na celkovou účinnost systému.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">stlačený vzduch, kompresory, energie stlačeného vzduchu, exergie, úspora energie</p>

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Polanecká	Name Šárka	
FIELD OF STUDY	2301R016 – Design of Power Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Eret, Ph.D.	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Improving the use of compressed air energy		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKE	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	56	TEXT PART	56	GRAPHICAL PART	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The bachelor thesis deals with the possibilities of energy savings in the compressed air system. It introduces a compressed air system, describes its parts, and then provides an overview of the known energy saving options in this system. Furthermore, it represents the definition of compressed air energy – exergy and demonstrates its derivation. Finally, it analyzes the influence of key parameters on the overall system efficiency.
KEY WORDS	compressed air, compressors, compressed air power, exergy, energy savings

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracovala samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Ráda bych na tomto místě poděkovala docentu Petru Eretovi za jeho vstřícný přístup a ochotu při poskytování rad a zdrojů k vypracování mé práce. Obrovský dík patří mému manželovi za jeho bezmeznou podporu, bez které bych se během studia neobešla a mým dětem, že se mnou toto období trpělivě přečkaly.

OBSAH

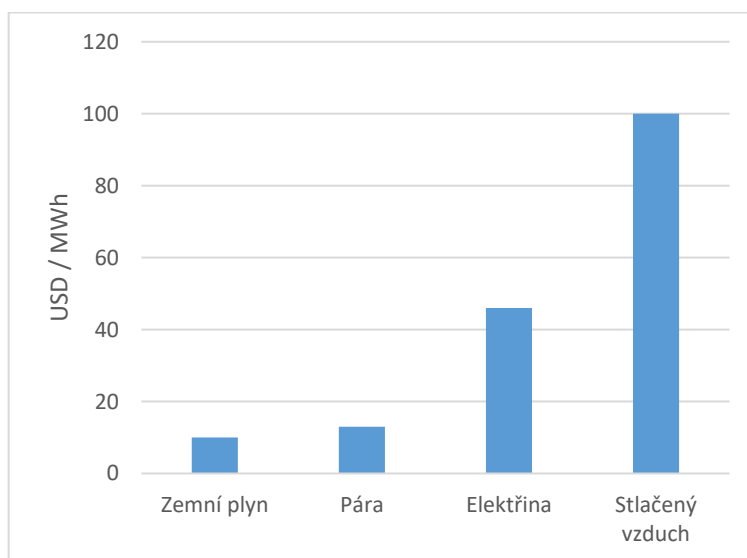
Obsah	7
1 Úvod.....	9
2 Stlačený vzduch	11
3 Základní části průmyslového systému se stlačeným vzduchem	12
3.1 Kompresor	12
3.1.1 Druhy kompresorů	12
3.1.2 Způsoby regulace	17
3.2 Sušička stlačeného vzduchu	21
3.3 Filtr	24
3.4 Tlaková nádoba	25
3.5 Regulátor	25
3.6 Rozvody stlačeného vzduchu	26
3.7 Výkonný člen	26
4 Možnosti zvyšování účinnosti systému se stlačeným vzduchem	31
4.1 Úspora energie využitím vysoce účinných motorů	32
4.2 Úspora energie zamezením úniku vzduchu	32
4.3 Úspora energie zamezením tlakových ztrát.....	34
4.4 Úspora energie nasáváním vzduchu zvenku	36
4.5 Úspora energie díky snížení tlaku	36
4.6 Úspora energie využitím odpadního tepla.....	37
4.7 Komentáře k ocenění úsporných možností	38
5 Energie stlačeného vzduchu	39
5.1 Ideální proces výroby stlačeného vzduchu	40
5.2 Ideální spotřebovávání stlačeného vzduchu	41
5.3 Definice „energie vzduchu“	42
6 Analýza vlivu parametrů klíčových částí na celkovou účinnost systému	44
6.1 Analýza vlivu základních parametrů na exergii stlačeného vzduchu	44
6.2 Účinnosti jednotlivých komponent systému	47
6.2.1 Kompresor	47
6.2.2 Sušička.....	47
6.2.3 Regulátor tlaku.....	47

6.2.4	Výkonný člen.....	48
7	Závěr	50
8	Použitá literatura	51
9	Použité značení.....	54
10	Seznam tabulek a obrázků	55

1 ÚVOD

Žijeme v době, kdy je více než patrné, že planetu pro život máme jen jednu, její možnosti jsou omezené a ve snaze uživit stále větší počet obyvatel se stále většími nároky na pohodlí, Země pomalu sahá do rezerv. Naší generaci už to nemůže být jedno, už nemůže jen brát, musí se šetřit. A musí se šetřit hlavně elektrickou energií, jejíž výroba životní prostředí obrovsky zatěžuje. Snížení spotřeby elektrické energie zdaleka nestačí na úrovni domácností, ale především na té vyšší, a jedním z odvětví, kde je velký potenciál k uskromňování, je průmysl.

Stlačený vzduch spolu s elektřinou, zemním plynem a vodou je čtvrtým využívaným prostředkem pro usnadnění výrobního procesu. Těžko si představit průmyslový závod bez kompresoru. Avšak porovnáme-li náklady na jednotlivé prostředky, vychází stlačený vzduch jednoznačně nejhůře. Na obrázku (Obrázek 1-1) jsou znázorněny náklady na dodání 1 MWh energie pomocí jednotlivých režimů [14]. Náklady jsou většinou hodnota, která je nejvíce vidět a vedení podniků nejvíce zajímá. Ovšem neměla by nás „pálit“ jen finanční stránka věci, výrobou stlačeného vzduchu se spotřebovává extrémní množství elektrické energie. V [13] je proveden rozsáhlý průzkum spotřeby energie v této oblasti, v Evropské Unii se ročně spotřebuje na výrobu stlačeného vzduchu 68 000 GWh, což činí zhruba 2,2% elektrické energie vyrobené v Evropě.



Obrázek 1-1: Náklady na jednotlivé režimy dodávky energie

Navíc bylo již mnohokrát ukázáno, že stlačený vzduch je jednou z nejméně účinných forem energie. Koncového bodu systému dosáhne jen 10 – 30 %, zatímco zbytek je promrhán jako nevyužitá tepelná energie, netěsnostmi nebo neefektivním užíváním. Existuje mnoho prací věnujících se možnostem úspory při používání stlačeného vzduchu, nicméně především v menších firmách stále nevěnují úspoře stlačeného vzduchu dostatečnou pozornost, vzduch považují za medium, které je zdarma a netěsnostem, případně zahlceným filtrům, věnují pozornost, pouze pokud ztráta tlaku vzduchu

narušuje normální provoz. Přitom i malá a nenáročná opatření mohou mít velký vliv na úsporu energie a nákladů.

Nicméně i když existují možnosti, jak zlepšit účinnost systémů se stlačeným vzduchem, měla by se upřednostňovat alternativní forma energie (např. elektrické aktuátory namísto pneumatických [17]) a stlačený vzduch používat pro procesy, kde je nenahraditelný.

2 STLAČENÝ VZDUCH

Stlačený vzduch je vzduch udržovaný pod tlakem, který je větší než atmosférický. Stlačený vzduch je v průmyslu využíván jako zdroj energie. Jedná se o sekundární zdroj energie, tedy vyrobený člověkem, stejně jako například elektrická energie.

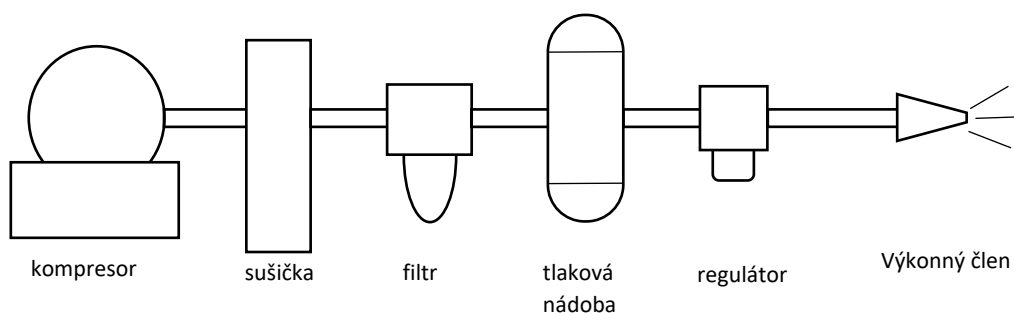
Stlačování plynů hraje důležitou roli v řadě technologických procesů, jedná se stále o důležitý obor zasahující do mnoha odvětví lidské činnosti. V celosvětových statistických odhadech se uvádí, že 10 % z celkové spotřeby elektrické energie v průmyslu se využije na výrobu stlačeného vzduchu [8]. Mezi jeho značné výhody patří prakticky neomezená dostupnost vstupního media (tedy vzduchu), ekologická nezávadnost, nehořlavost, nevýbušnost, při netěsnostech nehrozí znečištění okolí unikajícím mediem.

Průmyslové odvětví	Příklad použití
Všeobecně	Řídící, regulační a akční pneumatické prvky, uchopování a manipulace s předměty, stříkání, pneumatické stroje a nástroje, chlazení
Potravinářství	Dehydratace, vakuové balení, plnění lahví, přeprava nápojů
Hutnictví	Vakuové lití, vysokopecní vítr, tvářecí stroje, opracování odlitků
Těžební průmysl	Úpravnictví, pneumatická doprava, regenerace odprašovacích filtrů, mamutí čerpadla
Energetika	Pneumatická doprava uhelného prášku, vápence, rozjíždění plynových turbín
Chemický	Homogenizace směsí, výroba kyslíku
Sklářský	Foukání skla, míchání taveniny
Výroba plastových hmot	Dávkování, formování
Environmentální technologie	Čerpení v čistírnách odpadních vod, vakuové filtry
Textilní	Vzduchová tkací technika

Tabulka 2-1: Příklady použití stlačeného vzduchu [8]

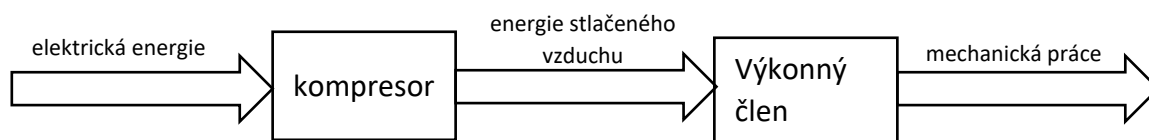
3 ZÁKLADNÍ ČÁSTI PRŮMYSLOVÉHO SYSTÉMU SE STLAČENÝM VZDUCHEM

Typický systém se stlačeným vzduchem se skládá z jednoho nebo více kompresorů, sušičky stlačeného vzduchu, filtru k odstranění nečistot, akumulární nádoby, regulátoru stabilizujícím tlak, sítě potrubí k distribuci a konečného aplikačního zařízení (výkonného členu).



Obrázek 3-1: Složení systému se stlačeným vzduchem

Elektrický motor kompresoru přemění elektrickou energii na točivý moment, díky kterému se nasaje z okolí do kompresoru vzduch, který je následně stlačen. Po výstupu z kompresoru je stlačený vzduch zbaven vlhkosti a nečistot, regulován a dopraven potrubím k zařízení, kde je využita jeho energie k vykonání práce. Poté se vzduch opět vrací do okolního prostředí. Tok energie v tomto procesu je schematicky naznačen na obrázku níže.



Obrázek 3-2: Tok energie v systému se stlačeným vzduchem

3.1 Kompresor

Stěžejní částí celého systému se stlačeným vzduchem je kompresor – energetický stroj určený pro stlačování plynů a par. Kompresor přeměňuje vynaloženou energii na tlakovou energii a také na teplo.

3.1.1 Druhy kompresorů

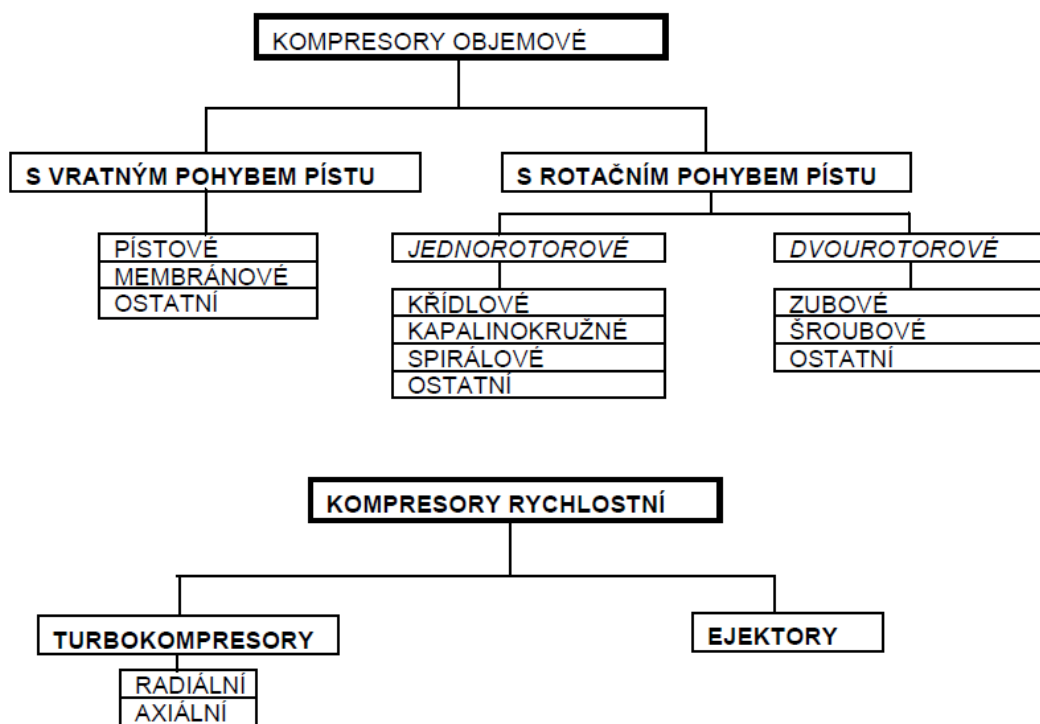
Kompresorů existuje velké množství druhů, z nichž každý se nejlépe hodí do různých prostředí, pro různé požadované tlaky atd. Proto již při návrhu systému se stlačeným vzduchem velmi záleží na druhu zvoleného kompresoru, případně jejich kombinaci,

protože se v průmyslových systémech často setkáváme se zapojením více než jednoho kompresoru.

Základní dělení je dle způsobu stlačování media:

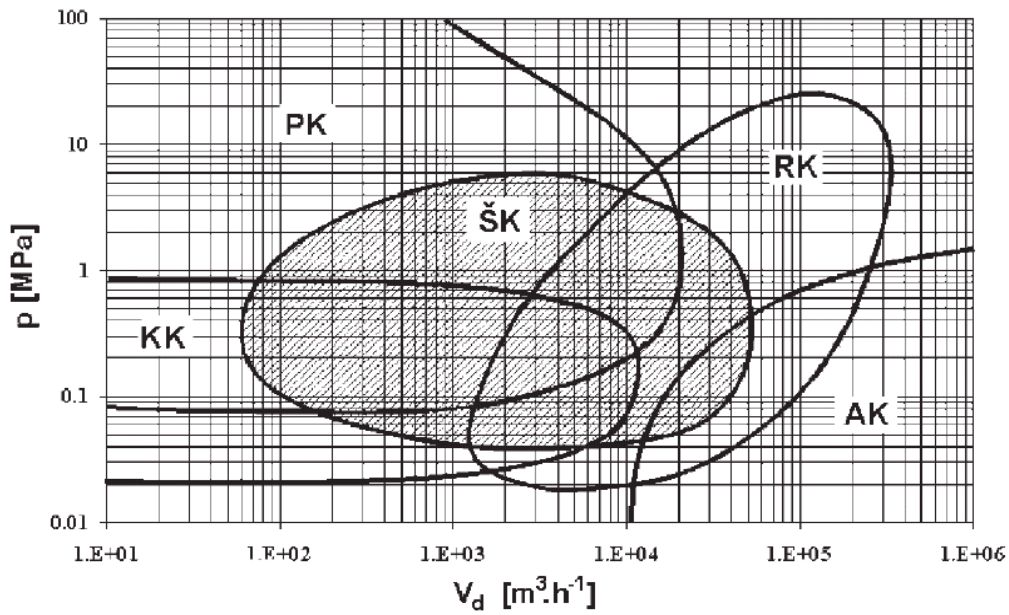
- Objemové – stlačení plynu je dosaženo změnou objemu pracovního prostoru kompresoru.
- Rychlostní (energetické) – stlačený plyn se získá změnou kinetické energie na tlakovou energii.

Tyto dvě skupiny se dále dělí:



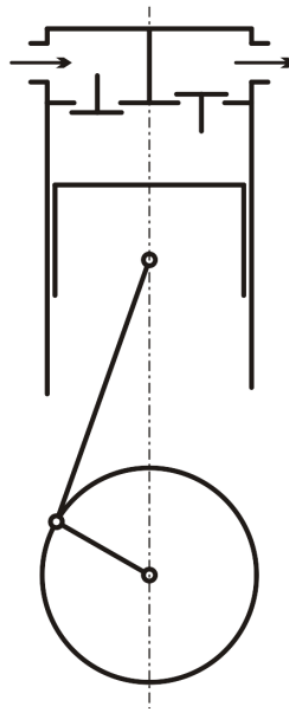
Tabulka 3-1 Rozdělení kompresorů [5]

Nejběžnějším kritériem pro volbu typu kompresoru je požadovaný výtlačný tlak a výkonnost, tedy objemový průtok kompresorem. Nicméně existují i další specifika, jako příklad je možné uvést membránové kompresory, které se díky čistotě pracovního prostoru využívají pro stlačování vzácných plynů. Hranice pro optimální použití různých druhů vzduchových kompresorů v závislosti na požadované výkonnosti a tlaku jsou znázorněny na obrázku (Obrázek 3-3). Hranice jednotlivých oblastí není nutno dodržovat přesně, jsou pouze orientační, navíc se díky vývoji technologií stále mění.



