

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

**Hodnocení garantované výkonnosti kompresorů
v provozních podmínkách**

**Evaluation of Guaranteed Performance of Compressors
in Operating Conditions**

Student:

Jadlovec Marek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání bakalářské práce

Student: **Marek Jadlovec**
Studijní program: B2341 Strojirenství
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení
Téma: **Hodnocení garantované výkonnosti kompresorů v provozních podmínkách**
Evaluation of Guaranteed Performance of Compressors in Operating Conditions
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerže v oblasti kompresorů.
- 2) Problematika hodnocení výkonnosti objemových kompresorů.
- 3) Popis měřicí techniky pro diagnostické měření výkonnosti kompresorů.
- 4) Praktický příklad výpočtu výkonnosti kompresoru na základě výsledků diagnostického měření.

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] KOLARČÍK, K. a kol.: Kompresory. Skripta VŠB, Ostrava 2004, 122 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [2] RAJNIAK, I.: Tepelno-energetické a emisné merania. I. vydání, Bratislava: Ister Science, spol. s r.o., 1997, 481 s. ISBN 80-88683-20-3.
- [3] Technické zprávy z garančních zkoušek kompresorů. Katedra energetiky, VŠB-TU Ostrava.
- [4] Normy, firemní podklady, internetové zdroje apod.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.**

Datum zadání: 31.10.2015
Datum odevzdání: 16.05.2016



prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 5.5.2016

.....


Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své 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 předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 5.5.2016


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Marek Jadlovec

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Dr. Tyrše 3104, 738 01 Frýdek-Místek

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

JADLOVEC, M. Hodnocení garantované výkonnosti kompresorů v provozních podmínkách: bakalářská práce. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2016, 54 s. Vedoucí práce: VÝTISK, T.

Bakalářská práce se zabývá metodikou hodnocení garantované výkonnosti kompresorů v provozních podmínkách. V úvodu jsou popsány kompresory, jak se stanovuje jejich výkonnost a jakým způsobem se prokazuje. V další části jsou popsány měřidla a zařízení potřebná k stanovení výkonnosti kompresorů. Na základě těchto informací jsou v praktické části spočteny výkonnosti u dvou kompresorů při různých podmínkách. Tyto výkonnosti jsou dále srovnány s garantovanými výkonnostmi výrobce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

JADLOVEC, M. Evaluation of Guaranteed Performance of Compressors in Operating Conditions : Bachelor Thesis. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2016, 54 p. Thesis head: VÝTISK, T.

Master thesis is dealing with methods for Evaluation of Guaranteed Performance of Compressors in Operating Conditions. The introduction describes the compressors, how to specify their performance and how to proof it. In next part can be find gauges and equipment needed to specify performance. On the basis of this information in the practical part are calculated performances for two compressors in different conditions. These performances are compares with guaranteed performance from producer.

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce Ing. Tomáši Výtiskovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, stejně jako všem ostatním, kteří mi byli nápomocni při psaní této bakalářské práce

Obsah

Seznam použitých veličin	9
1 Úvod	12
2 Kompresory.....	13
2.1 Objemové kompresory	14
2.2 Šroubové kompresory	15
2.2.1 Hlavní části šroubových kompresorů.....	17
2.2.2 Pracovní oběh šroubových kompresoru	18
2.2.3 Závěrečné zhodnocení.....	18
2.2.4 Šroubové kompresory bezmazné.....	19
2.2.5 Šroubové kompresory mazané.....	19
2.2.6 Výkonnost kompresorů	19
2.2.7 Výkonnost šroubových kompresorů	20
3 Diagnostické měření.....	23
3.1 Měření teploty	23
3.1.1 Odporové teploměry.....	23
3.1.2 Měření teploty termickým odporovým teploměrem PT100.....	24
3.1.3 Termoelektrické teploměry	25
3.2 Měření tlaků	26
3.2.1 Diferenční snímače	28
3.2.2 Snímače statického tlaku	29
3.2.3 Tlakoměry s elektrickým výstupem.....	31
3.3 Měření průtoku.....	32
3.3.1 Měření průtoku na cloně.....	32
4 Popis metod a měřící techniky pro diagnostické měření výkonnosti kompresoru.....	34
4.1 Měření teploty	34
4.2 Měření tlaků	34
4.3 Měření průtoku vzduchu.....	34
4.4 Měření vlhkosti vzduchu.....	34

4.5	Použitá měřicí technika	35
5	Výpočet výkonnosti kompresorů	36
5.1	Výpočet výkonnosti u kompresoru A	36
5.1.1	Naměřené hodnoty u kompresoru A	41
5.1.2	Výsledné hodnocení výkonnosti kompresoru A	43
5.2	Výpočet výkonnosti u kompresoru B	43
5.2.1	Naměřené hodnoty u kompresoru B	45
5.2.2	Výsledné hodnocení výkonnosti kompresoru B	47
6	Závěr	48
7	Seznam použité literatury	49
	Seznam obrázků	51

Seznam použitých veličin

C	Součinitel průtoku	-
C_B	Součinitel průtoku u kompresoru B	-
D	Vnitřní průměr clony	m
d	měrná vlhkost na cloně	kg _{H2O} /kg _{sv}
d_{cl}	Vnitřní průměr clony	m
$d_{cl,B}$	Měrná vlhkost na cloně, kompresor B	kg _{H2O} /kg _{sv}
d_{dg}	Měrná vlhkost při referenčních podmínkách	kg _{H2O} /kg _{sv}
d_s	Měrná vlhkost v sání	kg _{H2O} /kg _{sv}
d_{sg}	Měrná vlhkost v sání při garantovaných podmínkách	kg _{H2O} /kg _{sv}
g	Gravitační zrychlení	m·s ⁻²
KM	Konstanta mikromanometru	-
l_{skut}	Výška lihového sloupce	m
\dot{m}_d	Hmotnostní výkonnost	kg·s ⁻¹
$\dot{m}_{d,B}$	Hmotnostní průtok na cloně u kompresoru B	kg·s ⁻¹
m_{sg}	Hmotnostní průtok v sání při garantovaných podmínkách	kg·s ⁻¹
n	Otáčky hlavního motoru	s ⁻¹
O_V	Objem vzdušníku	m ³
p	Celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu	Pa
p_{abs}	Absolutní tlak	Pa
$p_{abs,s}$	Celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu v sání	Pa
$p_{abs,sg}$	Celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu při garantovaných podmínkách	Pa
p_{cl}	Tlak vzduchu před clonou	Pa
p_B	Celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu u kompresoru B	Pa
$p_{cl,př}$	Přetlak na cloně	Pa
$p_{cl,př,B}$	Přetlak na cloně u kompresoru B	Pa
p_d	Dynamický tlak	Pa
p_{dg}	Tlak vzduchu v sání při referenčních podmínkách	Pa
P_{el}	Elektrický příkon	kW
p_N	Tlak vzduchu při tzv. standardních podmínkách	Pa
$p_{n,I}$	Tlak nasávaného plynu v prvním stupni kompresoru	Pa
p_s	Tlak vzduchu v sání	Pa
p_{sg}	Tlak vzduchu v sání při garantovaných podmínkách	Pa
p''	Tlak nasycené vodní páry na cloně při dané teplotě	Pa
p_B''	Tlak nasycené vodní páry na cloně při dané teplotě u kompresoru B	Pa

p_s''	Tlak nasycené vodní páry v sání	Pa
p_{sg}''	Tlak nasycené vodní páry při garantovaných podmínkách	Pa
r	Měrná plynová konstanta	J·kg ⁻¹ ·K
r_{cl_B}	Měrná plynová konstanta na cloně, kompresor B	J·kg ⁻¹ ·K
r_{dg}	Měrná plynová konstanta při ref. podmínkách	J·kg ⁻¹ ·K
r_{dg_B}	Měrná plynová konstanta při referenčních podmínkách v sání r	J·kg ⁻¹ ·K
Re	Reynoldsovo číslo	-
r_p	Měrná plynová konstanta vodní páry	J·kg ⁻¹ ·K
r_s	Měrná plynová konstanta v sání	J·kg ⁻¹ ·K
r_{sg}	Měrná plynová konstanta při garantovaných podmínkách	J·kg ⁻¹ ·K
r_{vz}	Měrná plynová konstanta suchého vzduchu	J·kg ⁻¹ ·K
$R(t)$	Odpor	Ω
S	Průtočná plocha	m ²
t	Teplota	°C
T_{cl}	Termodynamická teplota vzduchu v místě měření	K
T_{cl_B}	Termodynamická teplota vzduchu v místě měření u kompresoru B	K
T_{dg}	Termodynamická teplota vzduchu při referenčních podmínkách v sání	K
T_N	Teplota vzduchu při tzv. standardních podmínkách	K
$T_{n,I}$	Teplota nasávaného plynu v prvním stupni kompresoru	K
T_s	Termodynamická teplota vzduchu v sání	K
T_{sg}	Termodynamická teplota vzduchu při garantovaných podmínkách	K
v	Rychlost v místě měření	m·s ⁻¹
\dot{V}_d	Současná výkonnost	m ³ ·s ⁻¹
V_{dg}	Objemové množství při referenčních podmínkách v sání	Nm ³ ·h ⁻¹
V_{dg_B}	Objemové množství při referenčních podmínkách v sání, kompresor B	Nm ³ ·h ⁻¹
$\dot{V}_{d,N}$	Objemový průtok přepočtený na tzv. standardní (normální) stav technický	Nm ³ ·h ⁻¹
\dot{V}_{jm}	Jmenovitá hodnota výkonu	Nm ³ ·h ⁻¹
V_k	Velikosti pracovní komory	m ³
\dot{V}_n	Část z celkového množství plynu nasávaného do kompresoru	m ³ ·s ⁻¹
\dot{V}_O	Ztráty do okolí	m ³ ·s ⁻¹
V_s	Objemové množství při reálných podmínkách v sání	m ³ ·h ⁻¹
w	Rychlost vzduchu	m·s ⁻¹
Z_h	Počtu zubů hlavního rotoru	-
β	Poměr průměru	-
ε_1	Součinitel expanze	-

ε_{1_B}	Součinitel expanze u kompresoru B	-
ϑ	Kinematická viskozita	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
λ	Využití pracovního prostoru	-
Δl	Výchylka	m
Δp_1	Tlakový rozdíl	Pa
Δp	Diferenční tlak na cloně	Pa
Δp_B	Diferenční tlak na cloně u kompresoru B	Pa
Δm	Zvýšení hmotnosti plyn	kg
ρ	Měrná hmotnost tekutiny v daných podmínkách	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ρ_{cl}	Hustota vzduchu před clonou	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ρ_{cl_B}	Hustota vzduchu před clonou, kompresor B	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ρ_{dg}	Hustota při referenčních podmínkách v sání	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ρ_{dg_B}	Hustota při referenčních podmínkách v sání u kompresoru B	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ρ_{lih}	Hustota lihové náplně	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$\rho_{n,I}$	Hustota nasávaného plynu prvním stupněm kompresoru	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ρ_s	Hustota vzduchu na sání	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
σ	Tlakový poměr	-
δ	Kompresní poměr	-
φ	Relativní vlhkost vzduchu na cloně	-
φ_B	Relativní vlhkost vzduchu na cloně u kompresoru B	-
φ_s	Relativní vlhkost vzduchu v sání	-
φ_{sg}	Relativní vlhkost vzduchu při garantovaných podmínkách	-

1 Úvod

Bakalářská práce se převážně zabývá hodnocením garantované výkonnosti kompresorů v provozních podmínkách. Práce se skládá ze dvou částí. První, teoretická část je zaměřená na řešení v oblasti kompresorů a na popis diagnostického měření teplot, tlaků a průtoků ve skutečnosti.

Druhá, praktická část popisuje metody a měřicí techniku, které byly použity k získání potřebných hodnot pro výpočet výkonnosti dvou kompresorů pomocí clonového měření. Dále práce obsahuje samostatný výpočet výkonnosti kompresorů a závěrečné srovnání vypočtených hodnot s hodnotami garantovanými výrobcem. Pro správné zvládnutí výpočtové části bylo potřeba se seznámit s danými normami a naučit se orientovat v technické dokumentaci.

