ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Diagnostika šroubového kompresoru

Autor: **Bc. David Hübel**

Vedoucí práce: **Ing. Pavel Žitek**

Akademický rok 2016/2017

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.
Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: …….. . . . . .

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Hübel	**Jméno** David	
STUDIJNÍ OBOR	N 2301 Strojní inženýrství		
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení (včetně titulů)** Ing. Žitek	**Jméno** Pavel	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	**DIPLOMOVÁ**	~~**BAKALÁŘSKÁ**~~	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Diagnostika šroubového kompresoru		

FAKULTA	strojní		**KATEDRA**	KKE	**ROK ODEVZD.**	2017

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	74		**TEXTOVÁ ČÁST**	60	**GRAFICKÁ ČÁST**	1

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) **ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY**	Cílem této práce je navrhnout metodiku provozní diagnostiky šroubového kompresoru. Za tímto účelem byla zpracována rešerše na téma šroubových kompresorů se zaměřením na jejich měření a diagnostiku. Pak byla vykonána série experimentálních měření na navržené zkušební trati. Naměřená data byla porovnána s výsledky počítačové simulace. Dále bylo provedeno měření vibrací pomocí akcelerometrů, jejich vyhodnocení v programu Matlab a navržení metod jejich diagnostiky. Závěrem byla navržena komplexní diagnostika šroubového kompresoru.
KLÍČOVÁ SLOVA **ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE**	Kompresor, šroubový kompresor, diagnostika, vibrace, měření, regulace

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	**Surname** Hübel	**Name** David	
FIELD OF STUDY	N 2301 Strojní inženýrství		
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Ing. Žitek	**Name** Pavel	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	**DIPLOMA**	~~**BACHELOR**~~	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	Screw compressor diagnostics		

FACULTY	Mechanical Engineering		**DEPARTMENT**	Power System Engineering	**SUBMITTED IN**	2017

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	74		**TEXT PART**	60	**GRAPHICAL PART**	1

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	The aim of this work is to propose a methodology for the operational diagnostics of a screw compressor. For this purpose, this research was focused on screw compressors − namely their measurement and diagnostics. Then a series of experimental measurements were carried out on a test track designed by the author. The measured data was compared with the results of a computer simulation. The next step was the performing of vibration measurements using accelerometers, their results were evaluated in the Matlab software and methods were designed for their diagnosis. Concluding this thesis is a comprehensive diagnosis of how the screw compressor was designed.
KEY WORDS	Compressor, screw compressor, diagnostic, vibrations, measuring, regulation

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce, panu Ing. Pavlu Žitkovi, za odborné vedení. Mé díky patří také panu Ing. Davidu Krivánkovi za cenné rady při řešení této práce.

OBSAH

1 ÚVOD 1

I. TEORETICKÁ ČÁST 2

2 ŠROUBOVÉ KOMPRESORY A JEJICH REGULACE 3

2.1 Šroubové kompresory 3
2.2 Regulace šroubových kompresorů 4
2.2.1 Start – stop 4
2.2.2 Změna otáček 4
2.2.3 Uzavření sání 4
2.2.4 Škrcení sání 4
2.2.5 Přepouštění z výtlaku do sání 4
2.2.6 Regulace zkrácením činné délky rotorů 5
2.2.7 Regulace kombinovaná 5
2.2.8 Regulace proporcionální 5

3 DIAGNOSTIKA KOMPRESORŮ 6

3.1 Energodiagnostika 6
3.2 Diagnostika dle teplot a tlaků 7
3.3 Vibrodiagnostika 7
3.3.1 Analýza časové oblasti 8
3.3.2 Analýza frekvenční oblasti 9

4 METODIKA MĚŘENÍ 10

4.1 Měření teploty 11
4.1.1 Kontaktní teploměry 11
4.1.2 Bezkontaktní teploměry 13
4.2 Měření tlaku 14
4.3 Měření průtoku 15
4.3.1 Měření tlakové ztráty 15
4.3.2 Měření rychlosti 15
4.3.3 Další způsoby 16
4.4 Měření vibrací 18
4.4.1 Akcelerometr 18

5 ANALÝZA KOMPRESOROVÉ STANICE Z HLEDISKA VIBRACÍ 19

5.1 Blok B100 19
5.1.1 Frekvence vibrací rotorů 21
5.1.2 Frekvence vibrací ložisek 22
5.2 Elektropohon 23
5.2.1 Frekvence vibrací chladicí vrtule 23

II. PRAKTICKÁ ČÁST 254

6 VLASTNÍ EXPERIMENT 25

6.1 Laboratorní měření na zkušební trati 26
6.1.1 Místa měření a použitá měřidla 27
6.1.2 Analýza dat naměřených na zkušební trati 28
6.1.3 Vyhodnocení dat 32
6.2 Počítačová simulace 35
6.3 Porovnání simulace a experimentu 38
6.4 Měření vibrací na kompresorové stanici 39
6.5 Analýza dat naměřených akcelerometry 40

6.5.1 Fourierova transformace ... 42
6.5.2 Teoreticky očekávané frekvence vibrací ... 45
6.5.3 Skutečně naměřené frekvence vibrací ... 45
6.5.4 Vyhodnocení výsledků měření vibrací ... 47

7 NÁVRH METODIKY DIAGNOSTIKY ŠROUBOVÉHO KOMPRESORU ... 52

7.1 VÝBĚR ROZHODUJÍCÍCH PARAMETRŮ A JEJICH MĚŘENÍ ... 52
7.2 VYBRANÉ SENZORY ... 55
7.3 PORUCHY ŠROUBOVÝCH KOMPRESORŮ ... 56
7.4 METODIKA DIAGNOSTIKY ... 57
7.5 VYHODNOCOVÁNÍ DAT ... 59

8 ZÁVĚR ... 60

9 POUŽITÁ LITERATURA ... 61

10 SEZNAM PŘÍLOH ... 61

Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma šroubového kompresoru ... 3
Obrázek 2: Schéma regulace zkrácením činné délky rotorů [3] ... 5
Obrázek 3: Grafické znázornění časové a frekvenční oblasti [9] ... 7
Obrázek 4: Odporové teploměry se závitem ... 11
Obrázek 5: Princip termočlánku ... 12
Obrázek 6: Termočlánek typu K se závitem ... 13
Obrázek 7: Zobrazení úniku tepla okny pomocí fototermovize ... 13
Obrázek 8: Grafické zobrazení tlaků [7] ... 14
Obrázek 9: Tlakoměr s rozsahem 0-16 bar a výstupem 4-20 mA ... 14
Obrázek 10: Schéma principu vírového průtokoměru ... 17
Obrázek 11: Rotametr ... 17
Obrázek 12: Kompresorová stanice Albert E. 80 Vario ... 19
Obrázek 13: Výkres sestavy bloku B100 ... 20
Obrázek 14: Schéma zapojení navržené experimentální trati ... 25
Obrázek 15: Skutečné zapojení trati ... 26
Obrázek 16: Experimentální kompresor typ B100 ... 26
Obrázek 17: Graf závislosti výkonu na tlaku p_0 pro nastavený tlak p_2 = 6 bar ... 30
Obrázek 18: Graf závislosti výkonu na tlaku p_0 pro nastavený tlak p_2 = 7 bar ... 30
Obrázek 19: Graf závislosti výkonu na tlaku p_0 pro nastavený tlak p_2 = 8 bar ... 31
Obrázek 20: Graf závislosti výkonu na tlaku p_0 pro nastavený tlak p_2 = 9 bar ... 31
Obrázek 21: Závislost tlaku na výkonu pro otevřenou klapku ... 31
Obrázek 22: Graf závislosti účinnosti na okamžitých otáčkách ... 33
Obrázek 23: Graf závislosti příkonu na okamžitých otáčkách ... 34
Obrázek 24: Graf závislosti výkonnosti na okamžitých otáčkách ... 34
Obrázek 25: Úvodní obrazovka programu Cairo ... 35
Obrázek 26: Graf závislosti příkonu na okamžitých otáčkách ... 37
Obrázek 27: Porovnání simulace a experimentu ... 38
Obrázek 28: Kompresorová stanice ... 39
Obrázek 29: Umístění akcelerometrů ... 39
Obrázek 30: Sběrnice ... 40
Obrázek 31: Nezpracovaný signál ... 42
Obrázek 32: Absolutní hodnota Fourierovy transformace ... 43
Obrázek 33: FFT se zobrazenou polovinou vzorkovací frekvence ... 43
Obrázek 34: Graf FFT s logaritmickou osou x (délka FFT je 4096) ... 44
Obrázek 35: Graf FFT s logaritmickou osou x (délka FFT je 131 072) ... 44
Obrázek 36: Graf naměřených frekvencí ... 46
Obrázek 37: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 4 bar ... 47
Obrázek 38: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 5 bar ... 48
Obrázek 39: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 6 bar ... 49
Obrázek 40: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 7 bar ... 50
Obrázek 41: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 8 bar ... 51
Obrázek 42: Metoda maximální amplitudy ... 54
Obrázek 43: Metoda frekvenční analýzy ... 55

Seznam tabulek

Tabulka 1: Hodnocení vibrací podle efektivní rychlosti 9
Tabulka 2: Typy termočlánků 12
Tabulka 3: Popis ložisek bloku B100 21
Tabulka 4: Zubové frekvence rotorů 22
Tabulka 5: Vypočtené hodnoty ložiskových frekvencí 23
Tabulka 6: Vypočtená frekvence vrtule 23
Tabulka 7: Naměřené hodnoty pro nastavený tlak 6 bar 28
Tabulka 8: Naměřené hodnoty pro nastavený tlak 7 bar 28
Tabulka 9: Naměřené hodnoty pro nastavený tlak 8 bar 29
Tabulka 10: Naměřené hodnoty pro nastavený tlak 9 bar 29
Tabulka 11: Naměřené hodnoty pro otevřenou škrticí klapku 29
Tabulka 12: Hodnoty simulace pro tlak p_2 = 6 bar 36
Tabulka 13: Hodnoty simulace pro tlak p_2 = 7 bar 36
Tabulka 14: Hodnoty simulace pro tlak p_2 = 8 bar 36
Tabulka 15: Hodnoty simulace pro tlak p_2 = 9 bar 37
Tabulka 16: Očekávané frekvence vibrací 45
Tabulka 17: Reálně naměřené frekvence vibrací 46
Tabulka 18: Seznam senzorů pro diagnostiku 55

1 Úvod

Tato práce si klade za úkol návrh metodiky provozní diagnostiky šroubového kompresoru s ohledem na jeho životnost a potřebu servisu. Zadání poskytla firma Atmos Chrást a bude řešeno v jejich spolupráci. Diplomová práce bude rozdělena na část teoretickou a část praktickou.

V první části bude nejprve provedena rešerše se zaměřením na konstrukci šroubových kompresorů a na jejich regulaci. Následovat bude kapitola zabývající se diagnostikou šroubových kompresorů a metodikou měření, které je esenciální pro stanovení správné diagnózy. Na závěr této části bude provedena komplexní analýza kompresorové stanice, poskytnuté firmou Atmos Chrást s.r.o., z hlediska vibrací. Pozornost bude věnována především určení frekvencí vibrací, těch rotačních součástí, které mají zásadní vliv na životnost zařízení jako celku.

Druhá část se již bude věnovat návrhu a vyhodnocení experimentu, jehož cílem je poskytnou informace o chování kompresoru pro následnou analýzu. Z této analýzy naměřených dat budou určeny parametry, které jsou klíčové pro navrhovanou diagnostiku.

Nakonec bude navržena metodika pro diagnostikování stavu šroubového kompresoru během běžného provozu.

I. Teoretická část

2 Šroubové kompresory a jejich regulace

2.1 Šroubové kompresory

Jsou to objemové rotační stroje, stlačující plyn pomocí zmenšování objemu párových komůrek mezi šroubovými zuby dvou rotorů. Rotory mají nestejný počet zubů a velké stoupání závitu. Hnací rotor je označovaný jako hlavní a má většinou 4 až 5 konkávních zubů, zatímco rotor hnaný (též vedlejší) má 6 až 7 zubů konvexních. Zjednodušené schéma řezu rotory šroubového kompresoru je vidět na obr. 1. Zobrazený kompresor má hlavní rotor se 4 zuby umístěný vlevo a rotor vedlejší se 6 zuby vpravo. Výtlak probíhá ve směru šipek zdola nahoru.

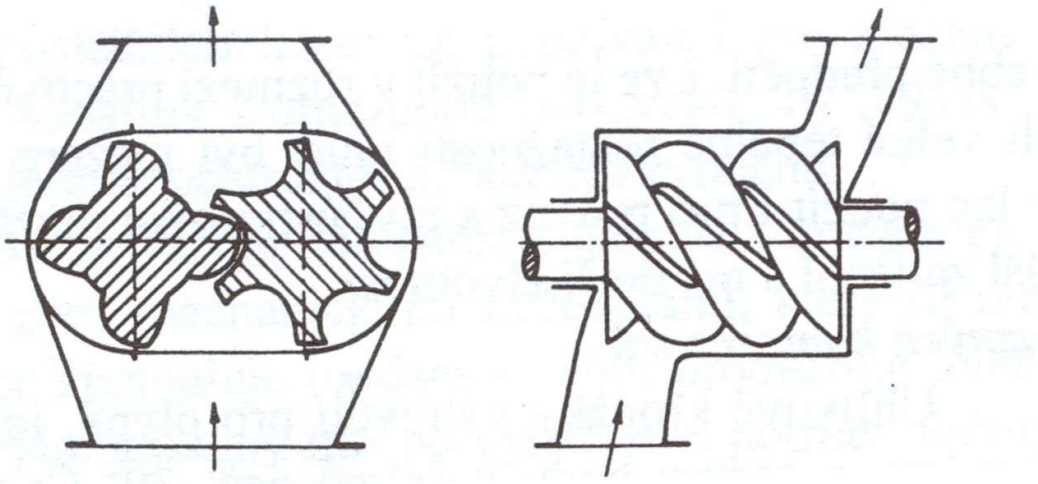
Šroubové kompresory lze rozdělit podle konstrukce vnitřního pracovního prostoru na

- **Bezmazné šroubové kompresory**

Bezmaznosti je dosaženo použitím ozubeného synchronizačního soukolí, díky kterému se rotory nedotýkají ani skříně ani sebe navzájem a rotují pouze v standardně mazaných ložiscích (samostatný okruh oleje). Typickou vlastností těchto kompresorů jsou menší mezery mezi šrouby a otáčky zvýšené až na 22 000 min^{-1}, tedy obvodovou rychlost až 100 m/s. Z důvodu vysokých otáček je potřeba použít převodovku s převodem do rychla.

- **Olejem mazané šroubové kompresory**

Mazané šroubové kompresory se vyznačují tím, že pro mazání a chlazení rotorů se používá vstřikování oleje do pracovního prostoru (až 5 kg oleje do 1 kg plynu). Díky vstřiku oleje není sice nutné používat převodovku, ale nevyhneme se použití dalšího příslušenství, jako jsou odlučovače oleje, chladič vzduchu a oleje, účinný sací filtr a ventil nejmenšího tlaku. Tento ventil, umisťovaný za odlučovač oleje, zabezpečuje hodnotu minimálního tlaku oleje ve výtlaku, potřebného pro mazání.



Obrázek 1: Schéma šroubového kompresoru

Možnou nevýhodou šroubového kompresoru je tzv. vestavěný tlakový poměr π. Ten je definován jako poměr absolutních tlaků na začátku a na konci komprese a nelze jej měnit, neboť vychází z konstrukce stroje. [1]

2.2 Regulace šroubových kompresorů

Spotřeba dodávaného stlačeného vzduchu se může v průběhu času měnit, proto je pro udržení požadovaného výkonu potřeba kompresor regulovat. Cílem regulace je, aby kompresor co nejdelší dobu provozu pracoval při plném zatížení. Tato podkapitola vychází z [1] a [2].

2.2.1 Start – stop

Jednoduchý typ regulace používaný především u kompresorových stanic s malým výkonem. Nevýhodou tohoto typu regulace je potřeba velké tlakové nádoby vzdušníku a její tlakování na vyšší tlak než je tlak požadovaný. Časté spínání pohonu také zkracuje životnost stroje.

2.2.2 Změna otáček

Jedná se o velmi jednoduchý a ekonomický způsob regulace. Pokud je pro pohon kompresoru použit spalovací motor, mění se otáčky kompresoru změnou otáček motoru. V případě použití elektromotoru lze otáčky plynule měnit pomocí frekvenčního měniče. Cena frekvenčního měniče však historicky dosahovala několikanásobku ceny samotného kompresoru, a byly proto upřednostňovány jiné způsoby regulace. Dnes je situace na trhu jiná a cena měniče se pohybuje v desítkách procent ceny kompresoru. Proto se dnes jedná o nejrozšířenější způsob regulace.

2.2.3 Uzavření sání

Označovaný též jako chod naprázdno. Princip je ve spojení výtlačného hrdla se sacím potrubím nebo atmosférou, a v uzavření ventilu v sacím potrubí. Zpětný ventil ve výtlaku je pak uzavřen automaticky. Tento typ regulace není z dlouhodobého hlediska hospodárný, neboť motor pracuje při nízkých zatíženích při chodu naprázdno s malou účinností.

2.2.4 Škrcení sání

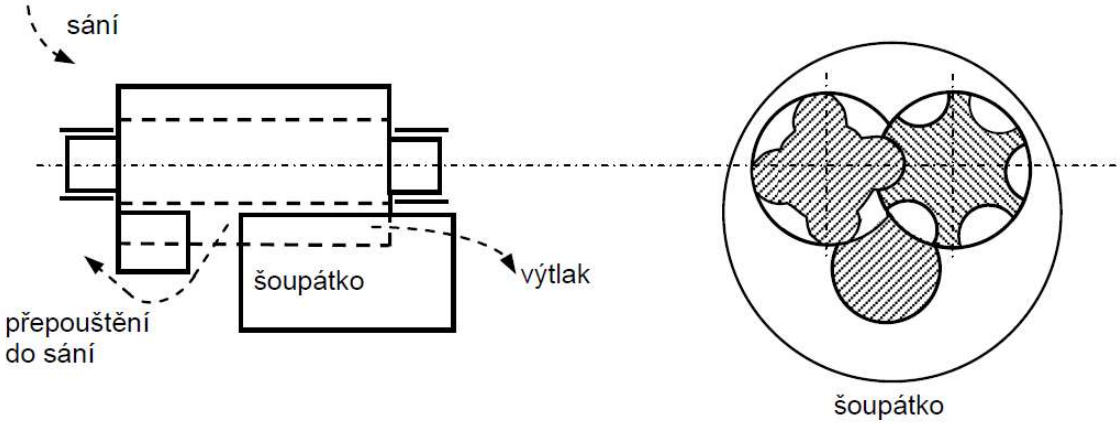
Využívá podobný princip jako u uzavření sání. Ventil však zde není zcela uzavírán, ale jeho pomocí je vstupující vzduch škrcen na potřebný průtok.

2.2.5 Přepouštění z výtlaku do sání

Jedná se o plynulou, avšak ne příliš ekonomicky výhodnou metodu škrcení. Plyn je vracen z výtlaku přes chladič a škrticí ventil zpět do sání. Příkon kompresoru tedy zůstává stále stejný.

2.2.6 Regulace zkrácením činné délky rotorů

Jde o elegantní, ale technicky i ekonomicky velmi náročný způsob regulace mazaných šroubových kompresorů. V minulosti byl využíván především z důvodu vysoké ceny frekvenčních měničů. Dnes ho proto nabízí jen několik málo výrobních firem. Vlastním principem je posouvání šoupátka, které má tvar průniku dvou válců, viz obr. 2. Posunem tohoto šoupěte se uvnitř skříně docílí přepouštění ještě nestlačeného vzduchu zpět do sání. Takto lze regulovat v rozsahu od 10 % až do 100 % výkonu kompresoru.



Obrázek 2: Schéma regulace zkrácením činné délky rotorů [3]

2.2.7 Regulace kombinovaná

Tento systém regulace využívá kombinaci způsobu start – stop a uzavírání, většinou však škrcení sání. Po dosažení maximálního tlaku se uzavírá škrticí klapka v sání a nastává chod naprázdno. Po určité, předem stanovené době, je motor zastaven. Takto fungující regulace je ekonomicky výhodnější než separátní užití jednotlivých způsobů.

2.2.8 Regulace proporcionální

Nejmodernější způsob regulace využívající řídící jednotku, která podle vnějších okolností rozhoduje, zda použít volnoběh, nebo zda motor úplně zastavit. Kontroluje se například počet zapnutí v hodině v závislosti na ohřátí vinutí motoru.

3 Diagnostika kompresorů

Slovo diagnóza pochází z řeckého dia-gnósis (διαγνώσις), tedy roz-poznání, nebo také rozlišení, vyšetření. A v technice znamená soustavné určování a komplexní klasifikaci nějakého zejména nežádoucího stavu, například poruchy nebo poškození. Vychází obvykle z nějakých pozorovatelných symptomů (měřitelných veličin) a snaží se najít jejich příčinu. Metodami a prostředky diagnózy se zabývá diagnostika. [4]

Důvodem diagnostiky šroubových kompresorů je ekonomická úspora především díky průběžnému určování stupně poškození. Takto zjišťovaný aktuální stav zařízení může být využit například k včasnému zastavení stroje a zajištění náhradního zdroje stlačeného vzduchu po dobu servisu. Parametry, které připadá v úvahu v praxi trvale sledovat, jsou

- výkon a příkon,
- pracovní teploty a tlaky,
- spotřeba oleje (množství a charakteristika otěrových částic v oleji),
- spotřeba chladicí vody,
- tlakové ztráty sacích filtrů.