Obrázek 3-3: Oblasti použití základních typů kompresorů [5]

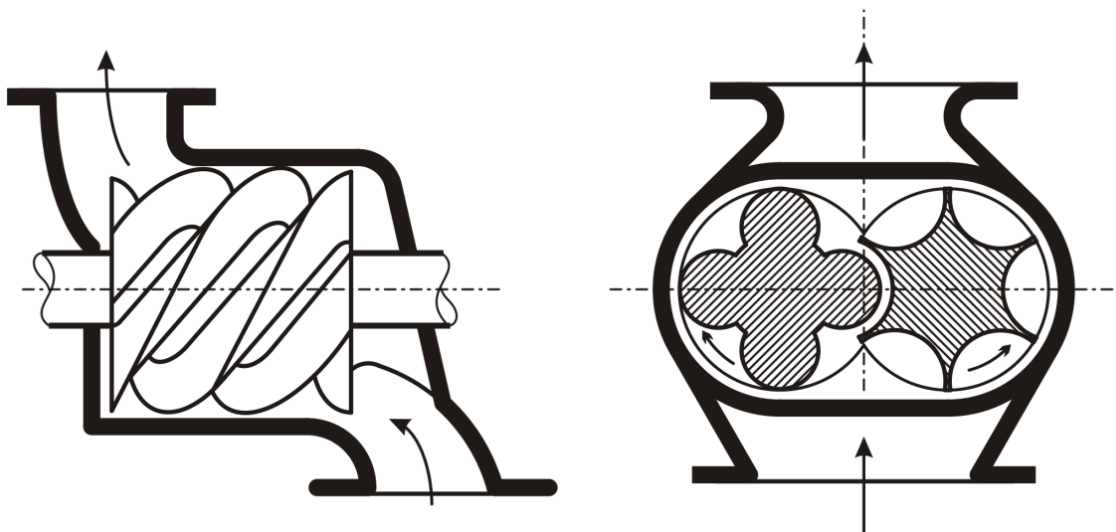
Pístové kompresory (PK)



Obrázek 3-4: Pístový kompresor [15]

Jsou objemové kompresory s vratným pohybem. Pracovní oběh začíná při sacím zdvihu, kdy je plyn nasáván otevřeným sacím ventilem (při zavřeném výtlačném ventilu) do prostoru nad píst. Při výtlačném zdvihu je nasátý objem stlačován, neboť výtlačný ventil je stále uzavřen. Při dosažení výtlačného tlaku dojde k otevření výtlačného ventilu a dodání plynu. Vlivem vratného pohybu pístu je plyn dodáván pulzačním způsobem.

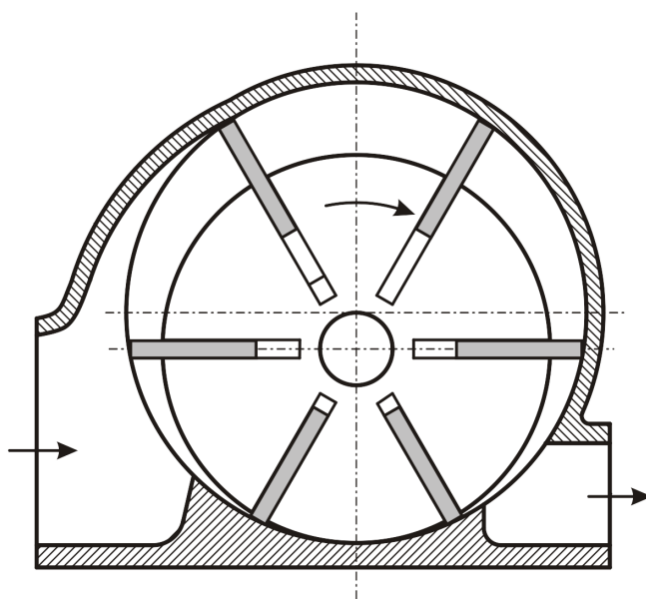
Šroubové kompresory (ŠK)



Obrázek 3-5: Šroubový kompresor [15]

Šroubové kompresory jsou objemové rotační kompresory. Stlačení se u nich dociluje zmenšením objemu párových komůrek mezi šroubovými zuby dvou do sebe zapadajících rotorů. Rotory jsou vytvořeny jako šroubová tělesa s velkým stoupáním a různým počtem zubů. Hlavní rotor má nejčastěji čtyři zuby s vypouklými boky, vedlejší hnaný rotor má obvykle šest zubů s vydutými boky. Rotory se otáčejí v opačném smyslu a tím se objem pracovních komůrek na sací straně postupně zvětšuje a na výtlačné zmenšuje. Vzduch je otevřeným sacím kanálem trvale nasáván a trvale otevřeným výtlačným kanálem dopravován do výtlačného potrubí, dodávka tedy probíhá kontinuálně.

Křídlové kompresory (KK)

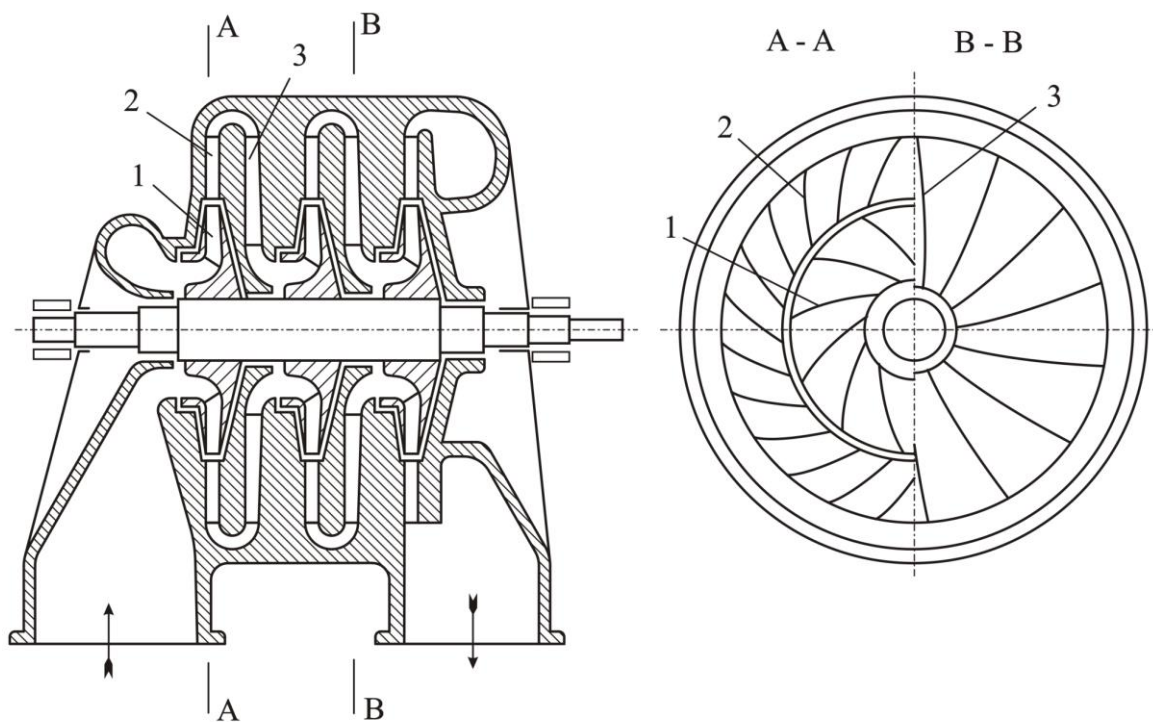


Obrázek 3-6: Křídlový kompresor [15]

Křídlové kompresory jsou jednorotorové rotační stroje. V pracovním prostoru je excentricky uložen rotor s radiálně vyfrézovanými drážkami. V drážkách jsou uložené

lamely, které jsou při rotaci přitlačovány odstředivou silou ke stěnám válce. Tím je pracovní prostor rozdělen na několik komůrek měnících objem v průběhu rotace. Nejprve - po spojení pracovní komory se sacím hrdlem - dochází k nasávání zvětšováním objemu a pak ke kompresi zmenšováním objemu komory. Přeběhne-li lamela hranu výtlačného otvoru, stlačený plyn proudí do výtlačného hrdla.

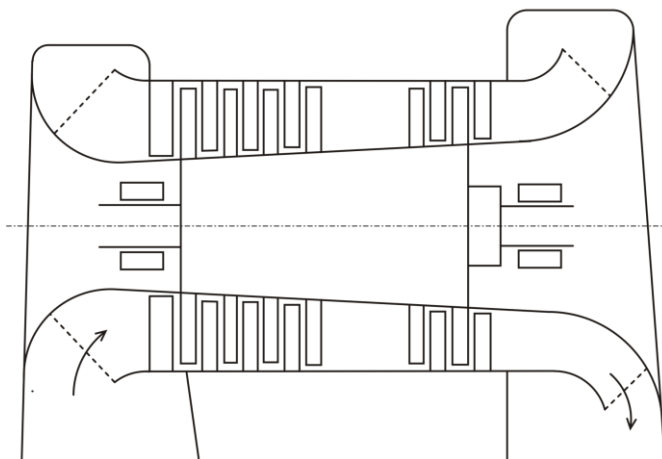
Radiální kompresory (RK)



Obrázek 3-7: Radiální turbokompresor [15]

Radiální kompresory se řadí mezi energetické – turbokompresory. U radiálního turbokompresoru proudí nasávaný plyn do oběžného kola ve směru přibližně axiálním a v oběžném kole se změnil směr na radiální. Ke stlačování plynu dochází ve stupni kompresoru, kde se zrychluje a následně se jeho kinetická energie mění na tlakovou. Toto se děje při průchodu činnou částí stroje – oběžným kolem s oběžnými lopatkami /1/. Oběžné kolo se otáčí, na plyn působí odstředivá síla v kanálech kola, které jsou tvořeny stěnami kotoučů a oběžnými lopatkami. Za oběžným kolem je zařazeno rozváděcí kolo /2/ – stacionární difuzor, ve kterém se mění kinetická energie na tlakovou. Radiální kompresory mohou být jednostupňové, z difuzoru se v tom případě plyn odvádí do výtlačku, nebo vícestupňové, ve kterých se plyn vratnými kanály /3/ převádí do následujícího stupně. Mezi jednotlivými stupni může být plyn odváděn do mezichladičů.

Axiální kompresory (AK)



Obrázek 3-8: Axiální turbokompresor [15]

U axiálních turbokompresorů má rotor nejčastěji válcovitý nebo mírně kuželovitý buben a do drážek na jeho obvodu jsou vsazeny oběžné lopatky, difuzorové lopatky jsou vsazené do tělesa skříně (statoru). Oběžné lopatky se po délce průtočné části kompresoru střídají s pevnými difuzorovými lopatkami. Plyn se nasává hrdlem do sací komory, usměřňuje lopatkami předřazeného statoru, urychluje oběžnými lopatkami jednotlivých kol rotoru, v difuzorových lopatkách statoru se zvyšuje jeho tlak a je převáděn do dalšího stupně. Za posledním stupněm je zařazen difuzor. Z něho proudí stlačený plyn do výtlačného hrdla. U těchto kompresorů se plyn v průběhu celé komprese většinou nechladí, protože vedení plynu mezi stupni je obtížné.

3.1.2 Způsoby regulace

Množství odebíraného vzduchu výstupním technologickým procesem se může v průběhu měnit, pro přizpůsobení požadavků spotřebiče je v systému se stačeným vzduchem nutná regulace. Je třeba rozlišovat regulaci kompresoru jako takového a regulaci kompresorové stanice v případě spolupráce několika kompresorů v systému.

Regulace kompresoru

Možnosti regulací se u jednotlivých druhů kompresorů různí, je však možné najít obecné principy, které platí pro všechny nebo většinu. Jsou to následující.

START/ STOP

Jedná se o jednoduchou regulaci vypínáním pohonu. U standardních elektromotorů je tento způsob regulace limitován množstvím možných startů motoru za čas. Zpravidla lze uvažovat s vypnutím 6krát za hodinu u příkonů do 100 kW, se třemi zásahy u výkonu vyšších. [5]

Střídání zatížených a odlehčených stavů

V tomto případě je motor kompresoru trvale pod napětím, ale v odlehčeném stavu část plynu proudí zpět do sání nebo běží kompresor úplně na prázdno. U pístových

kompresorů se tohoto docílí odtlačení sacích ventilů. Doba odtlačení je měnitelná, takže regulace je plynulá. Kompresor běží na prázdno při trvalém odtlačení. U rotačních kompresorů se odlehčeného stavu dosáhne uzavřením saní - zavře se klapka v sacím potrubí a otevře se odfukový ventil do atmosféry nebo zpět do sacího potrubí. Zpětný ventil ve výtlačku se uzavírá automaticky.

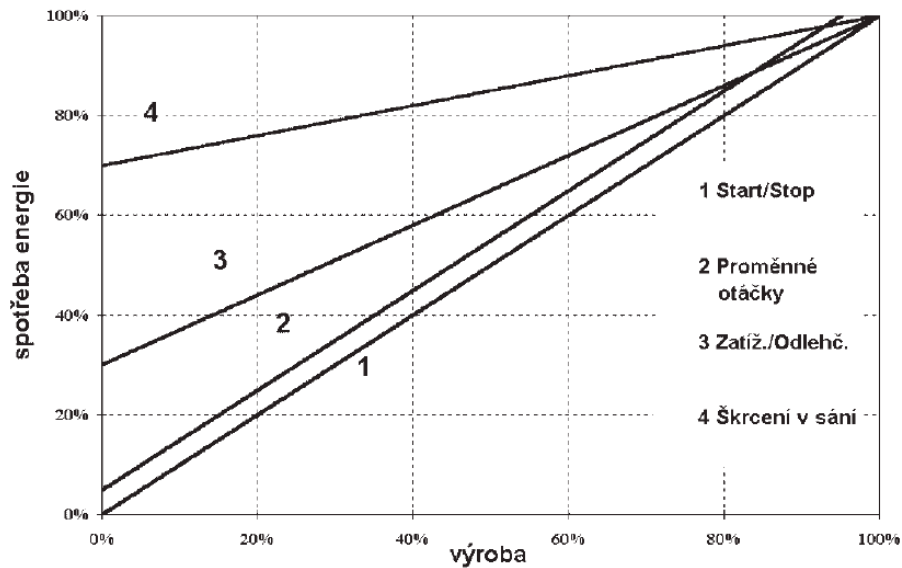
Regulace změnou otáček

Tento způsob regulace je pro objemové kompresory energeticky velmi vhodný, neboť díky plynulé regulaci odpadá chod na prázdno. K pohonu kompresorů s plynulou změnou otáček lze použít standardních třífázových elektromotorů s frekvenčním měničem. Nejnověji je k pohonu mazaných kompresorů využíván vysokootáčkový elektromotor, jehož otáčky jsou plynule měněny v rozsahu 900 až 5000 za minutu elektronickým měničem frekvence (30 až 166 Hz). Tím je dosaženo plynulé regulace výkonnosti v rozmezí 16 až 100 %. Kompresor již nemá převodovku, otáčky elektromotoru se automaticky zvyšují nebo snižují v závislosti na změnách tlaku v tlakovzdušné síti. Výkon elektromotoru se plynule mění v rozsahu 22 až 100 %, při současné změně výkonu chladicího ventilátoru. Na velké výkyvy ve spotřebě vzduchu dokáže regulátor zareagovat do 5 až 6 sekund, aniž by došlo k překmitnutí nastaveného tlaku o více než 20 – 30 kPa. Tím je zajištěno, že spotřeba elektrické energie odpovídá aktuální spotřebě stlačeného vzduchu. [5] Nevýhodou je, že s poklesem otáček rostou relativní ztráty vnitřními netěsnostmi a také teplota na konci komprese. Vnitřními netěsnostmi je předáváno neměnné kompresní teplo menšímu množství plynu, což je doprovázeno jeho silnějším ohřevem.

Regulace škrcením v saní

Je oproti výše uvedeným velmi energeticky nevýhodná. Uplatňuje se prakticky pouze u turbokompresorů. U objemových kompresorů po spojení pracovního prostoru s výtlačkem nastává totiž prudké vyrovnání tlaků s rázovou kompresí, je to navíc způsob značně hlučný.