2 Kompresory

Kompresory jsou energetické stroje, které slouží ke stlačování a dopravě plynů a par. Stlačený vzduch se vyrábí stlačením atmosférického vzduchu a jeho úpravou. Jsou to pístové kompresory, které jsou poháněny pomocí spojky se spalovacím motorem nebo elektromotorem; kompresory, u nichž jsou válce kompresoru i válce spalovacího motoru uspořádány vedle sebe v jednom bloku; kompresory s běžnými písty bez klikového hřídele; rotační stroje – turbokompresory, axiální kompresory.

Pístové kompresory se pohybují v otáčkách okolo 300 až 3000 ot/ min. Účinnost těchto kompresorů klesá se zvětšujícími se otáčkami. Parametry jako je cena, váha a rozměry rychloběžných kompresorů jsou menší než u strojů pomaloběžných. Velké kompresory mají převážně nižší otáčky než ty malé, jelikož u nich více záleží na dosažené účinnosti než na ceně.

I přesto, že pístové kompresory mají velkou spotřebu stlačeného vzduchu vzhledem ke své účinnosti jsou často výhodnější než kompresory rotační. Největší a nejvýznamnější výhodou pístových kompresorů je možnost jejich plynulé regulace, při které se pracovní účinnost ani při částečném zatížení příliš nezhoršuje.

Křídlové kompresory, které dosahují dobré účinnosti i při malém dopravovaném množství se poměrně často používají v místech, kde není velký prostor na uložení kompresoru a kde je malé kolísání tlaku v potrubí, zatímco malé turbokompresory a axiální kompresory jsou výhodné jen tam, kde mohou být jen poměrně krátkou dobu v činnosti, jako např. u nouzových agregátů nebo u strojů k vyrovnání krátkodobé špičkové spotřeby. [6]

Turbokompresory mají sice nejmenší rozměry, avšak dosahují jen malé účinnosti. Kompresory, které dopravují jen malé množství vzduchu mají účinnost kolem 55 až 60 %, na rozdíl od turbokompresorů, které dopravují velké množství vzduchu a mohou dosáhnout účinnosti až přes 80 % a axiální kompresory na velmi velké výkony dokonce přes 90 %.

Rozdělení kompresorů

Na základě požadavků na množství vzduchu a jeho pracovní tlak se volí různé druhy kompresorů.

Podle principu činnosti se kompresory dělí na dva základní typy.

- První typ kompresorů pracuje na objemovém principu, stlačení se dosahuje nasátím vzduchu do prostoru, který je pak uzavřen a zmenšován. Na tomto principu pracují např. pístové kompresory.

- Druhý typ je založen na rychlostním principu, kdy nasátý vzduch je urychlován a jeho kinetická energie je v difuzoru transformována na tlakovou energii. Kompresory, které pracují na tomto principu, se nazývají turbokompresory.

Z názvoslovného hlediska je důležité dělení podle tlaku:

- vývěva** – nasává vzduch při tlaku nižším než atmosférickém a stlačuje jej na tlak atmosférický,
- dmychadlo** – stlačuje atmosférický vzduch na přetlak do 200 kPa,
- kompresor** – stlačuje plyn na přetlak vyšší než 200 kPa,
- booster** – pomocný kompresor, zařazovaný do sání např. chladivových kompresorů při příliš vysokém tlakovém poměru. Někdy je tak také nazýván i dotlačovací kompresor,
- cirkulační kompresor (cirkulátor)** – nasává plyn o vysokém tlaku, stlačuje ho s malým tlakovým poměrem. Je určen pro udržování tlaku v chemických provozech nebo plynovodech.

V praxi se kompresory rozlišují podle stlačovaného média:

- vzduchové,
- plynové (ke stlačení běžných technických plynů).

Podle počtu stlačovacích stupňů rozlišujeme kompresory:

- dvoustupňové,
- třístupňové atd.

Kompresor je:

- nízkotlaký, není-li výtlačný tlak vyšší než 2,5 MPa,
- středotlaký pro výtlačný tlak mezi 2,5 a 10 MPa,
- vysokotlaký pro výtlačný tlak 10 až 250 MPa.

Kompresory lze dále dělit na:

- stacionární,
- přenosné,
- pojízdné.

2.1 Objemové kompresory

Objemové kompresory pracují na principu plnění komory o konstantním objemu vzduchem s atmosférickým tlakem, který přenáší na stranu, kde je vysoký tlak. Objem komory kompresoru a jeho otáčky určují hmotnostní tok vzduchu, to znamená kolikrát je komora naplněna a celý obsah je vytlačen na druhou stranu a je poměrně nezávislý na

tlakovém poměru. Objemové kompresory dávají motoru plochou křivku točivého momentu v závislosti na jeho otáčkách a dobrou odezvu na změnu polohy škrticí klapky. Největší nevýhodou u těchto kompresorů je nespojitost cyklu plnění-výtlač: vzduch je dodáván pulsně na rozdíl od kontinuálně pracujících odstředivých kompresorů. Jedním z dalších problémů je ten, že převážná část objemových kompresorů často vytlačuje vzduch rovnou do sacího potrubí. Ovšem nastává problém tehdy, když se komora s nestlačeným vzduchem otevře do potrubí, kde už se stlačený vzduch nachází, tím pádem vzduch proudí zpět do komory a až potom je opět vytlačen zpět do sání. V tomto případě je velké množství vzduchu stlačeno 2x a navíc protéká přes hrany kompresoru 3x. V důsledku toho vzniká turbulence, která zahřívá vzduch na vyšší teplotu a tím pádem klesá účinnost kompresoru. Jak lze předpokládat, tvarování vstupních a výstupních hrdel je nadmíru důležité. Snad nejstarší objemové kompresory typu Roots byly vyvinuty v 19. století. Rootsův kompresor tvoří dva třílaločné rotory, které se otáčejí a bezdotykově zapadají do sebe. Jejich povrchy tvoří šroubovitě plochy s úhlem stoupání 60°. Synchronizace rotorů je zajištěna ozubenými koly. [3]

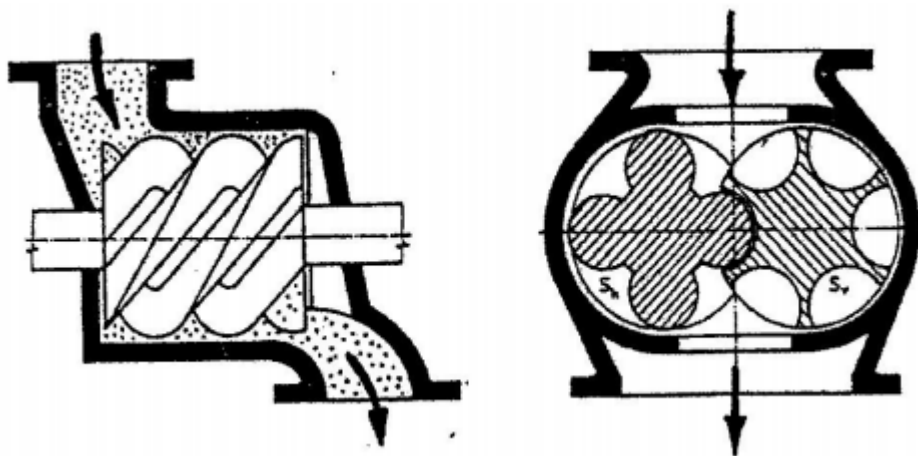
Objemové kompresory se dělí na:

- Objemový kompresor s vratným pohybem,
- Pístový kompresor,
- Membránový kompresor,
- Kompresor s volným pístem,
- Objemový rotační kompresor,
- Lamelový kompresor,
- Vodokružný kompresor,
- Šroubový kompresor,
- Dmyhadlo,
- Spirálový kompresor,
- Zubový kompresor. [3]

2.2 Šroubové kompresory

Šroubové kompresory jsou jednou z nejmodernějších technologií objemových kompresorů, které zahrnují výhody pístových, rotačních i dynamických kompresorů. Šroubové kompresory zaujímají převážnou část v oblasti stlačování vzduchu. V dnešní době byly vyřešeny i problémy související s technologií chemických procesů. Tyto kompresory mohou stlačovat různé typy plynů od vodíku až k etanu.

Konstrukce těchto kompresorů navazuje na Rootsova dmyhadla, ovšem čelní ozubení je nahrazeno dvěma šroubovými tělesy s nestejným počtem zubů a velkým stoupáním. Pohybující se části jsou vyváženy. [1]

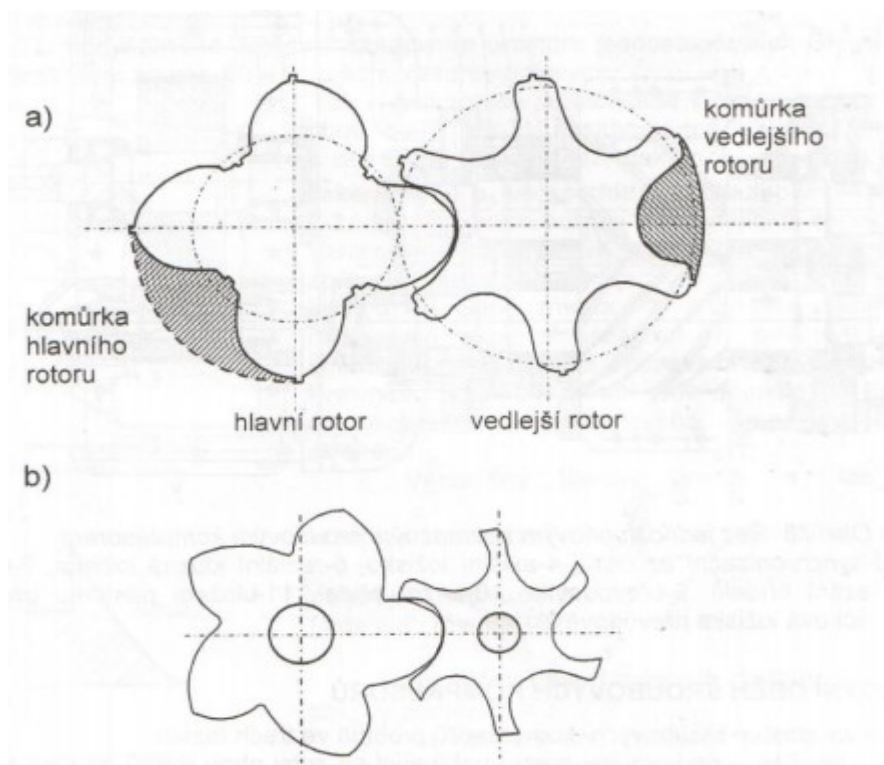


Obr. 2.1 Schéma šroubového kompresoru [1]

Díky malým rozměrům a vysokým otáčkám jsou zajištěny předpoklady pro levnou výrobu s minimálními požadavky na montáž i údržbu. Pro kompresi v šroubových kompresorech můžeme použít i vlhké a znečištěné plyny. Teplota v sání může dosáhnout až 100 °C. Nevýhoda šroubových kompresorů je neměnný vestavěný tlakový poměr π a velký hluk při vysoké frekvenci.

Dělení šroubových kompresorů:

- dle vyhotovení na bezmazné a mazané,
- dle počtu stupňů na jednostupňové až třístupňové,
- dle zubových profilů rotorů na stroje s ozubením cykloidním, cévovým, nesymetrickým a profilem sigma. [1]



Obr. 2.2 a) zubový profil nesymetrický b) profil sigma [1]

2.2.1 Hlavní části šroubových kompresorů

Jednou z hlavních částí je skříň šroubových kompresorů, která má dva válcové otvory, v nichž dochází k otáčení dvou rotorů. Součástí skříně je sací hrdlo, které zahrnuje sací prostor a sací otvor, který omezuje svým tvarem dobu sání. V původním uspořádání se využívalo z důvodu snadné montáže a návaznosti konstrukčních prvků souhlasné orientace sacího a výtlačného hrdla směrem nad pracovní prostor. Tímto způsobem byly vytvořeny podmínky k hydraulickým rázům při spuštění a odstavování stroje. Nyní se u mazného kompresoru umísťuje vstupní hrdlo nad pracovní prostor a výtlačné pod rotory. U bezmazných kompresorů vzduchových se využívá obrácený smysl proudění.