3.1 Energodiagnostika

Častý a relativně jednoduchý způsob posuzování provozního stavu kompresorů. Vychází z porovnávání hodnot měrného příkonu motoru, dopravního součinitele a celkové izotermické účinnosti buď s teoreticky ideálními hodnotami, nebo s jejich vlastním časovým vývojem.

- **Měrný příkon motoru**

$$P'_{mot} = \frac{P_{mot}}{Q} \qquad [W/m^3h^{-1}] \tag{1}$$

Kde
P_{mot} je měřený příkon motoru [W],
Q je měřený objemový průtok [m^3/h].

- **Dopravní součinitel**

$$\lambda_d = \frac{Q}{Q_t} \qquad [m^3/h] \tag{2}$$

Kde
Q je měřený objemový průtok [m^3/h],
Q_t je teoretický objemový průtok [m^3/h].

- **Celková izotermická účinnost**

$$\eta_{c_it} = \frac{P_{it}}{P_e} \cdot 100 \qquad [\%] \qquad (3)$$

Kde
P_{it} je měřený izotermický příkon motoru [W],
P_e je efektivní příkon [W].

3.2 Diagnostika dle teplot a tlaků

Pro získání co nejpřesnější představy o dějích uvnitř testovaného stroje jsou měření teplot a tlaků neocenitelnými nástroji.

Zvyšující se teplota oleje v ložiscích například signalizuje problém s ložisky, který může skončit jejich zadřením a možným zničením celého stroje. Běžně se proto umisťují tepelná čidla ke každému ložisku.

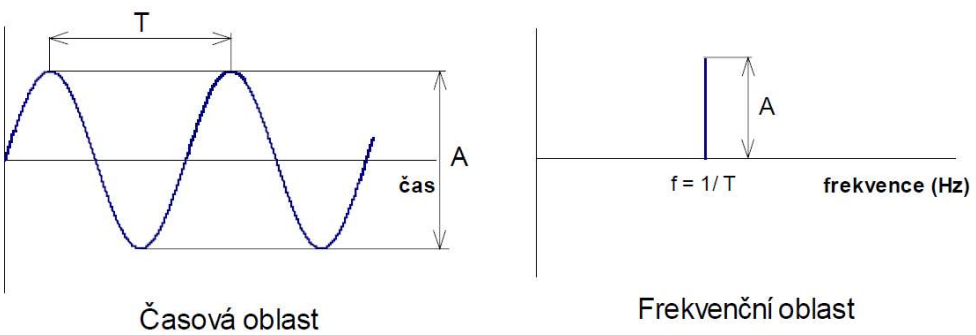
Naopak podle poklesu tlaku v některé části je možné odhalit případnou netěsnost. Tlak a teplota jsou také základními veličinami pro výpočet účinnosti a dalších potřebných parametrů. [5]

3.3 Vibrodiagnostika

Vibrace jsou velmi typickou vlastností všech kompresorů a je jim věnována velká pozornost. Důvodem tohoto zájmu je především negativní vliv, jak na obsluhující personál (zejména pokud se vibrace nacházejí ve slyšitelných frekvencích), tak na životnost vlastního stroje.

Vibrace jsou způsobeny účinkem sil a momentů, které vznikají například nevyvážeností rotujících částí, přetržitou dodávkou plynu do potrubí, či vzdušníku, nebo hydrodynamickými turbulencemi stlačovaného média. Z našeho pohledu jsou vibrace také vhodným indikátorem opotřebení nebo vznikajícího poškození kompresoru (rotory, ložiska, atd.) [5]

Měřením vibrací (obvykle pomocí akcelerometrů) získáme signál, který je potřeba dále zpracovat. Analýzu vibračního signálu lze dle zkoumaných veličin rozdělit na analýzu časové oblasti a analýzu frekvenční oblasti (viz obr. 3).



Obrázek 3: Grafické znázornění časové a frekvenční oblasti [9]

3.3.1 Analýza časové oblasti

Analýza časové oblasti je využívána především pro sledování přechodových jevů, jako jsou rozběhy a doběhy rotorů nebo rázové odezvy při výskytu cizího tělesa ve snímané oblasti. Jsou zde vyhodnocovány parametry časových průběhů signálu. Těmito parametry jsou výchylky, rychlosti a zrychlení.

Charakter mechanického kmitání kompresorů může být buď deterministický (periodický), ale i naopak zcela stochastický. Je proto vhodné pro popis používat integrální veličiny, jako jsou střední a efektivní hodnoty signálu.

Nejčastěji používanou veličinou pro časový popis signálu je střední kvadratická (efektivní) rychlost kmitání v_{ef}. [2]

$$v_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T \omega^2 \cdot \tau \cdot d\tau} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot (s_1^2 \cdot \omega_1^2 + s_2^2 \cdot \omega_2^2 + \cdots + s_n^2 \cdot \omega_n^2)} \tag{4}$$

Kde
s je amplituda výchylky [mm],
T je doba kmitu [s],
τ je čas [s],
ω je úhlová frekvence [s^{-1}]´,
v_{ef} je efektivní rychlost kmitání [mm/s].

Podle takto určené efektivní rychlosti je možno dle [2] (pro frekvence nad 10 Hz) kmitání hodnotit 4 klasifikačními stupni (A až D).

A – dobrý stav
B – trvale přípustný provozní stav
C – krátkodobě přípustný provoz po přijetí bezpečnostních opatření
D – nepřípustný provozní stav.

Na základě doporučení ISO 2372 a 2373 jsou pro účely vibrodiagnostiky stroje rozdělovány do 6 hlavních skupin [2].

Skupina 1 : Malé průmyslové stroje (motory i generátory) o příkonu do 15 kW.

Skupina 2 : Středně velké stroje bez zvláštních základů (např. elektromotory) o příkonu 15 až 75 kW.

Skupina 3 : Velká soustrojí jen s rotujícími díly na tuhých základech (např. turbokompresory).

Skupina 4 : Velká soustrojí jen s rotujícími díly s pružným uložením, kde frekvence rotujících částí je vyšší než vlastní frekvence soustavy.

Skupina 5 : Stroje s nevyváženými rušivými silami (kompresory, pístové motory) na tuhých základech.

Skupina 6 : Stroje pružně uložené s nevyváženými rušivými silami a stroje s volně připevněnými hmotami (odstředivky, tlukadlové mlýny, třídiče, atd.).

Pro hodnocení aktuálního stavu stroje podle intenzity vibrací je možné použít následující tabulku 1. V tabulce je použito, jak rozdělení do 6 skupin dle předcházejícího odstavce, tak hodnocení 4 klasifikačními stupni. Testovaný kompresor spadá do skupiny 1 a jsou pro něj tedy nebezpečné hodnoty efektivní rychlosti přibližně od 2 mm/s.

Tabulka 1: Hodnocení vibrací podle efektivní rychlosti

Stupeň intenzity kmitání		Skupina stroje					
Označení	Efektivní rychlost [mm/s]	1	2	3	4	5	6
0,71	0,45 až 0,71						
1,12	0,71 až 1,12					A	
1,8	1,12 až 1,8						
2,8	1,8 až 2,8						
4,5	2,8 až 4,5				B		
7,1	4,5 až 7,1						
11,2	7,1 až 11,2			C			
18	11,2 až 18						
28	18 až 28						
45	28 až 45		D				
71	45 až 71						

3.3.2 Analýza frekvenční oblasti

Jedná se o hlavní nástroj pro nalezení zdrojů vibrací a rozpoznání jejich trendů. Od časové oblasti k oblasti frekvenční se typicky dostaneme za použití Fourierovy transformace (viz kapitolu 6.4.1 *Fourierova transformace*). Tento přechod je názorně ilustrován na obr. 3.

Výhodou této metody je oddělení a zvýraznění jednotlivých jevů v signálu. Nevýhodou je naopak ztráta možnosti postihnout chování nestacionárních signálů. Pro analýzu frekvenční oblasti vibrací bylo vyvinuto mnoho metod (např. Obálková analýza, Metoda BCU, Metoda rázových pulzů, Crest Factor, Metoda SEE,…). [9]

Z důvodu omezeného rozsahu této práce zde bude probrána pouze metoda využívající obálkovou analýzu.

Obálková analýza (Envelope Spectrum)

Tato metoda se používá pro odvození periodických rázů s malou energií z celkového vibračního signálu stroje. Pomocí obálkové metody jsme dokonce schopni odhalit rázy skryté za jiným vibračním signálem. V průmyslu slouží obálková analýza především k diagnóze poruch valivých ložisek, kde je pak možno přesně lokalizovat poškozenou část ložiska (vnitřní kroužek, vnější kroužek, valivé elementy, klec).

Metoda pracuje tak, že je nejprve přiveden signál do pásmové propusti (filtr), pomocí které jsou propuštěny jen vysoké frekvence a tím také odstraněna většina šumu. Po usměrnění následuje změna v požadovanou obálku. Následně je pomocí Fourierovy transformace získáno spektrum dané obálky, ve kterém je již možné rozpoznat jak jednotlivé frekvence pracujících ložisek, tak i hledané poruchy. [9]

4 Metodika měření

Nezbytnou součástí každého experimentu je měření. Jde totiž o jediný možný způsob exaktního ověření teoretických nebo zjednodušujících předpokladů. Měření je číselné vyjádření hodnoty měřené fyzikální veličiny a musí obsahovat příslušnou fyzikální jednotku. Měřené veličiny mohou být elektrické, magnetické nebo neelektrické.

Měřicí proces je uskutečňován v tzv. měřicím řetězci, kterým je popisována transformace měřené veličiny z důvodu snazšího přenosu, nebo zpracování. Prvním členem řetězce je snímač (senzor, měřidlo). Následuje přenos měřené veličiny ve formě tzv. měronosné veličiny. Měronosnou veličinou bývá např. tlak vzduchu v pneumatických systémech, tlak kapaliny u hydraulických převodníků, nebo elektrická veličina.

Elektrické měronosné veličiny se dělí na aktivní (napětí, proud) a pasivní (odpor, kapacita, indukčnost). Výhodou elektrické veličiny je možnost zpracování a zobrazení i rychle se měnících veličin pomocí počítače nebo jednoduchých elektrických obvodů. Proto dnes často i snímače neelektrických veličin měřenou veličinu převádí na elektrickou. Podle způsobu tohoto přenosu (transformace) se snímače dělí na

- **Aktivní** (generátorické) **snímače**

Přímo generují elektrikou energii, která je úměrná měřené veličině. Nepotřebují vlastní zdroj napětí ani proudu (fotočlánek, termočlánek, piezoelektrický snímač, indukční snímač, atd.).

- **Pasivní** (parametrické) **snímače**

Mění některý ze svých parametrů (odpor, kapacita, indukčnost) v důsledku působení měřené veličiny. Potřebují však být zapojeny do elektrického obvodu, kde způsobí úbytek napětí, úbytek proudu, rozvážení můstku, změnu amplitudy, změnu frekvence, atd.

Vlastnosti, které jsou důležité při výběru snímače, jsou: rozsah, linearita charakteristiky (konstantní změna měronosné veličiny při stejné změně měřené veličiny), citlivost (derivace charakteristiky), stálost a odolnost. [6]

4.1 Měření teploty

Snímače, které jsou používány pro měření teploty, se nazývají teploměry. Podle toho, zda se teploměr přímo dotýká měřeného tělesa nebo média, rozdělujeme teploměry na kontaktní a bezkontaktní.

4.1.1 Kontaktní teploměry

Tento typ senzorů se musí přímo dotýkat měřeného objektu, případně média. Daní za takto získanou vysokou přesnost měření je zabraný prostor měřidlem. Pro svoji funkci využívají těchto speciálních vlastností látek

- **Dilatace** (kapalinový teploměr, plynový teploměr nebo bimetalový teploměr)

Využívá se buď materiálu s výraznou dilatací (roztažností), který je samostatně vložen do uzavřeného prostoru a se změnou teploty mění svůj objem, nebo kombinace dvou materiálů s roztažností velmi odlišnou, které se ve formě tenkých pásků spojí a se změnou teploty je pak výsledné těleso deformováno.

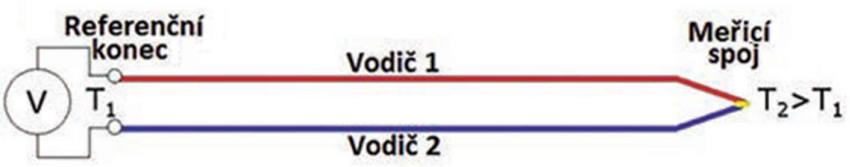
- **Změna elektrického odporu** (odporový teploměr)

Zde je využíváno závislosti elektrického odporu na změně teploty daného vodiče (platina) nebo polovodiče. Odporové teploměry jsou nejčastěji vyráběny jako tyčové, závitové, plášťové atd. Rozsah vhodného použití je zpravidla mezi -50 °C a 800 °C. Odporové teploměry mají střední až rychlou odezvu, jsou proto vhodné pro měření teploty proudících tekutin. Jedná se, v průmyslové praxi, o nejpřesnější teploměry, bohužel jsou velmi citlivé na otřesy. Typický příklad odporové sondy je na obr. 4.

Obrázek 4: Odporové teploměry se závitem

- **Termoelektrický jev** (termočlánek)

Princip fungování termočlánků je takový, že se změnou teploty spoje dvou různých kovových materiálů (drátů) nastává změna vzniklého termoelektrického napětí. Schéma konstrukce termočlánku je vidět na obr. 5. Ze schématu je vidět, že pro měření je potřeba na měřeném tělese pevně spojit v jednom bodě dva vodiče z různých materiálů. Vodiče však musí být všude mimo daný bod od sebe odděleny tak, aby nedošlo k jejich vzájemnému kontaktu. Navíc měřená teplota musí být vždy vyšší než teplota okolí.



Obrázek 5: Princip termočlánku

Termočlánky mají typicky velmi vysoký rozsah měřitelných teplot (-250 °C až 2500 °C) a také vysokou rychlost reakce na změnu teploty. Další výhodou termočlánků je, že pro přenos signálu nepotřebují žádné napájení. Dále jejich malá velikost minimálně narušuje měřené teplotní pole, jsou mechanicky odolné a cenově dostupné. Termočlánky jsou podle materiálů použitých pro výrobu vodičů děleny do několika kategorií (viz tab. 2) a každý typ je pak vhodný pro jiný typ aplikace. Ilustrace běžně používaného termočlánku typu K se závitem, který byl také využit pro měření teplot na kompresorech měřených v rámci této práce, je na obr. 6. [8]

Tabulka 2: Typy termočlánků

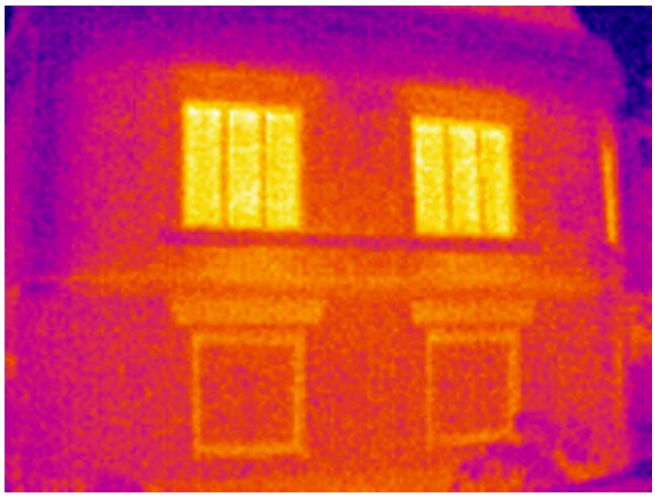
Typ	Dvojice materiálů	Rozsah teplot [°C]
S	PtRh10 - Pt	0 až 1300
B	PtRh30 - PtRh	300 až 1600
R	PtRh13 - Pt	0 až 1300
K	NiCr – Ni, Chromel - Alumel	-200 až 1000
J	Fe - Cu	-200 až 700
L	Fe - CuNi, Fe - Ko	-200 až 700
T	Cu - CuNi	- 200 až 400
V	NiCr - CuNi	-200 až 600
N	Nikrosil - nisil	-200 až 1100
A	Wre5 - Wre20	0 až 2200
E	NiCr - CuNi	-100 až 700
M	CU - K	-200 až 400

Obrázek 6: Termočlánek typu K se závitem

4.1.2 Bezkontaktní teploměry

Pracují na principu zobrazování oblastí se stejnou vlnovou délkou produkovaného záření, neboť vlnová délka je nepřímo úměrná teplotě. Patří mezi ně pyrometry, termovize a fototermovize. Termovize se používá například ve stavebnictví pro zobrazení tepelných úniků (obr. 7), nebo v oblasti lovu a vojenství pro noční vidění.

Pro účely této práce však nejsou zajímavé z důvodu nedostatečné přesnosti měření a vysoké ceny.



Obrázek 7: Zobrazení úniku tepla okny pomocí fototermovize

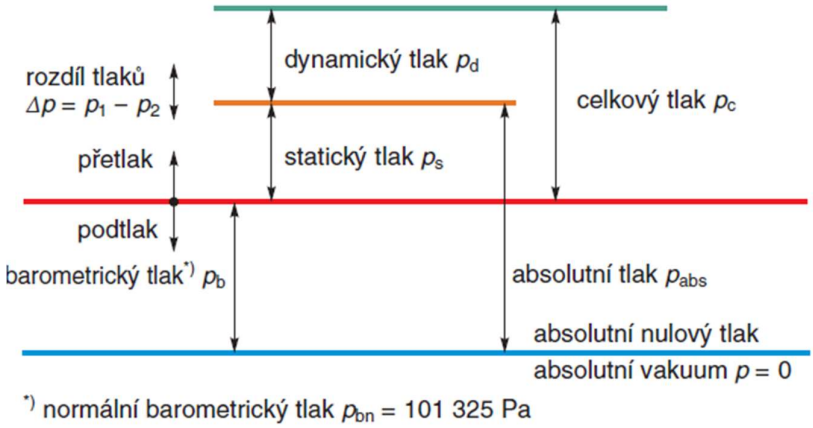
4.2 Měření tlaku

Senzory pro měření tlaku kapalin nebo plynů se nazývají tlakoměry. Měření tlaku musí být vždy vztaženo k nějakému referenčnímu tlakovému bodu. Pokud je tímto bodem absolutní vakuum, hovoříme o tlaku absolutním. Pokud je referenčním bodem tlak fyzikální atmosféry, je měřen tlak relativní. A pokud je referenčním tlakem nějaký libovolný jiný naměřený tlak, senzorem měřený tlak se nazývá diferenční.

Při měření tlaku v proudící tekutině, je potřeba dále rozlišovat, zda se jedná o tlak statický, dynamický nebo celkový. Pro měření statického tlaku se používají např. odběry z vrtaných otvorů přímo v potrubí, dynamický tlak se měří např. Venturiho trubicí a tlak celkový, který se rovná součtu tlaku statického a dynamického, Pitotovou trubicí. Všechny vyjmenované druhy tlaků jsou znázorněny na obr. 8.

Měření tlaku většinou využívá závislost přeměny tlaku na deformaci nebo změnu polohy deformačního členu. Deformačním členem může být např. membrána, trubice, nebo vlnovec. Nejčastěji se používá křemíková (polovodičová) membrána, ve které je vytvořen odporový Wheatsonův můstek, s jehož pomocí lze kompenzovat vliv teploty na měření. [6], [7]

Pro potřeby této práce byly převážně použity komerčně dostupné přetlakové tlakoměry se závitem o rozsahu měření 0 – 16 bar a výstupem 4 – 20 mA viz obr. 9, které poskytují dostatečnou přesnost měření při příznivé ceně.



Obrázek 8: Grafické zobrazení tlaků [7]

Obrázek 9: Tlakoměr s rozsahem 0-16 bar a výstupem 4-20 mA

4.3 Měření průtoku

Průtok média určitým objemem (např. potrubím) je možné měřit rozmanitým množstvím metod a přístrojů, které využívají různé fyzikální a chemické vlastnosti. Většinou je měřena buď přímo rychlost proudící tekutiny, nebo její dynamický tlak (rozdíl tlaku celkového a statického) a rychlost je z něj následně dle (5) dopočtena.

$$U = \sqrt{\frac{2 \cdot p_d}{\rho}} \tag{5}$$

Kde
p_d je dynamický tlak [bar],
ρ je hustota proudícího média [kg/m^3],
U je rychlost proudícího média [m/s].