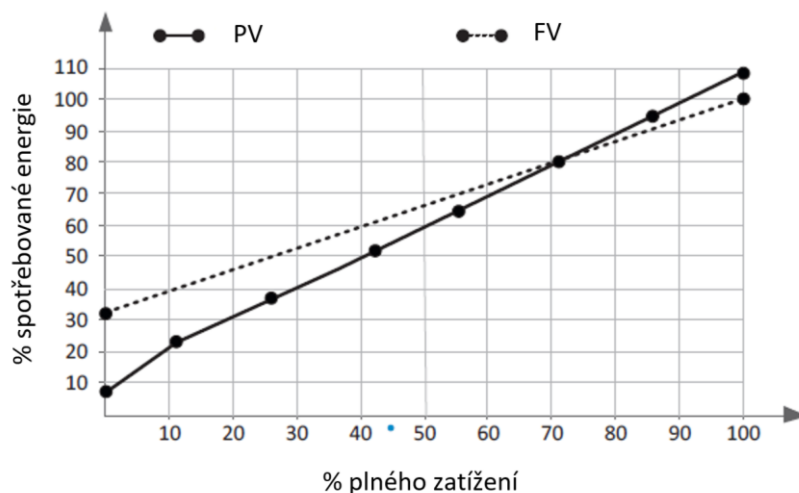
Na obrázku (Obrázek 3-9) je znázorněno srovnání jednotlivých druhů regulací co do spotřeby energie pro kompresory se stejnou jmenovitou výkonností. Při trvalém zatížení zajistí kompresor 100 % výroby stlačeného vzduchu a spotřebuje k tomu 100 % energie. Pokud bude potřeba např. jen 50 % výroby, kompresor bude regulován a dle jednotlivých druhů regulace spotřebuje adekvátní část energie.



Obrázek 3-9: Srovnání druhů regulací kompresorů [8]

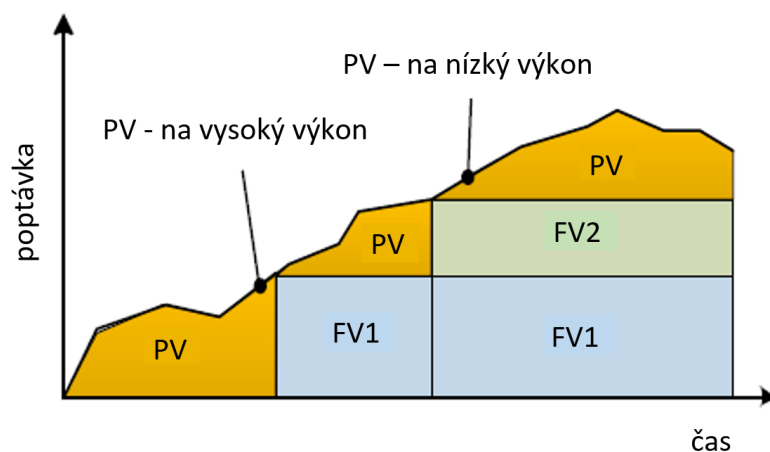
Regulace kompresorových stanic

Pokud je spotřeba stlačeného vzduchu v konkrétním zařízení nestálá, náklady na provoz systému stlačeného vzduchu ovlivňují dva hlavní faktory – řídicí systém a dimenzování kompresoru. Není hospodárné dimenzovat kompresor nebo stanici kompresorů na špičkovou spotřebu, které je dosahováno jen malou část provozu, kdy by většinu doby kompresory pracovaly na částečný výkon. Pro tyto případy je vhodné navrhnout takovou sestavu kompresorů, kdy základní průměrnou spotřebu dodávají kompresory na 100 % výkon a špičky jsou pokrývané některým druhem regulovaného kompresoru. Vhodnou kombinací pro tyto případy je několik kompresorů s regulací start/stop či během naprázdno (to znamená kompresory s fixním výkonem buďto 100 % nebo 0 %) se špičkovým kompresorem s regulací změnou otáček. Obrázek (Obrázek 3-10) porovnává energetickou účinnost kompresorů s proměnným výkonem /PV/ a fixním výkonem /FV/.



Obrázek 3-10: Porovnání energetické účinnosti [10]

Jak je vidět, kompresory s proměnným výkonem mohou být ekonomicky atraktivní tam, kde kompresor běží po delší dobu při částečném zatížení. Při plném zatížení je systém s fixním výkonem účinnější, protože spotřebovává méně energie než první zmíněný při stejném průtoku vzduchu. Naproti tomu při částečném zatížení jsou kompresory s proměnným výkonem vhodnější a energeticky účinnější, protože při částečném zatížení vyžaduje podstatně méně energie. Obrázek (Obrázek 3-11) ukazuje možné využití kombinace dvou kompresorů s fixním výkonem a jednoho špičkového s proměnným výkonem.



Obrázek 3-11: Příklad řízení systému kompresorů [10]

Na obrázku je vidět, jak systém reaguje na změny v poptávce. Například je-li poptávka větší než kapacita prvního fixního kompresoru FV1, ale menší než součet kapacit obou fixních kompresorů, bude špičkový kompresor s proměnným pohonem doplňovat potřebné množství dodávaného vzduchu.

Existuje již mnoho experimentů a v oblasti systémů se stlačeným vzduchem je již tolik zkušeností, že z nich je možné získat několik doporučení. Jsou to například:

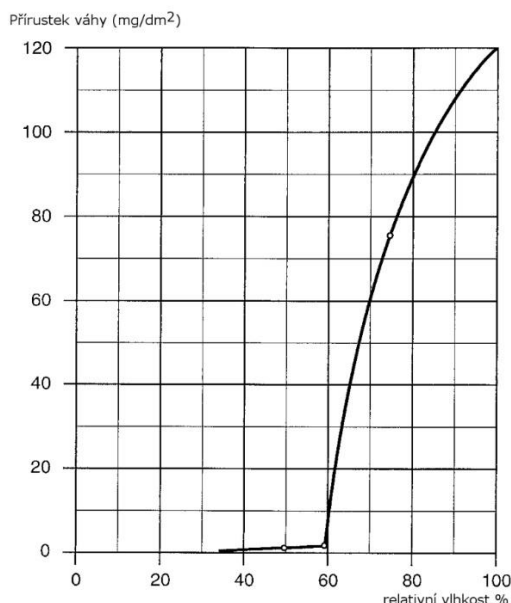
- V systému s kompresory stejné velikosti by měl pouze jeden kompresor vyrovnávat změny zatížení, zatímco ostatní by měly pracovat (nebo nepracovat) při plném zatížení.
- V systému s různými velikostmi kompresorů by mělo být možné modulovat pouze nejmenší kompresor, protože spotřebovává méně energie než ostatní kompresory.
- Vzhledem k tomu, že spotřeba energie systému může být během režimu výtlaku významná, měl by být regulován kompresor s nejnižším výkonem bez zátěže. Obecně by měl být regulovaný kompresor s nižší spotřebou při částečném zatížení.
- Energeticky neúčinnější kompresory by měly být využívány k uspokojení většiny poptávky.

[10]

3.2 Sušička stlačeného vzduchu

Atmosférický vzduch v sobě vždy obsahuje vodní páru. Nadměrná voda ve stlačeném vzduchu, buď v kapalně nebo parní fázi, může způsobit řadu provozních problémů. Patří mezi ně zmrazení venkovních vzduchových vedení, koroze v potrubí a vybavení, nesprávné fungování pneumatických nástrojů pro řízení procesu, znečištění procesů a výrobků a další.

Na obrázku (Obrázek 3-12) je závislost mezi relativní vlhkostí a rychlostí koroze (přírůstek hmotnosti vytvořené rzi), která se začíná objevovat při relativní vlhkosti kolem 30 % a při 60 % velmi rychle stoupá. Navíc při relativní vlhkosti nad 70 % vznikají bakterie a plísně, při relativní vlhkosti 100 % dochází ke vzniku kondenzátu.



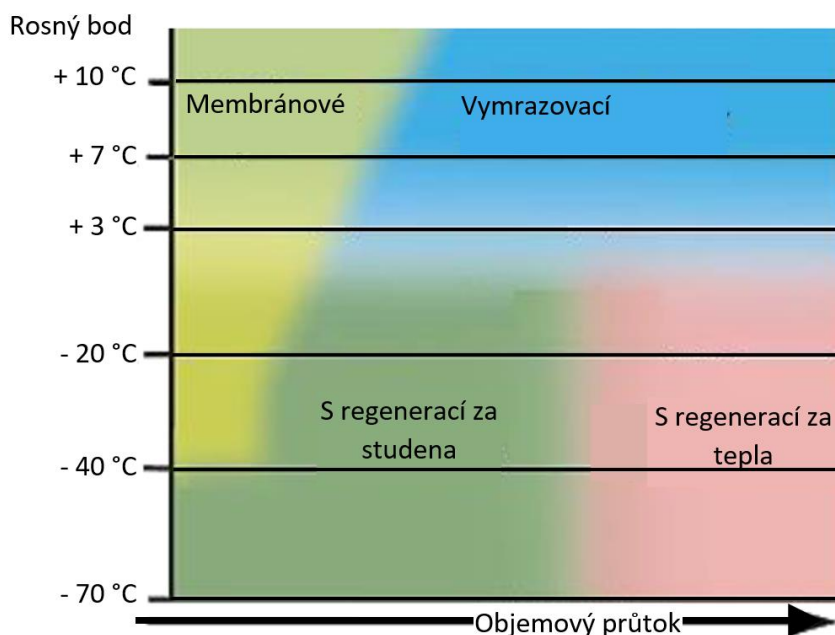
Obrázek 3-12: Závislost rychlosti koroze na relativní vlhkosti [5]

Existují různé typy sušiček stlačeného vzduchu, k vysoušení vzduchu je využíváno buďto zkapalnění vodní páry nebo její odstranění pomocí sorpce. Jejich výkonové charakteristiky jsou typicky definovány rosným bodem. Tlakový rosný bod je teplota, při které pára kondenzuje při daném tlaku. Jinak řečeno jde o teplotu, na kterou může být stlačený vzduch zchlazený, aniž by došlo k jakékoliv kondenzaci.

Způsoby vysoušení:

- Kondenzační
 - kompresním sušením pro malé výkonnosti
 - vnějším chlazením vodou
 - strojním chlazením
- Sorpční
 - adsorpce tuhým vysoušecím látkou s regenerací horkým vzduchem či ohřátím (desorpce) nebo tlakovým šokem
 - absorpce látkou kapalnou

- s regenerací za tepla
- s regenerací za studena
- Membránové

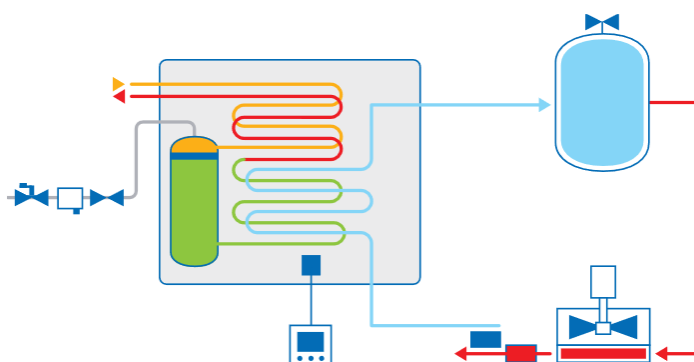


Obrázek 3-13: Oblasti využití jednotlivých druhů sušiček [15]

Kondenzační sušičky

Metoda kompresního sušení je principiálně nejjednodušší, je spolehlivá, ale ekonomicky náročná. Princip metody spočívá v tom, že se vzduch zkomprimuje na tlak vyšší, než je provozní tlak v systému stlačeného vzduchu, poté se v odlučovači ochladí, přičemž dojde ke kondenzaci a odloučení vody a následně expanduje škrcením zpět na provozní tlak.

Metoda strojního chlazení – tuto metodu využívají takzvané vymrazovací sušičky.



Obrázek 3-14: Sušení chlazením [18]

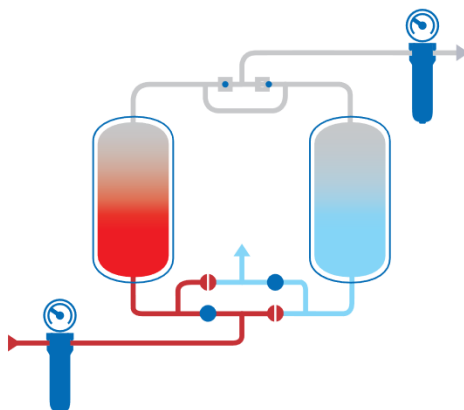
Neupravený, tedy teplý a vlhký stlačený vzduch, je veden do sušičky. V prvním stupni je tento vzduch veden do výměníku tepla (vzduch-vzduch), kde se předchládí pomocí právě

ochlazeného stlačeného vzduchu. Toto předchlazení probíhá bez přívodu vnější energie a dosahuje se pouze odvodem tepla z „teplé strany“ na „studenou stranu“. Vzduch dále pokračuje do druhého stupně, kde je pomocí výměníku (vzduch-chladivo) dochlazen na požadovanou teplotu rosného bodu. Při postupném ochlazování vzduchu v něm kondenzuje vodní pára. Vzduch spolu s vodními kapkami vchází do odlučovače, kde se obě fáze od sebe oddělí, a je odveden ze systému. Suchý, chladný vzduch prochází druhým prostorem výměníku tepla (vzduch-vzduch) a po ohřátí vystupuje ze sušičky. Pokud teplota stlačeného vzduchu při dalším zpracování neklesne pod úroveň dosaženého rosného bodu, nedojde nikde k žádné kondenzaci vodních par. Dosažitelný tlakový rosný bod kondenzačních chlazených sušiček se pohybuje okolo +3 °C.

Sorpční sušičky

Sorpční sušičky pracují na principu pohlcování vlhkosti adsorbentem. Pro plynulý provoz mají tyto sušičky dvě nádoby s adsorbentem, v nichž střídavě probíhá vysoušení a regenerace. Adsorbent je látka schopná svým povrchem (300-500 m²/g) pojmout velké množství vodní páry. Jako vysoušecí látky se běžně používají silikagely (oxid křemičitý SiO₂), aktivovaná zemina (oxid hlinitý Al₂O₃) nebo molekulární síta (pro dosahování velmi nízké vlhkosti – tlakový rosný bod až -90 °C).

Použití adsorpčních sušiček je vhodné zejména tam, kde požadujeme vzduch tříd vyšší kvality s velmi nízkým obsahem vody a nežádoucích částic. Dosažitelné tlakové rosné body se pohybují okolo -70 °C.



Obrázek 3-15: Sorpční sušička se studenou regenerací [18]

Membránová sušička

V membránovém sušení probíhá odlučovací proces pomocí svazků dutých vláken. Vlhký vzduch vstupuje do sušičky a proudí dolů trubicí. Následně proudí nahoru vně trubice, v tomto prostoru vně trubice jsou membrány tvořené svazky dutých vláken. Při proudění dochází k tomu, že vodní pára proniká stěnou membrány a sbírá se mezi vlákny, zatímco suchý vzduch pokračuje ven ze sušičky. Při vysoušení se nemění teplota ani tlak vzduchu. Funkce těchto zařízení je založena na fyzikálních zákonech a probíhá bez vnějšího zdroje energie. Pomocí těchto sušičů lze dosáhnout tlakových rosných bodů okolo -40 °C.

3.3 Filtr

Po stlačení vzduchu kompresorem se v systému zvyšuje koncentrace kontaminace vzduchu. Nasávaný vzduch obsahuje prachové částice, z kompresoru se obvykle uvolňuje mazací olej, z potrubí se může do vzduchu dostávat rez a vodní kámen atd. Tím se vytváří korozně agresivní a abrazivní směs, která může způsobit vážně škody, ať už na koncových zařízeních nebo přímo v oběhu, kde může docházet i k vytvoření děr a tím k úniku vzduchu.

Pro různé případy použití stanoví norma ISO 8573-1 třídy kvality, které vyjadřují tři číslice. Například pro dílenský vzduch je normou nařízena kvalita 4-4-5. Toto trojčíslo udává tři předepsané třídy kvality v tomto pořadí: třída kvality pro pevné částice, třída kvality pro vodu (teplotu rosného bodu), třída kvality pro olej. [16]

třída	Pevné nečistoty			Voda	Olej
	Maximální počet pevných částic na m ³			Tlakový rosný bod vodních par	Celkový obsah oleje (kapalné aerosoly a mlhy)
	0,1 – 0,5 μm	0,5 – 1 μm	1 – 5 μm		mg/ m ³
0	Podle specifikace určené uživatelem, mnohem přísnější požadavky než třída 1				
1	≤20 000	≤400	≤10	≤-70 °C	0,01
2	≤400 000	≤6 000	≤100	≤-40 °C	0,1
3	–	≤90 000	≤1.000	≤-20 °C	1
4	–	–	≤10.000	≤+3 °C	5
5	–	–	≤100.000	≤+7 °C	–
6	–	–	–	≤+10 °C	–

Tabulka 3-2: Třídy kvality stlačeného vzduchu [16]

Existuje několik druhů filtrů, které se používají buďto samostatně nebo v systémech. Standardně se doporučuje zajistit filtraci vzduchu pomocí dvou nebo tří filtračních stupňů. Použije-li se jen jeden filtr, tak se při nasycení jeho filtrační vložky zvýší tlaková ztráta a zároveň se sníží kvalita vzduchu.

Částicové filtry – používají se k odstranění prachu a částic ze vzduchu.

Filtry s aktivním uhlím – využívají kompozitní uhlíkový materiál k odstraňování plynů a pachů ze vzduchu, například v potravinářství.

Koalescenční filtry – odstraňují ze vzduchu kromě prachu také aerosoly a olejové páry. Koalescence je ukládání malých částecek kapalin na koalescenční materiál, ke kterému dochází v důsledku působení povrchového napětí a přitažlivosti částecek kapalin. V důsledku kumulace těchto částic dochází k jejich spojování a nárůstu jejich velikosti.

Předfiltry – zachytí ze stlačeného vzduchu nečistoty, které by mohly poškodit například sušičku.