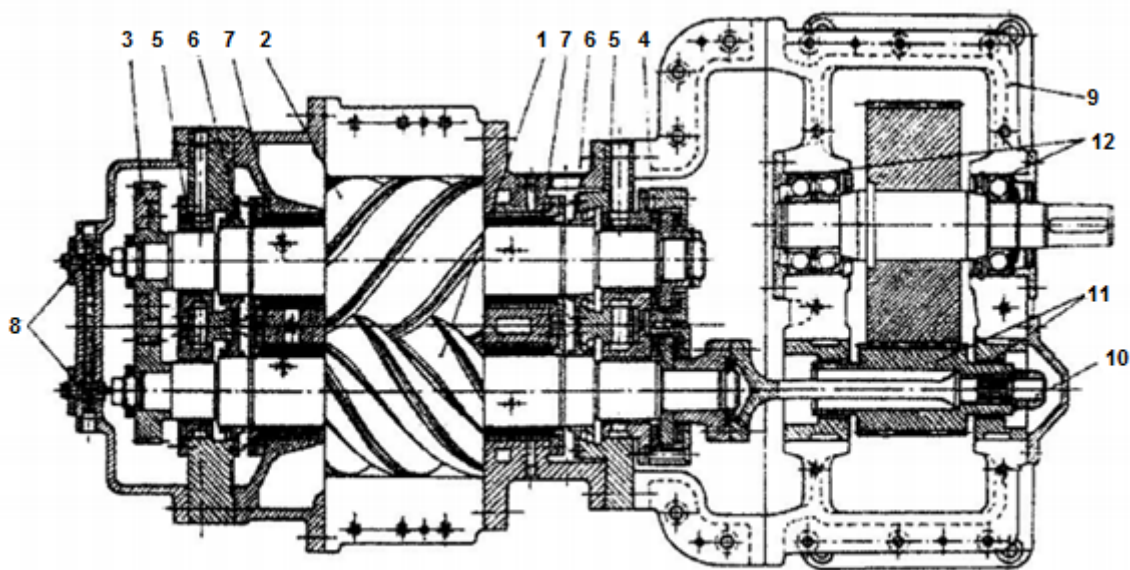
Ve skříni se dále nachází ložiska a ucpávky hřídelů, synchronizační a převodová soukolí. Mezi zuby rotorů a válcovou plochou je pomocí komůrek vytvořen pracovní prostor.

Hlavní rotor má zuby převážně s vypouklým nesymetrickým profilem, který je zkonstruovaný tak, aby při rotaci vytvářel nepřetržitou těsnící linii s minimální příčnou i podélnou netěsností. Vedlejší rotor má vydutý profil. Optimální poměr délky a průměru rotoru L/D je 1,65. Kompresory s delšími rotory mají sice větší výkonnost, dobře využívají pracovní prostor, ale mají menší tuhost.

Obvodová rychlost rotoru, která je závislá na tlakovém poměru, hustotě stlačeného plynu a výšce zubů, bývá převážně mezi 80 až 120 m/s.

U šroubových kompresorů můžeme nalézt systémy, které slouží k:

- regulaci výkonnosti, mazání, chlazení, filtraci nasávaného plynu, tlumení hluku, měření a střežení stroje. [1]

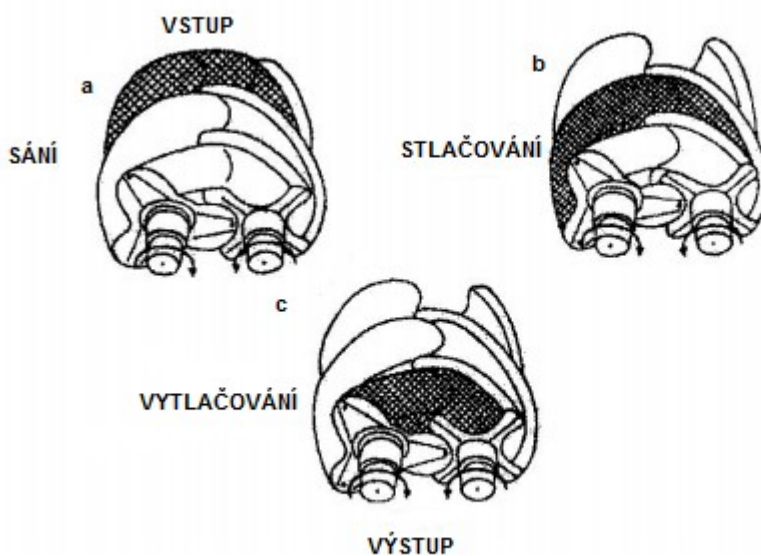


Obr. 2.3 Řez jednostupňovým bezmazným šroubovým kompresorem [1]

2.2.2 Pracovní oběh šroubových kompresoru

Pracovní oběh probíhá ve třech fázích (viz Obr.2.4) :

- sání (do komory mezi zuby obou rotorů na sací straně je nasáván plyn),
- stlačování (po přerušení spojení mezi sacím hrdlem a komůrkami, když zuby přejdou přes hranu sacího otvoru, vniká u čelní strany do pracovního prostoru následný zub spřaženého rotou),
- vytlačování (po spojení pracovní komůrky s výtlačným hrdlem je přes výtlačný otvor vytlačován všechen plyn ven z pracovního prostoru)



Obr. 2.4 Pracovní děj šroubových kompresorů [1]

a) sání, b) stlačování, c) vytlačování

2.2.3 Závěrečné zhodnocení

Pracovní oběh šroubového kompresoru není uzavřen. Po vytlačení plynu nedochází ke zpětné expanzi. Výkonnost u šroubového kompresoru není ovlivněna tlakem na konci komprese. Výkonnost neovlivní ani netěsnosti na druhém popřípadě vyšším stupni, jelikož objemové ztráty jsou minimální. Proto můžeme napsat, že $V_d = V_n$. Toto neplatí pouze v případě, kdy dojde k úniku plynu z mezistupňového prostoru. Můžeme říct, že charakteristika u jednostupňového šroubového kompresoru je strmější než u pístových kompresorů. Charakteristika vícešupňových kompresorů je svislá. [1]

2.2.4 Šroubové kompresory bezmazné

V pracovním prostoru není použito žádné mazivo, vzájemný pohyb rotorů je spojen synchronizačním soukolím. Tímto způsobem je dosaženo požadovaného rozdělení vůlí mezi zuby, které jsou obvykle co nejmenší z důvodu dosažení dobrého utěsnění pracovního prostoru. Vůle se pohybuje mezi $(0,8 - 1,2) \cdot 10^{-3} D$. Tyto typy kompresorů se využívají v extrémních podmínkách.

Jsou vhodné pro stlačování plynů, jako jsou plyny silně korozivní, znečištěné plyny, plyny s velkým obsahem kapalin a sedimentů apod.

Z důvodu potřeby velkých otáček (až k $n = 375 \text{ s}^{-1}$) jsou rotory poháněny převodovou skříní. Kompresory tohoto typu mohou i při malých rozměrech dosáhnout výkonosti až $40\,000 \text{ m}^3/\text{h}$. Do tlakového poměru $\sigma = 4$ jsou to kompresory jednostupňové a do $\sigma = 11$ jako dvoustupňové. [1]

2.2.5 Šroubové kompresory mazané

K mazání pracovního prostoru se používá nástřik velkého množství oleje (poměr hmotnosti oleje a plynu je 5:1) a tím se zaručují příznivé podmínky pro chod rotoru, dokonalé utěsnění a účinný odvod tepla z kompresoru. U jednostupňových kompresorů lze takový poměr zvýšit až na $\sigma_c = 10$. Z důvodu, že si převážně vystačíme s jednostupňovým kompresorem je konstrukce kompresorů jednodušší a lehčí. Ovšem je potřeba ke stroji umístit systém, který bude zajišťovat cirkulaci, chlazení a odlučování oleje z dopravovaného plynu. Není potřeba převodovky z důvodu menších otáček. Ve výsledku toto vede ke snížení hlučnosti a ekonomickému využití kompresoru pro výkonost od $50 - 3000 \text{ m}^3/\text{h}$. [1]

2.2.6 Výkonost kompresorů

Výkonost je základní parametr pro hodnocení využitelnosti kompresorů a je definován jako objemový průtok \dot{V}_d plynu sacím hrdlem kompresoru až do spotřebiče. Na tuto veličinu nemá vliv změna barometrického tlaku ani změna teploty, ale je závislá na současném stavu stroje na celkovém tlakovém poměru a především na stupni opotřebení částí, které utěsňují pracovní prostor. Srovnáním naměřených hodnot \dot{V}_d (současná výkonost) se jmenovitou hodnotou \dot{V}_{jm} udávanou výrobcem můžeme posoudit opotřebení stroje. [12]

Hmotnostní výkonnost \dot{m}_d ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), což je hmotnostní průtok plynu výtlačným hrdlem slouží k vyjádření dopravovaného množství plynu kompresorem.

Vztah mezi výkonností hmotnostní, zjišťovanou měřením ve výtlačném potrubí a výkonností současnou je popsán jako vztah:

$$\dot{m}_d = \dot{V}_d \cdot \rho_{n,I} \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (1)$$

kde: $\rho_{n,I}$ je hustota nasávaného plynu prvním stupněm kompresorů v závislosti na $p_{n,I}$ a teplotě $T_{n,I}$ v sacím hrdle stavová rovnice,

$$\rho_{n,I} = \frac{p_{n,I}}{r \cdot T_{n,I}} \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}] \quad (2)$$

což má za důsledek to, že se během dne i roku dopravované množství někdy i výrazně mění.

I když je používání hmotnostní výkonnosti \dot{m}_d nejpříjemnější k určení dopravovaného množství, v praxi se moc nepoužívá a spíše se vyskytuje objemový průtok, přepočítaný na tzv. standardní (normální) stav $\dot{V}_{d,N}$ pomocí rovnice (3). Výrobci kompresorů téměř výhradně používají tak zvaný "normální stav technický" na rozdíl od dříve používaného "normálního stavu fyzikálního". Není-li jasné, jak je vztažný vztah definován, je nutné si potřebné údaje zjistit. Vzájemné porovnání standardních výkonností přepočítaných na různé stavy je chybné. Dle různých zvyklostí bývají výkonnosti uváděny v jednotkách $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$, $\text{m}^3\cdot\text{min}^{-1}$, $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$. V případech, kde je nutné zvýraznit, že jde o standardní výkonnost, bývá používán index **n**, **N** (normální) např. $\text{m}_N^3\cdot\text{h}^{-1}$.

$$\dot{m}_d = \dot{V}_{d,N} \cdot \rho_N = \dot{V}_{d,N} \cdot \frac{p_N}{r \cdot T_N} \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (3)$$

2.2.7 Výkonnost šroubových kompresorů

Výpočet výkonnosti kompresoru se provádí dle:

$$\dot{V}_d = \dot{V}_n - \dot{V}_o \quad [\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}] \quad (4)$$

Výpočet šroubových výkonnosti šroubových kompresorů se provádí dle:

$$\dot{V}_d = V_k \cdot z_h \cdot n_h \cdot \lambda \quad [\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}] \quad (5)$$

Velikost pracovního prostoru šroubového kompresoru je závislá na počtu zubů.

$$V_z = V_k \cdot z_h \quad [\text{m}^3] \quad (6)$$

Využití pracovního prostoru λ úzce souvisí s otáčkami rotorů, protože je závislá na tření, škrcení, vnitřních netěsnostech apod. Otáčky šroubového kompresoru musí respektovat optimální obvodovou rychlost hlavního rotoru **u**, což je nejdůležitější parametr u šroubových kompresorů. [1]

2.2.7.1 Stanovení výkonnosti pomocí plnění nádoby známého objemu

Výkonnost kompresoru můžeme také stanovit metodou plnění vzdušníku o známém objemu, který je uzavřením ventilů odpojen od potrubní sítě. Výtlačná potrubí od ostatních kompresorových soustrojí musí být rovněž uzavřena.