Z takto získané hodnoty rychlosti média se určuje jeho objemový nebo hmotnostní průtok za jednotku času. Pro potřeby této práce je vhodné uvést následující

4.3.1 Měření tlakové ztráty

Typickými zástupci jsou clonka, nebo dýza. Přesný návod a podklady pro konstrukci a výpočet obsahuje norma ČSN 257710. Kalibrace se obvykle provádí vodou. Kalibrace na vzduch je náročná a při zkušebním zapojení pro potřeby této práce se nepodařilo snížit chybovost pod 20 % výsledku získaného jinými metodami. Navíc je tato metoda náročná na prostor zkušebny, neboť je potřeba před vlastní clonu, resp. dýzu, montovat rovný úsek potrubí o délce minimálně 15D (D je průměr potrubí) a za clonou 5D. Měřit je možné přetlak před a za clonou ve směru proudu a výsledky porovnávat. Přesnější možností je diferenční tlakoměr, jehož velkou nevýhodou je vysoká cena, která mnohdy přesahuje 80 000 Kč. Diferenční tlakoměr pracuje na principu dvou odběrů tlaků (před a za tlakovou překážkou), které jsou vedeny každý do jednoho konce měřidla, a uprostřed se nachází membrána s piezoelektrickým senzorem, který měří deformaci membrány. Takto je měřena okamžitá diference obou tlaků.

4.3.2 Měření rychlosti

- **Indukční průtokoměr**

Pro zajištění funkčnosti tohoto indukčního měřidla je potřeba, aby měřená kapalina měla elektrickou vodivost minimálně 5 µS/cm a Reynoldsovo číslo minimálně 2000. Proudící médium poté při průtoku potrubím funguje jako vodič, který v senzoru indukuje napětí. Toto napětí je přímo úměrné rychlosti média a vzdálenosti elektrod. Výhodou je nezávislost měření na viskozitě, na tlaku, ani na teplotě média. Měření navíc nijak neovlivňuje protékající médium, bohužel pro potřeby našeho experimentu se hodí pouze pro měření průtoku oleje, nikoli však pro měření výkonnosti kompresoru, z důvodu nedostatečné vodivosti směsi stlačeného vzduchu a oleje. [8]

- **Termický průtokoměr (Kalorimetrické měření)**

Principem je ochlazování drátku, vloženého do proudící tekutiny. Drátek je žhaven protékajícím elektrickým proudem, jehož množství je měřeno. Čím vyšší je rychlost média, tím účinnější je ochlazování a je potřeba více proudu pro udržení drátku na konstantní teplotě. Jeho nevýhodou je citlivost na čistotu média (vzduchu). Výhodou je naopak relativně nízká cena (cca 15 000 Kč).

- **Ultrazvuk**

Tento typ průtokoměru využívá princip snímání ultrazvukových vln, odrážených od částeček nebo bublinek, obsažených v tekutině. Lze používat i v agresivním prostředí (radioaktivita, chemikálie), neboť nepřichází do přímého kontaktu s měřeným médiem. Díky tomuto faktu navíc nezpůsobuje v proudění žádnou tlakovou ztrátu. Nabízí též vysokou přesnost a stabilitu. Je však potřeba dávat pozor na více plášťová potrubí, kde nemusí fungovat zcela přesně. [8]

- **Mechanické průtokoměry**

Patří sem principy měření rychlosti, jako jsou různé vrtulky nebo turbíny, které jsou proudícím médiem roztáčeny. Z rychlosti této rotace je následně určena rychlost proudu. Nevýhodou je způsobená tlaková ztráta v proudění a vysoká cena.

Při výběru způsobu měření průtoku je nezbytné brát v úvahu povahu daného měřeného média. Záleží nejen na teplotě a tlaku, ale při měření v technologii na stlačený vzduch, je omezujícím faktorem zejména čistota, resp. nečistota stlačovaného vzduchu.

4.3.3 Další způsoby

- **Coriolisův hmotnostní průtokoměr**

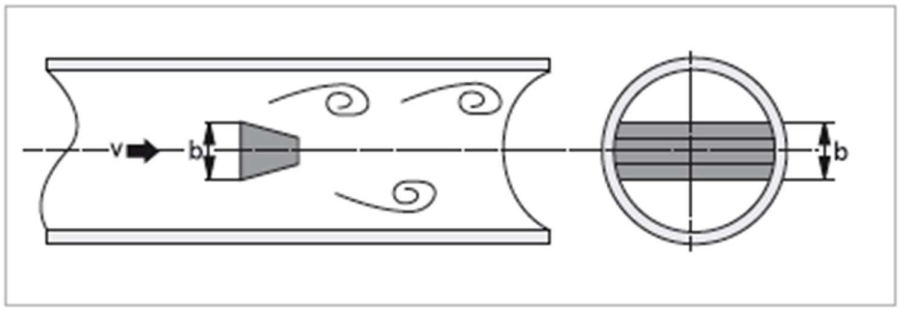
Jedná se o jeden z nejuniverzálnějších průtokoměrů, umožňující měřit průtok široké škály tekutin ve všech odvětvích průmyslu (od strojírenského až po lékařský a chemický apod.). Toto měřidlo umožňuje měřit jako hmotnostní průtok média, tak jeho hustotu. Využívá se zde princip změny momentu hybnosti od Coriolisovy síly. Pro potřeby této práce se nehodí z důvodu vysoké ceny (cca 120 000 Kč).

- **Vírový průtokoměr**

Tento typ průtokoměru potřebuje pro svoji činnost překážku v proudícím médiu. Schéma principu je znázorněno na obr. 10. Při obtékání překážky nastává odtrhávání vírů (tzv. Kármánova vírová stezka) a vznikají vibrace o určité frekvenci. Frekvence těchto vírů je popsána Strouhalovým podobnostním číslem (6). Při znalosti Strouhalova čísla, rozměru překážky b [m] a frekvence odtrhávání f [Hz] je možné určit rychlost proudícího média. Vibrace, které vznikají odtrháváním vírů, jsou obvykle snímány piezoelektrickým snímačem. Cena se pohybuje kolem 60 000 Kč.

$$Sh = \frac{f \cdot b}{v} \quad (6)$$

Kde
Sh je Strouhalovo číslo [-],
b je charakteristický rozměr překážky [m],
f je frekvence odtrhávání vírů [Hz],
v je rychlost proudění [m/s].



Obrázek 10: Schéma principu vírového průtokoměru

- **Rotametr**

Jde o průtokoměr vhodný vždy pouze pro jednu konkrétní tekutinu. Pokud nastane změna média, je potřeba průtokoměr upravit nebo vyměnit. Princip měření spočívá v rotaci tělíska (oranžové plováky na obr. 11) v průhledné kuželovité trubici. Tělísko je uváděno do pohybu vírem vznikajícím díky proudění média směrem vnitřkem trubice kónického tvaru. Průtok je odečítán jako výška tělíska vůči stupnici nacházející se na trubici. Nevýhodou je nepříliš vysoká přesnost měření.

Obrázek 11: Rotametr

4.4 Měření vibrací

Vibrace lze (dle normy ČSN ISO 2041) chápat jako kmitání určitého pružného tělesa nebo soustavy těles. Kmitání je definováno frekvencí, amplitudou kmitání, rychlostí výchylky a zrychlením výchylky (viz rovnici (7)). Vibrace je možné dělit na stochastické (v čase zcela náhodný a nepředvídatelný průběh) a deterministické (z časového průběhu lze určit průběh budoucí).

$$mb\ddot{y} + b\dot{y} + ky = F_b = M\ddot{x} \tag{7}$$

Kde
m je hmotnost měřidla [kg],
M je hmotnost měřeného tělesa [kg],
b je součinitel tlumení [s^{-1}],
k je tuhost pružiny [N/m],
y je výchylka měřidla[m],
x je výchylka měřeného tělesa [m],
F_b je budicí síla [N].

Pokud jsou známy parametry m, k a b, je možné definovat vibrace pomocí změření výchylky, rychlosti výchylky nebo jejího zrychlení. V průmyslové praxi se nejčastěji měří zrychlení výchylky a měřidla jsou pak zvána akcelerometry.

4.4.1 Akcelerometr

Akcelerometry jsou konstruovány jako zařízení s co nejnižší hmotností a tlumením a naopak s co největší tuhostí. Důvodem je, že tak z rovnice (7), díky zanedbání členů obsahujících tlumení a hmotnost měřidla, získáme závislost zrychlení tělesa pouze na výchylce senzoru (viz upravenou rovnici (8)).

$$ky = M\ddot{x} = F_b \quad \rightarrow \quad \ddot{\boldsymbol{x}} = \frac{k}{M}y = C \cdot \boldsymbol{y} \tag{8}$$

Kde
C je konstanta [N/m.kg].

Nejčastěji používaný akcelerometr pracuje na principu piezoelektrického jevu. Akcelerometr využívá piezoelektrický krystal (keramika, nebo přírodní krystal) a tento krystal, pokud je smykově namáhán, generuje elektrický náboj, který je úměrný mechanické síle F_b, působící na zrychlením zatížený objekt.

Z podstaty způsobu měření je zřejmé, že způsob uchycení akcelerometru k měřenému objektu má na přesnost měření rozhodující vliv. Způsob uchycení, který zaručuje nejvyšší přesnost, je pomocí závrtného šroubu, nebo pomocí speciálního chemického lepidla (kotvy). Velmi často je také používáno uchycení pomocí silného magnetu. Nedosahuje sice tak vysoké přesnosti, ale pro určité aplikace (např. pro určení ideálního místa měření) může být přesnost dostatečná. Kmitání lze snímat v axiálním a radiálním směru, kde v tom radiálním se obvykle montují dva snímače pootočené vůči sobě o 90 ° (např. jeden horizontální a druhý vertikální). Toto uspořádání je vhodné zejména u strojů s jedním rotorem.

5 Analýza kompresorové stanice z hlediska vibrací

Pro návrh diagnostiky byla firmou Atmos Chrást poskytnuta kompresorová stanice typu Albert E. 80 Vario (obr. 12), vybavená pomaluběžným šroubovým blokem kompresoru typu B100, který je přímo spojen s elektropohonem. Ve spodní části stanice se nachází vzdušník vybavený kolečky pro snadný přesun. Na vzdušníku v levé části obrázku se za zelenou ochrannou plechovou skříní nachází řídicí systém kompresoru.

Obrázek 12: Kompresorová stanice Albert E. 80 Vario

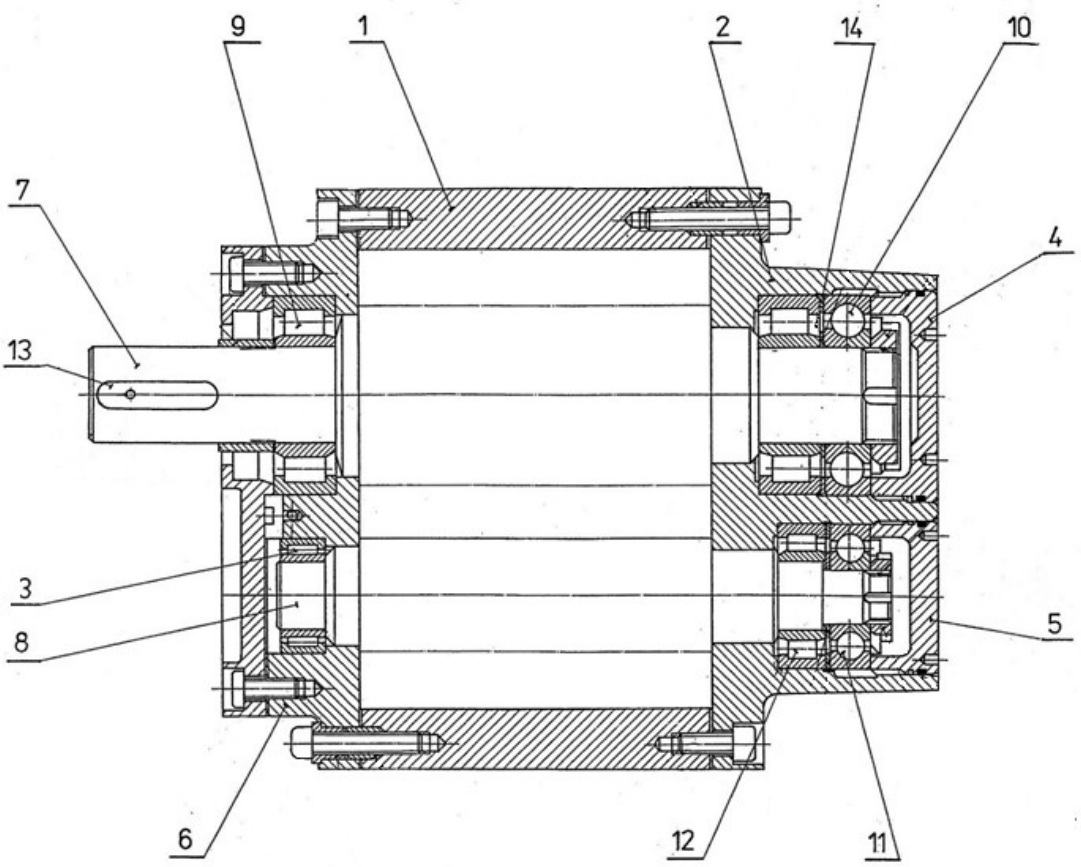
5.1 Blok B100

Jedná se o šroubový blok navržený společností RotorComp. Tento blok disponuje konfigurací 4/5, což znamená, že hlavní rotor má 4 zuby, zatímco vedlejší 5. Dále typickými parametry bloku B100 jsou

- Průměr hlavního rotoru: 105 [mm],
- Rozteč rotorů: 73 [mm],
- Poměr L/D: 1,2 [-],
- Výkonový rozsah: 4 - 30 [kW],
- Max. otáčky: 8000 [ot/min].

Výkres sestavy bloku B100 je zobrazen na obr. 13. Na výkresu můžeme vidět, že každý rotor je vybaven celkem 3 ložisky. Součást 7 je hlavní rotor a drážka pro pero pro přenos točivého momentu od elektromotoru je označena 13. Vedlejší rotor nese označení 8.

Axiální namáhání ložisek je ve směru „od motoru“, na obrázku tedy směrem nahoru. Spodní strana bloku je naopak axiálně téměř docela odlehčena. Proto mají oba hřídele na spodní straně pouze válečková radiální ložiska 9 a 3. Na straně horní už má však každý rotor nejen jedno radiální ložisko válečkové (12 a 14), ale také jedno axiální ložisko kuličkové (10 a 11), pro zachycení značné axiální síly, způsobené záběrem šroubových rotorů. Typy ložisek a jejich vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 3. Výrobcem ložisek je firma SKF.



1	Tělo bloku	8	Vedlejší rotor
2	Zadní víko bloku	9	Válečkové radiální ložisko
3	Jehličkové radiální ložisko	10	Kuličkové axiální ložisko
4	Víčko hlavního rotoru	11	Kuličkové axiální ložisko
5	Víčko vedlejšího rotoru	12	Válečkové radiální ložisko
6	Přední víko bloku	13	Drážka pro pero
7	Hlavní rotor	14	Válečkové radiální ložisko

Obrázek 13: Výkres sestavy bloku B100

Tabulka 3: Popis ložisek bloku B100

Označení na výkresu	Počet točivých elementů	Typ točivých elementů	Typ ložiska	Umístění (rotor)	Počet [ks]
12	13	válečků	radiální	vedlejší	1
3	18	jehliček	radiální	vedlejší	1
11	10	kuliček	axiální	vedlejší	1
10	13	kuliček	axiální	hlavní	1
9 a 14	14	válečků	radiální	hlavní	2

Cílem analýzy vibrací kompresorového bloku, je především určení frekvence (a amplitudy) všech přirozených zdrojů vibrací. Takovým zdrojem je například chvění pracujících rotorů nebo vibrace vznikající v ložiscích. Tyto frekvence je pak možné v celkovém frekvenčním spektru ohraničit a frekvence, které překročí určenou hranici, pak pravděpodobně budou vzniklé závady nebo opotřebení.

5.1.1 Frekvence vibrací rotorů

Rotory šroubových kompresorů se, co do způsobu vzniku vibrací, dají klasifikovat podobně jako kola v ozubeném soukolí. V obou případech totiž chvění vzniká přerušovaným vzájemným kontaktem jednotlivých zubů. Protože se liší počet zubů obou rotorů, je potřeba napřed vypočítat podle vztahu (9) otáčky vedlejšího rotoru. Otáčky hlavního rotoru odpovídají otáčkám elektropohonu. Elektropohon je čtyřpólového typu a pracoval na frekvenci 50 Hz, otáčky na hřídeli, a tedy i na hlavním rotoru byly 1500 ot/min.

Následně se určí zubová frekvence vibrací f_z, kterou je možné určit podle vztahu (10), ze kterého plyne, že se zubová frekvence pro oba rotory rovná. Vypočtené hodnoty pro rozsah otáček 500 ot/min až 2250 ot/min byly zaznamenány do tabulky 4.

$$n_{R_V} = n_{R_H} \cdot \frac{z_H}{z_V} \tag{9}$$

Kde
n_{R_V} jsou otáčky vedlejšího rotoru [ot/min],
n_{R_H} jsou otáčky hlavního rotoru [ot/min],
z_V je počet zubů vedlejšího rotoru [-],
z_H je počet zubů hlavního rotoru [-].

$$f_z = f_{R_H} \cdot z_H = f_{R_V} \cdot z_V \tag{10}$$

Kde
f_z je zubová frekvence [Hz],
f_{R_H} je frekvence otáček hlavního rotoru [Hz],
f_{R_V} je frekvence otáček vedlejšího rotoru [Hz].

Tabulka 4: Zubové frekvence rotorů

Hlavní rotor (4 zuby)	Otáčky rotoru n_R [ot/min]	Frekvence rotoru f_R [Hz]	Zubová frekvence f_z [Hz]	Vedlejší rotor (5 zubů)	Otáčky rotoru n_R [ot/min]	Frekvence rotoru f_R [Hz]	Zubová frekvence f_z [Hz]
	500,00	8,33	33,33		400,00	6,67	33,33
	750,00	12,50	50,00		600,00	10,00	50,00
	1000,00	16,67	66,67		800,00	13,33	66,67
	1250,00	20,83	83,33		1000,00	16,67	83,33
	1500,00	**25,00**	**100,00**		**1200,00**	**20,00**	**100,00**
	1750,00	29,17	116,67		1400,00	23,33	116,67
	2000,00	33,33	133,33		1600,00	26,67	133,33
	2250,00	37,50	150,00		1800,00	30,00	150,00

5.1.2 Frekvence vibrací ložisek

Dalším zdrojem vibrací ve šroubových kompresorech jsou ložiska. V bloku B100 je montováno celkem 6 kusů valivých ložisek. Tato ložiska způsobují chvění především pohybem svých valivých tělísek (kuliček, válečků nebo jehliček), která naráží do pláště ložiska.

Hodnota frekvence očekávaných vibrací ložiska se vypočte dle vztahu (11) jako součin frekvence rotoru, na kterém je ložisko umístěno, a počtu valivých elementů. Výsledné hodnoty frekvencí, pro výchozí nastavení elektromotoru ($f_m = 50$ Hz), jsou uvedeny v tab. 5.

$$f_L = f_R \cdot n \tag{11}$$

Kde
f_L je ložisková frekvence [Hz],
f_R je frekvence rotoru (hlavního nebo vedlejšího) [Hz],
n je počet valivých elementů [ks].

Tabulka 5: Vypočtené hodnoty ložiskových frekvencí

Umístění rotoru (f_R [Hz])	Vedlejší (20 Hz)			Hlavní (25 Hz)		
Počet elementů [ks]	13	18	10	13	14	14
Ložisková frekvence f_L [Hz]	260	360	200	325	350	350

5.2 Elektropohon

5.2.1 Frekvence vibrací chladicí vrtule

Posledním uvažovaným zdrojem vibrací je chladicí vrtule elektromotoru. Tato vrtule disponuje čtyřmi listy a její frekvence lze počítat stejně jako frekvence ložisková, pouze místo počtem valivých elementů n [ks] násobíme počtem listů vrtule m [ks], viz rovnici (12).

Jako rotorovou frekvenci je potřeba uvažovat frekvenci hlavního rotoru, neboť je vrtule umístěna přímo na hřídeli elektromotoru. Výchozí nastavení motoru je $f_m = 50$ Hz, frekvence hřídele čtyřpólového motoru je tedy $f_H = 25$ Hz. Výsledek je pro přehlednost uveden v tab. 6.

$$f_V = f_H \cdot m \tag{12}$$

Kde
f_V je ložisková frekvence [Hz],
f_H je frekvence hlavního rotoru [Hz],
m je počet listů vrtule [ks].