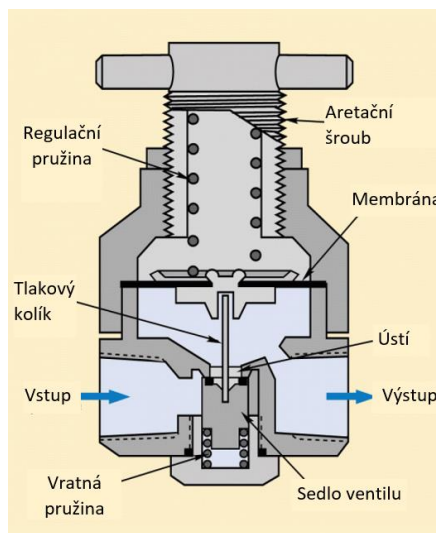
3.4 Tlaková nádoba

Primární účel tlakové nádoby (často se nazývá též vzdušník) je zásobník vzduchu. Mnoho koncových zařízení se používá přerušovaně. Pokud by byly připojeny přímo ke kompresoru, nemusela by objemová kapacita kompresoru dostačovat pro jejich správnou funkci, nebo by se kompresor často spouštěl a zastavoval, což by mělo za následek jeho velké opotřebování. Akumulátor poskytuje stálý zdroj stlačeného vzduchu. Větší akumulátory mohou mít připojeno více kompresorů a umožňují připojení k mnoha pneumatickým zařízením běžícím na různých výkonech. Další funkcí tlakové nádoby je regulace výstupního tlaku kompresoru. Pístové vzduchové kompresory vytvářejí pulzující výstup tlaku, který může být obtížně použitelný v některých nástrojích a může poškodit pneumatické přístroje. Vzdušník působí jako regulace tlaku absorbováním tlakových impulsů do uloženého vzduchu.

V praxi práce s tlakovou nádobou funguje tak, že kompresory vhánějí stlačený vzduch, jakmile je v této tlakové nádobě dostatečný tlak vzduchu, tlakový spínač vydá signál k vypnutí kompresoru. Vzduch je ze vzdušníku odebírán, a tím se v něm tlak snižuje. Klesne-li tlak o nastavenou hodnotu, spínač opět kompresor zapne.

3.5 Regulátor

Klíčovou vlastností regulátoru tlaku vzduchu je samozřejmě snížení tlaku vzduchu v systému. Dále také dokáže odstraňovat drobné výkyvy v přívodu vzduchu.



Obrázek 3-16: Redukční ventil [20]

Na obrázku je znázorněn nejjednodušší redukční ventil. Je-li uzavřen, tzn. aretační šroub povolen, sedlo dosedá na ústní otvor a blokuje průtok vzduchu. Otáčením aretačního šroubu stlačuje pružina membránu, která kolíkem stlačí sedlo dolů, čímž se otevře otvor umožňující průtok. Jak stoupá tlak v komoře s membránou, vzduch na ni tlačí ze spodu, čímž působí tlaková síla na regulační pružinu, která se stlačí a zvětší tím škrcení otvoru

sedlem. Tímto mechanismem se udržuje požadovaný tlak na výstupu.

Existuje několik typů regulátorů tlaku vzduchu.

- Regulátory pro všeobecné použití jsou určeny pro typické průmyslové použití a pracují nad atmosférickým tlakem.
 - Regulátory vysokého tlaku jsou dimenzovány na vstupní tlak vyšší než 7 000 kPa.
 - Regulátory nízkého tlaku pracují při tlacích 100 – 150 kPa.
- [20]

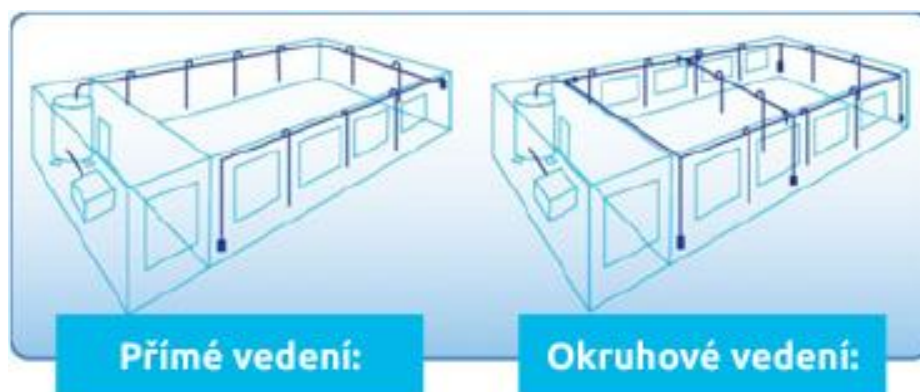
3.6 Rozvody stlačeného vzduchu

Distribuční systém by měl být co nejkratší a s největším průřezem, aby byla rychlost proudění malá, a tak byly nízké tlakové ztráty proudění. Dále by se mělo využívat co možná nejmenší množství tvarových prvků, které také vedou ke značným tlakovým ztrátám v důsledku vzniku turbulencí. Ztráty lze také snížit použitím materiálů s nižším koeficientem tření. Nejnižší tlakové ztráty mají trubky z hliníku, následují trubky z plastu a největší ztráty mají trubky z oceli.

Potrubní rozvod stlačeného vzduchu se skládá z hlavního, nebo také páteřního vedení a přípojek ke spotřebičům. Hlavní vedení může být řešeno jako:

- Přímé vedení: Jednoduchý rozvod s odbočkami – pořizovací náklady jsou nižší a hodí se spíše pro malé provozy a řemeslné dílny.
- Okruhové vedení: Uzavřená smyčka – pořizovací náklady jsou obvykle vyšší, a hodí se do rozsáhlejších provozů.

[17]



Obrázek 3-17: Vedení stlačeného vzduchu [17]

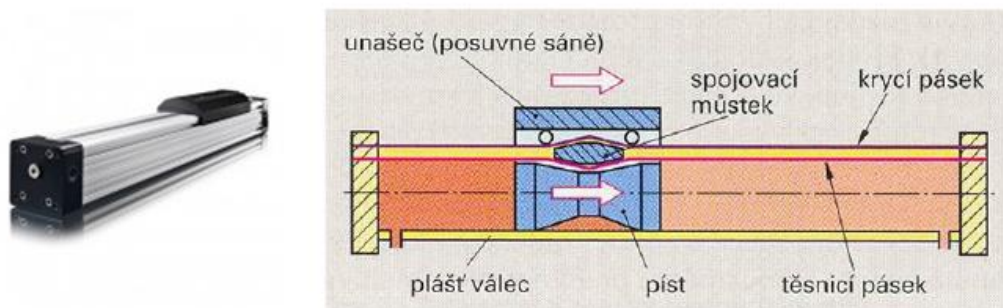
3.7 Výkonný člen

Zařízení spotřebovávajících stlačený vzduch (pneumatické zařízení) je velké množství druhů a jednotlivé se od sebe můžou diametrálně odlišovat, proto zde bude uvedeno jen několik typických příkladů.

Pneumatický válec

Pneumatický válec převádí energii stačeného vzduchu na mechanický pohyb se silou úměrnou ploše jeho válce a pracovního tlaku. Pneumatické válce tedy slouží jako lineární pohony například v jednoduchých manipulátorech, které mají přenášet v přímém směru díly nebo polotovary menší hmotnosti. Válce jsou schopny realizovat nejen lineární, ale i otočný nebo kyvný pohyb. To se hodí pro ovládání chapadel, periferních prvků robotů a zařízení automatizovaných pracovišť. Pneumatické pohony jsou hojně používány v potravinářství, kde je potřeba zajistit čistotu provozů (proto se tam nehodí hydraulické systémy).

- Jednočinný válec - V jednočinném válci je vzduch přiváděn k pístu jen z jedné strany, takže síla vyvinutá tlakem vzduchu působí na plochu pístu pouze v jednom směru. Po přerušení přívodu stlačeného vzduchu do válce je pístnice vrácena do výchozí polohy silou pružiny. Používají se k upínání polotovarů, jako vyhazovače u různých přípravků k podávání polotovarů, jejich zvedání a pro další operace. Ve srovnání s dvojitými pneumatickými válci stejných rozměrů mají menší spotřebu vzduchu. Síla šroubové pružiny působí proti síle vyvinuté tlakem vzduchu na plochu pístu, takže využitelná síla je menší o sílu pružiny.
- Dvojitý válec - Vzduch je přiváděn k pístu z obou stran, takže oba pohyby, vpřed i vzad, jsou realizovány pomocí stlačeného vzduchu. Pracovní pohyb není ovlivňován vratnou pružinou a zpětný chod je rychlý a rovnoměrný. Kromě toho je možné nastavit rychlosti pohybu pístu v obou směrech. [19]



Obrázek 3-18: Bezpečnostní dvojitý pneumatický válec [19]

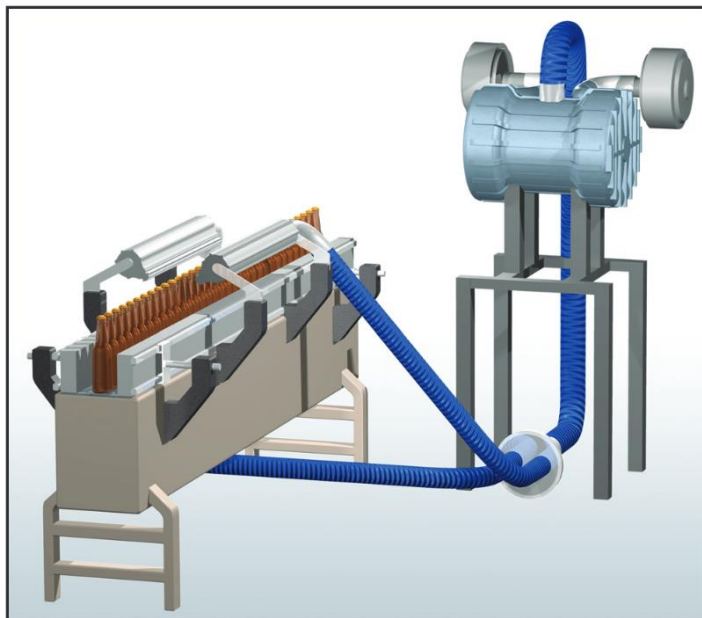
Ofukovací dýzy

Dýzy se využívají ve vzduchových tryskách nebo nožích. Vytváří rovnoměrný a konstantní proud vzduchu o vysokém průtoku.

Oblast použití:

- Odstranění vody nebo jiných kapalin (např. sušení konzerv, lahví, plechovek, plastových i kovových výlisků či jiných předmětů).
- Sušení velkoformátových desek, skla.
- Chlazení nebo ohřev plastových, kovových částí, fólií.

- Odstranění drobných nečistot (zbytky po výrobě, špony, třísky) ze strojních zařízení, výrobků atd.
- Odstranění prachových částic při balení nebo zpracování potravin.
- Eliminace statického náboje pomocí ionizovaného proudu vzduchu.



Obrázek 3-19: Sada vzduchových nožů pro vysoušení lahví [21]

Pneumatické nářadí

Pneumatické nářadí využívá tlaku plynu k přenosu nebo zvětšení pracovní síly. Nářadí na stlačený vzduch může dosahovat vyšších kroutcích momentů než elektrické ekvivalenty, avšak kvůli účinnosti pneumatických zařízení v porovnání s elektrickými, by mělo být voleno jen v případě, že není možné použití elektrického.

Příklady pneumatického nářadí:

- Pneumatické utahováky
- Pneumatické hřebíkovačky
- Pneumatické sponkovačky
- Pneumatické pistole na kartuše
- Pneuustiče
- Pneumatické brusky
- Pneumatické šroubováky
- Pneumatické vrtačky
- Pneumatická sekací kladiva
- Pneumatické ráčny
- Pneumatické autodílnské nářadí (nýtovací kleště, odsávačka oleje, pistole na dutiny, karosářská pilka, tlaková maznice, ...)

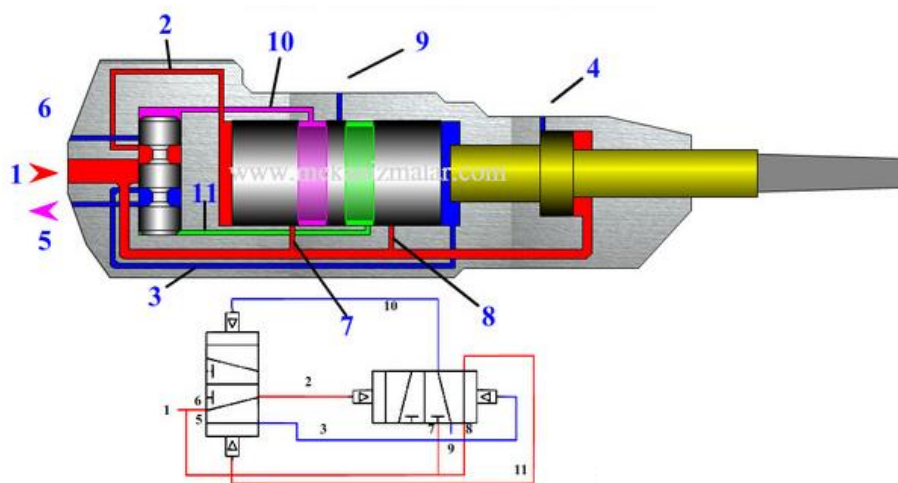
Příklady spotřeby stlačeného vzduchu:

Zařízení	Spotřeba stlačeného vzduchu (l/min)
Vrtačka 10 mm	500
Úhlová bruska 160 mm	1600
Stříkácí pistole	300
Sbíječka střední	3840
Hřebíkovač 3,5 bar	120

Tabulka 3-3: Spotřeba stlačeného vzduchu [18]

Pneumatické kladivo (sbíječka)

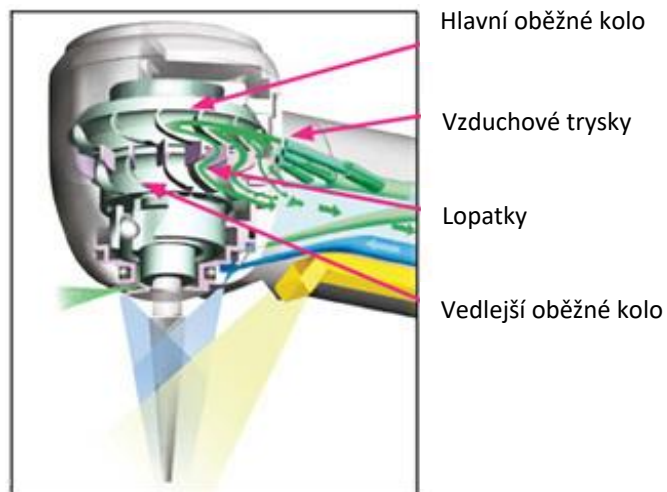
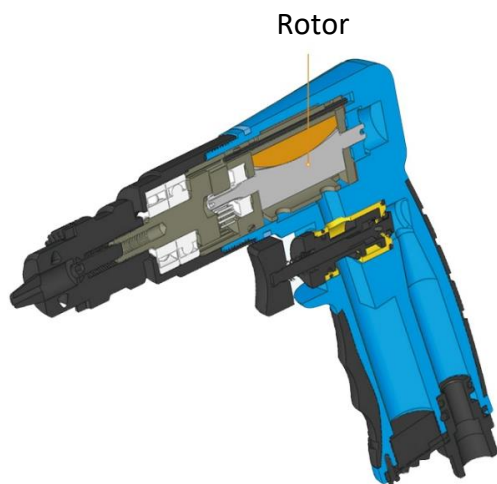
Tělo sbíječky je vertikální válec, který působí jako tlaková komora. Stlačený vzduch vstupuje do komory a aktivuje ventil, který se rychle otevírá a zavírá. Po otevření ventilu vstupuje stlačený vzduch do pístové komory. Tlak v pístové komoře stoupá, což způsobuje pohyb pístu a bitu. Poté, co píst bouchne do bitu, ventil se zavře a přesměruje stlačený vzduch do válce pod pístem. Energie vzduchu, spolu s pružinou, tlačí bit zpět do své původní polohy. Pak proces začne znovu. Typicky je na válci nejméně jeden výfukový ventil, který uvolňuje tlak během cyklu pístu nahoru a dolů.



Obrázek 3-20: Pneumatické kladivo [22]

Pneumatická vrtačka

Hlavní částí vrtačky je rotor opatřený lopatkami, ke kterému je přiváděn stlačený vzduch, který rotor roztáčí. Rychlost je regulována množstvím přivedeného vzduchu a směr otáčení určuje směr, kterým stlačený vzduch dopadá na lopatky.