Zkoušený kompresor musí být před zkouškou v běžném provozním stavu, aby bylo dosahováno obvyklých provozních teplot ke zkoušeným tlakům.

Princip zkoušky spočívá v tom, že vyprázdněný vzdušník plníme pomocí zkoušeného kompresoru vzduchem z barometrického tlaku na obvyklý provozní tlak vzduchu. Přitom se v pravidelných intervalech, nejlépe po 0,1 MPa odečítají a zaznamenávají tyto hodnoty:

- doba τ v sec. potřebná pro vzestup tlaku o zvolenou hodnotu tlakového rozdílu
- příkon elektromotoru P_{el} v kW vhodnou měřicí metodou, např. wattmetrem
- teplota vzduchu ve vzdušníku t ve 0 C

Měření je vhodné opakovat, aby byla vyloučena náhodná chyba.

Aplikací stavové rovnice $p \cdot V = m \cdot r \cdot T \rightarrow m = \frac{p \cdot V}{r \cdot T}$

Můžeme vypočítat zvýšení hmotnosti plynu „ Δm “ na čas „ τ “ při konstantním objemu vzdušníku:

$$\Delta m = \frac{O_v}{\tau} \cdot \frac{\Delta p_1}{r \cdot T} \quad [\text{kg}] \quad (7)$$

Tato změna byla způsobena výkonností kompresoru:

$$\Delta m = \dot{V}_d \cdot \rho_N = \dot{V}_d \cdot \frac{p_s}{r \cdot T_N} \quad [\text{kg}] \quad (8)$$

$$\dot{V}_d = \Delta m \cdot \frac{r \cdot T_s}{p_s} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (9)$$

$$\dot{V}_d = \frac{O_v}{\tau} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_s} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (10)$$

Výpočet účinnosti:

$$\eta = \frac{\dot{V}_d \cdot r \cdot T_s \cdot \rho \cdot \ln \delta}{P_{el}} \quad [-] \quad (11)$$

2.2.7.2 Stanovení výkonnosti pomocí clonového měření

Tento výpočet je založen na měření tlakové diference na primárním prvku dle normy ČSN ISO 5167.

$$m_d = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2\Delta p \rho_{cl}} \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (12)$$

Takto vypočtená výkonnost je dále nutná přepočítat na objemový průtok při reálných podmínkách v sání kompresoru, což je objem, který stanovuje výkonnost kompresoru. Pro porovnání s garantovanými hodnotami je dále z tohoto objemu stanoven hmotnostní průtok při respektování garantovaných podmínek v sání a tento přepočítán na objemové množství při garantovaných smluvních podmínkách. Takto stanovená výkonnost je možno porovnat s garantovanou hodnotou výkonnosti kompresoru.

Pomocí tohoto výpočtu jsem stanovil skutečnou výkonnost kompresoru, jak je uvedeno na příkladu v kapitole 5.

3 Diagnostické měření

Pro stanovení tepelně – technických parametrů při provozu energetických zařízení v reálných podmínkách se využívá velké oblasti diagnostických měření. Výsledky diagnostických měření jsou využity při výpočtech potřebných pro hodnocení garantovaných parametrů, včetně výkonnosti kompresorů.

3.1 Měření teploty

Teplota jako stavová veličina je stanovena mírou velikosti neuspořádaného pohybu molekul. Její přímé měření není možné, proto se určuje podle změny fyzikálních vlastností vhodné látky, která je určitým způsobem ve styku s tělesem anebo s prostředím, ve kterém je potřeba teplotu měřit.

Všeobecně můžeme metody měření rozdělit na:

- měření dotykovým teploměrem,
- měření bezdotykovým teploměrem,
- měření speciálními metodami. [2]

Nejčastěji používané teplotní stupnice jsou:

Celsiova stupnice, určená teplota tání ledu ve vodě při tlaku 101325 Pa ($t = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$) a teplotou varu ($t = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$). Ohraničený interval je rozdělený na 100 stejných dílků,

Kelvinova stupnice, která má stejné dělení jako Celsiova stupnice, avšak $0\text{ K} = -273,15\text{ }^{\circ}\text{C}$, což je nejnižší možná teplota (absolutní nulový bod), při kterém teoreticky přestává pohyb atomů v látce.

Pro přepočítání z Celsiovy stupnice do Kelvinovy stupnice platí:

$$T = t + 273,15 \quad [\text{K}] \quad (13)$$

3.1.1 Odporové teploměry

Měření teploty odporovými teploměry využívá změnu velikosti elektrického odporu kovů a polovodičů v závislosti na změně jejich teplot. Odpor kovů a slitin roste se stoupající teplotou, odpor některých polovodičů se stoupající teplotou klesá (tento druh polovodičů se označuje pojmem negistory – NTC), odpor jiných polovodičů se stoupající teplotou roste (pozistory – PTC).

Hlavní kritéria pro měřící odpor:

- **Přesnost** se hodnotí podle shody závislosti odporu od teploty s hodnotami, které stanovuje STN pro daný materiál.
- **Odporový poměr** je poměr hodnoty měřicího odporu při teplotě 100 °C k odporu při 0 °C.
- **Stabilita** vyjadřuje kolísání hodnoty základního odporu po teplotních cyklech. Základní odpor je hodnota měřicího odporu při teplotě 0 °C. Obvykle jde o odpor 100 Ω.
- **Maximální měřící proud** je udáván z důvodu ohřevu odporu při přechodu proudu měřícím odporem.
- **Schopnost odolávat otřesům** je odolnost snímače proti chvění.

Uvedeným požadavkům nejlépe vyhovuje platina, kde je platinový vodič navinutý na slídkové plotýnce a z obou stran je chráněn ochrannými plotýnkami. Plochými měřicími odpory vinutými na tvrzený papír se měří v rozsahu 100 – 110 °C. Na měření vyšších teplot se vyrábí měřící odpory uložené v keramickém obale. Obal tvoří keramický váleček, ve kterém jsou dva, nebo čtyři kanálky, ve kterých jsou k stěnám skloviny fixované spirály, spojené na jednom konci.

Keramické odpory se používají v rozsahu 200 – 800 °C.

Snímače se dělí na:

- **Tyčové snímače**, které jsou vhodné na měření teplot v taveninách, pecích apod.
- **Snímače do ochranného pouzdra.**
- **Snímače s ochranným pouzdrem.**
- **Snímače bez ochranného pouzdra.** [2]

3.1.2 Měření teploty termickým odporovým teploměrem PT100

U těchto odporových teploměrů se používá slabá platinová vrstva nanosená na keramickém nosiči. Při teplotě 0 °C činí jmenovitý odpor těchto měřících prvků 100 Ohmů. Platinové teploměry lze využít pro měření teplot v rozsahu -250 až 850 °C.

Interpretace naměřených hodnot

Při teplotě 0 °C činí jmenovitý odpor odporového teploměru PT100 100 ohmů. Vzorec pro výpočet hodnoty odporu při libovolné teplotě (t):

$$R(t) = 100 + 0,39083 \cdot t - 5,775 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 \quad [\Omega] \quad (14)$$

Příklad:

Naměřená teplota: $t = 80 \text{ }^\circ\text{C}$

$$R(t) = 100 + 0,39083 \cdot 80 - 5,775 \cdot 10^{-5} \cdot 80^2 = 130,9\Omega$$

Při teplotě $80 \text{ }^\circ\text{C}$ má odporový teploměr PT100 odpor cca $130,9 \text{ ohmu}$. [13]



Obr. 3.1 Odporový teploměr PT100 [8]

3.1.3 Termoelektrické teploměry

Při měření teploty termoelektrickými teploměry (termočlánkem) se využívá termoelektrický jev. Jeho podstatou je, že v obvodě složeném se dvou na konci svařených vodičů z různých materiálů, když jsou poté spojené konce umístěné v prostředí s různými teplotami, vzniká elektromotorická síla. Spojené konce, které se vkládají do prostředí s měřenou teplotou, se označuje jako měřicí spoj a volné konce, na kterých se měří napětí, se nazývá porovnávací spoj.

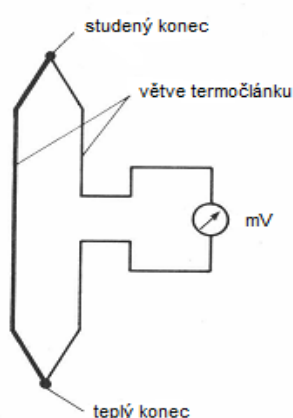
Termoelektrické napětí U_t , jehož hodnota je přímo úměrná rozdílu teplot $t_m - t_0$ (kde t_m je teplota na měřicím spoji a t_0 je teplota na porovnávacím spoji), se přivádí kompenzačním a měděným vedením na měřicí přístroj se stupnicí kalibrovanou v $^\circ\text{C}$. Při měření se porovnávací spoje musí udržet v konstantní vztažné teplotě. Teplota svorkovnice termočlánku může dosáhnout až $200 \text{ }^\circ\text{C}$. Proto se porovnávací spoje posouvají do míst s vhodnou pracovní teplotou, kde se udržuje konstantní teplota. [2]

Označení	Materiál	Teplotní rozsah[$^\circ\text{C}$]	Citlivost při 25°C [$\mu\text{V}/^\circ\text{C}$]
T	Cu-CuNi, Cu-ko	-200 až 350	40.6
J	Fe,CuNi	-200 až 750	51.7
E	NiCr-CuNi, ch-ko	-100 až 900	60.9
K	Ni-Cr-Ni, ch-a	-200 až 1200	40.6
S	PtRh10-Pt	0 až 1600	6
R	PtRh13-Pt	0 až 1600	6
B	PtRh30-PtRh6	300 až 1700	6

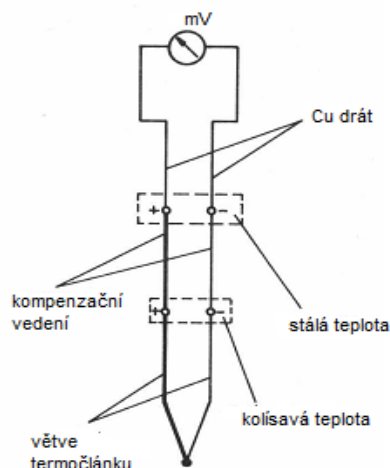
Tab. 3.1 Typy termočlánků

3.1.3.1 Termočlánek typu K

Typ **K** NiCr-Ni je často označován jako Chromel-Alumel (NiCr-NiAl), protože k chromu byl přidán hliník, aby jej za vyšších teplot chránil vytvořením ochranné vrstvy Al_2O_3 . Tento termočlánek lze připojit ke každému teploměru, který je vybavený vstupem pro termočlánek typu K. Díky velkému rozsahu měřitelných teplot je použití termočláneků velice široké. Užití těchto termočláneků je zvláště vhodné při monitorování velkého množství měřicích míst. Lze volit například mezi teplotními čidly vpichovacími, povrchovými, prostorovými, drátkovými apod. [10]



Obr. 3.2 Princip termočlánu [10]



3.3 Schéma připojení termočlánu k měřicímu přístroji [10]

3.2 Měření tlaků

Tlak je definován jako:

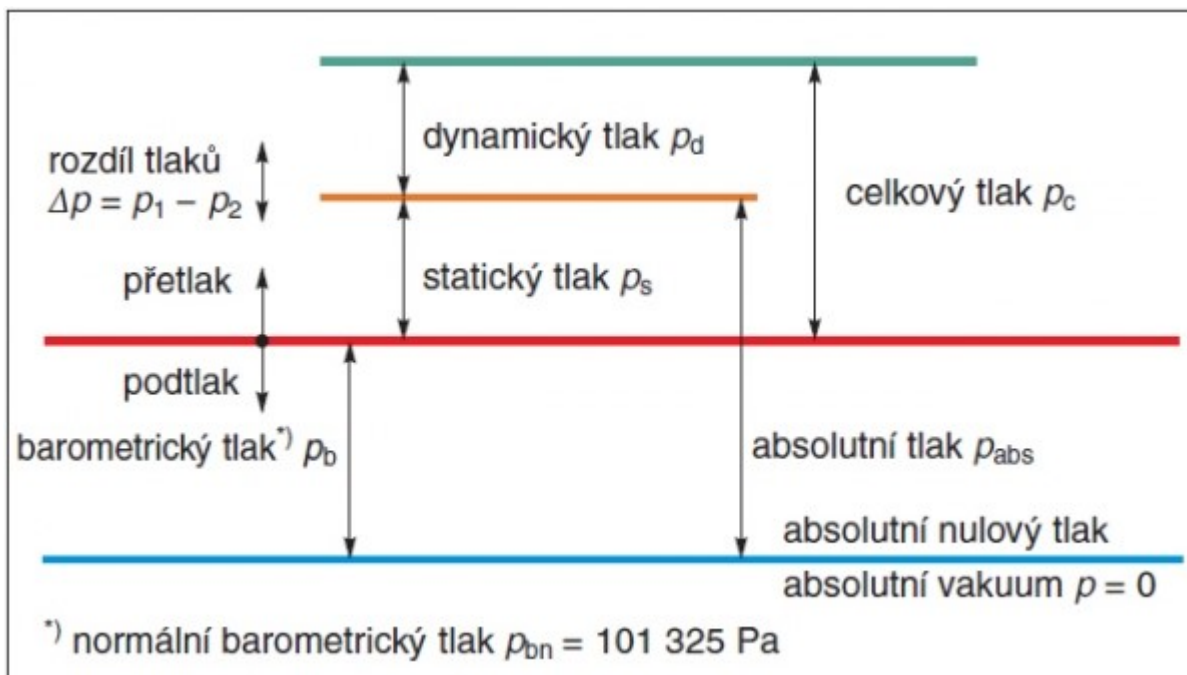
$$p = \frac{dF}{dS} \quad [\text{Pa}] \quad (15)$$

Základní jednotkou tlaku je pascal (Pa). Tlak, který vyvolá síla 1 Newtonu, působící kolmo na plochu 1 m^2 .

Druhy tlaků:

- **Absolutní tlak** p_a se měří od absolutní nuly, přetlak a podtlak se měří od okamžitého barometrického tlaku p_b ,
- **vakuum** je velice malý absolutní tlak blízký se nule,
- **statický tlak** p_s se měří v proudící tekutině a je v celém průtočném průřezu stejný,
- **kinetický tlak** p_k je funkcí rychlosti proudění w a hustoty tekutiny ρ dle vztahu:

$$p_k = \rho \cdot w^2 / 2 \quad [\text{Pa}] \quad (16)$$



Obr. 3.4 Rozdělení tlaků [4]

Rozdělení snímačů tlaku (tlakoměrů)

Podle velikosti měřeného tlaku a podle použití, lze snímače tlaku rozdělit na:

- Snímače vakua - k měření velmi malých absolutních tlaků (vakuometry).
- Snímače podtlaků a přetlaků (manovakuometry).
- Snímače malých podtlaků (tahoměry).
- Snímače přetlaků (manometry).
- Diferenční snímače - k měření tlakových rozdílů.

Podle definičních vztahů a funkčního principu lze snímače tlaků rozdělit na:

- Zvonové snímače - etalonové přístroje ke kalibraci nízkotlakých snímačů. Měřítkem tlaku je obvykle zdvih zvonu.
- Pístové snímače - etalonové přístroje ke kalibraci vysokotlakých snímačů. Měřítkem tlaku je hmotnost závaží na pístu známého průřezu.
- Deformační snímače - nejčastěji používané snímače. Měření tlaku je deformací pružného prvku. Nejčastěji jsou to prvky trubicové, membránové, krabicové.
- Elektrické snímače - využívají tlakové závislosti elektrické veličiny. Jsou to snímače odporové, bolometrické a ionizační. [4]

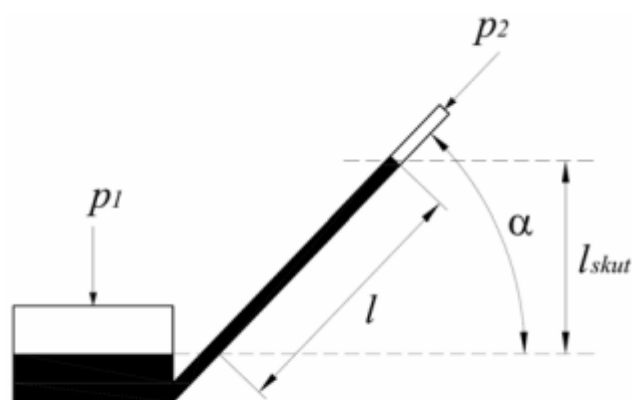
3.2.1 Diferenční snímače

3.2.1.1 Mikromanometr

Mikromanometr je určen pro měření diferenčního tlaku. V podstatě se jedná o nádobkové tlakoměry, jejichž rameno se může posunout až do svislé polohy, a tím měnit svou citlivost. Běžně vyráběna délka trubice je 200 – 500 mm. Vhodnou náplní je alkohol zabarvený metyloranží. [7]

Mikrometry se vyrábějí ve dvou provedeních:

- s pevně skloněným ramenem,
- s nastavitelným sklonem ramene.



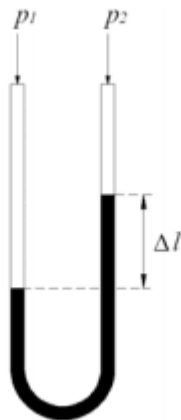
Obr. 3.5 Mikromanometr [7]

Naměřený tlak:

$$\Delta p_1 = \frac{\rho_{\text{li}} \cdot \Delta l \cdot g \cdot KM}{1000} \quad [\text{Pa}] \quad [17]$$

3.2.1.2 U trubice

"U trubice" je trubice ve tvaru U anebo dvě rovné, svisle upevněné trubky, které jsou v dolní části propojené. Tlakoměr se plní asi do poloviny kapalinou, přičemž je potřeba použít kapaliny tvořící jasný meniskus a mající stálé vlastnosti, jako jsou například rtuť, etylalkohol destilovaná voda apod. [7]



Obr. 3.6 U trubice [7]

$$\Delta p_1 = \rho \cdot g \cdot \Delta l \quad [\text{Pa}] \quad (18)$$

„U trubice“ je možno použít i pro měření **statického tlaku** až do hodnoty 10 MPa. Pro vysoké tlaky se používají nerezové trubky se rtuťovou náplní a výška hladiny se snímá plovákem s magnetem.

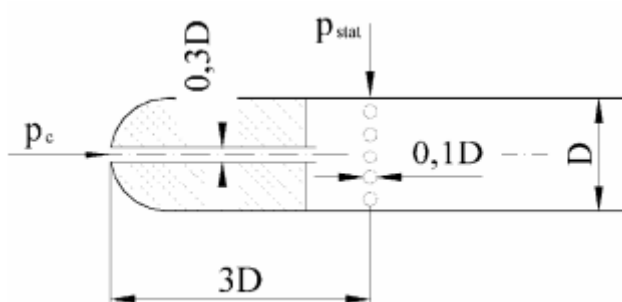
3.2.2 Snímače statického tlaku

3.2.2.1 Prandtlova trubice

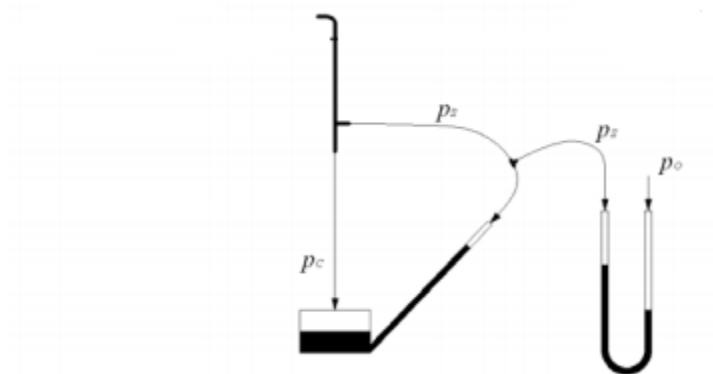
Jedná se o dynamickou rychlostní sondu, umístěnou v proudu vzduchu, na jejímž čele je odebírán celkový tlak p_c (Pa) a otvory umístěnými na obvodu trubice je odebírán tlak **statický** p_s . [7]



Obr. 3.7 Čelo Prandtlovy trubice [7]



Obr. 3.8 Schématický řez Prandtlovou trubicí [7]



Obr. 3.9 Propojení Prandtlovy trubice s mikromanometrem pro odběr dynamického tlaku, U trubice zapojena pro odběr statického podtlaku v místě měření [7]

Na základě dynamického tlaku lze určit rychlost vzduchu, kde ve vztahu je ρ (kg/m^3) hustota vzduchu v místě měření, w rychlost vzduchu (m/s).

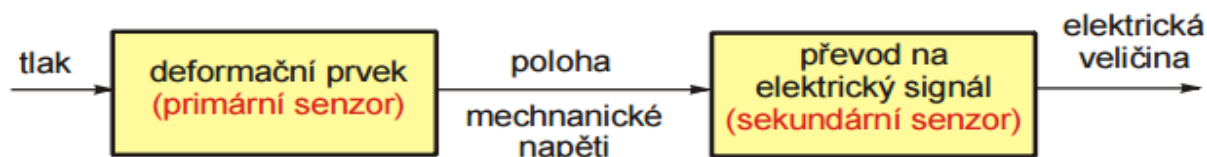
$$p_d = \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (19)$$

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot p_d}{\rho}} \quad [\text{m/s}] \quad (20)$$

$$p_d = \frac{\rho_{\text{tln}} \cdot \Delta l \cdot g \cdot KM}{1000} \quad [\text{Pa}] \quad (21)$$

3.2.3 Tlakoměry s elektrickým výstupem

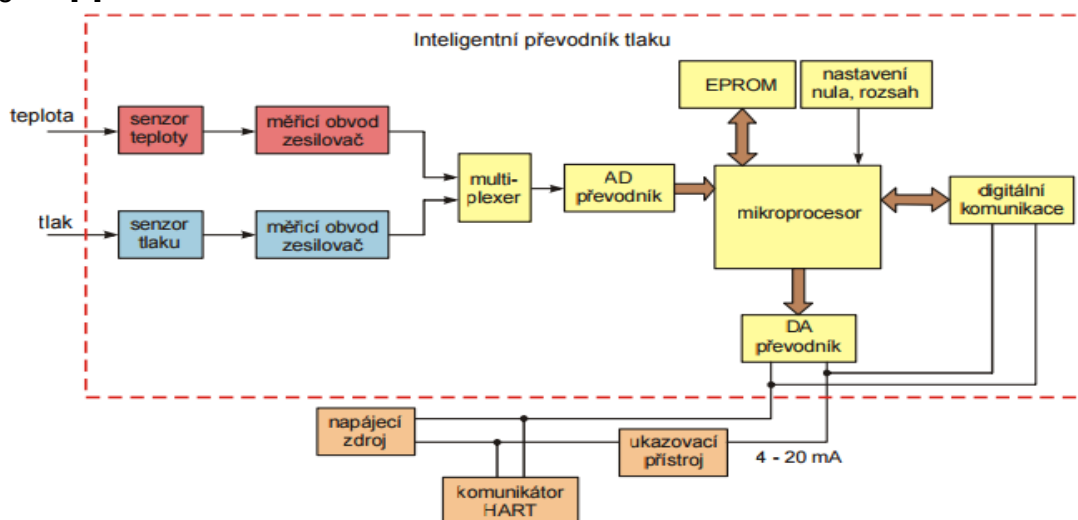
V dnešní době se nejčastěji používají snímače, které poskytují výstupní signál vhodný pro dálkový přenos a pro následné zpracování v elektronických analogových a číslicových obvodech. Deformační prvek jako je například membrána nebo trubice je základ takovýchto snímačů, a je následován senzorem s elektrickým výstupem, který vyhodnocuje deformaci způsobenou změnou měřeného tlaku. [4]