Tabulka 6: Vypočtená frekvence vrtule

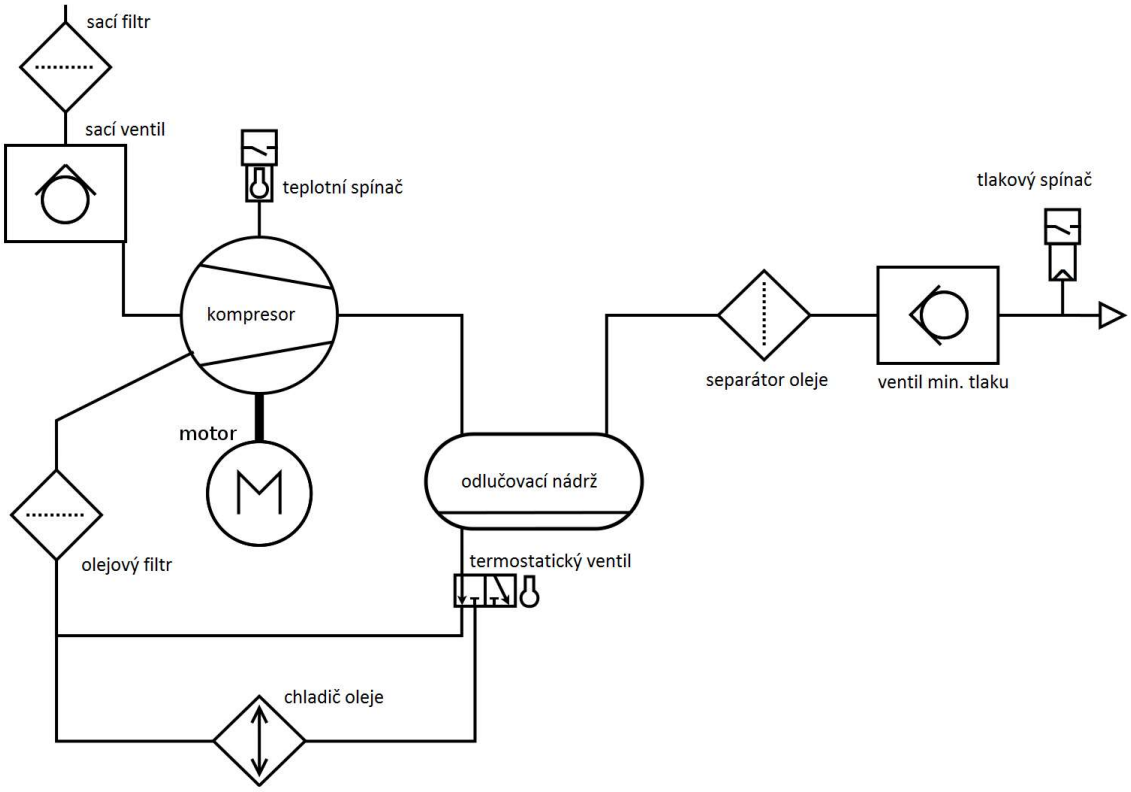
Frekvence hřídele motoru f_H [Hz]	Počet listů vrtule m [ks]	Vrtulová frekvence f_V [Hz]
25	4	100

II. Praktická část

6 Vlastní experiment

Cílem tohoto experimentu je určit klíčové charakteristiky a veličiny pro diagnostiku kompresoru a jejich vzájemné vztahy a závislosti. Nejprve bude proveden laboratorní experiment na testovacím kompresoru typu B100 (obr. 16) zapojeném na navržené zkušební trati ve firmě Atmos Chrást s.r.o., kde budou naměřena potřebná data pro pozdější analýzu. Druhým krokem bude virtuální opakování experimentu v simulačním programu Cairo a porovnání výsledků získaných z experimentu a simulace.

Dále bude věnována pozornost vibracím. Chvění bude měřeno pomocí akcelerometrie na komerčně produkované kompresorové stanici vybavené opět kompresorem typu B100.



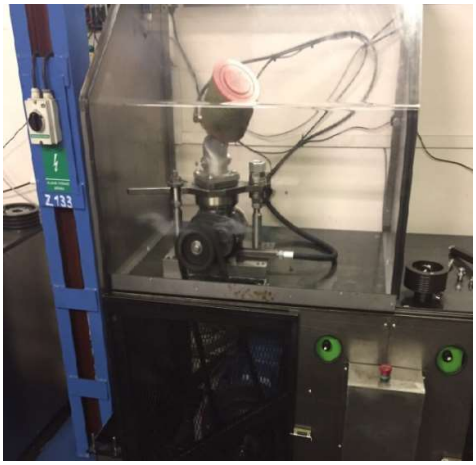
Obrázek 14: Schéma zapojení navržené experimentální trati

6.1 Laboratorní měření na zkušební trati

Schéma zapojení experimentu je znázorněno na obr. 14. Podle tohoto schématu byla sestavena celá trať, včetně veškeré měřicí aparatury. Celkový pohled na zapojení experimentální trati v laboratoři je na obr. 15.

Vzduch o teplotě okolí T_0 a atmosférickém tlaku p_{atm} je nasáván sacím filtrem, pak prochází škrticí klapkou a je spolu s vychlazeným a přefiltrovaným olejem vpouštěn do šroubového kompresoru. Zde je směs stlačena a následně je s teplotou T_2 a tlakem p_0 přepouštěna do odlučovače oleje. Z odlučovače se olej vrací přes termostatický ventil (pro účely experimentu napevno otevřený), chladič oleje a olejový filtr zpátky do sání. Vzduch opouští odlučovač s tlakem p_1 a prochází přes ventil minimálního tlaku, měření průtoku a tlakový snímač do výfuku nyní již s tlakem p_2. Výkonnost kompresoru je určována z průtoku média za ventilem minimálního tlaku. Průtok je softwarem automaticky přepočítáván na tzv. normální parametry, vyskytující se v oblasti sání.

Obrázek 15: Skutečné zapojení trati



Obrázek 16: Experimentální kompresor typ B100

6.1.1 Místa měření a použitá měřidla

Pro získání správných dat je potřeba měřit vždy na vhodném místě a tou správnou metodou. Správná metoda ovšem nemusí být právě finančně nejdostupnější. V praxi je proto vždy potřeba hledat vhodný kompromis mezi přesností měření a cenou.

- **Tlak p_{atm}**

Je atmosférický tlak, jehož hodnota byla vyhledána na internetu v záznamech ČHMÚ pro danou oblast a den, kdy probíhalo měření.

- **Tlak p_0**

Tlak stlačené směsi vzduchu a oleje na výstupu z kompresoru, měřený manometrem o rozsahu 0 – 16 bar se snímačem o rozsahu 4 - 20 mA.

- **Tlak p_2**

Tlak stlačeného vzduchu na konci zkušební tratě, měřený manometrem o rozsahu 0 –16 bar se snímačem o rozsahu 4 - 20 mA.

- **Teplota T_0**

Teplota vzduchu uvnitř laboratoře, měřená pomocí odporového teploměru ve vzdálenosti 1 m od kompresorové stanice.

- **Teplota T_1**

Teplota vychlazeného oleje na vstupu do kompresoru, měřená pomocí termočlánku typu K (CrNi – Ni).

- **Teplota T_2**

Teplota stlačené směsi vzduchu a oleje na výstupu z kompresoru, měřená pomocí termočlánku typu K (CrNi – Ni).

- **Otáčky**

Otáčky kompresoru jsou měřeny optickým snímačem otáček, který snímá jeden bod (značku), nacházející se na obvodu hřídele. Každé zaznamenání značky tedy znamená jednu otáčku.

- **Příkon**

Příkon elektromotoru měřený v kW je v každém okamžiku určován podle množství odebíraného proudu ze sítě. Předpokladem je však konstantní elektrické napětí v síti.

- **Průtok (výkonnost)**

Průtok vzduchu je měřen jako hmotnostní průtok za ventilem minimálního tlaku pomocí kalorimetrického průtokoměru a ihned je přepočítáván na objemový s tzv. normálními (normovanými) hodnotami (nulová relativní vlhkost, atmosférický tlak, teplota 20 °C).

6.1.2 Analýza dat naměřených na zkušební trati

Na experimentálním šroubovém kompresoru byla postupně měřena data v závislosti na nastavovaných otáčkách a nastavovaném tlaku p_2. Nejprve byl vždy nastaven tlak vzduchu na výfuku do okolí. Poté bylo provedeno 8 měření vždy pro jinak nastavené otáčky kompresoru. Tyto otáčky byly pomocí software Labview postupně zvyšovány z hodnoty 1000 min^{-1} vždy s krokem 500 min^{-1} až na hodnotu 4500 min^{-1}. Skutečně naměřené otáčky, uvedené v následujících tabulkách jako okamžité otáčky se liší od nastavených otáček z důvodu nedokonalé regulace pomocí frekvenčního měniče.

Veškeré hodnoty naměřené v každém měření byly zaznamenány do tabulek 7 až 11. Každá tabulka je pro jeden nastavený tlak a poslední tabulka je pro otevřenou škrticí klapku na vstupu do kompresoru.

Měření bylo prováděno během zimního období, kdy teplota v laboratoři nebyla zcela ideální. Je proto vidět rostoucí tendence teplot T_0 od 18,6 do 22,4 °C. Způsobené zvýšení vnitřní teploty vzduchu je dáno nepřetržitou prací stroje a přítomností obsluhy.

V tab. 11 můžeme pozorovat naměřenou hodnotu průtoku Q = -0,01 m^3/min, a to pro celý rozsah otáček. Tuto hodnotu můžeme považovat za nulovou a je způsobena měřením objemového průtoku pomocí termického průtokoměru.

Tabulka 7: Naměřené hodnoty pro nastavený tlak 6 bar

Nastavené otáčky [ot/min]	p_0 [bar]	p_2 [bar]	T_0 [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	Okamžité otáčky [ot/min]	P [kW]	Q [m3/min]
1000	6,3	6,0	18,6	21,5	34,6	1027,0	4,0	0,44
1500	6,4	6,0	18,6	22,5	39,0	1535,5	5,8	0,83
2000	6,4	6,0	18,6	24,5	42,0	2034,7	7,5	1,16
2500	6,5	6,0	18,6	27,2	47,3	2534,0	9,5	1,49
3000	6,5	6,0	18,7	29,2	51,0	3033,2	11,4	1,77
3500	6,6	6,0	18,7	33,1	58,3	3532,0	13,3	2,07
4000	6,7	6,0	19,0	35,2	62,6	4031,8	15,2	2,25
4500	7,4	6,7	19,1	38,9	67,5	4531,0	18,1	2,44

Tabulka 8: Naměřené hodnoty pro nastavený tlak 7 bar

Nastavené otáčky [ot/min]	p_0 [bar]	p_2 [bar]	T_0 [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	Okamžité otáčky [ot/min]	P [kW]	Q [m3/min]
1000	7,3	7,0	19,4	32,1	43,3	1036,2	4,3	0,37
1500	7,3	7,0	19,5	30,8	45,2	1535,5	6,0	0,72
2000	7,4	7,0	19,6	31,4	47,4	2034,7	8,1	1,01
2500	7,5	7,0	19,5	32,5	53,3	2534,0	10,1	1,32
3000	7,4	7,0	19,9	34,9	56,1	3033,2	12,2	1,58
3500	7,6	7,0	19,7	36,9	60,3	3532,5	14,3	1,84
4000	7,6	7,0	20,4	39,8	64,2	4031,8	16,1	2,10
4500	7,7	7,0	20,0	42,6	68,4	4540,4	18,5	2,37

Tabulka 9: Naměřené hodnoty pro nastavený tlak 8 bar

Nastavené otáčky [ot/min]	p_0 [bar]	p_2 [bar]	T_0 [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	Okamžité otáčky [ot/min]	P [kW]	Q [m3/min]
1000	8,3	8,0	20,1	31,0	42,5	1036,2	4,7	0,31
1500	8,3	8,0	20,1	31,5	45,8	1535,5	6,6	0,68
2000	8,4	8,0	20,2	32,9	48,5	2034,7	8,5	0,99
2500	8,4	8,0	20,3	35,2	53,1	2534,0	10,8	1,24
3000	8,5	8,0	20,7	39,6	59,0	3033,2	12,8	1,50
3500	8,5	8,0	20,6	41,2	62,8	3532,5	14,9	1,72
4000	8,6	8,0	20,7	44,4	68,0	4031,8	17,0	1,95
4500	8,6	8,0	20,9	46,7	71,3	4540,4	19,4	2,22

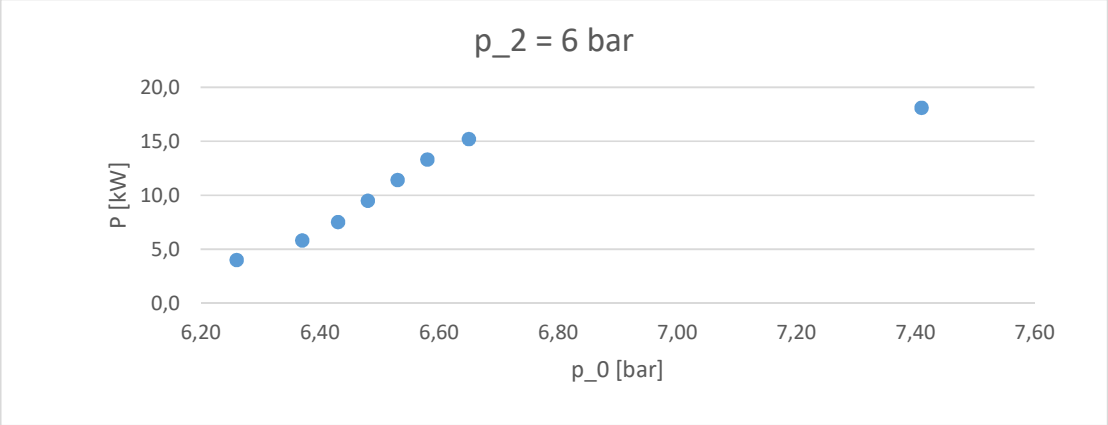
Tabulka 10: Naměřené hodnoty pro nastavený tlak 9 bar

Nastavené otáčky [ot/min]	p_0 [bar]	p_2 [bar]	T_0 [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	Okamžité otáčky [ot/min]	P [kW]	Q [m3/min]
1000	9,2	9,0	20,8	34,6	44,9	1036,2	4,9	0,28
1500	9,3	9,0	20,6	35,3	47,3	1535,5	7,2	0,63
2000	9,4	9,0	21,3	36,9	51,6	2034,7	9,1	0,92
2500	9,4	9,0	21,4	39,6	56,2	2534,0	11,5	1,20
3000	9,5	9,1	21,4	43,0	61,6	3042,7	13,6	1,47
3500	9,5	9,0	21,8	45,9	65,4	3541,9	15,8	1,73
4000	9,6	9,0	21,6	49,8	71,9	4041,2	17,8	2,01
4500	9,6	9,0	21,4	53,2	74,8	4540,4	20,4	2,30

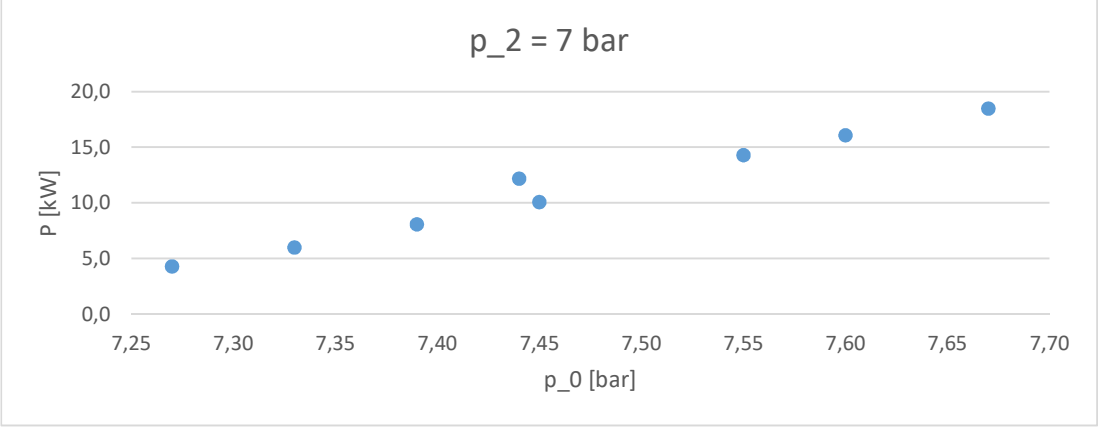
Tabulka 11: Naměřené hodnoty pro otevřenou škrticí klapku

Nastavené otáčky [ot/min]	p_0 [bar]	p_2 [bar]	T_0 [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	Okamžité otáčky [ot/min]	P [kW]	Q [m3/min]
1000	3,0	2,8	21,7	35,6	44,0	1017,4	2,2	-0,01
1500	3,1	2,8	21,5	34,8	45,2	1516,6	3,0	-0,01
2000	3,1	2,9	21,5	34,3	47,0	2015,9	3,8	-0,01
2500	3,2	2,9	21,9	34,4	46,4	2515,1	4,7	-0,01
3000	3,2	3,0	22,1	35,0	48,8	3014,4	5,7	-0,01
3500	3,2	3,0	21,8	35,7	50,1	3513,7	6,7	-0,01
4000	3,2	3,0	21,8	36,1	53,3	4012,9	7,4	-0,01
4500	3,2	3,0	22,4	36,8	55,0	4512,2	8,6	-0,01

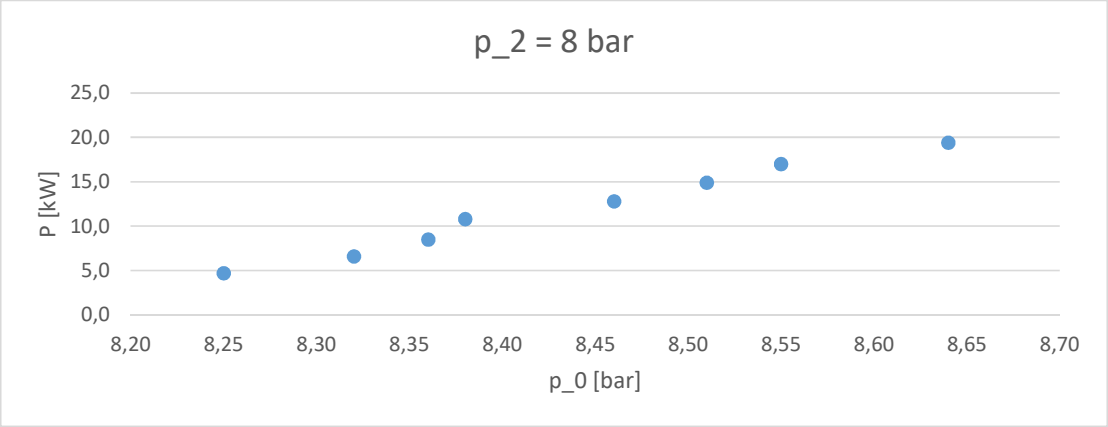
Z naměřených hodnot bylo možné pro každou tabulku, resp. každý tlak p_2, vykreslit závislosti naměřeného příkonu motoru kompresoru na tlaku p_0 (tlak na výstupu z kompresoru). Na obrázcích 17 až 20 můžeme pozorovat předem očekávaný rostoucí průběh této závislosti, který vyjadřuje, že pro dosažení vyššího tlaku na výstupu je potřeba většího příkonu kompresoru. Na obr. 17 je vidět jeden bod, který je poněkud více vzdálen od ostatních. Tato chyba byla způsobena obsluhou při měření, a nebude proto na tuto hodnotu při vyhodnocování brán nadále zřetel. Z důvodu přehledného znázornění závislosti, při otevřené klapce, byl vytvořen graf inverzní (obr. 21), neboť graf původní měl malou vypovídající hodnotu.



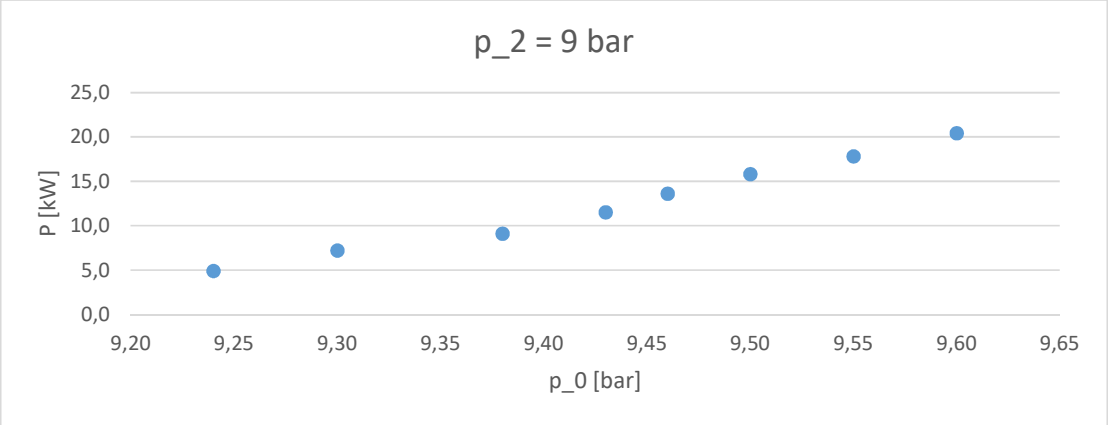
Obrázek 17: Graf závislosti výkonu na tlaku p_0 pro nastavený tlak p_2 = 6 bar



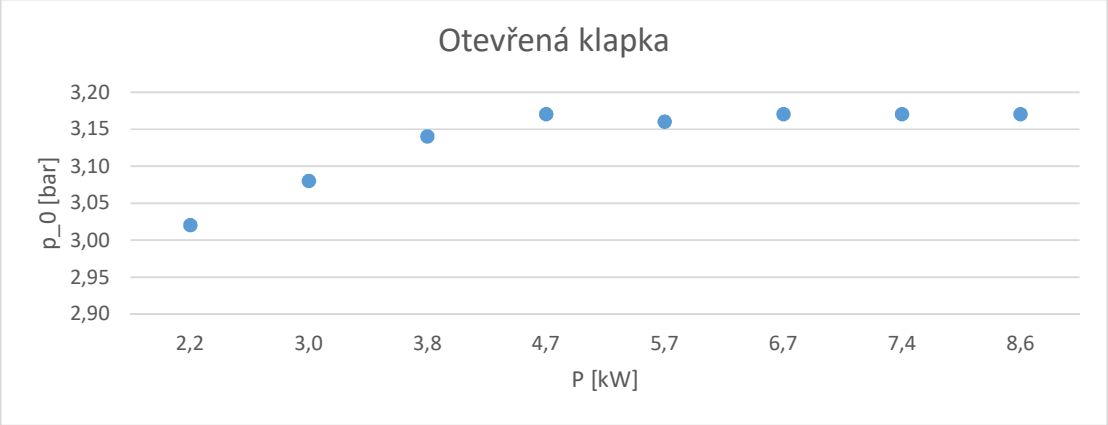
Obrázek 18: Graf závislosti výkonu na tlaku p_0 pro nastavený tlak p_2 = 7 bar



Obrázek 19: Graf závislosti výkonu na tlaku p_0 pro nastavený tlak $p_2 = 8$ bar



Obrázek 20: Graf závislosti výkonu na tlaku p_0 pro nastavený tlak $p_2 = 9$ bar



Obrázek 21: Závislost tlaku na výkonu pro otevřenou klapku

6.1.3 Vyhodnocení dat

Pro vyhodnocení a přehledné znázornění naměřených parametrů v grafech bylo potřeba dopočítat celkovou účinnost kompresoru.