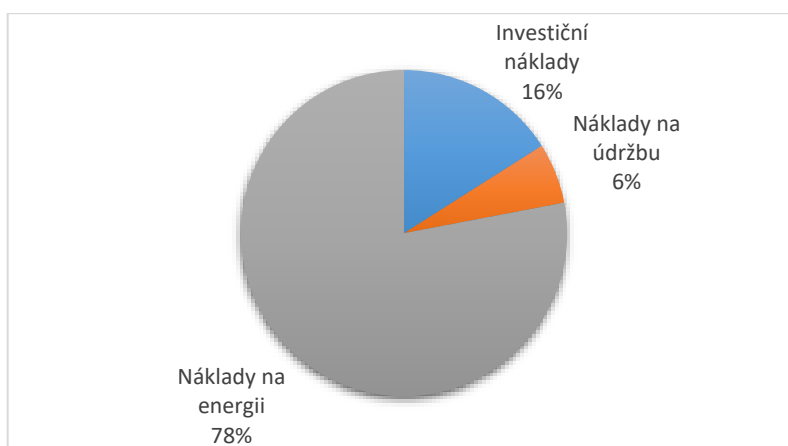


Obrázek 3-21: Pneumatická vrtačka [23]

Obrázek 3-22: Dentální vrtačka [24]

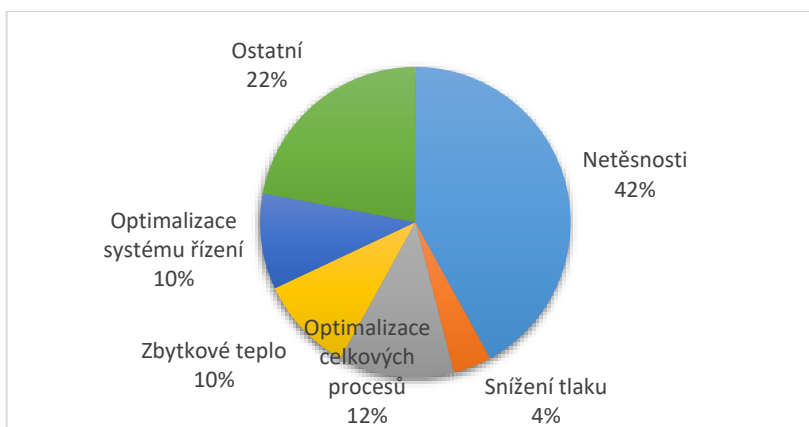
4 MOŽNOSTI ZVYŠOVÁNÍ ÚČINNOSTI SYSTÉMU SE STLAČENÝM VZDUCHEM

V předchozí kapitole byly popsány jednotlivé části systému se stlačeným vzduchem. Každá z těchto částí představuje potenciál pro ztráty energie.



Obrázek 4-1: Náklady na provoz systému se stlačeným vzduchem [12]

Při provozu systému se stlačeným vzduchem, ale i již ve stadiu vývoje, existuje řada faktorů ovlivňujících finanční náročnost a energetickou účinnost systému. Velikost a množství kompresorů, správné nastavení řídicích systémů, obzvláště důležitá je u práce se stlačeným vzduchem dynamika systému – změny poptávky v čase, proto je pro efektivní návrh systému zapotřebí použití správných řídicích prvků, akumulacích nádob a dalších prvků pro to, aby systém pracoval efektivně i při částečném zatížení. Obrázek 4-1 ukazuje, že investiční náklady jsou pouze malou částí nákladů vynaložených při provozování systému se stlačeným vzduchem. V mnoha případech během doby užívání systému se stlačeným vzduchem převyší náklady na vynaloženou energii vstupní náklady pětikrát [12]. Tyto náklady je ale možné v množství případů snížit některou z možností pro zvýšení účinnosti systému. Obrázek 4-2 zobrazuje příležitosti k úspoře energie při provozování systému se stlačeným vzduchem.



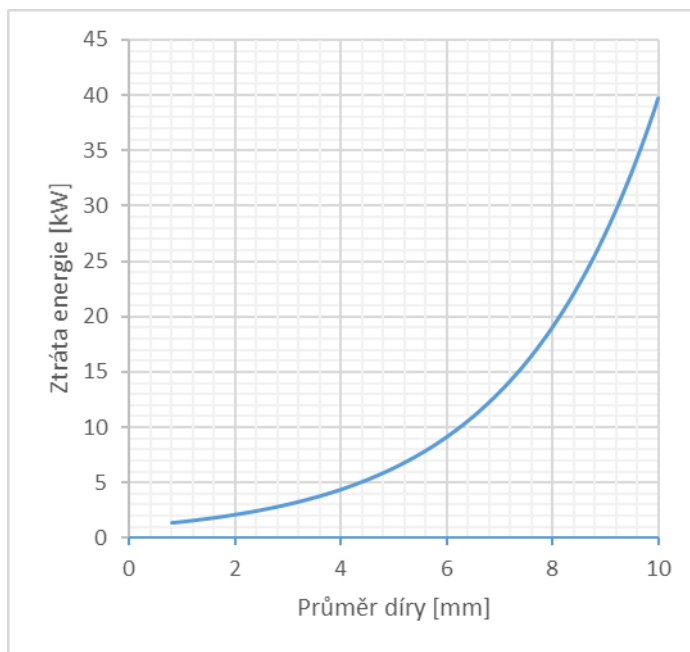
Obrázek 4-2: Možnosti úspory energie stlačeného vzduchu [12]

4.1 Úspora energie využitím vysoce účinných motorů

Většina zařízení ve výrobních závodech je poháněna elektromotory. Motory nemohou zcela převést veškerou spotřebovanou elektrickou energii na mechanickou práci. Poměr mechanické energie dodávané motorem k elektrické energii spotřebované během provozu se nazývá účinnost motoru. Vysokouúčinné motory svým návrhem i materiálem dokáží pracovat s menšími ztrátami, a tedy dosahovat vyšší účinnosti nežli standardní motory. Několik předních výrobců elektromotorů v Evropě a USA vyvinulo motory o 2 až 8 % účinnější. Jejich účinnost se pohybuje od 70 do 96 % jmenovitého výkonu při plném zatížení. Přejít na energeticky úsporné motorové pohony může ušetřit v Evropě až 202 miliard kWh na spotřebě elektřiny. [12]

4.2 Úspora energie zamezením úniku vzduchu

Únik vzduchu je nejzávažnější příčinou ztráty energie v systému se stlačeným vzduchem. Spotřeba energie vzrůstá o energii nutnou ke stlačení objemu vzduchu, který uniká netěsnostmi. Ačkoli to na první pohled nemusí působit závažně, náklady na stlačení tohoto vzduchu navíc jsou značné. Množství unikajícího vzduchu závisí na tlaku v systému, na teplotě stlačeného vzduchu v místě úniku a na místě úniku. K únikům vzduchu obecně dochází ve spojích, kolenech, filtrech, ventilech, kontrolních místech a v zařízeních spotřebovávajících stlačený vzduch. Netěsnosti často představují až 25 % výkonu průmyslového systému stlačeného vzduchu. V [6] je z experimentálních dat ukázáno, že náklady způsobené únikem vzduchu značně vzrůstají s velikostí netěsnosti, jak je vidět na obrázku (Obrázek 4-3).



Obrázek 4-3: Závislost ztráty energie na velikosti díry (při tlaku 600 kPa) [6]

Kromě plýtvání energie má únik vzduchu ještě jeden nepříjemný důsledek – způsobuje pokles systémového tlaku, což negativně ovlivňuje koncová zařízení, která pracují méně efektivně. Přitom náprava v tomto konkrétním problému není nikterak složitá,

nejzávažnější netěsnosti lze snadno nalézt poslechem jejich „hvízdání“. Není nutné eliminovat veškeré netěsnosti, není to ani možné, stále budou ztráty při odlučování oleje a vody ze systému a také mikroskopické, nezjistitelné, netěsnosti. Velikost akceptovatelných ztrát závisí na rozsahu sítě. Pro základní orientaci slouží tabulka (Tabulka 4-1).

Velikost sítě	Únosné procento ztrát
Malé sítě	5 %
Střední sítě	7 %
Rozsáhlé sítě	10 %
Velmi rozsáhlé sítě (hutě, doly atd.)	13 – 15 %

Tabulka 4-1: Velikost únosných ztrát dle velikosti sítě [8]

Odhad objemového průtok unikajícího vzduchu V_u všemi netěsnostmi při plném průtoku se vypočte následovně:

$$V_u = \frac{N \cdot T_{vstup} \cdot \frac{p_p}{p_{vstup}} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_D \cdot \frac{\pi D^2}{4}}{C_3 \cdot \sqrt{T_p}} \quad (4.1)$$

kde

V_u je objemový průtok unikajícího vzduchu [$m^3 \cdot h^{-1}$],

N je počet netěsností (děr) [-],

T_{vstup} je teplota vstupujícího vzduchu [K],

p_p je tlak v potrubí [kPa],

p_{vstup} je vstupní tlak (atmosférický) [kPa],

C_1 je isoentropická konstanta pro ucpané proudění [$7,3578 m \cdot s^{-1} \cdot K^{0,5}$],

C_2 je konverzní konstanta [$3600 s \cdot h^{-1}$],

C_D je koeficient výtoku pro hranatý otvor [0,8],

D je průměr díry [mm],

C_3 je konverzní konstanta [$10^6 mm^2 \cdot m^{-2}$],

T_p je průměrná teplota v potrubí [K].

Ztráta energie Z se určí jako energie vynaložená ke stlačení objemu ztraceného vzduchu z atmosférického tlaku na výstupní tlak kompresoru. Výpočet ztracené energie se provede pomocí vztahu:

$$Z = \frac{p_{vstup} \cdot C_2 \cdot V_u \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot n \cdot \left[\left(\frac{p_p}{p_{vstup}} \right)^{\frac{(\kappa-1)}{(\kappa+n)}} - 1 \right]}{\eta_K \cdot \eta_M} \quad (4.2)$$

kde

Z je ztráta energie [kW],

κ je izoentropický exponent vzduchu [1,4],

n je počet stupňů v kompresoru – většinou 2 [-],

p_p je pracovní tlak kompresoru [kPa],

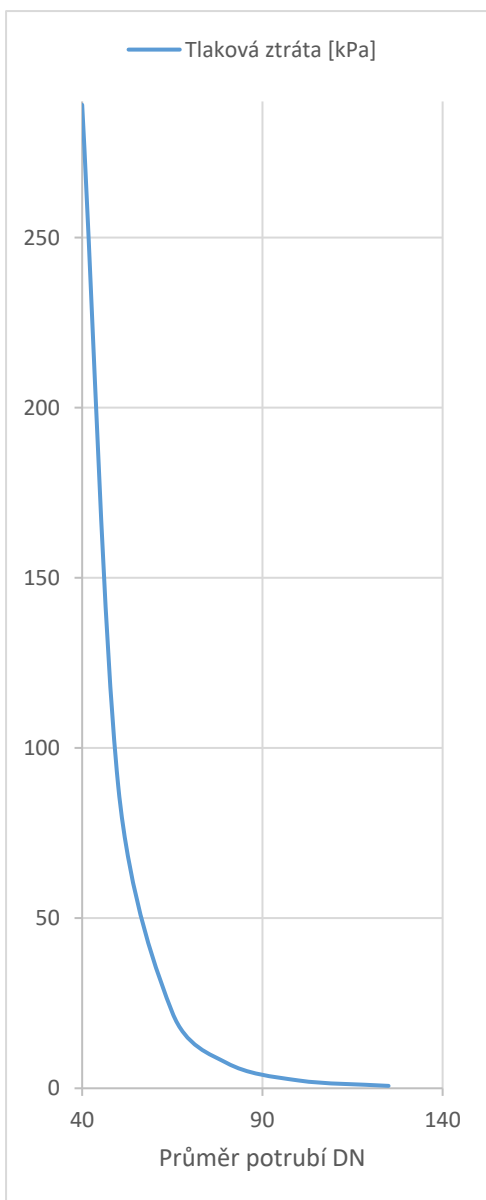
η_K je izoentropická (adiabatická) účinnost kompresoru [-],

η_M je účinnost motoru kompresoru [-].

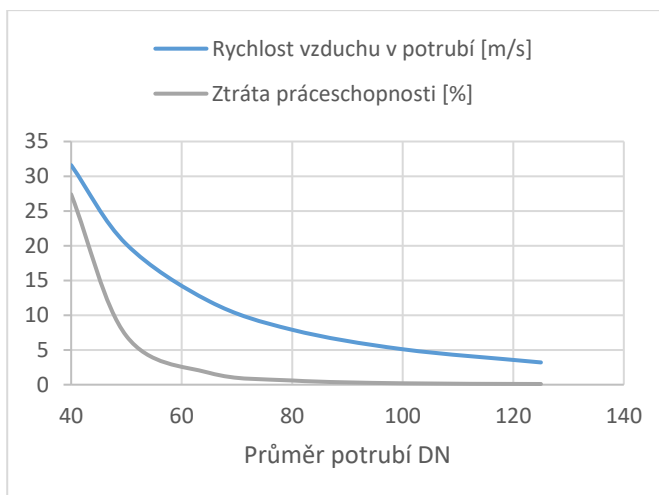
[6]

4.3 Úspora energie zamezením tlakových ztrát

Tlakové ztráty jsou dány rozdílem mezi tlakem na zdroji a ve spotřebiči. Vznikají při proudění vzduchu potrubím kvůli ztrátě kinetické energie třením o povrch potrubí a místním odporům, které kladou proudění například kolena nebo armatury atd. a místa v potrubní lince, ve kterých dochází k náhlé změně průřezu potrubí. Orientačně se dá tlaková ztráta určit díky pravidlu, že tlaková ztráta je nepřímo úměrná páté mocnině průměru potrubí, takže například při přechodu z potrubí DN 40 na DN 80 se sníží tlaková ztráta o 2^5 , tedy 32x. Z energetického hlediska představuje tlaková ztráta znehodnocení průceschopné energie akumulované ve stlačeném vzduchu (průceschopnost bude podrobněji vysvětlena v kapitole 5.3)



Obrázek 4-5: Tlaková ztráta v potrubí



Obrázek 4-4: Ztráta rychlosti a průceschopnosti stlačeného vzduchu

Na grafech (Obrázek 4-4) a (Obrázek 4-4) je vidět trend poklesu rychlosti proudícího vzduchu, poklesu průceschopnosti a velikost tlakové ztráty v závislosti na průměru potrubí. Hodnoty jsou převzaté z [8] pro ocelové potrubí (vnitřní povrch mírně rovnoměrně zkorodovaný) délky 100 m, stlačený vzduchu o tlaku 700 kPa, teplotě 20 °C a průtoku 1000 m³/h. Poměrná ztráta průceschopnosti vzduchu udává, o kolik se změní ta část energie ve stlačeném vzduchu, která je schopná konat mechanickou práci. Obdobně jako netěsnosti nelze tlakové ztráty (již z jejich podstaty) odstranit úplně. Za jejich přijatelnou mez se považuje 1,5 % z hodnoty maximálního tlaku. V příkladu 700 kPa to znamená, že tlak před spotřebičem při maximálním odběru by neměl klesnout pod 690 kPa.

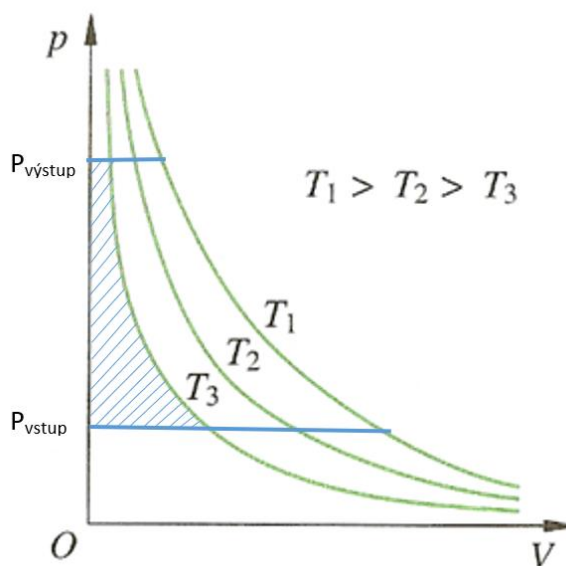
Tlakové ztráty lze minimalizovat především správně naprojektovaným potrubím a pravidelnou kontrolou uzavíracích a regulačních prvků. Pro určení tlakových ztrát na místních odporech se používají tzv. ekvivalentní délky potrubí, což je srovnání s třecí ztrátou přímého potrubí určité délky. Příklady těchto délek ukazuje tabulka (Tabulka 4-2). Za povšimnutí stojí markantní rozdíl v uzavřeném a pootevřeném šoupátku.

Prvek	Světlost / Ekvivalentní délka [m]				
	DN 40	DN 50	DN 80	DN 100	DN 125
Zavřené šoupátko	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0
Pootevřené šoupátko	8,0	10,0	16,0	20,0	26,0
Membránový ventil	2,0	3,0	4,5	6,0	8,0
Zpětná klapka	10,0	15,0	25,0	30,0	50,0
Koleno 90° R=d	0,5	0,6	1,0	1,5	2,0

Tabulka 4-2: Ekvivalentní délky potrubí pro místní odpory [8]

4.4 Úspora energie nasáváním vzduchu zvenku

Kompresory bývají obvykle umístěny uvnitř závodů, případně v nějakých přístřešcích. Takže vzduch je nasáván z vnitřních prostor. V našich podmínkách je většinou uvnitř vyšší teplota než venku – prostory jsou vytápěné topení, stroje a zařízení ve výrobních závodech také hřejí. I pokud je kompresor v samostatném přístřešku, vyhřívá místnost teplem, které vyzařuje sám a teplem z motoru. Venkovní vzduch bývá i v létě chladnější. Při stlačení stejného objemu vzduchu o nižší teplotě spotřebuje kompresor méně technické práce než při stlačení teplejšího vzduchu, jak je vidět z obrázku, kde vyšrafovaná oblast představuje velikost technické práce (konkrétně pro teplotu T_3). Proto by bylo vhodné instalovat sání kompresoru mimo budovy.