Obr. 3.10 Schéma snímače tlaku s elektrickým výstupem [4]

3.2.3.1 Inteligentní převodníky tlaku

Intelligentní převodníky nebo také „smart-převodníky“ mají uplatnění v měření spousty veličin nejenom tlaku. Inteligentní převodníky, i když měří různé veličiny, mají spoustu společných vlastností a liší se pouze v detailech. U inteligentních převodníků tlaku se využívají senzory s elektrickým principem a zpracování signálu je charakterizováno aplikací mikroprocesorů, rozsah mikroprocesor digitální komunikace DA převodník napájecí zdroj komunikátor HART ukazovací přístroj 4 - 20 mA. Schéma inteligentního převodníku tlaku je zobrazeno na obr. 3.11. Začleněním mikroprocesoru do vyhodnocovacího obvodu se dosáhne nejen zvýšení přesnosti, ale i přizpůsobivosti (flexibility) a univerzálnosti. Software, využívaný pro řízení procesu měření, umožňuje i automatickou diagnostiku funkce zařízení, ukládat naměřené údaje do paměti, vyhodnocovat extrémní i průměrné hodnoty atd. Důležitou vlastností inteligentních převodníků je jejich konfigurovatelnost podle požadavků uživatele. K dálkovému přenosu lze využít podle přání unifikovaný, analogový či digitální signál. [4]



Obr. 3.11 Schéma inteligentního převodníku tlaku [4]



Obr. 3.12 Snímač tlaku a tlakové diference Rosemount 3051C SMART [4]

3.3 Měření průtoku

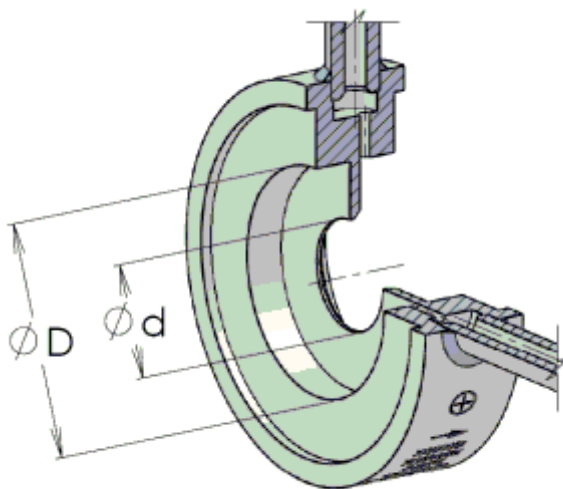
Tato kapitola se zabývá problematikou měření průtoku a to zejména na cloně. Název tekutina je užíván jako pojmenování pro kapaliny, páry a plyny. Jejich společnou vlastností je tekutost. Tekutost je způsobena snadnou vzájemnou pohyblivostí částic dané látky. Díky této vlastnosti, kapaliny i plyny nezachovávají svůj tvar a přizpůsobují se okolí (tvaru nádoby / prostředí)

3.3.1 Měření průtoku na cloně

Princip měření průtoku škrťicím prvkem jako je clona využívá skutečnosti, že při zmenšení průtočného průměru nastává zvětšení místní kinetické energie na úkor tlakové energie. Rozdíl statických tlaků před a za clonou, které se měří přes odběry tlaků pomocí otvorů ve stěně potrubí. Před clonou, kde je hodnota statického tlaků větší se nazývá jako plusový odběr, a za clonou je to minusový odběr, který je nižší. Rozdíl těchto tlaků je tlaková diference. V literatuře se škrťicí prvky nazývají jako tzv. primární prvek. Přístroje, které měří tlakovou diferenci popřípadě jiné veličiny, se nazývají sekundární prvky. Vzorec pro výpočet hmotnostního průtoku přes primární prvek byl vyjádřen z Bernoulliho rovnice a rovnice kontinuity. Je potřeba dosazovat do rovnice (12) v základních jednotkách SI. [2]

3.3.1.1 Kruhová centrická clona

Kruhová centrická clona je kruhová deska s centrickým kruhovým otvorem s ostrou vstupní hranou. Umísťuje se dovnitř potrubí kolmo na vlastní osu tak, aby byl otvor clony centrický s vnitřním povrchem potrubí. Normalizované typy clon jsou jednoduché, tudíž nenáročné na výrobu, ovšem velký důraz se klade na ostrost vstupní hrany, výstupní hrana clony by měla být sražená pod úhlem 45°. Norma udává tloušťku desky, výšku sražení výstupní hrany i dovolenou odchylku rovinnosti přední a zadní plochy kruhové desky stanovené v závislosti od vnitřního průměru potrubí před clonou. Tento průměr se označuje D a vypočítá se jako aritmetický průměr z dvanácti měření vnitřního průměru potrubí před clonou. Tvarování vnějšího obvodu clonového kotouče je určeno způsobem upnutí kotouče mezi příruby potrubí. Charakteristický typ clony je dán umístěním odběrového tlaku. Dle normy jsou povoleny tři typy odběru: koutový odběr, přírubový odběr a odběr ve vzdálenosti D a $D/2$. [2]



Obr. 3.13 Kruhová měřicí clona [16]

4 Popis metod a měřicí techniky pro diagnostické měření výkonnosti kompresoru

4.1 Měření teploty

Měření teplot vzduchu bylo provedeno odporovými teploměry Pt100 propojenými s měřícím systémem pomocí čtyřvodičového zapojení.

4.2 Měření tlaků

Statický tlak

Statický tlak vzduchu na výstupu z kompresoru byl měřen pomocí instalované centrické clony. Tlakový snímač byl připojen impulsním potrubím k plusovému tlakovému odběru z clonové měřicí trati (před clonou) a k třícestnému ventilu provozního tlakoměru.

Atmosférický tlak

Atmosférický tlak byl měřen kalibrovaným převodníkem absolutního tlaku firmy HONEYWELL třídy přesnosti 0,15.

Diferenční tlak na cloně

Diferenční tlak pro výpočet průtočného množství vzduchu byl měřen kalibrovaným převodníkem diferenčního tlaku firmy HONEYWELL třídy přesnosti 0,15.

4.3 Měření průtoku vzduchu

Průtok vzduchu byl měřen pomocí centrické clony zabudované ve výstupním potrubí za kompresorem. Měřený průtok vzduchu byl dopočítán dle rovnic ČSN ISO EN 5167 z měřených hodnot na cloně (diferenční tlak, statický tlak, teplota) a rozměrových parametrů měřicí clony.

4.4 Měření vlhkosti vzduchu

Relativní vlhkost vzduchu nasávaného kompresorem byla měřena kapacitním vlhkoměrem firmy Omega. Měření bylo prováděné kontinuálně po celou dobu zkoušek pro stanovení výkonnosti a spotřeby vzduchu.

4.5 Použitá měřicí technika

Veškerá měřicí technika, která byla použita, k získání potřebných veličin pro stanovení výkonnosti kompresoru je uvedena v tabulce 4.1.

Poř. č.	Měřená veličina	Měřicí přístroj	Výrobce	Přesnost
Statické a diferenční tlaky				
1	Statický tlak vzduchu na cloně (výtlak)	Tlakový snímač STG944	Honeywell	0,15%
2	Diferenční tlak na cloně	Tlakový snímač STG944	Honeywell	0,15%
3	Atmosférický tlak	Snímač absolutního tlaku	Honeywell	0,1%
Teploty				
1	Na cloně	Teploměr Pt100	OMEGA	Třída A
2	Za clonou	Teploměr Pt100	OMEGA	Třída A
3	V sání kompresoru	Teploměr Pt100	OMEGA	Třída A
Průtok vzduchu				
1	Průtok vzduchu ve výtlaku kompresoru	Provozní clona	JSP	1,03%
Vlhkost vzduchu				
1	V sání kompresoru	Digitální vlhkoměr	OMEGA	2%

Tab. 4.1 Souhrn měřicí techniky

5 Výpočet výkonnosti kompresorů

Výpočet výkonnosti jsem provedl pomocí clonového měření na dvou kompresorech.

5.1 Výpočet výkonnosti u kompresoru A

Pro stanovení hmotnostního množství vzduchu ve standardním výtlačném bodě byla použita zabudovaná měřicí clonová trať umístěná na potrubním rozvodu na výtlačné straně kompresoru se jmenovitými parametry $d = 147,749$ mm a $D = 268$ mm.

Výpočet hmotnostního průtoku na výstupu z kompresoru byl proveden v souladu s ČSN ISO 5167-1:2003 "Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu", a to z naměřených hodnot teploty t_{cl} , absolutního tlaku vypočteného z naměřených hodnot přetlaku a absolutního tlaku v sání $p_{cl} = p_{cl_př} + p_{atm}$, diferenčního tlaku p_{dif} a uvažované 100% vlhkosti vzduchu. Měření probíhalo 60 minut.

Hodnoty na cloně:

Veličina	Význam veličiny	Hodnota	Zn. jednotky	Jednotka
$p_{cl_př}$	Přetlak na cloně	796500	Pa	Pascal
Δp	Diferenční tlak na cloně	1409,7	Pa	Pascal
p''	Tlak nasycené vodní páry při dané teplotě	3866	Pa	Pascal
p_{abs}	celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu	894949	Pa	Pascal
T_{cl}	Teplota na cloně	301,55	K	Kelvin
φ	Relativní vlhkost vzduchu	100	%	Procento
C	Součinitel průtoku	0,6090	-	-
ε_1	Součinitel expanze	0,99	-	-

Tab. 5.1 Naměřené hodnoty na cloně u kompresoru A

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{D \cdot v}{\vartheta} \quad [-] \quad (22)$$

$$v = \frac{m}{\rho \cdot S} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (23)$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [m^2] \quad (24)$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,147749^2}{4} = 0,017145 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{2,00285}{10,3225 \cdot 0,017145} = 11,31 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Re = \frac{0,147749 \cdot 11,31}{1,7826 \cdot 10^{-6}} = 937418$$

Výpočet hmotnostního průtoku na cloně byl proveden dle vztahu (12) do kterého byly dosazeny následující parametry:

Hustota vzduchu před clonou ρ_{cl}

Hustota vzduchu před clonou byla vypočtena dle vztahu:

$$\rho_{cl} = \frac{p_{cl}}{r \cdot T_{cl}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (25)$$

Měrná plynová konstanta r

Měrná plynová konstanta byla počítána ze vztahu:

$$r = \frac{r_{vz} + d \cdot r_p}{1 + d} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}] \quad (26)$$

Měrná vlhkost d

Měrná vlhkost byla počítána ze vztahu:

$$d = 0,6221 \cdot \frac{\varphi \cdot p''}{p_{cl} - \varphi \cdot p''} \quad [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{sv}}] \quad (27)$$

Po dosazení získáme:

$$p_{cl} = p_{cl_př} + p_{abs} \quad [\text{Pa}] \quad (28)$$

$$p_{cl} = 796500 + 98449$$

$$p_{cl} = 894949 \text{ Pa}$$

$$d = 0,6221 \cdot \frac{1 \cdot 3866}{894949 - 1 \cdot 3866}$$

$$d = 2,70 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{sv}}$$

Měrná plynová konstanta r

Po získání měrné vlhkosti platí pro měrnou plynovou konstantu r :

$$r = \frac{r_{vz} + d \cdot r_p}{1 + d} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}] \quad (29)$$

$$r = \frac{287,04 + 2,70 \cdot 10^{-3} \cdot 461,48}{1 + 2,70 \cdot 10^{-3}}$$

$$r = 287,510 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Pro hustotu před clonou platí:

$$\rho_{cl} = \frac{p_{cl}}{r \cdot T_{cl}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (30)$$

$$\rho_{cl} = \frac{894949}{287,510 \cdot 301,55}$$

$$\rho_{cl} = 10,3225 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Tyto hodnoty byly dosazeny do výpočtu hmotnostního průtoku na cloně dle (12):

$$\dot{m}_d = \frac{0,6090}{\sqrt{1 - 0,6872^4}} \cdot 0,99 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,147749^2 \cdot \sqrt{2 \cdot 1409,7 \cdot 10,3225}$$

$$\dot{m}_d = 2,00285 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Po výpočtu hmotnostního toku na cloně byl vypočítán objemový průtok na sání kompresoru při reálných podmínkách:

Reálné podmínky v sání:

Veličina	Význam veličiny	Hodnota	Zn. jednotky	Jednotka
p_s	Tlak v sání	97812	Pa	Pascal
p_s''	Tlak nasycené vodní páry při dané teplotě	2032	Pa	Pascal
p_{abs_s}	celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu	97812	Pa	Pascal
T_s	Teplota v sání	290,85	K	Kelvin
φ_s	Relativní vlhkost vzduchu	38,34	%	Procento

Tab. 5.2 Reálné podmínky v sání u kompresoru A

Měrná vlhkost v sání při reálných podmínkách d

Po dosazení do (27) bylo získáno:

$$d_s = 0,6221 \cdot \frac{0,3834 \cdot 2032}{97812 - 0,3834 \cdot 2032}$$

$$d_s = 4,99 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{sv}}$$

Měrná plynová konstanta v sání při reálných podmínkách r

Po získání měrné vlhkosti byla spočtena měrná plynová konstanta r dle vztahu (29):

$$r_s = \frac{287,04 + 4,99 \cdot 10^{-3} \cdot 461,48}{1 + 4,99 \cdot 10^{-3}}$$

$$r_s = 287,906 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}$$

Nyní byla stanovena hustota na sání:

$$\rho_s = \frac{p_s}{r_s \cdot T_s} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (31)$$

$$\rho_s = \frac{97812}{287,906 \cdot 290,85}$$

$$\rho_s = 1,1681 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Přepočet hmotnostního množství \dot{m}_d [kg/s] na objemové množství při reálných podmínkách v sání V_s [m³/h] byl proveden dle:

$$V_s = \frac{\dot{m}_d}{\rho_s} \cdot 3600 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (32)$$

$$V_s = \frac{2,00285}{1,1681} \cdot 3600$$

$$V_s = 6172,64 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Z objemového množství na sání V_s [m³/h] byl vypočítán hmotnostní průtok při garantovaných podmínkách v sání:

Garantované podmínky (gtn.pod.) v sání:

Veličina	Význam veličiny	Hodnota	Zn. jednotky	Jednotka
p_{sg}	Tlak v sání	98000	Pa	Pascal
p_{sg}''	Tlak nasycené vodní páry při dané teplotě	4241	Pa	Pascal
p_{abs_sg}	celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu	98000	Pa	Pascal
T_{sg}	Teplota v sání	303,15	K	Kelvin
φ_{sg}	Relativní vlhkost vzduchu	60	%	Procento

Tab. 5.3 Garantované podmínky v sání u kompresoru A

Měrná vlhkost v sání při garantovaných podmínkách d_{sg}

Po dosazení do rovnice (29) bylo získáno:

$$d_{sg} = 0,6221 \cdot \frac{0,6 \cdot 4241}{98000 - 0,6 \cdot 4241}$$

$$d_{sg} = 16,58 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{sv}}$$

Měrná plynová konstanta při garantovaných podmínkách v sání r_{sg}

Po získání měrné vlhkosti byla ze vztahu (29) spočtena měrná plynová konstanta r :

$$r_{sg} = \frac{287,04 + 16,58 \cdot 10^{-3} \cdot 461,48}{1 + 16,58 \cdot 10^{-3}}$$

$$r_{sg} = 289,885 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}$$

Nyní byla dopočítána hustota v sání při garantovaných podmínkách:

$$\rho_{sg} = \frac{p_{sg}}{r \cdot T_{sg}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (33)$$

$$\rho_{sg} = \frac{98000}{289,885 \cdot 303,15}$$

$$\rho_{sg} = 1,1152 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Po dopočítání všech potřebných hodnot byl stanoven hmotnostní průtok v sání při garantovaných podmínkách m_{sg} [kg/s]:

$$m_{sg} = \frac{V_s \cdot \rho_{sg}}{3600} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (34)$$

$$m_{sg} = \frac{6172,64 \cdot 1,1152}{3600}$$

$$m_{sg} = 1,9121 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Z hmotnostního průtoku m_{sg} [kg/s], který při přepočtu na smluvní podmínky stanoví objemové množství (výkonost) V_{dg} [Nm³/h] pro srovnání s garantovanou hodnotou.

Referenční podmínky v sání:

Veličina	Význam veličiny	Hodnota	Zn. jednotky	Jednotka
p_{dg}	Tlak v sání	101325	Pa	Pascal
T_{dg}	Teplota v sání	293,15	K	Kelvin
φ	Relativní vlhkost vzduchu	0	%	Procento

Tab. 5.4 Referenční podmínky v sání u kompresoru A

Měrná vlhkost v sání při referenčních podmínkách d

Při uvažování relativní vlhkosti 0 % je měrná vlhkost rovna 0.

Měrná plynová konstanta při referenčních podmínkách v sání r

Po získání měrné vlhkosti byla ze vztahu (29) spočtena měrná plynová konstanta r:

$$r_{dg} = \frac{287,04 + 0 \cdot 461,48}{1 + 0}$$

$$r_{dg} = 287,04 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}$$

Nyní byla dopočítána hustota v sání při referenčních podmínkách před clonou:

$$\rho_{dg} = \frac{p_{dg}}{r \cdot T_{dg}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (35)$$

$$\rho_{dg} = \frac{101325}{287,04 \cdot 293,15}$$

$$\rho_{dg} = \mathbf{1,2042 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}}$$

Přepočet hmotnostní množství m_{sg} [kg/s] na objemové množství při referenčních podmínkách v sání V_{dg} [Nm³/h] byl proveden dle:

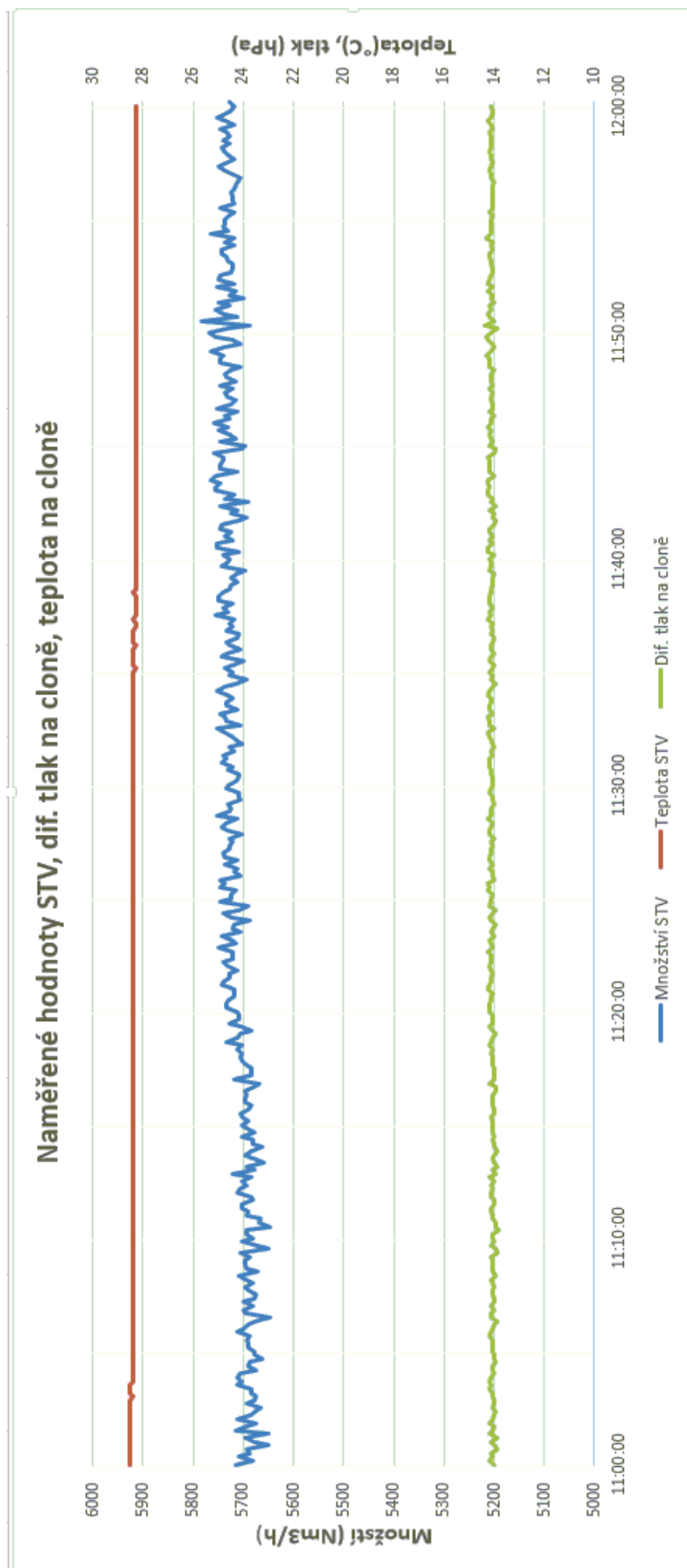
$$V_{dg} = \frac{m_{sg}}{\rho_{dg}} \cdot 3600 \quad [\text{Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (36)$$

$$V_{dg} = \frac{1,9121}{1,2042} \cdot 3600$$

$$V_{dg} = \mathbf{5716,29 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}}$$

5.1.1 Naměřené hodnoty u kompresoru A

Veškeré data potřebné k vytvoření grafického znázornění průběhu výkonnosti jsem získal z naměřených hodnot na cloně kompresoru. Měření probíhalo co 10 s po dobu 60 minut. Z naměřených hodnot jsem vypočetl danou výkonnost a zaznamenal do grafu spolu s teplotou a diferenčním tlakem na cloně.



Graf 5.1 Naměřené hodnoty u kompresoru A

5.1.2 Výsledné hodnocení výkonnosti kompresoru A

Na závěr můžeme srovnat vypočtenou výkonost kompresoru V_{dg} [Nm^3/h] při referenčních podmínkách v sání (293,15 K, 101325 Pa, 0% RV) s garantovanou hodnotou výrobce.

Garantovanou hodnotou je 6575 Nm^3/h s tolerancí $\pm 5\%$.
Tudíž 6245 ÷ 6903,75 Nm^3/h .

Výkonnost kompresoru [Nm^3/h]

$$5716,29 \leq 6245,25$$

Vypočtená výkonnost nedosahuje garantované výkonnosti, tudíž můžeme říct, že kompresor **NESPLNUJE** podmínky, které výrobce garantoval.

5.2 Výpočet výkonnosti u kompresoru B

Pro stanovení hmotnostního množství vzduchu ve standardním výtlačném bodě byla použita zabudovaná měřicí clonová trať umístěná na potrubním rozvodu na výtlačné straně kompresoru se jmenovitými parametry $d = 107,007$ mm a $D = 206,110$ mm.

Výpočet hmotnostního průtoku na výstupu z kompresoru byl proveden v souladu s ČSN ISO 5167-1:2003 "Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu", a to z naměřených hodnot teploty t_{cl} , absolutního tlaku vypočteného z naměřených hodnot přetlaku a absolutního tlaku v sání $p_{cl} = p_{cl_př} + p_{atm}$, diferenčního tlaku p_{dif} a uvažované 100% vlhkosti vzduchu. Měření probíhalo 20 minut.

Výpočet výkonnosti kompresoru B byl obdobný jako u kompresoru A, tudíž budu uvádět pouze hodnoty vypočtených veličin.