Nejprve určíme technickou práci kompresoru jako

$$a_t^k = \frac{r \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot T_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{atm}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \quad \text{[J/kg]} \tag{9}$$

Kde
p_0 je tlak na výstupu z kompresoru [bar],
p_{atm} je atmosférický tlak [bar],
κ je Poissonova konstanta (uvažujeme $\kappa = 1{,}4$),
r je plynová konstanta (uvažujeme r = 287),
T_0 je měřená teplota místnosti [K].

Pak je možné vypočítat celkovou účinnost stlačení vzduchu v kompresoru η_c

$$\eta_c = \frac{P_{kom}}{P_{mot}} \cdot 100 \ [\%] \tag{10}$$

$$P_{kom} = \dot{m} \cdot a_t^k \ [W] \tag{11}$$

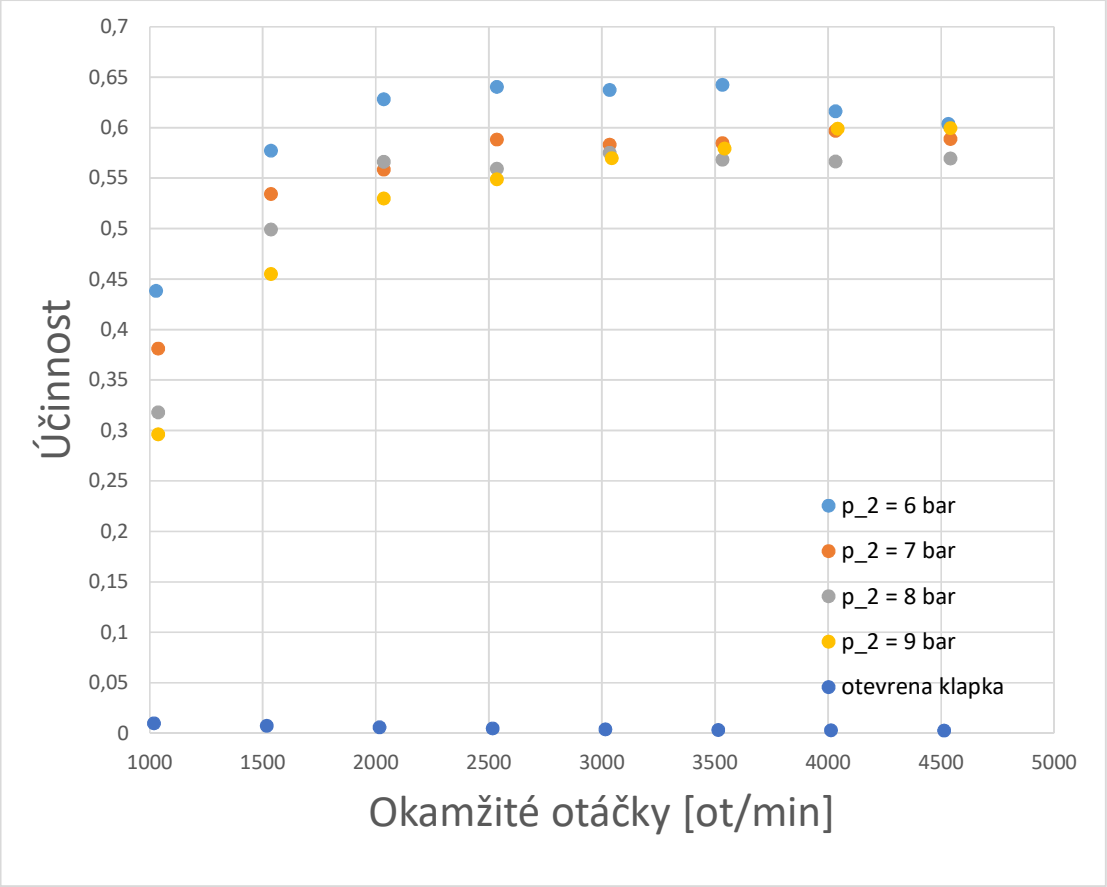
Kde
P_{kom} je vypočítaný výkon kompresoru [kW],
P_{mot} je měřený výkon motoru [kW],
$\dot{m}$ je měřený hmotnostní tok stlačeného vzduchu [kg/s],
a_t^k je technická práce kompresoru [J/kg].

Takto byly vypočteny účinnosti pro všechny nastavované otáčky a tlaky p_2 a výsledná závislost byla vynesena do grafu, který je na obr. 22. V grafu můžeme pozorovat, jak účinnosti pro všechny tlaky p_2 nejprve rostou a poté se ustalují kolem hodnoty 60 %.

Při nízkých otáčkách dosahuje kompresor nejvyšší účinnosti při nejnižším tlaku (6 bar) a nejnižší účinnosti naopak při tlaku nejvyšším (9 bar). Tento fakt je způsoben vzduchem, unikajícím především různými netěsnostmi (např. mezizubní únik).

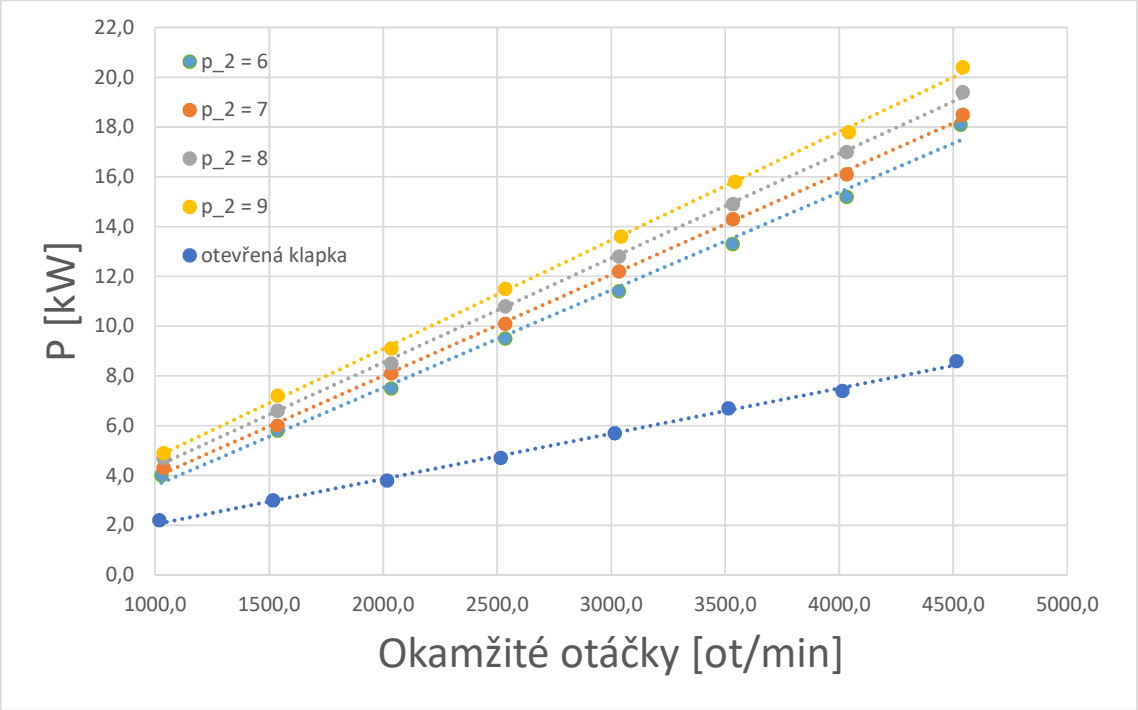
S rostoucími otáčkami se však tato tendence vytrácí a nejvyšší účinnosti je dosahováno při nejvyšších tlacích (9 bar). Primární příčinou ztrát jsou zde ztráty dané netěsností na špičce listu rotorů.

Zlom, kdy začínají vyšší tlaky nabývat vyšších účinností, je možné zaznamenat v otáčkovém rozmezí až kolem 4000 až 4500 ot/min a teoreticky se dá předpokládat další růst účinnosti pro vyšší otáčky.

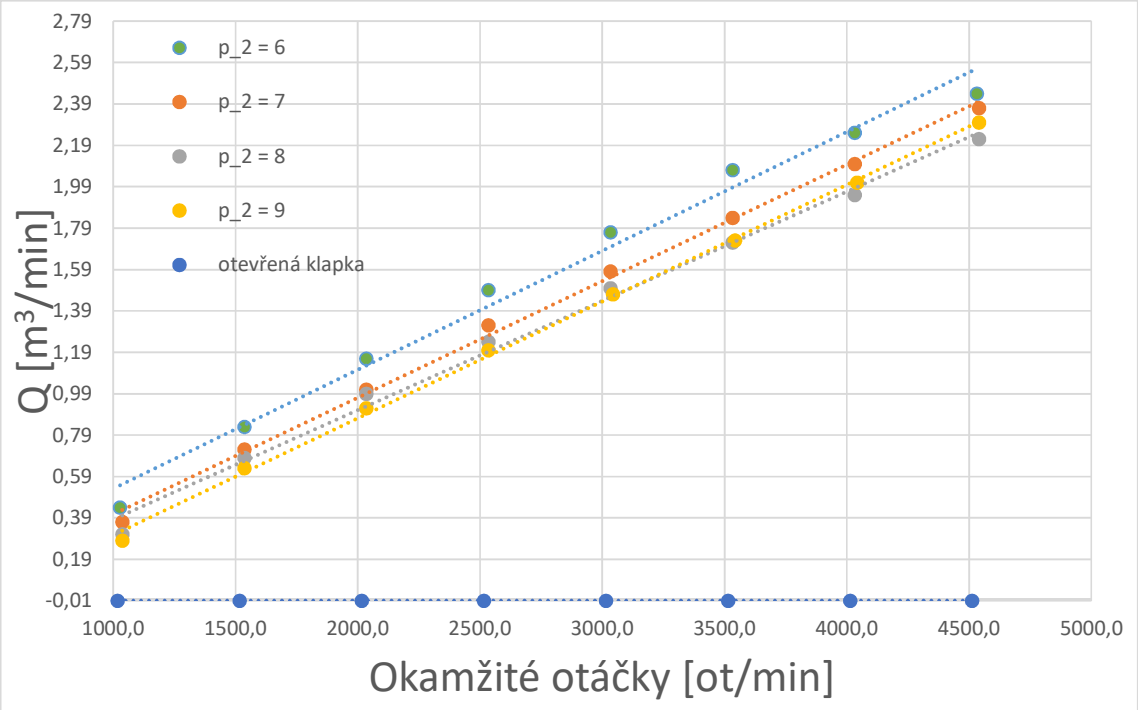


Obrázek 22: Graf závislosti účinnosti na okamžitých otáčkách.

Na obr. 24, resp. obr. 25, jsou zobrazeny závislosti příkonu, resp. výkonnosti, na okamžitých otáčkách. V obou případech se jedná o lineární závislost a při měření bylo dosaženo uspokojivé přesnosti především v prvním jmenovaném grafu. Výraznější odchylky od ideálně lineární závislosti se projevily pouze při měření průtoku a navíc pouze pro nižší tlaky.



Obrázek 23: Graf závislosti příkonu na okamžitých otáčkách

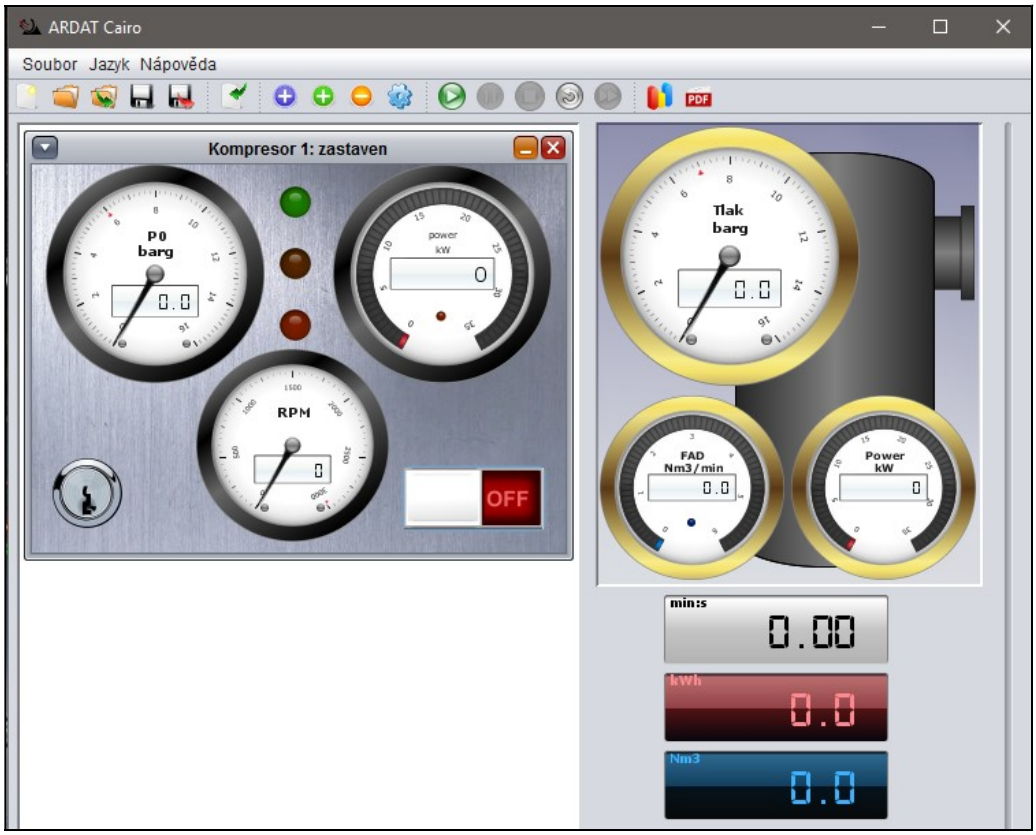


Obrázek 24: Graf závislosti výkonnosti na okamžitých otáčkách

6.2 Počítačová simulace

Simulace chodu kompresoru byla provedena v komerčním software Cairo, produkovaný společností Ardat Systems s.r.o. Snahou bylo nastavit okrajové podmínky tak, aby byl zopakován průběh experimentu, provedeného na laboratorní trati. Následně, v případě rozdílnosti naměřených dat, provést kalibraci systému.

Na obr. 25 je zobrazena úvodní obrazovka programu Cairo. Simulace je na obrázku v zastaveném stavu, a všechny hodnoty jsou proto nulové. Tento program umožňuje simulovat chod celé kompresorové stanice, která může obsahovat několik samostatných kompresorů. Pro naši simulaci byl vybrán a podle parametrů kompresoru B100 nastaven jediný kompresor, který je vidět na levé straně obrázku. Na pravé straně můžeme vidět ilustraci vzdušníku.



Obrázek 25: Úvodní obrazovka programu Cairo

Na vzdušníku byl nastaven objem $V = 0{,}1\ m^3$, z důvodu simulování objemu vzduchu v potrubí trati a byl mu ponechán otevřený ventil výfuku. Tím bylo dosaženo maximální podobnosti s experimentem, který žádnou tlakovou nádobu vzdušníku neobsahoval.

Kompresoru byl nastavován tlak na výtlaku p_0 a tlak na konci zkušební trati p_2 podle výsledků naměřených během laboratorního experimentu (tab. 7 až tab. 11). Výkonnost byla ovládána pomocí šoupátka v pravé části programu a opět byla snaha kopírovat průběh experimentu.

Výstupem simulace byly výkon P [kW] a okamžité otáčky [ot/min], které byly odečítány v pravé dolní části obrazovky a zaznamenávány do tabulek 12 až 15. V tab. 12 je vidět, že poslední řádek má jinak nastavený tlak p_0 (a i tlak p_2 vybočuje z řady). Jedná se o chybu přenesenou z laboratorního měření, ale i pro tuto hodnotu byla simulace provedena a získané výsledky se dostatečně shodují.

Simulaci pro provoz s otevřenou klapkou nebylo z důvodu nedokonalosti simulačního software možno provézt.

Tabulka 12: Hodnoty simulace pro tlak p_2 = 6 bar

p_0 [bar]	P [kW]	okamžité otáčky [ot/min]	p_2 [bar]	Q [m3/min]
6,3	3	774	6,0	0,4
6,4	6	1512	6,0	0,8
6,4	8	2232	6,0	1,2
6,5	10	2736	6,0	1,5
6,5	12	3258	6,0	1,8
6,6	14	3852	6,0	2,1
6,7	15	4158	6,0	2,3
7,4	18	4248	6,7	2,4

Tabulka 13: Hodnoty simulace pro tlak p_2 = 7 bar

p_0 [bar]	P [kW]	okamžité otáčky [ot/min]	p_2 [bar]	Q [m3/min]
7,3	4	774	7,0	0,4
7,3	6	1314	7,0	0,7
7,4	8	1854	7,0	1,0
7,4	10	2304	7,0	1,3
7,4	12	2934	7,0	1,6
7,5	14	3294	7,0	1,8
7,6	16	3816	7,0	2,1
7,6	18	4248	7,0	2,4

Tabulka 14: Hodnoty simulace pro tlak p_2 = 8 bar

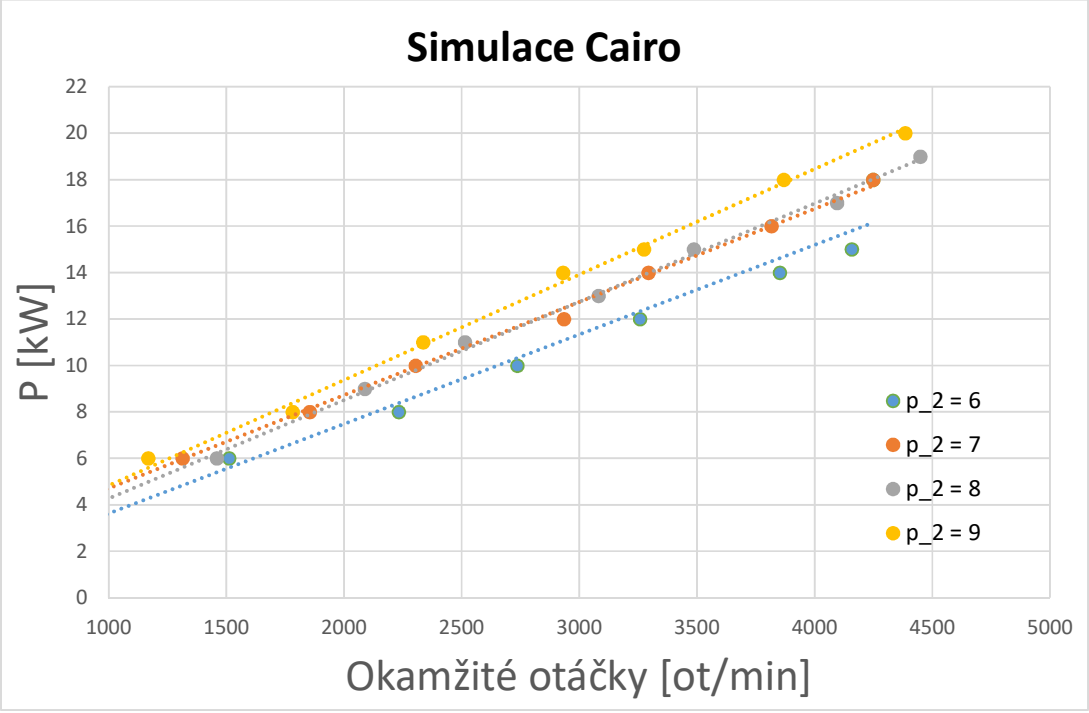
p_0 [bar]	P [kW]	okamžité otáčky [ot/min]	p_2 [bar]	Q [m3/min]
8,3	3	709	8,0	0,3
8,3	6	1459	8,0	0,7
8,4	9	2088	8,0	1,0
8,4	11	2514	8,0	1,2
8,5	13	3081	8,0	1,5
8,5	15	3486	8,0	1,7
8,6	17	4095	8,0	2,0
8,6	19	4449	8,0	2,2

Tabulka 15: Hodnoty simulace pro tlak $p_2 = 9$ bar

p_0 [bar]	P [kW]	okamžité otáčky [ot/min]	p_2 [bar]	Q [m3/min]
9,2	3	651	9,0	0,3
9,3	6	1168	9,0	0,6
9,4	8	1781	9,0	0,9
9,4	11	2336	9,0	1,2
9,5	14	2930	9,0	1,5
9,5	15	3274	9,0	1,7
9,6	18	3868	9,0	2,0
9,6	20	4385	9,0	2,3

Z rozdílů naměřených hodnot tlaků p_0 a p_2 byla vypozorována s otáčkami rostoucí ztráta ξ, kde $\xi = p_0 - p_2$ [bar]. Tato ztráta je však programem automaticky nastavována jako konstantní ($\xi = 0{,}6$ bar). Pro zpřesnění výsledků byla ztráta ξ s klesajícími otáčkami úměrně zmenšována. Tím bylo dosaženo vhodných okrajových podmínek pro simulaci.