Obrázek 4-6: p-V diagram - porovnání izoterm

Práce kompresoru za obvyklých provozních podmínek ve výrobních závodech je úměrná absolutní teplotě nasávaného vzduchu. To znamená, že snížení práce kompresoru v důsledku snížení teploty nasávaného vzduchu se odhaduje jako:

$$a_{tR} = \frac{a_{t\,vn} - a_{t\,ven}}{a_{t\,vn}} = \frac{T_{vn} - T_{ven}}{T_{vn}} \quad (4.3)$$

kde $a_{t\,vn}$ a $a_{t\,ven}$ je práce kompresoru s přívodem vzduchu zevnitř, respektive z venku [kW]. Stejně tak teplota T_{vn} a T_{ven} je teplota vnitřního vzduchu, respektive vnějšího vzduchu [K]. [6]

4.5 Úspora energie díky snížení tlaku

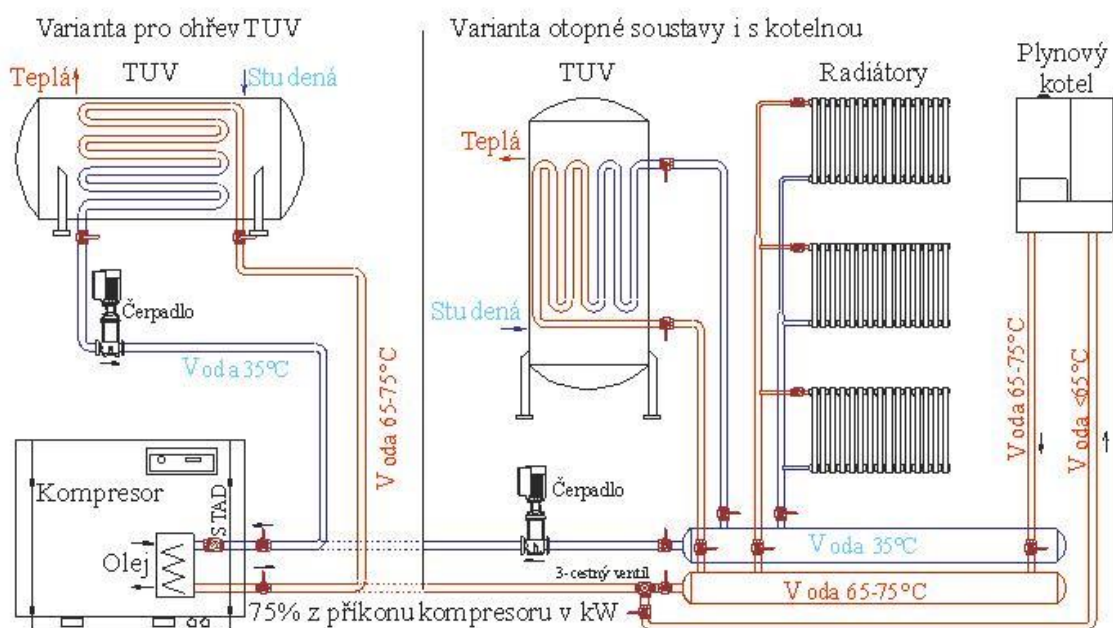
Obvykle je v závodě stanovena nejnižší možná úroveň tlaku vzduchu pro efektivní fungování všech strojů. Tento tlak by ale mohl být v mnoha případech snížen, a tím šetřeno energií. Většina systémů má jeden nebo více kritických bodů, které určují optimální tlak v celém systému, ačkoli většina dalších zařízení takový tlak nepotřebuje. V některých případech by tedy bylo hospodárné pro tyto kritické body vytvořit vlastní

„větev“ s vyšším tlakem vzduchu, než je optimální tlak sítě. Standardním pravidlem je, že snížení nastavení tlaku o 13 kPa sníží spotřebu energie o 1 %. [12]

4.6 Úspora energie využitím odpadního tepla

Kdyby se podařilo zkonstruovat kompresor blížící se ideálnímu izotermickému kompresoru, odpadní teplo by mělo téměř stejnou teplotu jako je teplota nasávaného vzduchu, tedy bez možnosti dalšího využití. Namísto toho by byla veškerá vstupní energie zužitkována k výrobě stlačeného vzduchu, izotermická účinnost takového kompresoru by se blížila jedné. V praxi však k dokonalé kompresi ani z daleka nedochází a většina vstupní energie se promění právě v teplo. Oběh kompresoru lze v tomto ohledu přirovnat k oběhu tepelného čerpadla.

Chlazením se z kompresoru odvádí velké množství tepla, je to až 90 % vstupní energie, ze které je možné správně navrženou rekuperační jednotkou získat zpět 50 – 90 % [12]. Typické využití rekuperovaného tepla je na vytápění přilehlých prostor (dílen či kanceláří) a ohřev užitkové vody nebo předehřívání vody v kotli. Pro rekuperaci je možné využívat teplo ze samotného stlačeného vzduchu na mezichladičích, nebo v případě kompresorů se vstřikem oleje teplo z chladicího olejového oběhu.



Obrázek 4-7: Rekuperační systém do olejových kompresorů [25]

4.7 Komentáře k ocenění úsporných možností

Ocenění energetických úspor pro výše uvedené možnosti stojí na pravidlech typu „snížení nastavení tlaku o 13 kPa sníží spotřebu energie o 1 %“ či jednoduchých rovnicích. Uvedená pravidla a rovnice jsou ve většině případů velmi zjednodušená a vyžadují znalost příslušných fyzikálních procesů, bez té může dojít k chybným rozhodnutím při aplikaci těchto doporučení.

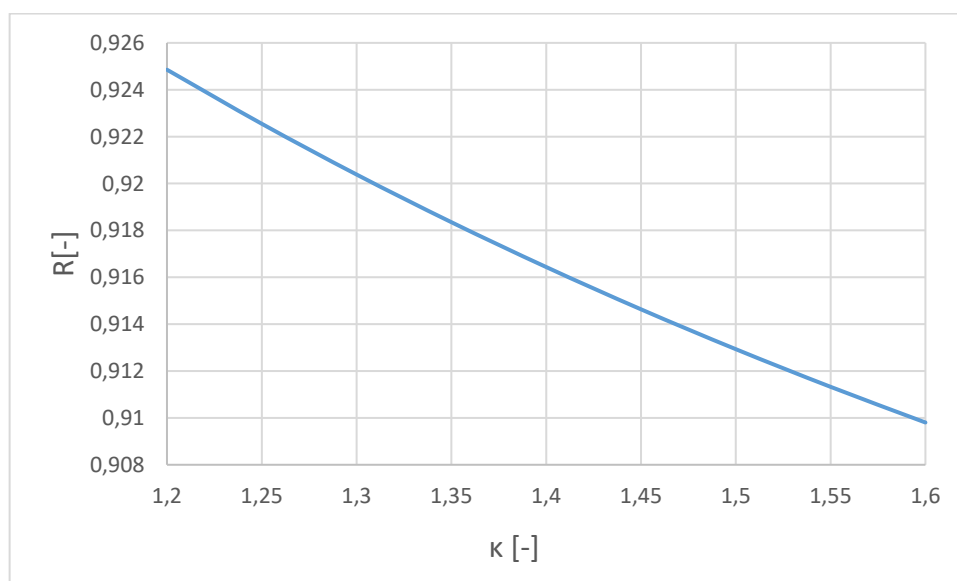
Například u objemových kompresorů nelze očekávat energetické úspory při nasávání chladnějšího vzduchu, protože ačkoli má chladnější vzduch specifickou stlačovací práci menší, je těžší, takže ve výsledku je celková práce stejná.

Využití odpadního tepla prakticky znamená úsporu v množství využitých kW nebo finanční, jelikož se odpadní teplo použije na ohřev vody či topení, ale z hlediska využití průceschopnosti stlačeného vzduchu se o úsporu vůbec nejedná, jelikož jsou to kvalitativně dva naprosto odlišné druhy energie.

V [12] se využívá pro hodnocení snížení spotřeby energie vlivem snížení tlaku v systému koeficient redukce (4.4), ve kterém vystupuje izoentropický exponent vzduchu κ , který se běžně pro vzduch používá s hodnotou 1,4. Je známo, že pro objemové kompresory je tento parametr nižší než 1,4, a jak je vidět na grafu (Obrázek 4-8), hodnota tohoto koeficientu má též vliv na výslednou redukci.

$$R = \frac{\left(\frac{p_{sníž}}{p_a}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\left(\frac{p_{pův}}{p_a}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad (4.4)$$

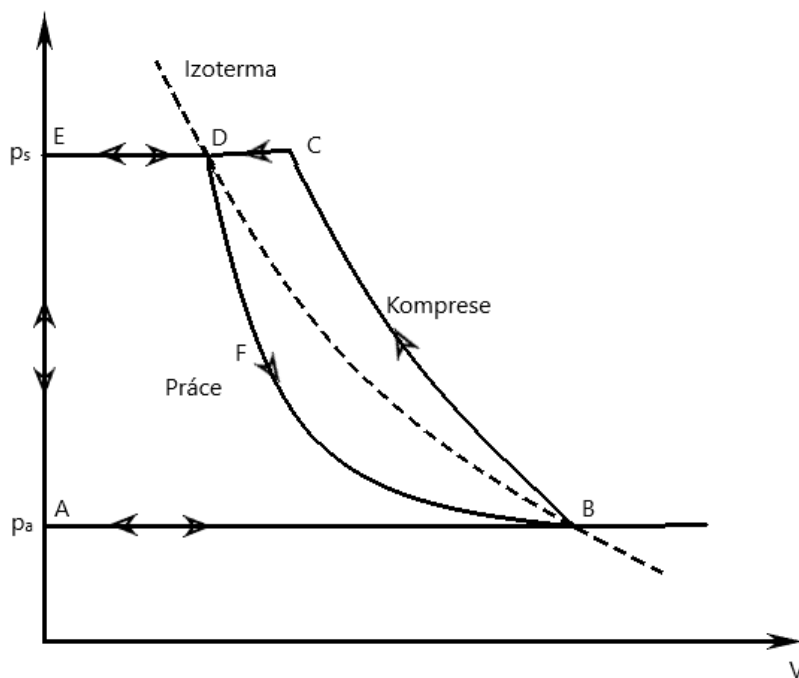
$p_{sníž}$ je snížený tlak v systému, $p_{pův}$ je původní tlak, p_a atmosférický tlak, vše [kPa].



Obrázek 4-8: Závislost redukce použité energie na kappa

5 ENERGIE STLAČENÉHO VZDUCHU

Systémy se stlačeným vzduchem jsou obvykle provozovány v prostředí s atmosférickým tlakem, proto se vzduch dostává ze stavu atmosférického do stlačeného a poté v konečném zařízení zpět do atmosférického. Změny stavu stlačovaného vzduchu jsou znázorněny na p-V diagramu na (Obrázek 5-1).



Obrázek 5-1: Změny stavu vzduchu v systému se stlačeným vzduchem [2]

Cyklus se dá rozdělit na dvě části:

Kompresní děj ABCDE v kompresoru:

Vzduch o atmosférickém tlaku je nasán v bodě A, poté v téměř adiabatickém ději stlačen za zvýšení teploty do stavu C, jeho teplota se postupně díky chlazení vrátí do bodu D. Nakonec je všechen stlačený vzduch vytlačen, což znázorňuje přímkou D – E.

Práce EDFBA v poháněném zařízení

Stlačený vzduch vytlačený kompresorem je dodáván do pneumatických válců, motorů atd. Zde je vykonána mechanická práce a následně se vzduch vrátí zpět do atmosféry. Způsob změny stavu z D do B závisí na poháněném zařízení.

Je vidět, že při změně stavu vzduchu dochází k výměně práce. Mechanická práce se spotřebovává při stlačování vzduchu a poté by měla být mechanická práce schopna se ze stlačeného vzduchu „vrátit“ poháněném zařízení. Dalo by se to chápat tak, že stlačený vzduch má stejné množství dostupné energie jako bylo množství dodané mechanické práce při jeho stlačení. [2]

Z prvního zákona termodynamiky je technická práce vzduchu dána jako

$$da_t = -dh + Tds \quad (5.1)$$

Práci pro stlačení vzduchu z atmosférického tlaku získáme zintegrováním rovnice (5.1)

$$a_t = (h_s - h_a) + T_a(s_s - s_a) \quad (5.2)$$

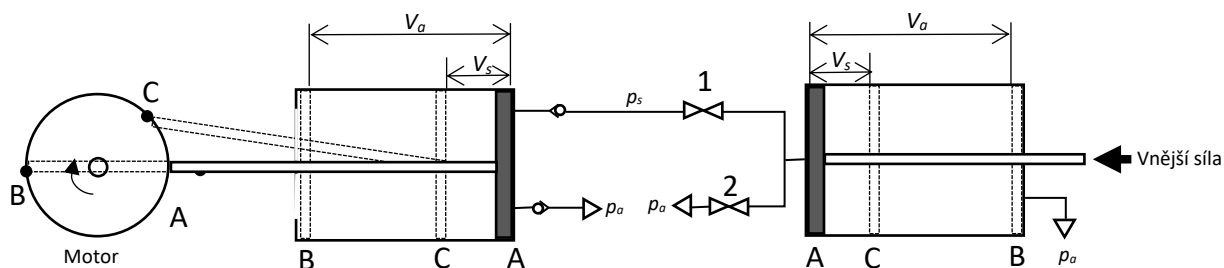
V termodynamice je energie proudícího vzduchu určována pomocí entalpie za předpokladu zanedbání kinetické a potenciální energie, jak je výše ukázáno. Entalpie a entropie jsou ale těžko měřitelné veličiny, v tomto případě se bude předpokládat, že vzduch je stlačován izotermicky (izotermická komprese je energeticky méně náročná než adiabatická), tedy entalpie se nemění a využije se měřitelných veličin – objemu a tlaku.

Pro jednoduchost budou diskutovány dva ideální procesy. Tyto dva procesy nemají žádné ztráty. V prvním procesu se stlačený vzduch vyrábí v jednoduchém pístovém kompresoru. Další děj vykonává pneumatický válec, který spotřebovává stlačený vzduch. Tyto dva způsoby jsou znázorněny na schématu (Obrázek 5-2).

5.1 Ideální proces výroby stlačeného vzduchu

Komprese vzduchu vyžaduje nejméně práce v izotermickém procesu. Za předpokladu, že nedochází k úniku vzduchu a tření, je ideální proces popsán následovně:

1. Sání: Píst se vytáhne z polohy A do polohy B, čímž se nasaje vzduch z okolí.
2. Komprese: Uzavřením ventilu 1 a stlačením pístu z polohy B do polohy C dojde ke stlačování vzduchu, dokud tlak vzduchu nedosáhne hodnoty p_s . Tento děj je izotermický.
3. Dodání: Otevřením ventilu 1 a uzavřením ventilu 2, poté vytlačení pístu z polohy C do polohy A dojde k úplnému vytlačení stlačeného vzduchu o konstantním tlaku p_s . Stlačený vzduch je dodán do válce vpravo.



Obrázek 5-2: Výroba a spotřeba stlačeného vzduchu [7]

Za použití rovnice $p_a V_a = p_s V_s = pV$ pro izotermickou kompresi se vyjádří práce potřebná k výrobě stlačeného vzduchu o tlaku p_s a objemu V_s :

$$\begin{aligned} A_i &= A_{i1} + A_{i2} + A_{i3} \\ &= 0 + \int_{V_a}^{V_s} (p - p_a)(-dV) + (p_s - p_a)V_s \\ &= -p_s V_s \int_{V_a}^{V_s} \frac{1}{V} dV + (V_s - V_a)p_a \\ &\quad + (p_s - p_a)V_s = -p_s V_s \ln \frac{V_s}{V_a} = p_s V_s \ln \frac{p_s}{p_a} \end{aligned} \quad (5.3)$$

5.2 Ideální spotřebování stlačeného vzduchu

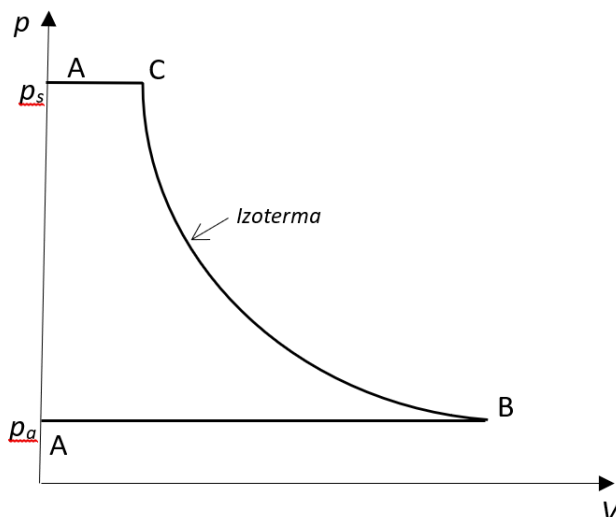
Za předpokladu, že nedochází k tření nebo úniku vzduchu, je ideální proces pro provádění maximální mechanické práce popsán následovně.

1. Dodání: Tento krok je shodný s krokem 3 předchozí kapitoly. Píst je posunut z polohy A do C při konstantním tlaku p_s .
2. Expanze: Uzavřením ventilu 1 a expanzí dodaného vzduchu, dokud nedosáhne atmosférického stavu se posune píst z polohy C do B. Změna stavu vzduchu se předpokládá izotermická.
3. Návrat: Otevřením ventilu 2 a vytažením pístu z polohy B do polohy A.

Práce vykonaná v těchto krocích je popsána rovnicí (5.4). Tato rovnice také představuje pracovní potenciál stlačeného vzduchu při tlaku p_s a objemu V_s .

$$\begin{aligned} A_o &= A_{o1} + A_{o2} + A_{o3} \\ &= (p_s - p_a)V_s + \int_{V_s}^{V_a} (p - p_a)dV + 0 = p_s V_s \ln \frac{p_s}{p_a} \end{aligned} \quad (5.4)$$

Jak je patrné, technická práce při výrobě i spotřebě stlačeného plynu je totožná. Její velikost je rovna ploše ACBA v p-V diagramu.