Veličina	Význam veličiny	Hodnota	Zn. jednotky	Jednotka
$p_{cl_př_B}$	Přetlak na cloně	634000	Pa	Pascal
Δp_B	Diferenční tlak na cloně	1872,9	Pa	Pascal
p_B''	Tlak nasycené vodní páry při dané teplotě	3019	Pa	Pascal
p_B	celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu	733000	Pa	Pascal
T_{cl_B}	Teplota na cloně	297,3836	K	Kelvin
φ_B	Relativní vlhkost vzduchu	100	%	Procento
C_B	Součinitel průtoku	0,6110	-	-
ε_{1_B}	Součinitel expanze	0,99	-	-

Tab. 5.5 Naměřené hodnoty na cloně u kompresoru B

Výpočet Reynoldsova čísla

$$S = \frac{\pi \cdot 0,107007^2}{4} = 0,00899 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{1,011781}{8,57 \cdot 0,00899} = 13,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Re = \frac{0,107007 \cdot 13,13}{2,1315 \cdot 10^{-6}} = 659161$$

Měrná vlhkost na cloně d_{cl_B}

$$d_{cl_B} = 2,57 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{sv}}$$

Měrná plynová konstanta na cloně r_{cl_B}

$$r_{cl_B} = 287,487 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}$$

Hustota před clonou ρ_{cl_B}

$$\rho_{cl_B} = 8,5736 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Nyní známe všechny hodnoty k výpočtu hmotnostního průtoku na cloně

$$\dot{m}_{d_B} = 1,0123 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Referenční podmínky v sání:

Veličina	Význam veličiny	Hodnota	Zn. jednotky	Jednotka
p_{dg}	Tlak v sání	101325	Pa	Pascal
T_{dg}	Teplota v sání	293,15	K	Kelvin
φ	Relativní vlhkost vzduchu	0	%	Procento

Tab. 5.6 Referenční podmínky v sání u kompresoru b

Měrná vlhkost v sání při referenčních podmínkách d

Při uvažování relativní vlhkosti 0 % je měrná vlhkost rovna 0.

Měrná plynová konstanta při referenčních podmínkách v sání r_{dg_B}

$$r_{dg_B} = 287,04 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}$$

Hustota při referenčních podmínkách v sání ρ_{dg_B}

$$\rho_{dg_B} = \frac{p_{dg}}{r \cdot T_{dg}} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (37)$$

$$\rho_{dg_B} = \frac{101325}{287,04 \cdot 293,15}$$

$$\rho_{dg_B} = 1,2042 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Přepočítání hmotnostní množství m_{sg} [kg/s] na objemové množství při referenčních podmínkách v sání V_{dg} [Nm³/h] provedeme dle:

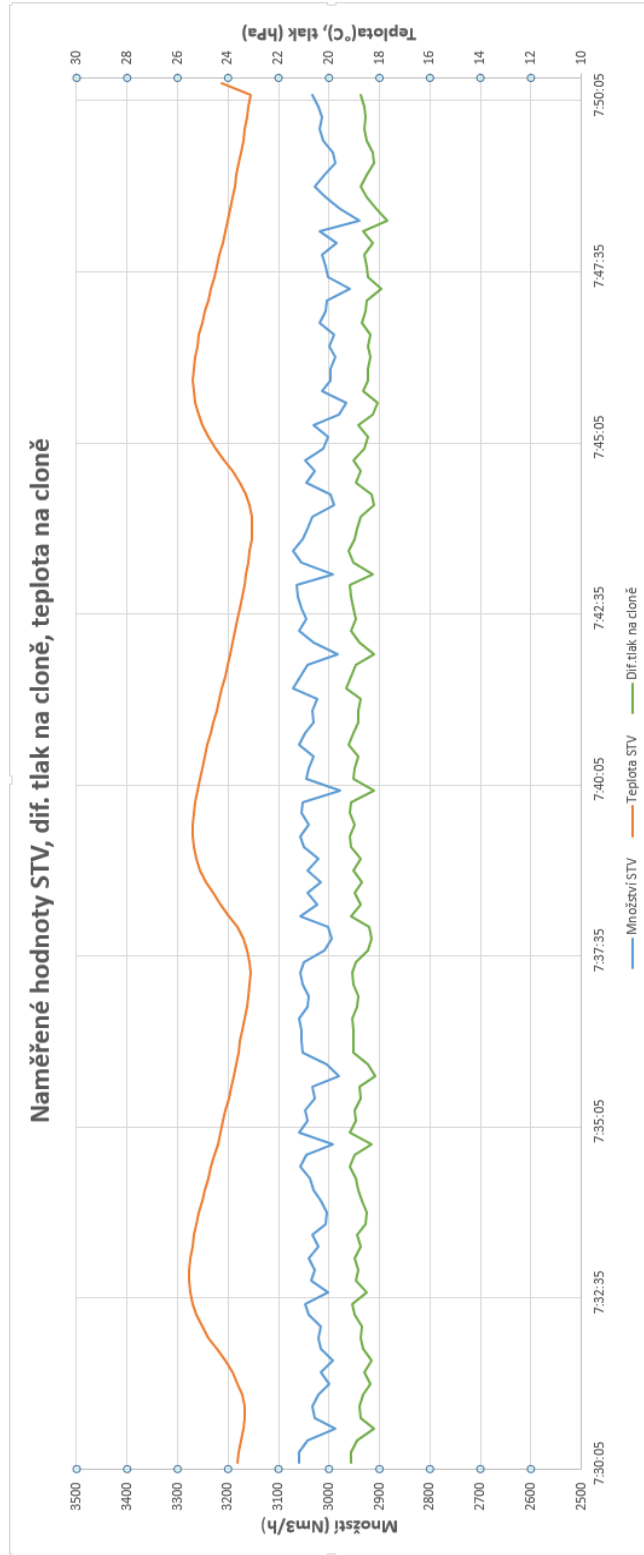
$$V_{dg_B} = \frac{\dot{m}_d}{\rho_{dg}} \cdot 3600 \quad [\text{Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (38)$$

$$V_{dg_B} = \frac{1,0123}{1,2042} \cdot 3600$$

$$V_{dg_B} = 3026,3 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

5.2.1 Naměřené hodnoty u kompresoru B

Veškeré data potřebné k vytvoření grafického znázornění průběhu výkonnosti jsem získal z naměřených hodnot na clone kompresoru. Měření probíhalo co 10 s po dobu 20 minut. Z naměřených hodnot jsem vypočetl danou výkonnost a zaznamenal do grafu spolu s teplotou a diferenčním tlakem na clone.



Graf 5.2 Naměřené hodnoty u kompresoru B

5.2.2 Výsledné hodnocení výkonnosti kompresoru B

Na závěr můžeme srovnat vypočtenou výkonost kompresoru V_{dg} [Nm³/h] při referenčních podmínkách v sání (293,15 K, 101325 Pa, 0% RV) s garantovanou hodnotou výrobce.

Kompresor B je součástí kompresorové stanice, kde se nachází čtyři kompresory. Garantovaná hodnota výkonnosti pro celou stanici je 12000 Nm³/h. Tudíž každý kompresor musí průměrně dosahovat alespoň 3000 Nm³/h.

Výkonnost kompresoru [Nm³/h]

$$3026,3 \geq 3000$$

Vypočtená výkonost dosahuje garantované výkonnosti, tudíž můžeme říct, že kompresor **SPLŇUJE** podmínky, které výrobce garantoval.

6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo zorientovat se a popsat problematiku hodnocení garantované výkonnosti kompresoru v provozních podmínkách. Hlavním úkolem bylo zpracovat dva praktické příklady výpočtu výkonnosti kompresoru na základě výsledků diagnostického měření.

První část bakalářské práce se zabývá rešerší v oblasti kompresorů a to převážně těch šroubových. Druhá část popisuje diagnostické měření teplot, tlaků a průtočného množství.

V kapitole č. 4 byl popsán způsob a technika, které byly použity k získání parametrů potřebných pro výpočet samotné výkonnosti. Veškerá použitá technika byla získaná z technické zprávy o výpočtu kompresoru.

Nejobsáhlejší a nejdůležitější pátá kapitola obsahuje výpočet výkonnosti dvou kompresoru v různých podmínkách. Výpočet výkonnosti byl proveden pomocí clonového měření. Potřebné parametry jako teplota tlak a vlhkost vzduchu na cloně byly získány z technické zprávy, která mi byla poskytnuta. Kromě samotného výpočtu tato kapitola obsahuje srovnání hodnot výkonnosti kompresoru převedené na referenční podmínky s garantovanou hodnotou výrobcem. U kompresoru A vyšla výkonnost při referenčních podmínkách $5716,29 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, což je vzhledem ke garantované výkonnosti $6575 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ méně o zhruba $850 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a tudíž kompresor A nedosahuje garantované výkonnosti o 8%. Naopak u kompresoru B byla výkonnost $3026,3 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, což přesahuje hodnotu $3000 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, která byla výrobcem garantována.

Samotnému čtenáři by měla bakalářské práce dát základní a srozumitelné informace o problematice hodnocení garantované výkonnosti kompresorů.

7 Seznam použité literatury

- [1] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [2] RAJNIÁK, Ivan. *Tepelnoenergetické a emisné merania*. Bratislava: Ister Science, 1997. ISBN 80-88683-20-3.
- [3] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. Kompresory. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1994. ISBN 80-01-01145-3.
- [4] [online]. 2010 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: <http://uprt.vscht.cz/ucebnice/LO/download/B6-priprava.pdf>
- [5] [online]. 2012 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: http://www.e-automatizace.cz/ebooks/mmv/tlak/tlak_tlakomery_v_automatizaci.htm
- [6] [online]. 2012 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi_mat/kompresory.pdf
- [7] [online]. 2011 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: http://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/EXM/IB_EXM_char_ventilatoru_FINALL.pdf
- [8] [online]. 2016 [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: http://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/EXM/IB_EXM_char_ventilatoru_FINALL.pdf
- [9] [online]. 2015 [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: http://www.jsp.cz/files/uvod_d.pdf
- [10] [online]. 2012 [cit. 2016-02-20]. Dostupné z: <http://www.maryshfmmi.webzdarma.cz/mtttd.htm>
- [11] [online]. 2012 [cit. 2015-12-20]. Dostupné z: http://www.e-automatizace.cz/ebooks/mmv/tlak/tlak_deformacni_tlakomery.htm
- [12] [online]. 2012 [cit. 2016-3-15]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory—Kolarcik-a-kol—P3.pdf
- [13] [online]. 2013 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/10762394-Monitorovaci-system-odporovy-teplomer-pt100-cpkn-cpkno-cpkn-chs-hpk-hpk-l-megacpk-rph-doplňkový-navod-k-obsluže.html>

[14] JENČÍK, J.; VOLF, J. Technická měření: 1. vydání Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. 212 s. ISBN 80-01-02138-6

[15] ČSN EN ISO 5167-2. Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu – část 2: Clony. Praha: Český normalizační institut, Listopad 2003. 52 s.

[16] [online]. 2013 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z:

<http://www.jsp.cz/files/f0010kpcz.pdf>

Seznam obrázků

- Obr. 2.1 Schéma šroubového kompresoru
- Obr. 2.2 a) zubový profil nesymetrický b) profil sigma
- Obr. 2.3 Řez jednostupňovým bezmazným šroubovým kompresorem
- Obr. 2.4 Pracovní děj šroubových kompresorů
- Obr. 3.1 Odporový teploměr PT100
- Obr. 3.2 Princip termočlánku
- Obr. 3.3 Schéma připojení termočlánku k měřicímu přístroji
- Obr. 3.4 Rozdělení tlaků
- Obr. 3.5 Mikromanometr
- Obr. 3.6 U trubice
- Obr. 3.7 Čelo Prandtlovy trubice
- Obr. 3.8 Schématický řez Prandtlovou trubicí
- Obr. 3.9 Propojení Prandtlovy trubice s mikromanometrem pro odběr dynamického tlaku, U trubice zapojena pro odběr statického podtlaku v místě měření
- Obr. 3.10 Schéma snímače tlaku s elektrickým výstupem
- Obr. 3.11 Schéma inteligentního převodníku tlaku
- Obr. 3.12 Snímač tlaku a tlakové diference Rosemount 3051C SMART
- Obr. 3.13 Kruhová měřící clona

Přílohy

Příloha č. 1 – Nomogram pro výpočet expanzního součinitele [14]

Příloha č. 2 – Tabulka nasyceného vlhkého vzduchu [14]