Závislost příkonu na otáčkách získaná simulací byla vynesena do grafu na obr. 26. Stejně jako u laboratorního experimentu se získaná data příliš neliší od očekávaných lineárních průběhů. Simulaci proto lze považovat za úspěšnou.



Obrázek 26: Graf závislosti příkonu na okamžitých otáčkách

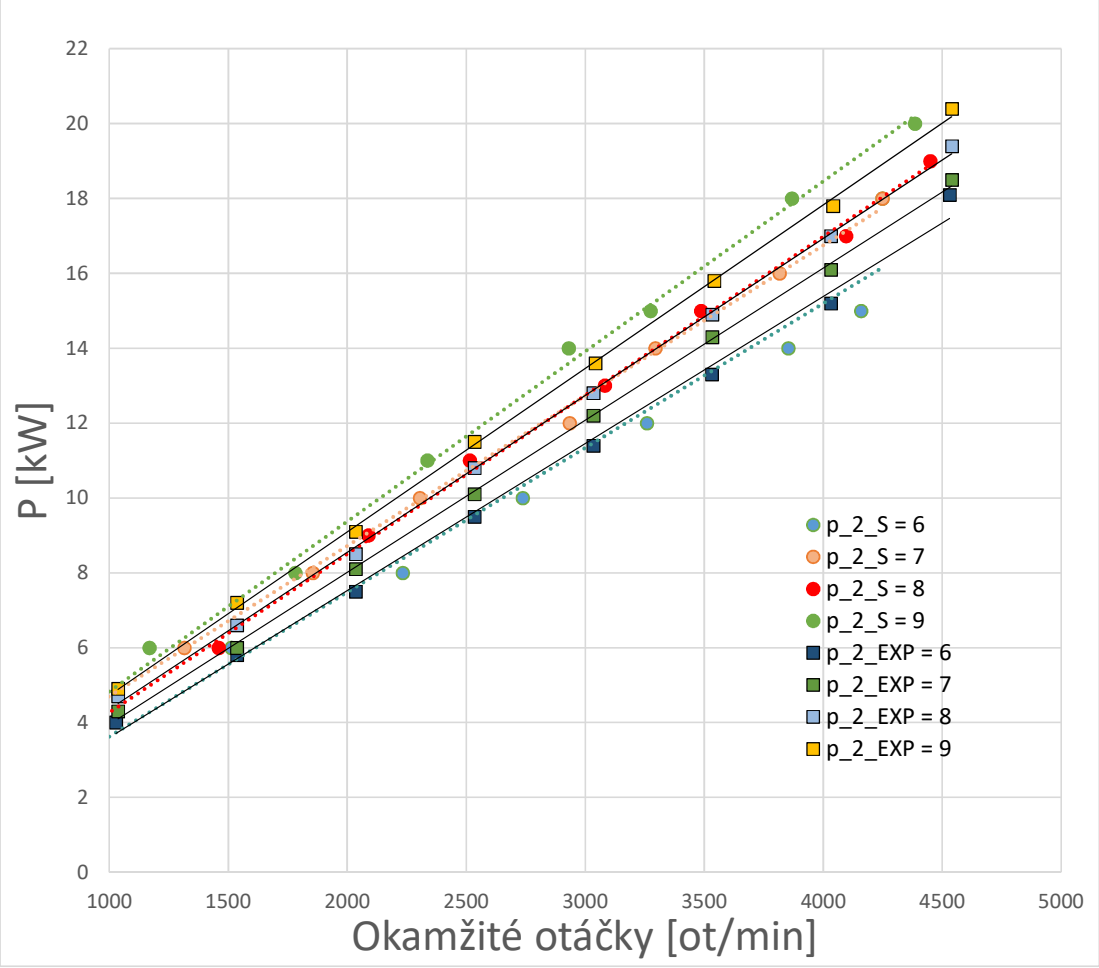
6.3 Porovnání simulace a experimentu

Pro porovnání dat naměřených během experimentu a dat získaných počítačovou simulací byla zvolena závislost příkonu na okamžitých otáčkách (viz graf na obr. 27).

V grafu jsou data získaná simulací označena symbolem kolečka a proložena tečkovanou barevnou přímkou. Data jsou pro tlaky $p_{2S} = 6$ bar až $p_{2s} = 9$ bar.

Data, která byla naměřena experimentálně, jsou označena symbolem čtverečku a pro přehlednost proložena vždy černou plnou přímkou. Zobrazená data jsou pro tlaky $p_{2exp} = 6$ bar až $p_{2exp} = 9$ bar.

V grafu je vidět, že bylo dosaženo dobré shody mezi výsledky simulace a experimentu. Nejblíže jsou si hodnoty získané pro tlak 8 bar, kde pro hodnotu 2500 ot/min symboly téměř splývají. Podobně je tomu při hodnotě tlaku 6 bar a 1500 ot/min, což jsou zároveň běžné provozní otáčky kompresoru. Výsledky z experimentu i simulace tedy lze považovat za ověřené.

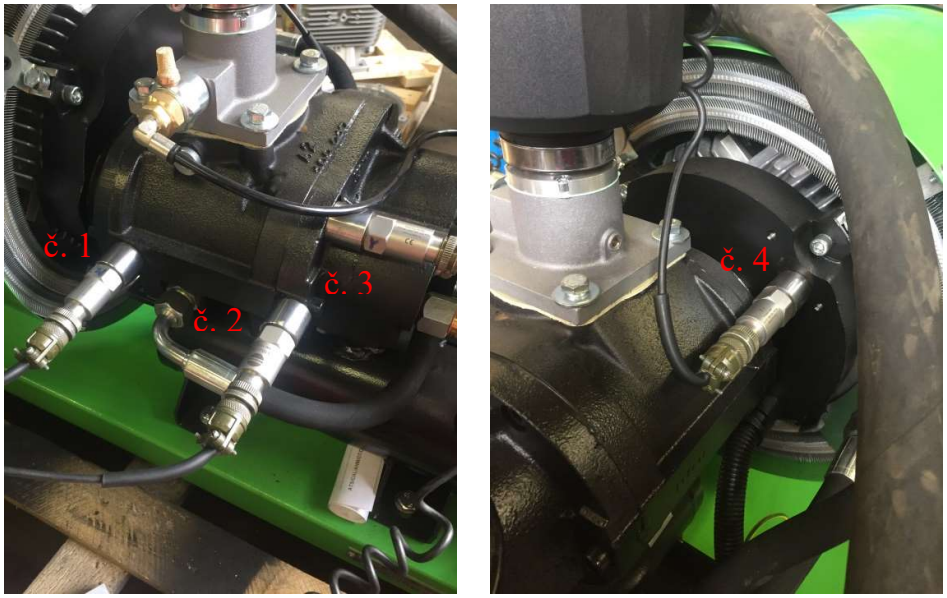


Obrázek 27: Porovnání simulace a experimentu

6.4 Měření vibrací na kompresorové stanici

Vibrace byly měřeny pomocí 4 akcelerometrů umístěných na kompresorové stanici typu Albert E. 50 (obr. 28) vybavené šroubovým kompresorem typu B100. Pro získání představy o chvění kompresoru bylo potřeba senzory umístit jak v odstředivém směru, tak ve směru axiálním. Umístění snímačů je zobrazeno na obr. 29. Dva akcelerometry byly umístěny radiálně, snímač označený č. 1 k přednímu ložisku a snímač č. 2 k ložisku zadnímu. Ve směru osy otáčení ložisek byl umístěn akcelerometr č. 3 na konec skříně v oblasti ložiska a senzor č. 4 na přírubu kompresoru.

Obrázek 28: Kompresorová stanice



Obrázek 29: Umístění akcelerometrů

Signál byl od snímačů veden vodičem do sběrnice (obr. 30) a následně do počítače vybaveným software Labview. V Labview bylo nastaveno stejné zesílení jako je převod signálu akcelerometru, čili 10 g/V. Kde g v jednotce je ve významu zrychlení, tedy g = 9,81 m/s2.

Obrázek 30: Sběrnice

Na ovládacím panelu elektromotoru byla nastavena frekvence otáček na $f_m = 50$ Hz, tedy pro čtyřpólový motor jsou otáčky hřídele n = 1500 ot/min. Ručně byl ventilem na vzdušníku regulován tlak p_2 a tím i nepřímo tlak p_0 tak, aby tlak p_0 postupně dosahoval hodnot 4, 5, … až 8 bar. Pro každou hodnotu tlaku byl spuštěn záznam dat z akcelerometru na minimálně 60 s.

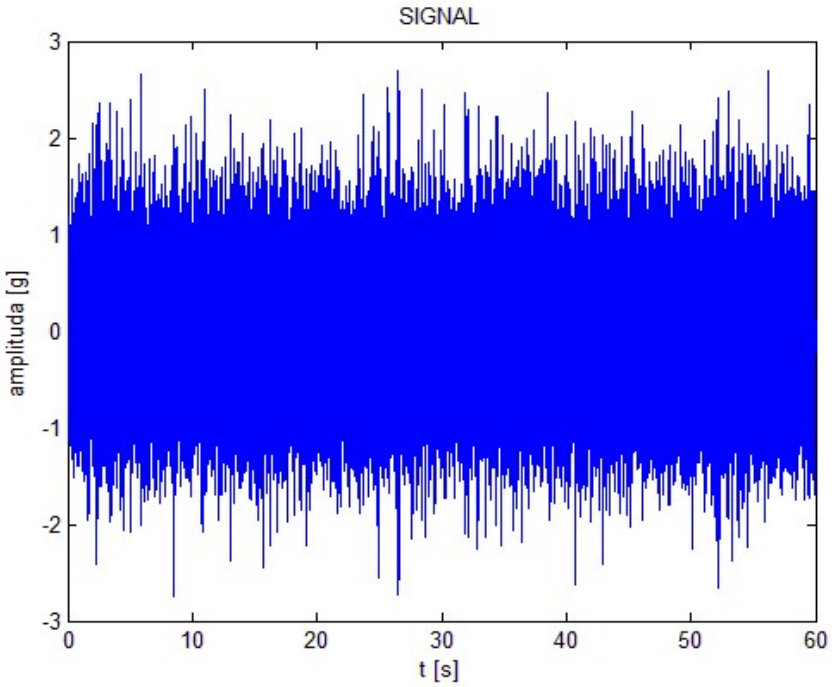
6.5 Analýza dat naměřených akcelerometry

Pro analýzu naměřeného signálu byl použit komerční program Matlab za použití studentské licence. Níže je uveden a popsán kód, který byl použit pro potřebné vyhodnocení.

Nejprve byla nastavena stejná vzorkovací frekvence (44 kHz), která byla použita již při měření. Poté bylo potřeba načíst data pomocí funkce *dlmread.* Vstupní textový soubor obsahuje 4 sloupce hodnot pro 4 instalované akcelerometry. Byl proto použit *for* cyklus

pro postupné načítání sloupců do vektorů. Protože měřený časový úsek v každém záznamu je minimálně 60 s, byl na tuto hodnotu zkrácen pro všechna měření. Na obr. 31 můžeme vidět načtený, ale zatím nezpracovaný (tzv. surový) signál. Na tomto grafu je dobře vidět hodnota maximální dosahované amplitudy v závislosti na čase (a ~ 2,7g), ale jinak nemá velkou informační hodnotu. Signál je proto potřeba zpracovat. Zde bude k tomuto účelu použita Fourierova transformace.

```
% % ZPRACOVANI DAT POMOCI FUNKCE FFT

fs      = 44000;                    % Vzorkovaci frekvence
par1    = 4096;                     % Delka Fourierovy transformace

% CTENI ZE SOUBORU + FFT

for i = 1:4                          % Cyklus pro nacteni dat ze 4
senzoru
     A = dlmread('e801004.txt');
     y = A(:,i);
     x = (0:length(A)-1)/fs;
     x = x(x <= 60);                 % Casovy interval omezený na 60 [s]
     y = y(1:length(x));
     fr1 = fft(y,par1);              % Fourierova transformace
     fr1x = (0 : 1 / (par1 - 1) : 1) * fs;
     fr1a = abs(fr1);                % Absolutni hodnota FT
     fr1a = fr1a / max(fr1a);        % Normovani amplitudy

% VYKRESLENÍ

    figure

    subplot(2,2,1)
    plot(x,y), title('SIGNAL');      % Vykresleni nezpracovaneho signalu
    xlabel('t [s]')                  % popis osy x
    ylabel('amplituda [g]')          % popis osy y

    subplot(2,2,2)
    plot(fr1x, fr1a), title('ABSOLUTNI HODNOTA FFT');
% Vykresleni absolutni hodnoty FT
    xlim([0, fs]);
    xlabel('f [Hz]')                 % popis osy x
    ylabel('normovana amplituda')    % popis osy y

    subplot(2,2,3)
    plot(fr1x(1:par1/2), fr1a(1:par1/2)), title('REALNA CAST ABS(FFT)');
    xlim([0, fs/2]);
    xlabel('f [Hz]')                 % popis osy x
    ylabel('normovana amplituda')    % popis osy y

    subplot(2,2,4)
    semilogx(fr1x(1:par1/2), fr1a(1:par1/2)),
    title('LOGARYTMICKE MERITKO osy X');
    xlim([0, fs/2]);
    xlabel('f [Hz]')                 % popis osy x
    ylabel('normovana amplituda')    % popis osy y
end
```



Obrázek 31: Nezpracovaný signál

6.5.1 Fourierova transformace

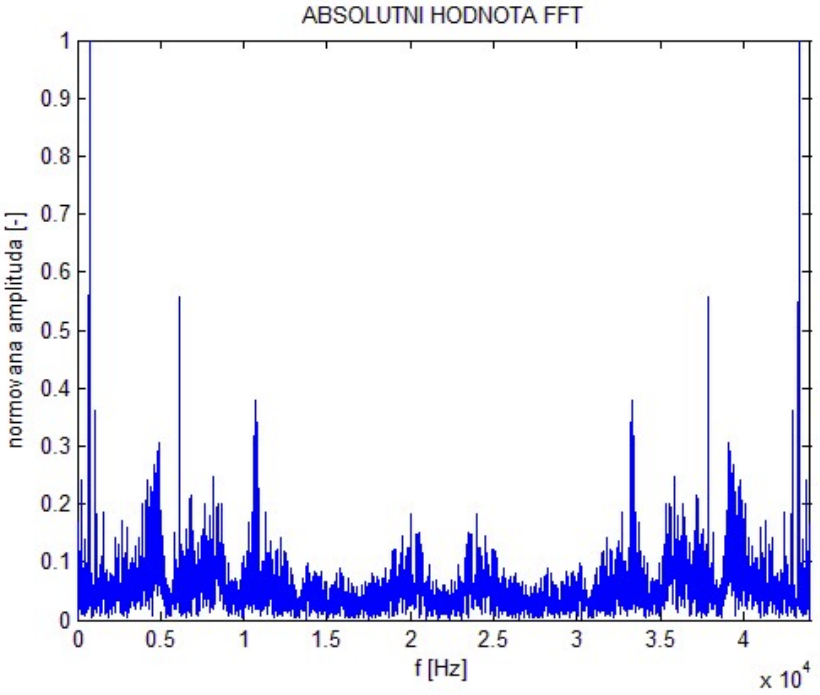
Fourierova transformace (dále jen FT) je komplexní funkce, která rozkládá signál na jednotlivé frekvence. Díky této vlastnosti je možné pozorovat zastoupení jednotlivých frekvencí obsažených v naměřeném signálu.

Princip metody spočívá ve faktu, že jakoukoli periodickou funkci je možné složit z nekonečné řady harmonických funkcí (tzv. Fourierovy řady). Diskrétní Fourierova transformace (dále jako DFT) je definována vztahem (12). Tento vztah převádí N komplexních čísel x_n na N komplexních čísel x_k.

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n \cdot e^{-\frac{2\pi i}{N} kn} \qquad k = 0, \dots, N-1 \tag{12}$$

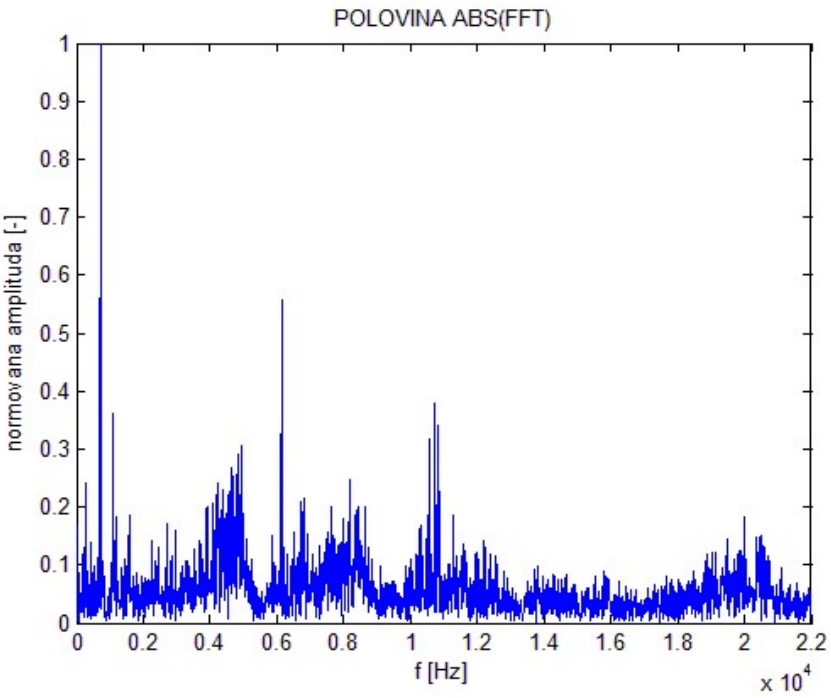
Programovat celou DFT by bylo pro účely této práce zcela zbytečné a nemělo by velkou přidanou hodnotu, protože program Matlab již implicitně obsahuje tzv. rychlou Fourierovu transformaci (Fast Fourier Transformation, dále jako FFT). Tento algoritmus, pokud mu poskytneme vektor délky libovolné mocniny čísla 2, rozděluje výpočet na sérii dílčích výpočtů DFT a tím je celý výpočet velmi urychlen.

Neboť je FT funkce komplexní, musíme, pro získání fyzikálně podložených výsledků, uvažovat pouze její reálnou část. Toho je možno dosáhnout použitím absolutní hodnoty. Reálná složka FFT našeho signálu je vidět na obr. 32. Na tomto grafu lze již pohodlně rozpoznat jednotlivé frekvence. Amplitudy byly z důvodu názornosti normovány. [10]



Obrázek 32: Absolutní hodnota Fourierovy transformace

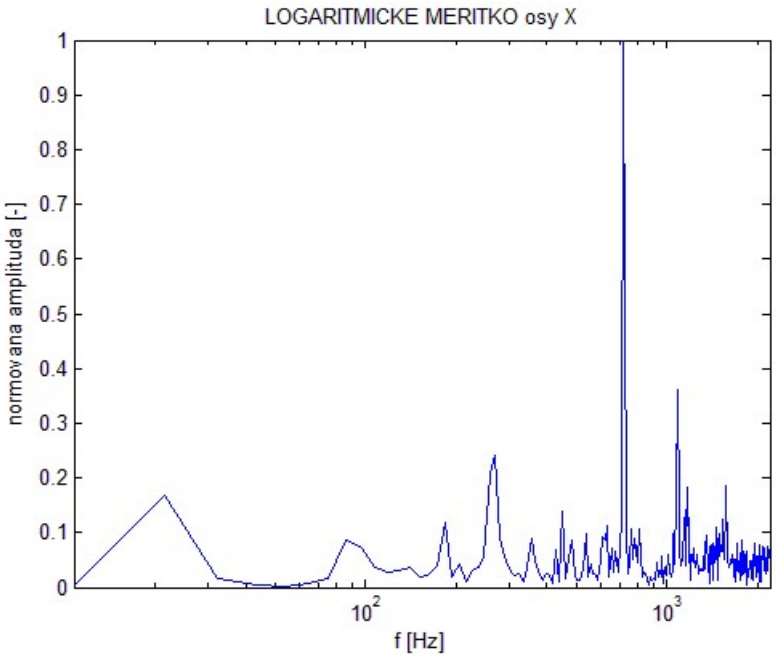
Na obr. 32 si dále můžeme povšimnout, že je graf osově symetrický. Toto je ovšem typická vlastnost reálné složky Fourierovy transformace (komplexní složka je symetrická bodově). Je proto možné, při dalším zpracování signálu, vykreslovat pouze polovinu vzorkovací frekvence (viz obr. 33).