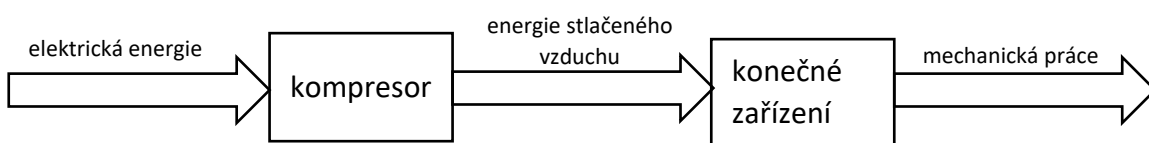
Obrázek 5-3: p-V diagram ideální výroby nebo spotřeby stlačeného vzduchu

5.3 Definice „energie vzduchu“

V termodynamice je izotermický děj považován za vratný proces. Proto by se dalo říct, že $p_s V_s \ln \frac{p_s}{p_a}$ představuje mechanickou práci vyměněnou při vratném ději. Ve skutečnosti jsou nevyhnutelné ztráty třením, proto bude platit:

$$A_i \geq p_s V_s \ln \frac{p_s}{p_a} \geq A_o \quad (5.5)$$

Při pohledu na Obrázek 3-2 se nabízí, že „energií vzduchu“ by mohl představovat právě výraz $p_s V_s \ln \frac{p_s}{p_a}$.



Obrázek 3-2: Tok energie v systému se stlačeným vzduchem

V termodynamice se používá výraz **exergie**. Exergie představuje jakousi průceschopnost látky – je to ta část její energie, kterou lze proměnit v mechanickou práci. U stlačeného vzduchu je tato dostupná energie dána vztahem

$$e = (h - h_a) - T_a(s - s_a) \quad (5.6)$$

e souvisí s technickou prací vykonanou při výrobě a spotřebě stlačeného vzduchu následovně

$$A_{ti} \geq m \cdot e \geq A_{to} \quad (5.7)$$

Rovnosti by nastaly v případě vratného děje.

Exergie vzduchu tedy představuje jeho dostupnou energii, exergie může být definována jako tok dostupné energie, kterou lze získat ze vzduchu procházejícího vratným dějem ze stlačeného do atmosférického stavu. Tato definice energie vzduchu je vyjádřena jako

$$E = m[(h - h_a) - T_a(s - s_a)] \quad (5.8)$$

Protože h i s jsou funkce teploty a tlaku, vyjádří se exergie pomocí těchto měřitelných veličin

$$\begin{aligned} dh &= c_p dT \\ c_p &= \frac{R \cdot \kappa}{\kappa - 1} \\ h - h_a &= \frac{R \cdot \kappa}{\kappa - 1} (T - T_a) \end{aligned} \quad (5.9)$$

$$\begin{aligned} ds &= c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \\ s - s_a &= \frac{R \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \ln \frac{T}{T_a} - R \cdot \ln \frac{p}{p_a} \end{aligned} \quad (5.10)$$

Dosazením (5.9) a (5.10) do (5.8) se získá

$$Ex = mRT_a \left[\ln \frac{p}{p_a} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{T}{T_a} - 1 - \ln \frac{T}{T_a} \right) \right] \quad (5.11)$$

Stlačený vzduch se rozvádí v potrubí ochlazený zpět na teplotu okolí, pro $T = T_a$ se rovnice (5.11) zredukuje na

$$Ex = mRT_a \ln \frac{p}{p_a} \quad (5.12)$$

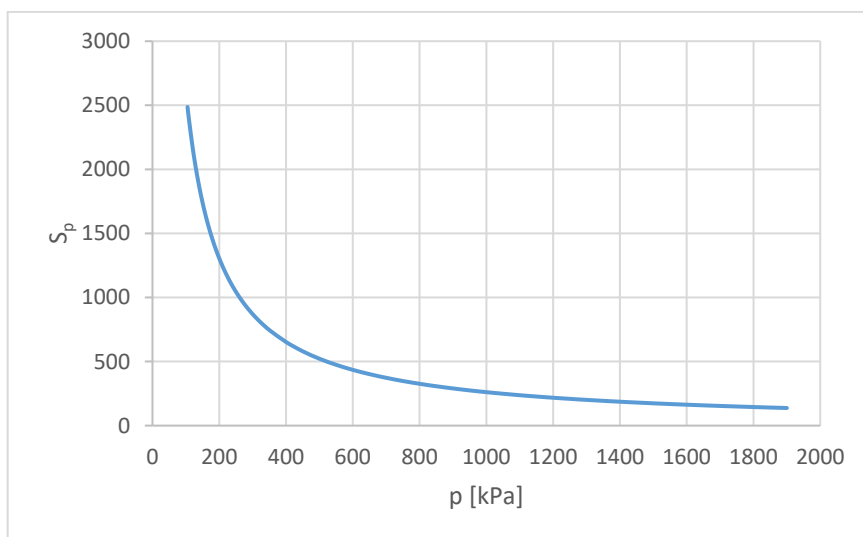
a to je hledaný výraz pro energii stlačeného vzduchu.

6 ANALÝZA VLIVU PARAMETRŮ KLÍČOVÝCH ČÁSTÍ NA CELKOVOU ÚČINNOST SYSTÉMU

6.1 Analýza vlivu základních parametrů na exergii stlačeného vzduchu

Ve vztahu pro exergii (5.12) vystupují hodnoty okolí T_a a p_a , které lze výrazně a záměrně změnit jen těžko, a veličiny, se kterými je možné pracovat, jsou hmotnostní průtok m a tlak v systému p . Příkladem, znázorní-li se graficky citlivostní funkci (6.1) pro tlak p , je vidět, že největší vliv na změnu exergie mají změny tlaku do cca 600 kPa, dále se již křivka narovnáává. Příklad je vypočítán pro hodnoty $m = 3 \text{ kg/s}$, $R = 287 \text{ J/kgK}$, $T_a = 293,15 \text{ K}$.

$$S_p = \frac{\partial Ex(p)}{\partial p} = mRT_a \frac{1}{p} \quad (6.1)$$

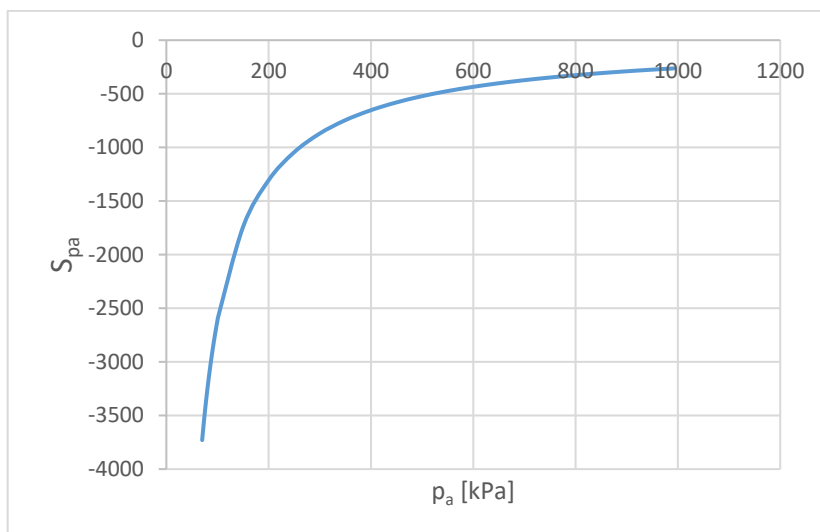


Obrázek 6-1: Citlivostní funkce exergie pro tlak

V logaritmu v rovnici (5.12) vystupuje ještě atmosférický tlak, jeho citlivostní funkce je

$$S_{p_a} = \frac{\partial Ex(p_a)}{\partial p_a} = \dot{m}RT_a \left(-\frac{1}{p_a}\right) \quad (6.2)$$

Citlivostní funkci (6.2) vypočtenou opět pro hodnoty $m = 3 \text{ kg/s}$, $R = 287 \text{ J/kgK}$, $T_a = 293,15 \text{ K}$ zobrazuje Obrázek 6-2.



Obrázek 6-2: Citlivostní funkce exergie pro atmosférický tlak

Obvykle se atmosférický tlak uvažuje konstantní, což ale není úplně pravda, je známo, že tlak kolísá. Za normální hodnotu atmosférického tlaku přepočteného na hladinu moře se považuje 101,3 kPa, v České republice je běžně možné naměřit tlak od 98 do 103 kPa, rekord z roku 1989 je 96,7 kPa a z roku 1907 105,5 kPa. Změny atmosférického tlaku a jejich vliv na exergii jsou zaneseny v tabulce.

Atmosférický tlak [kPa]	Změna tlaku vůči referenčnímu	Změna exergie
95	-6%	3,2%
96	-5%	2,6%
97	-4%	2,1%
98	-3%	1,6%
99	-2%	1,0%
100	-1%	0,5%
101	0%	0,0%
102	1%	-0,5%
103	2%	-1,0%
104	3%	-1,5%
105	4%	-2,0%
106	5%	-2,5%

Tabulka 6-1: Vliv změn atmosférického tlaku na exergii

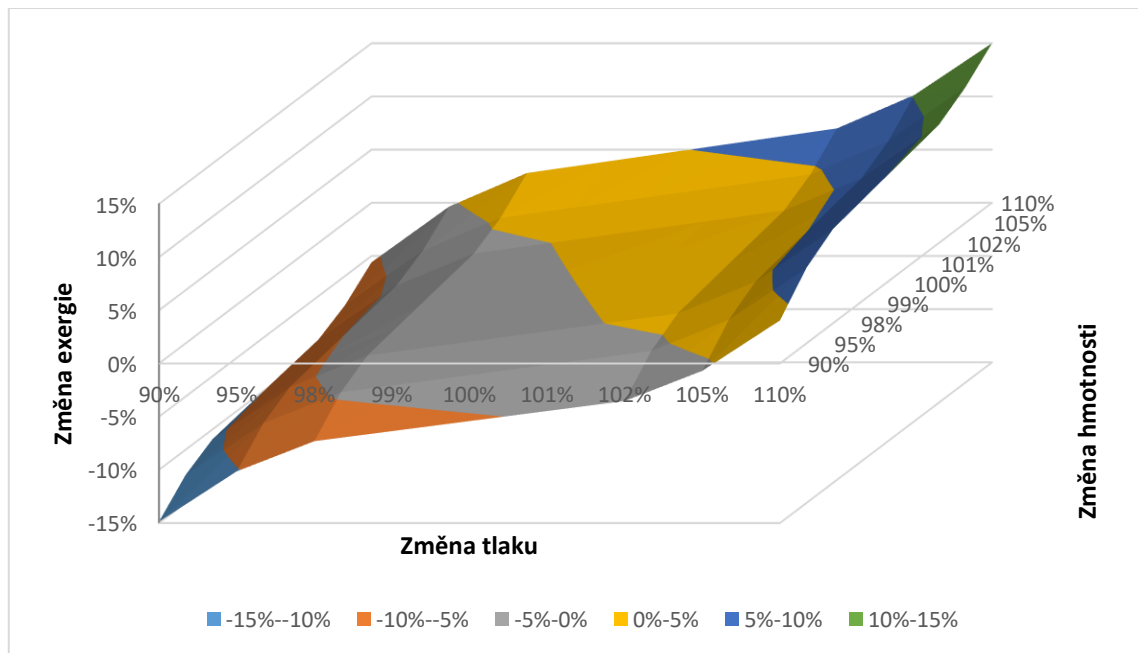
Ostatní závislosti v rovnici (5.12) tj. m , R a T_a jsou lineární a citlivostní funkce by byly konstantní.

Dále můžeme zkoumat vliv kombinace změn veličin na výslednou exergii. Například současná změna hmotnostního toku a tlaku vlivem netěsností. Pro přehled je vytvořena

tabulka, která ukazuje procentní změny, hodnoty jsou kvůli lepší ilustraci vyneseny v grafu (Obrázek 6-3). Je patrné, že samotná změna hmotnostního průtoku má větší efekt nežli změna tlaku – rozdíl na řádku „ $m = 100\%$ “ je $\pm 10\%$, změna exergie závisí na změně hmotnosti přímo úměrně, zatímco ve sloupci „ $p = 100\%$ “ je to jen cca $\pm 5\%$ a jelikož tlak je ve vztahu pro exergii v logaritmu, je celková změna exergie nesymetrická. Největší nárůst exergie je při současném zvýšení hmotnostního průtoku i tlaku (a naopak).

p	m	90%	95%	98%	99%	100%	101%	102%	105%	110%
90%		-14,9%	-10,1%	-7,31%	-6,36%	-5,41%	-4,47%	-3,52%	-0,69%	4,04%
95%		-12,4%	-7,50%	-4,58%	-3,61%	-2,64%	-1,66%	-0,69%	2,23%	7,10%
98%		-10,9%	-5,99%	-3,02%	-2,03%	-1,04%	-0,05%	0,94%	3,91%	8,86%
99%		-10,5%	-5,49%	-2,51%	-1,51%	-0,52%	0,48%	1,47%	4,46%	9,43%
100%		-10,0%	-5,00%	-2,00%	-1,00%	0,00%	1,00%	2,00%	5,00%	10,00%
101%		-9,54%	-4,51%	-1,50%	-0,49%	0,51%	1,52%	2,52%	5,54%	10,56%
102%		-9,08%	-4,03%	-1,00%	0,01%	1,02%	2,03%	3,04%	6,07%	11,12%
105%		-7,74%	-2,62%	0,46%	1,48%	2,51%	3,53%	4,56%	7,63%	12,76%
110%		-5,59%	-0,35%	2,80%	3,85%	4,90%	5,95%	7,00%	10,14%	15,39%

Tabulka 6-2: Citlivost změny exergie na změnu m a p



Obrázek 6-3: Citlivost změny exergie na změnu m a p

6.2 Účinnosti jednotlivých komponent systému

Účinnost celého systému se stlačeným vzduchem je dána součinem účinností jednotlivých komponent.

$$\eta = \eta_{kom} \cdot \eta_{suš} \cdot \eta_{reg} \cdot \eta_{ovl} \quad (6.3)$$

6.2.1 Kompresor

Pro jednoduchost je předpokládán kompresor jako uzavřená jednotka, proces transformace energie závisí pouze na vstupních a výstupních hodnotách, neuvažují se žádné vnitřní procesy v kompresoru. Efektivnost přeměny vstupní elektrické energie na výstupní výkon stlačeného vzduchu je poté popsána rovnicí:

$$\eta_{kom} = \frac{Ex_{výst}}{E_{el}} = \frac{\dot{E}x_{výst}}{\dot{E}_{el}} = \frac{p_a \dot{V}_a \ln \frac{p_{výst}}{p_a}}{\dot{E}_{el}} \quad (6.4)$$

Pro představu, dlouhodobé průměrné hodnoty výkonů stávajícího bezolejového odstředivého kompresoru uvedené v [4] jsou $p_{výst} = 675$ kPa, $V_a = 0,45$ Nm³/s a $E_{el} = 220$ kW. Účinnost tohoto procesu pak vychází 0,39. Zbytek energie se ztratí ve formě tepelných nebo tlakových ztrát.

6.2.2 Sušička

Účinnost sušičky je dána rovnicí:

$$\eta_{suš} = \frac{Ex_{výst}}{Ex_{vstup}} = \frac{\dot{E}x_{výst}}{\dot{E}x_{vstup}} = \frac{\dot{m}_{výst} \ln \frac{p_{výst}}{p_a}}{\dot{m}_{vstup} \ln \frac{p_{vstup}}{p_a}} \quad (6.5)$$

Výstupní exergie se dá ovlivnit pouze poklesem tlaku v sušičce nebo kombinací ztráty vzduchu při proplachování a poklesu tlaku, závisí to na typu sušičky. Typická dlouhodobá ztráta proplachovacího vzduchu je přibližně 5 % vstupního hmotnostního toku a ztráta tlaku asi 2 % vstupního tlaku. Účinnost sušičky je potom 0,94. U sušiček spotřebovávajících elektrickou energii je možné zahrnout spotřebu energie do výpočtu účinnosti. Na rozdíl od kompresoru se ale dodaná elektrická energie nepřemění na exergii.

6.2.3 Regulátor tlaku

Účinnost regulace tlaku lze také popsat rovnicí (6.5). Regulátor tlaku uvedený v publikaci [4] je nastaven na 600 kPa (při tlaku v systému 675 kPa). Jeho účinnost je 0,95. Nízká hodnota účinnosti ale v tomto případě neznamená špatnou kvalitu regulátoru, naopak,

značí znehodnocení exergie podle požadavků příslušného zařízení. Vlastně by se dalo říci, že regulátor tlaku funguje jako redukce exergie.

6.2.4 Výkonný člen

Pro ilustrování analýzy exergie ve výkonných členech jsou v [4] probrány dva různé případy využití stlačeného vzduchu - pneumatické ovládání a chlazení / vysoušení. Pneumatické ovládání, které by mělo být poměrně efektivní, je znázorněno na příkladu dvojčinného pneumatického válce, který je v praxi v průmyslu typicky využíván. Navíc při přístupu k účinnosti z hlediska exergie je možné chápat energii stlačeného vzduchu obdobně jako elektrickou energii, díky čemuž je možné přímé srovnání účinnosti elektrického a pneumatického ovládání. Bylo ukázáno [3], že elektrický pohon je účinnější v řadě situací, zejména v těžkém pracovním cyklu – nonstop provoz. Naproti tomu pneumatický pohon je účinnější v provozech s nízkým pracovním cyklem.