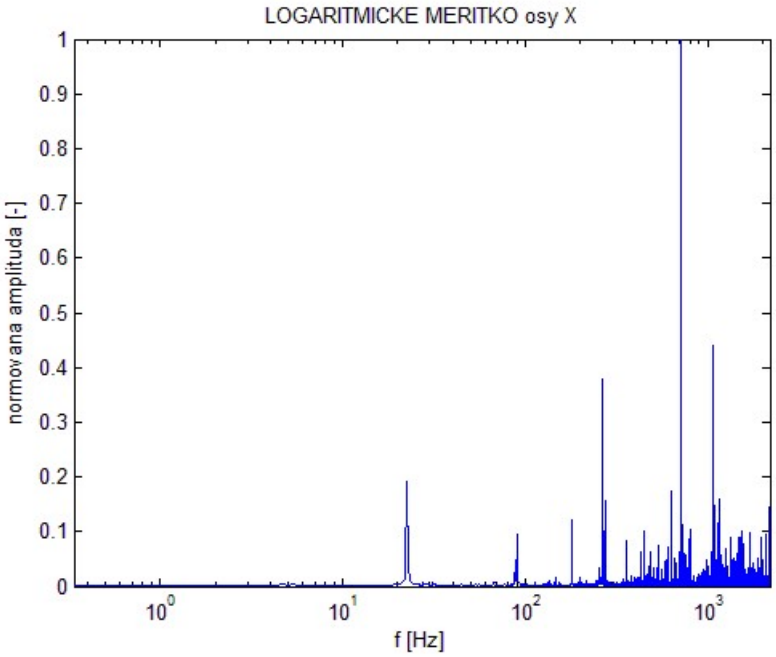
Obrázek 33: FFT se zobrazenou polovinou vzorkovací frekvence

Pro dosažení co nejvyšší názornosti je navíc vhodné vykreslovat osu x v logaritmickém měřítku (viz obr. 34). Frekvenční hladiny hodnot vyšších než cca 2,5 kHz není v rámci této práce možné zodpovědně rozpoznat. V dalším textu budou proto frekvenční rozsahy omezeny hodnotou 2 kHz.

Pro bližší poznání těchto vysokofrekvenčních vibrací by byl potřeba prostor pro další výzkum, např. v rámci Disertační práce.



Obrázek 34: Graf FFT s logaritmickou osou x (délka FFT je 4096)



Obrázek 35: Graf FFT s logaritmickou osou x (délka FFT je 131 072)

Velmi důležitým parametrem pro věrohodnost zobrazovaných výsledků je délka Fourierovy Transformace. Rozdíl mezi menší a větší délkou můžeme pozorovat na obr. 34 a obr. 35. Na těchto obrázcích je jasně vidět, že čím větší hodnota délky FFT, tím přesněji jsou výsledky zobrazeny. Nebo se dá také říci, že je možné rozeznat méně peaků (vrcholů), ale o to jsou tyto peaky výraznější.

6.5.2 Teoreticky očekávané frekvence vibrací

Na základě analýzy možných příčin vzniku vibrací ústrojí šroubového kompresoru, která byla provedena v kapitole 4, lze ve zpracovaném signálu očekávat toto zastoupení frekvencí (viz tab. 16).

Samozřejmě lze navíc, kromě těchto vypočtených hodnot, očekávat tzv. vyšší harmonické frekvence. Tyto frekvence dostaneme vynásobením hodnot uvedených v tabulce libovolnou celočíselnou konstantou (např. 2, 3, 8,…).

Tabulka 16: Očekávané frekvence vibrací

Původ	Zdroj	Frekvence [Hz]
Hlavní rotor	Šroubový rotor (4 zuby)	25
	Radiální ložisko (14 válečků)	350
	Axiální ložisko (13 kuliček)	325
Oba rotory	zubová frekvence rotorů	100
Vedlejší rotor	Šroubový rotor (5 zubů)	20
	Radiální ložisko (13 válečků)	260
	Radiální ložisko (18 jehliček)	360
	Axiální ložisko (10 kuliček)	200
Elektropohon	Chladicí vrtule (4 listy)	100

6.5.3 Skutečně naměřené frekvence vibrací

Opakovaným měřením bylo zjištěno, že se ve frekvenčním spektru pravidelně vyskytuje peak na místě, které odpovídá hodnotě 22,5 Hz (viz obr. 35). Ale není žádný na hodnotě 25 Hz a ani v jejím blízkém okolí. Na témže grafu je také vidět například peak na hodnotě 90 Hz tam, kde bychom mohli očekávat 100 Hz. Tato odchylka plyne z odlišnosti teoreticky vypočtených hodnot, od hodnot reálných, které jsou ovlivněny například skluzem rotoru elektromotoru. Pokud tedy budeme uvažovat, že frekvence hlavního rotoru je rovna 22,5 Hz, vyjde nám zubová frekvence $f_Z = 90$ Hz a též frekvence vrtule $f_V = 90$ Hz. Tato hodnota se již shoduje s hodnotou naměřenou. Byla proto zhotovena tabulka nová, která je již upravena podle skutečných otáček hlavního rotoru (viz tab. 17).

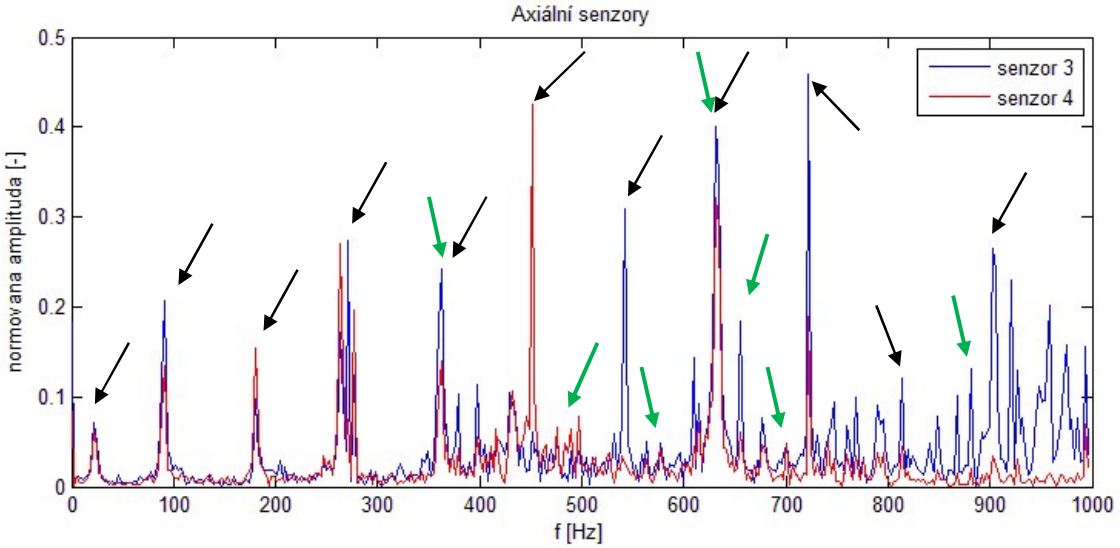
Tabulka 17: Reálně naměřené frekvence vibrací

Původ	Zdroj	Frekvence [Hz]
Hlavní rotor	Šroubový rotor (4 zuby)	22,5
	Radiální ložisko (14 válečků)	315
	Axiální ložisko (13 kuliček)	292,5
Oba rotory	zubová frekvence rotorů	90
Vedlejší rotor	Šroubový rotor (5 zubů)	18
	Radiální ložisko (13 válečků)	234
	Radiální ložisko (18 jehliček)	324
	Axiální ložisko (10 kuliček)	180
Elektropohon	Chladicí vrtule (4 listy)	90

Na obr. 36 jsou vyznačeny všechny významné peaky. Vrcholy, které reprezentují frekvence rotorů, včetně jejich vyšších harmonických frekvencí, jsou v obrázku vyznačeny černými šipkami. Jedná se o frekvence 22,5 Hz, 90 Hz, 180 Hz, 270 Hz, 360 Hz, 450 Hz, 540 Hz, 630 Hz, 720, 810Hz a 900 Hz.

Je vidět, že se nepovedlo naměřit základní frekvence žádného z ložisek, pouze jejich frekvence vyšší harmonické. V obrázku jsou tyto frekvence vyznačeny zelenými šipkami. Jsou to např. frekvence 360Hz, 468 Hz, 585 Hz, 630 Hz, 648 Hz, 702 Hz a 877,5 Hz.

Tento fakt je pravděpodobně dán jednak velmi nízkou hmotností valivých elementů ložisek a jednak relativně nízkými otáčkami rotorů. Pokud bychom frekvence vibrací ložisek z nějakého důvodu opravdu museli naměřit, bylo by potřeba použít akcelerometry jiného typu, které mohou být i několikanásobně dražší. Jelikož je ale cílem této práce navrhnout diagnostiku, která bude dodávaná přímo se zařízením, není tato varianta vhodná.

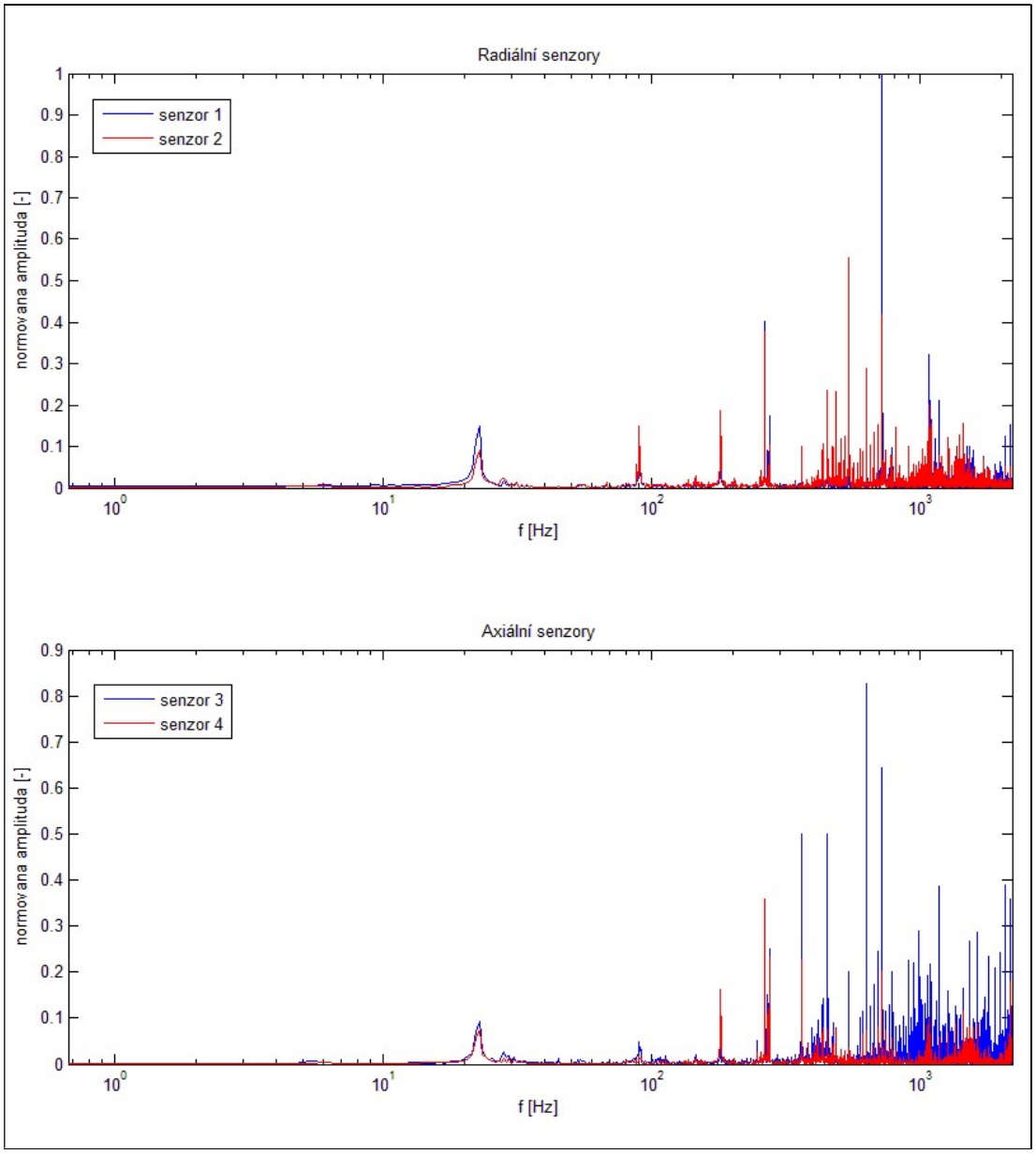


Obrázek 36: Graf naměřených frekvencí

6.5.4 Vyhodnocení výsledků měření vibrací

Pro názorné vyhodnocení výsledků jsou na následujících stranách na obr. 37 až 41 zobrazeny výsledky měření vibrací v závislosti na tlaku, který byl postupně měněn v rozmezí 4 až 8 bar. Každý jednotlivý obrázek obsahuje celý rozsah měření pro každý pevně nastavený tlak.

V horní části obrázku je vždy graf zobrazující záznam měření radiálně umístěnými akcelerometry a v dolní části je záznam dat z akcelerometrů umístěných radiálně k ose otáčení rotorů kompresoru. Detailní pohled na rozmístění jednotlivých senzorů je na obr. 29.

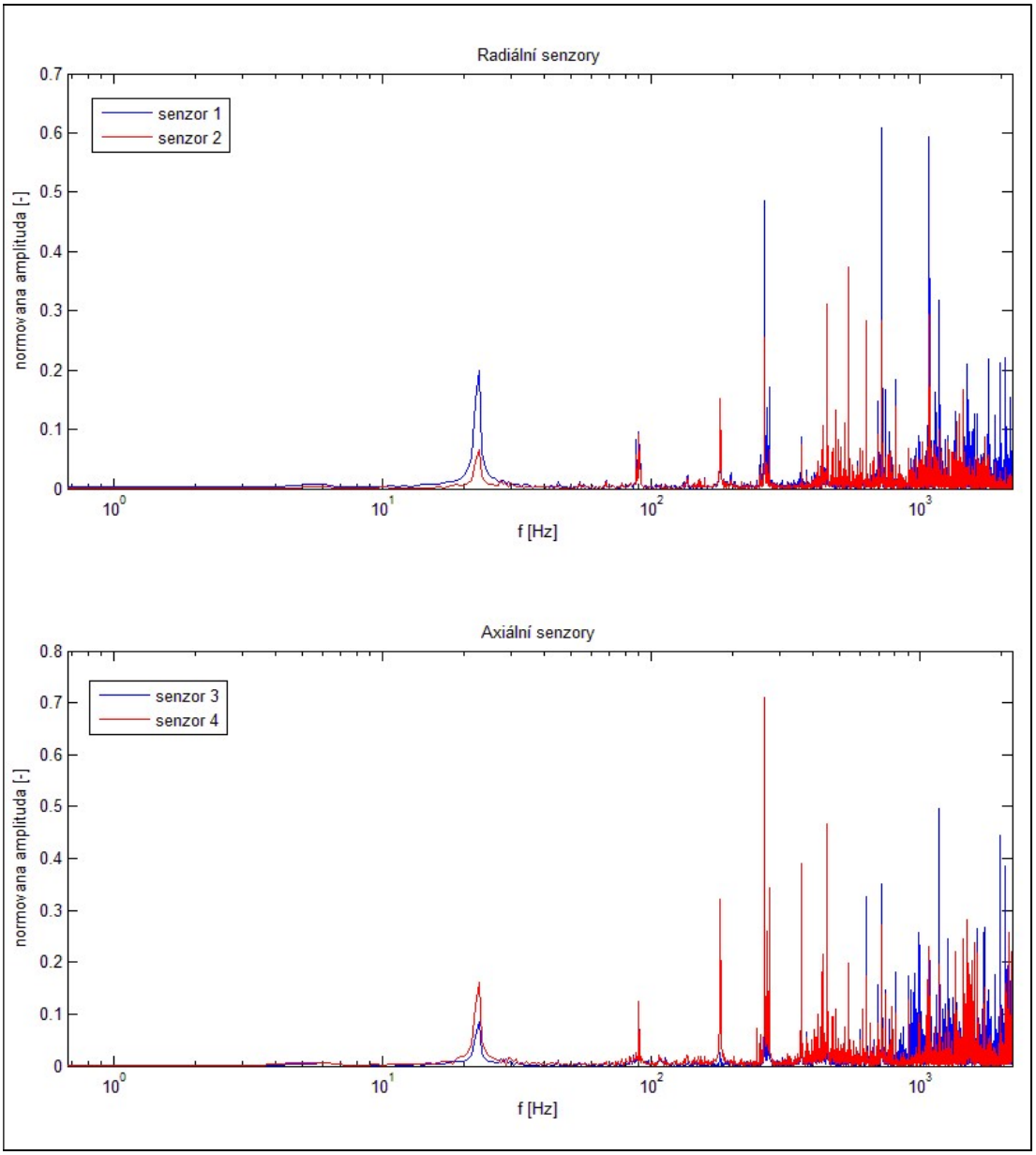


Obrázek 37: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 4 bar

Dále bude uvedeno několik zajímavých postřehů a závislostí, vyvozených z výsledků provedených měření.

Frekvence hlavního rotoru (22,5 Hz)

Velkosti amplitud při frekvenci hlavního rotoru, jsou pro celý rozsah měření přibližně konstantní. Změny nastávají pouze v radiálním směru, kde amplitudy rostou při tlaku 5 bar (obr. 38) a 7 bar (obr. 40). Maximální výchylky je pak dosaženo při tlaku 8 bar (obr. 41).



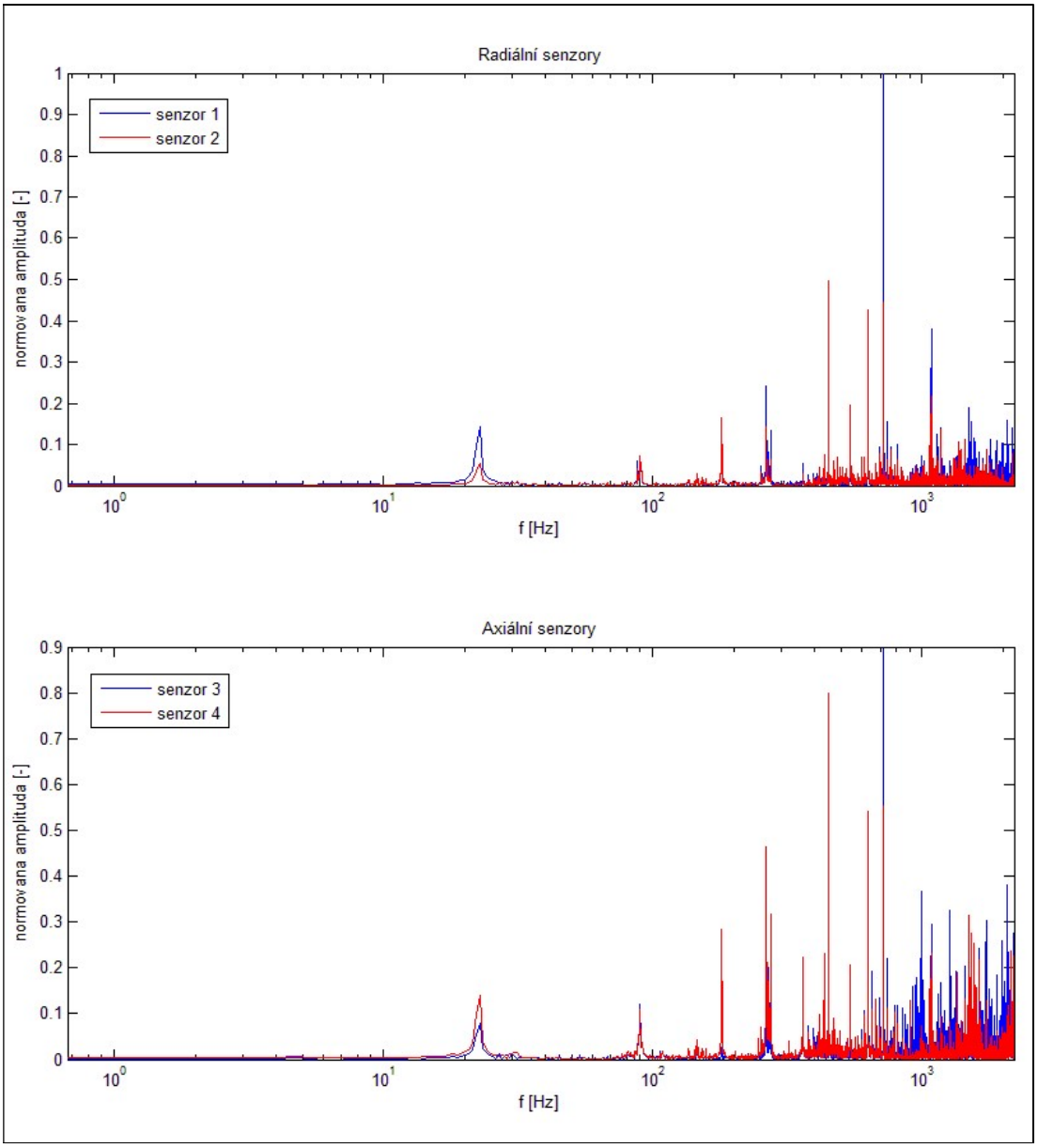
Obrázek 38: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 5 bar

Zubová frekvence (90 Hz)

Amplitudy zubové frekvence se v závislosti na tlaku mění znatelně více než amplitudy frekvence hlavního rotoru.