Účinnost procesu pneumatického ovládání je dána rovnicí:

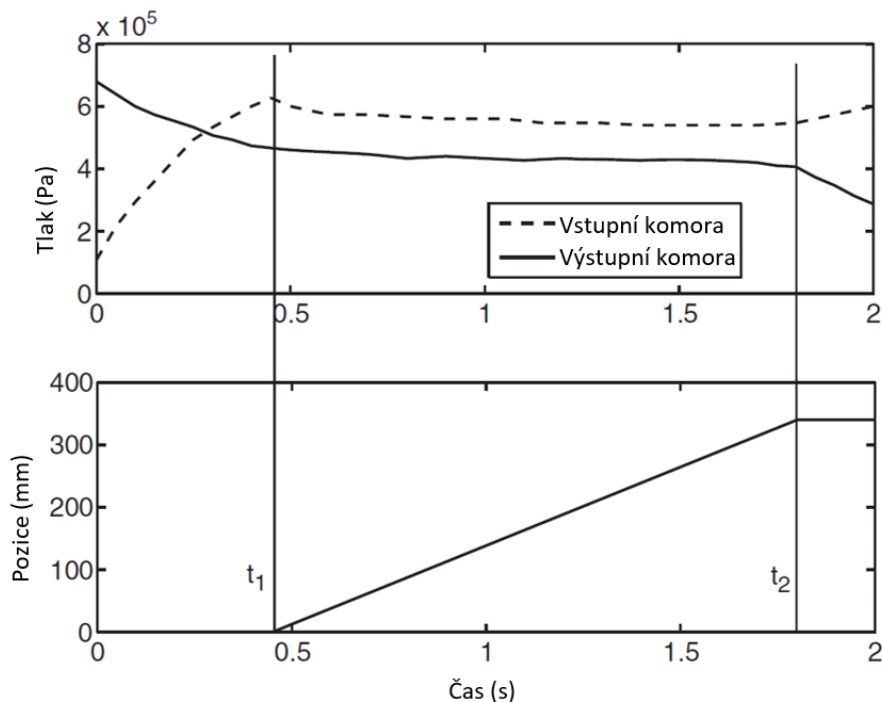
$$\eta_{ovl} = \frac{W}{\Delta E x_{vstup}} = \frac{\int_0^L F dS}{\int_{t_1}^{t_2} \dot{E} x_{vstup} dt} \quad (6.6)$$

kde je v čitateli užitá práce W vykonaná pneumatickou silou F a ve jmenovateli je celková exergie stlačeného vzduchu přivedeného do pracovní komory, kterou lze využít pro práci od začátku pohybu v čase t_1 do konce pohybu v čase t_2 .

Síla F vykonávající práci je definována rovnicí (6.7). Síly působí na plochu A_p ve směru pohybu pístu z počáteční polohy O ($t = t_1$), do konečné polohy L ($t = t_2$).

$$F = A_p \Delta p = A_p (p_{vstup} - p_{výst}) \quad (6.7)$$

Δp značí rozdíl vstupního tlaku komory (komora připojena ke zdroji tlaku) a výstupního tlaku z komory (komora připojena k okolnímu prostředí). Trendy naměřeného tlaku ve výstupních a vstupních komorách jsou znázorněny na obrázku (Obrázek 6-4).



Obrázek 6-4: Průběhy v pneumatickém válci [4]

V tomto případě je účinnost přibližně 0,14. A je to maximální hodnota, při uvažování spotřebované energie až do konce cyklu v čase 2 s namísto t_2 nebo zahrnutí i pohybu zpětného zdvihu, se užitečná práce W nezmění, ale dodaná exergie se zvýší, což vede ke snížení účinnosti.

Energie stlačeného vzduchu (exergie) má dvě části: přenosová využívaná k dopravě stlačeného vzduchu ke konečnému zařízení a expanzní, která může být využita, když stlačený vzduch expanduje po uzavření vstupního ventilu. Ačkoli u stlačeného vzduchu nad 520 kPa představuje druhá část exergie tu větší část, často se využívá jen malá část expanzní energie. Mimoto jakmile píst dosáhne konce zdvihové polohy, vstupní ventil zůstane otevřený, což vede k akumulaci energie vysokého tlaku v pracovní komoře, jak je vidět na obrázku (Obrázek 6-4). Tato energie je ale promrhána během vypuštění stlačeného vzduchu do atmosféry. Stejná energie navíc snižuje pneumatickou sílu použitou pro užitečnou práci, protože v nepracovní komoře stále existuje vysoká úroveň tlaku, která je také jasně viditelná na obrázku (Obrázek 6-4).

Pokud jde o energetickou účinnost, použití stlačeného vzduchu pro čisté chlazení / sušení je obvykle zcela nevhodné. Vzhledem k tomu, že není vykonána žádná užitečná práce, účinnost založená na exergickém přístupu je nulová. Stlačený vzduch se obvykle škrtí a exergie se znehodnotí. Účinek chlazení / sušení by měl být považován za závislý především na hmotnostním průtoku stlačeného vzduchu, který musí procházet kompresorem do konečného zařízení podle zákona o zachování hmoty. Vzhledem k tomu, že značná část elektrické energie je přenášena do tlakové energie vzduchu a tato vysokotlaká energie není využita na konečné straně, využití stlačeného vzduchu v tomto případě vede ke ztrátě většiny energie.

7 ZÁVĚR

Bakalářská práce představila systém se stlačeným vzduchem s jeho nedostatky ve formě malé účinnosti. První část práce se zabývá přestavením stlačeného vzduchu a jeho běžné využívání v průmyslové praxi, dále komponenty vyskytujícími se v nejobvykleji používaných systémech se stlačeným vzduchem, komponenty jsou představeny co do možných typů a principů funkčnosti. V druhé části práce jsou představeny známé možnosti úspory energie a zvyšování účinnosti systému stlačeného vzduchu. Uváděná pravidla jsou v dostupné literatuře velmi zjednodušená, na což je v této práci poukázáno. Při aplikaci těchto opatření do praxe je potřebná hlubší znalost fyzikální podstaty problému. V následující kapitole je proto představena energie stlačeného vzduchu ve smyslu práce schopné energie využitelné k převodu na mechanickou práci. Vztah, na který je v literatuře často odkazováno, je odvozen pro případ ideální výroby a spotřeby stlačeného plynu. Následuje citlivostní analýza takto odvozené rovnice a představení vztahů pro výpočet účinností jednotlivých komponent systému právě pomocí výše zmíněné práce schopné energie.

Aplikace analýzy exergie ukazuje, že kritickým bodem systému se stlačeným vzduchem je výkonný člen, který je limitujícím faktorem účinnosti celého systému. Z hlediska využití práce schopné energie bude celková účinnost generování stlačeného vzduchu pravděpodobně řádově 1. Ačkoliv se účinnost jednotlivých prvků systému se stlačeným vzduchem může lišit v závislosti na konkrétních provozních podmínkách, bude výkonný člen nejméně účinnou částí systému. Jakákoliv budoucí optimalizace by tedy měla být zaměřena na aplikační stranu, kde se předpokládá vysoký potenciál úspor energie.

8 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] CAI Maolin, KAWASHIMA Kenji, KAGAWA Toshiharu. *Power Assessment of Flowing Compressed Air*. ASME. J. Fluids Eng. 2005;128(2):402-405. doi:10.1115/1.2170129.
- [2] CAI Maolin, KAGAWA Toshiharu. *Design and application of air power meter in compressed air systems*, Proceedings Second International Symposium on Environmentally Conscious Design and Inverse Manufacturing, Tokyo, Japan, 2001, pp. 208-212. doi: 10.1109/ECODIM.2001.992347
- [3] Maolin Cai, Toshiharu Kagawa, Kenii Kawashima, *ENERGY CONVERSION MECHANICS AND POWER EVALUATION OF COMPRESSIBLE FLUID IN PNEUMATIC ACTUATOR SYSTEMS*, 2002 37th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (IECEC)
- [4] ERET, P., HARRIS, C., O'DONNELL, G., MESKELL, C. *A practical approach to investigating energy consumption of industrial compressed air systems*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 226(1), 28–36. (2012). DOI: 10.1177/0957650911423173
- [5] KAMINSKÝ Jaroslav, KOLARČÍK Kamil a PUMPRLA Oto. *Kompresory*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [6] KAYA Durmus, PHELAN Patrick, CHAU David a SARAC H. Ibrahim. *Energy conservation in compressed-air systems*. International Journal of Energy Research [online]. 2002, 26(9), 837-849 [cit. 2018-12-02]. DOI: 10.1002/er.823. ISSN 0363-907x. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1002/er.823>
- [7] KAGAWA Toshiharu, CAI Maolin, KAMEYA Hiroataka. *OVERALL EFFICIENCY CONSIDERATION OF PNEUMATIC SYSTEMS INCLUDING COMPRESSOR, DRYER, PIPE AND ACTUATOR*. Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power. 2002. 383-388. 10.5739/isfp.2002.383.
- [8] KOLARČÍK Kamil a VRTEK Mojmir. *Možnosti úspory energie při výrobě, rozvodu a spotřebě stlačeného vzduchu*. Praha: Technologické centrum AV ČR, 2002. ISBN 80-902689-3-5.
- [9] MAREŠ, Radim. *Kapitoly z termomechaniky*. Plzeň: Západočeská univerzita, c2008. ISBN 978-80-7043-706-3.
- [10] MOUSAVI Smaeil, KARA Sami, KORNFELD Bernard. *Energy Efficiency of Compressed Air Systems*. Elsevier B.V., 2014

- [11] RAEN s.r.o. Praha. *Stlačený vzduch - snižování energetické náročnosti*
- [12] SAIDUR, R., RAHIM, N.A. a HASANUZZAMAN, M. *A review on compressed-air energy use and energy savings*. Renewable and Sustainable Energy Reviews [online]. 2010, 1135-1153 [cit. 2019-03-16]. DOI: 10.1016/j.rser.2009.11.013. ISSN 13640321. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032109002755>
- [13] UNGEER, M., RADGEN, P. (2018). *Energy Efficiency in Compressed Air Systems – A review of energy efficiency potentials, technological development, energy policy actions and future importance*. Paper for Conference: Energy Efficiency in Motor Driven Systems (EEMODS)
- [14] YUAN, C., ZHANG, T., RANGARAJAN, A., DORNFELD, D., ZIEMBA, B., WHITBECK, R. (2006). *A Decision-Based Analysis of Compressed Air Usage Patterns in Automotive Manufacturing*. UC Berkeley: Laboratory for Manufacturing and Sustainability. Dostupné z <https://escholarship.org/uc/item/0330g886>
- [15] ŽÍTEK, P. *Základy stavby energetických strojů*, Podklady k přednáškám. 2019
- [16] Program průmyslových filtrů. *Kompresory - vzduchotechnika* [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/poradna/program-prumyslovych-filtru>
- [17] Rozvody stlačeného vzduchu. *Kompresory - vzduchotechnika* [online]. [cit. 2019-04-7]. Dostupné z: <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/poradna/rozvody-stlaceneho-vzduchu>
- [18] Průvodce stlačeným vzduchem. *Kompresory - vzduchotechnika* [online]. [cit. 2019-04-7]. Dostupné z: <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/files/ebook/pruvodce-stlacenym-vzduchem-kompresory-vzduchotechnika.pdf>
- [19] Jak správně vybrat pneumatický válec. *Kompresory - vzduchotechnika* [online]. [cit. 2019-04-7]. Dostupné z: <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/files/no-wm/poradna/jak-vybrat-pneu-valec/jak-spravne-vybrat-pneumaticky-valec-clanek.pdf>
- [20] *Engineering Essentials: Air Regulators* [online] [cit. 2019-04-7] Dostupné z: <https://www.hydraulicspneumatics.com/200/TechZone/AirFiltersandFR/Article/False/6457/TechZone-AirFiltersandFR>
- [21] Obrázek převzat z: *Spraying Systems Co. Experts in spray technology* [online] [cit. 2019-04-7] Dostupné z: www.spray.cz
- [22] Obrázek převzat z: *How Jackhammers Work?* [online] [cit. 2019-04-7] Dostupné z: www.mekanizmalar.com/how-jackhammers-work.html

- [23] Obrázek převzat z: *Sumake Industrial* [online] [cit. 2019-04-7] Dostupné z: [\[www.sumake.com/air-drill.htm\]](http://www.sumake.com/air-drill.htm)

- [24] Obrázek převzat z: *How Does A Dentist Drill Work- The Mechanism Of Action* [online] [cit. 2019-04-7] Dostupné z: <http://www.drpulp.com/2013/07/how-does-dentist-drill-work-mechanism.html>

- [25] Obrázek převzat z: *Říha group: Rekuperace – zpětné využití tepla* [online] [cit. 2019-04-7] Dostupné z: <http://rihagroup.cz/rekuperacni-jednotky>

9 POUŽITÉ ZNAČENÍ

A	práce	[J]
A_p	plocha pístu	[m ²]
a_t	měrná technická práce	[J/kg]
c_p	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku	[kJ/kgK]
D	průměr	[mm]
e	dostupná energie	[J]
E	tok dostupné energie	[J/s]
Ex	exergie	[J]
F	síla	[N]
h	entalpie	[J/kg]
m	hmotnost	[kg]
n	počet stupňů kompresoru	[-]
p	tlak	[kPa]
R	plynová konstanta	[J/kgK]
s	entropie	[J/kgK]
S_p	citlivostní funkce tlaku	[-]
T	teplota	[K]
V	objem	[m ³]
Z	ztráta výkonu	[kW]
η	účinnost	[-]
κ	izoentropický exponent vzduchu	1,4 [-]

Indexy

a	atmosférický
p	v potrubí
s	stlačený
ven	venkovní
vn	vnitřní
$vstup$	vstupní
$výst$	výstupní
\cdot	průtok

10 SEZNAM TABULEK A OBRÁZKŮ

Tabulka 2-1: Příklady použití stlačeného vzduchu [8]	11
Tabulka 3-1 Rozdělení kompresorů [5].....	13
Tabulka 3-2: Třídy kvality stlačeného vzduchu [16].....	24
Tabulka 3-3: Spotřeba stlačeného vzduchu [18]	29
Tabulka 4-1: Velikost únosných ztrát dle velikosti sítě [8]	33
Tabulka 4-2: Ekvivaletní délky potrubí pro místní odpory [8]	35
Tabulka 6-1: Vliv změn atmosférického tlaku na exergii	45
Tabulka 6-2: Citlivost změny exergie na změnu m a p	46
Obrázek 1-1: Náklady na jednotlivé režimy dodávky energie	9
Obrázek 3-1: Složení systému se stlačeným vzduchem.....	12
Obrázek 3-2: Tok energie v systému se stlačeným vzduchem	12
Obrázek 3-3: Oblasti použití základních typů kompresorů [5]	14
Obrázek 3-4: Pístový kompresor [15]	14
Obrázek 3-5: Šroubový kompresor [15].....	15
Obrázek 3-6: Křídlový kompresor [15].....	15
Obrázek 3-7: Radiální turbokompresor [15].....	16
Obrázek 3-8: Axiální turbokompresor [15]	17
Obrázek 3-9: Srovnání druhů regulací kompresorů [8]	19
Obrázek 3-10: Porovnání energetické účinnosti [10]	19
Obrázek 3-11: Příklad řízení systému kompresorů [10]	20
Obrázek 3-12: Závislost rychlosti koroze na relativní vlhkosti [5]	21
Obrázek 3-13: Oblasti využití jednotlivých druhů sušiček [15].....	22
Obrázek 3-14: Sušení chlazením [18].....	22
Obrázek 3-15: Sorpční sušička se studenou regenerací [18].....	23
Obrázek 3-16: Redukční ventil [20].....	25
Obrázek 3-17: Vedení stlačeného vzduchu [17]	26
Obrázek 3-18: Bezpístnicový dvojčinný pneumatický válec [19].....	27
Obrázek 3-19: Sada vzduchových nožů pro vysoušení lahví [21]	28
Obrázek 3-20: Pneumatické kladivo [22].....	29
Obrázek 3-21: Pneumatická vrtačka [23].....	30
Obrázek 3-22: Dentální vrtačka [24]	30
Obrázek 4-1: Náklady na provoz systému se stlačeným vzduchem [12].....	31
Obrázek 4-2: Možnosti úspory energie stlačeného vzduchu [12]	31
Obrázek 4-3: Závislost ztráty energie na velikosti díry (při tlaku 600 kPa) [6]	32
Obrázek 4-4: Ztráta rychlosti a přesnosti stlačeného vzduchu	35
Obrázek 4-5: Tlaková ztráta v potrubí	35
Obrázek 4-6: p-V diagram - porovnání izoterm	36
Obrázek 4-7: Rekuperační systém do olejových kompresorů [25].....	37
Obrázek 4-8: Závislost redukce použité energie na κ	38
Obrázek 5-1: Změny stavu vzduchu v systému se stlačeným vzduchem [2]	39

Obrázek 5-2: Výroba a spotřeba stlačeného vzduchu [7].....	40
Obrázek 5-3: p-V diagram ideální výroby nebo spotřeby stlačeného vzduchu.....	42
Obrázek 6-1: Citlivostní funkce exergie pro tlak.....	44
Obrázek 6-2: Citlivostní funkce exergie pro atmosférický tlak.....	45
Obrázek 6-3: Citlivost změny exergie na změnu m a p.....	46
Obrázek 6-4: Průběhy v pneumatickém válci [4].....	49