Maximálních hodnot výchylky v radiálním i axiálním směru je dosaženo při tlaku 8 bar (obr. 41).

Minimální výchylka v radiálním směru je při tlaku 6 bar (obr. 39) a v axiálním při tlaku 4 bar (obr. 37).

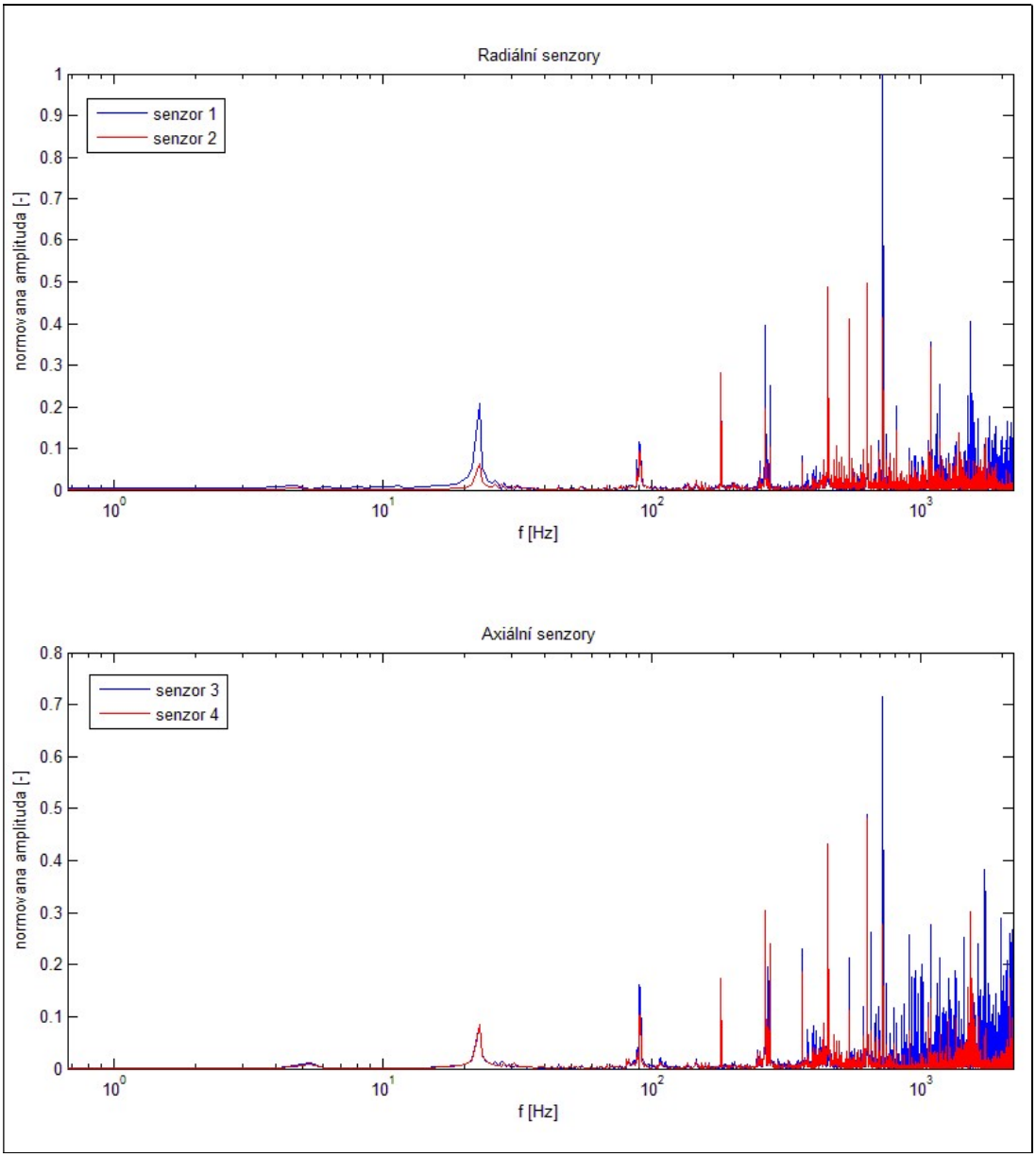


Obrázek 39: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 6 bar

První harmonická frekvence (180 Hz)

Při nižších tlacích jsou výchylky v radiálním i axiálním směru přibližně stejné, avšak při dosažení tlaku 8 bar amplitudy extrémně vzrostou a to navíc pouze v radiálním směru.

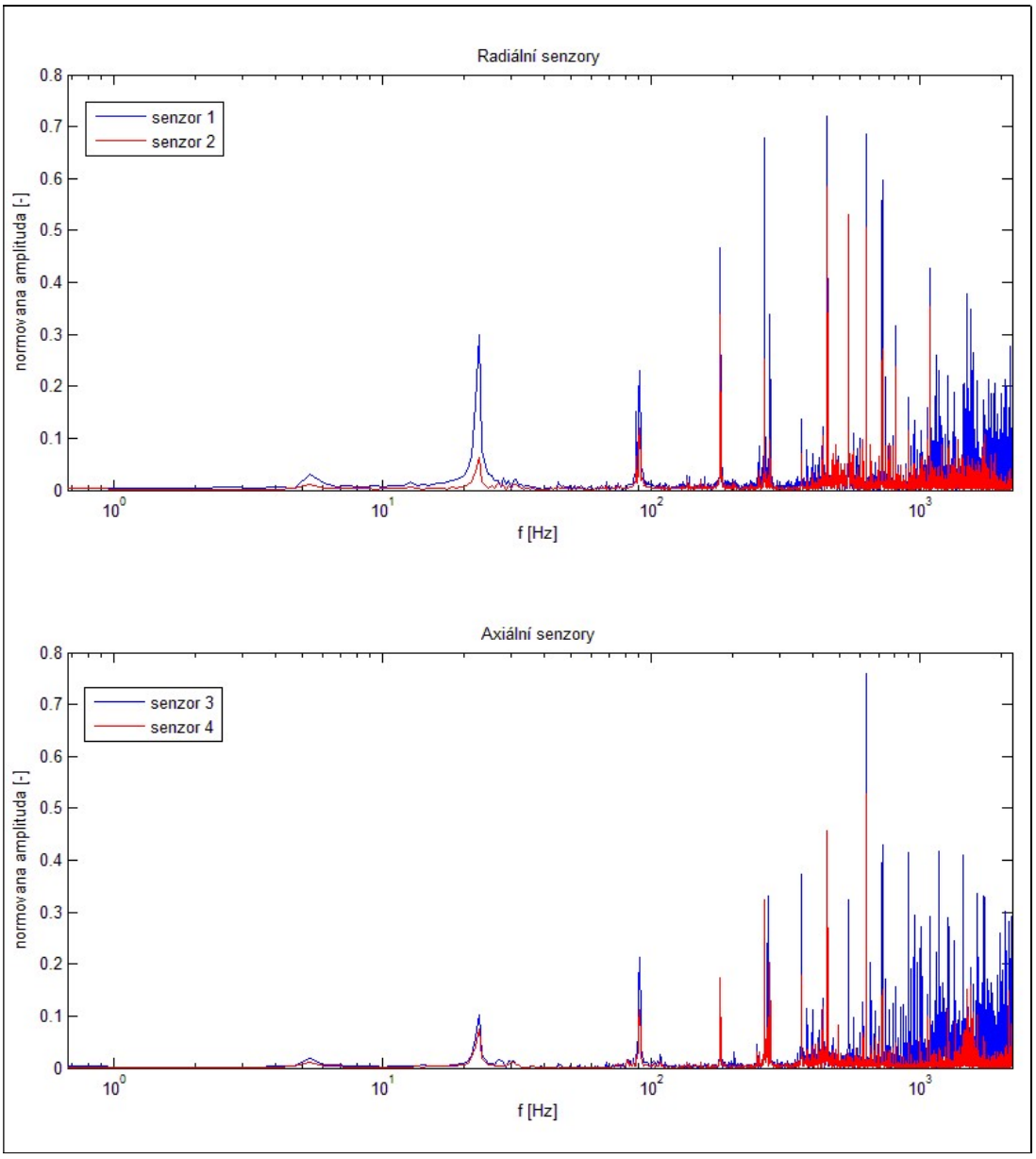
Za pozornost zde stojí fakt, že vyšší amplitudy zaznamenal radiální senzor, umístěný blíže elektromotoru. Důvodem pravděpodobně je, že jsou rotory svojí činností tlačeny právě směrem od motoru a jsou proto vibrace na této straně tlumeny pomocí axiálních ložisek.



Obrázek 40: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 7 bar

Druhá harmonická frekvence (270 Hz)

Tato frekvence dosahuje pouze jediného extrému a to sice maxima při tlaku 5 bar (obr. 38). Toto maximum je jak v axiálním tak v radiálním směru a nejvyšší hodnoty byly zaznamenány pomocí senzorů 1 a 4. Oba tyto senzory jsou umístěny na skříni kompresoru na straně blíže k elektropohonu. Lze proto vyvodit podobnou příčinu tohoto extrému jako v případě první harmonické frekvence.



Obrázek 41: Grafy frekvencí vibrací při tlaku 8 bar

7 Návrh metodiky diagnostiky šroubového kompresoru

Pro vytvoření komplexní metodiky diagnostiky šroubového kompresoru s ohledem na odhad jeho životnosti přímo v místě realizace je potřeba postupně analyzovat všechny měřitelné parametry daného technologického celku a vybrat ty, které je možné na místě levně a především spolehlivě měřit.

7.1 Výběr rozhodujících parametrů a jejich měření

V rámci předchozích kapitol byla provedena řada systematických měření a bylo proto možné vypozorovat závislosti jednotlivých veličin při standartním „dobrém“ chodu, ale také odhadnout chování daných veličin při různých nestandartních projevech v chodu kompresoru - poruchách.

Tlakové ztráty ξ

Pro provozní diagnostiku kompresoru jsou důležité 3 tlakové ztráty. Označme je jako ξ_1, ξ_2 a ξ_3. Z experimentu bylo vypozorováno, že tlakové ztráty rostou přímo úměrně s otáčkami.

Tlakovou ztrátu ξ_1 je potřeba chápat jako tlakovou ztrátu na sacím filtru. Tato ztráta je měřena diferenčním tlakoměrem.

Rozdíl hodnot naměřených tlaků p_0 (výstup z bloku kompresoru) a p_2 (tlak za ventilem minimálního tlaku) je tlaková ztráta ξ_2. Tlaky p_0 a p_2 jsou měřeny běžně dostupnými manometry s rozsahem 0 – 16 bar.

Poslední měřenou tlakovou ztrátou je ξ_3, tedy ztráta měřená na dochlazovači dodávaného vzduchu. Je určována jako rozdíl tlaků p_2 a p_3, kde p_3 je tlak na vstupu do spotřebiče dodávaného vzduchu.

Výkonnost

Měřit výkonnost přímo u zákazníka se ukázalo jako drahé a technicky obtížně realizovatelné řešení. Avšak díky z experimentu vypozorované přímé úměře mezi výkonností a otáčkami (viz obr. 24), stačí pro potřeby diagnostiky měřit pouze tlak a okamžité otáčky kompresoru a výkonnost v reálném čase dopočítávat.

Příkon

Pokud je v elektrické síti konstantní elektrické napětí (v ČR lze tento předpoklad považovat za splněný), je možné příkon elektromotoru v reálném čase určovat podle množství odebíraného proudu ze sítě. Jinou možností je získávání této informace přímo z frekvenčního měniče.

Teploty

Měření teplot je zde realizováno pomocí termočlánků typu K a jedná se proto o relativně levnou a spolehlivou metodu měření a není tak nutné (v rozumných mezích) na množství použitých termočlánků šetřit.

Experimentem bylo ověřeno, že je vhodné umístit jeden termočlánek na vstup oleje do kompresoru (teplota T_1) a jeden na výstup stlačeného vzduchu z bloku kompresoru teplota T_2). Jejich rozdíl označme jako ΔT [°C].

Otáčky

Otáčky je možné měřit optickým snímačem. Tento senzor sice není pro diagnostiku nezbytně nutný, jelikož je využitelný pouze u strojů s proměnnými otáčkami a u těchto strojů nám dává informaci o otáčkách samotný frekvenční měnič, jedná se však o jednoduchou a levnou metodu, bude tedy s výhodou využita pro měření prokluzu řemenu.

Vibrace

Vibrace jsou měřeny pomocí akcelerometrů, umístěných na skříni šroubového kompresoru. Rozmístění akcelerometrů by mělo odpovídat experimentem ověřenému rozmístění (viz obr. 29).

Zpracování vibrodiagnostických dat bude probíhat přímo na instalovaném stroji pomocí jednoduchého programu využívajícího FFT (viz kapitolu 6.4.1 Fourierova transformace) a vhodnou vyhodnocovací metodou. V rámci této práce byly navrženy dvě metody vyhodnocení naměřených dat:

- **Maximální amplituda**

  Principiálně nejjednodušší metodou je prohlásit maximální amplitudu (v závislosti na čase), která byla naměřena během standartního provozu, za referenční pro celý signál (obr. 42). Jakákoli frekvence, která pak překročí danou referenční amplitudu, bude označena za možnou poruchu stroje.

  Tato metoda je vhodná především pro detekování cizích těles uvnitř bloku kompresoru.

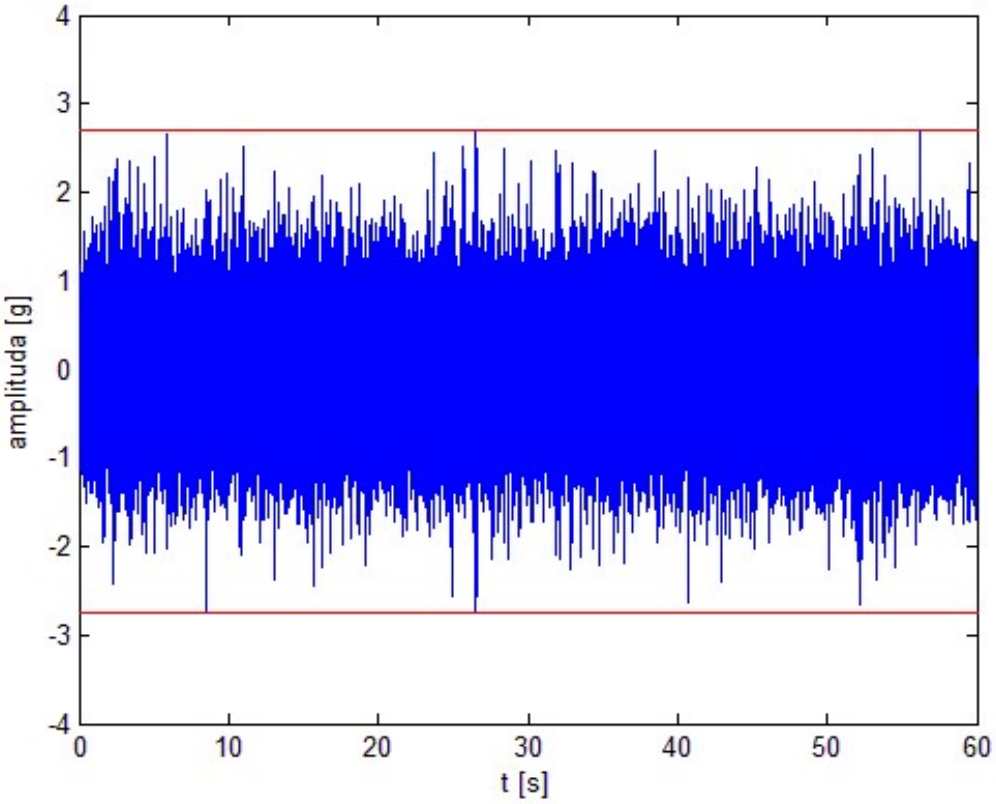
- **Frekvenční analýza**

  Druhou možnou metodou vibrodiagnostiky je analýza frekvenčního spektra. Myšlenkou je, že se z naměřených hodnot pro různé tlaky vyberou maximální amplitudy. Celé frekvenční spektrum je rozděleno na N intervalů. Čím kratší daný úsek je, tím sice roste přesnost metody, ale roste také objem dat odesílaných výrobci. Je proto důležité najít vhodný kompromis. V každém úseku jsou amplitudy zprůměrovány. Výsledkem je jakási obálka, přibližně kopírující data, která byla

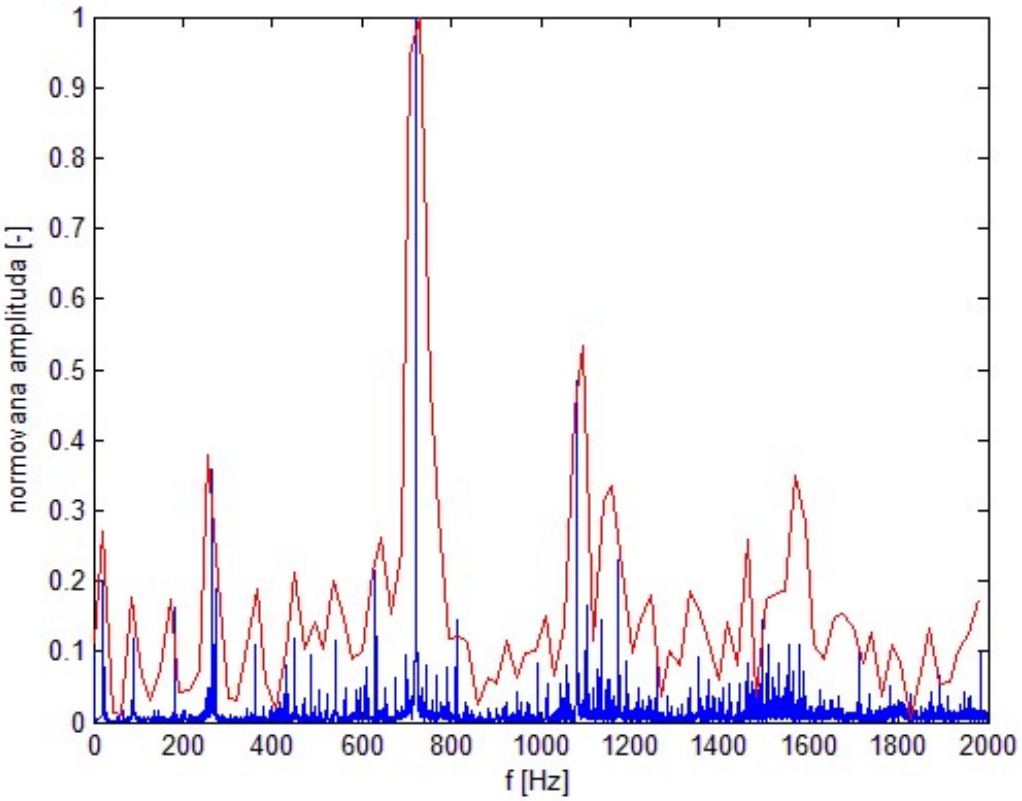
naměřena za dobrého stavu (viz obr. 43). Průběh diagnostiky je dále stejný jako v prvním případě. Pokud nějaká amplituda přesáhne hranici (tvořenou v obrázku červenou obálkou), je toto vyhodnoceno jako chyba a data jsou odeslána výrobci kompresoru.

Tato metoda lze dále zpřesnit, pokud místo průměrování maximálních amplitud pro celý rozsah výkonu stroje, využijeme faktu, že máme k dispozici data měřená pro různé tlaky a tedy v principu i výkony stroje. Je proto možné vytvořit obálek několik (vždy pro určitý rozsah tlaku p_2).

Tato metoda je vhodná především pro odhalení závad na rotorech, případě zadírání kompresoru.



Obrázek 42: Metoda maximální amplitudy



Obrázek 43: Metoda frekvenční analýzy

7.2 Vybrané senzory

Výsledkem předešlé analýzy je následující seznam senzorů (viz tab. 18), které je potřeba použít pro komplexní diagnostiku stroje.

Tabulka 18: Seznam senzorů pro diagnostiku

Senzor	Rozsah měření	Výstup	Počet [ks]
Manometr	0 – 16 bar	4 – 20 mA	2
Termočlánek	-250 – 200 °C	0 – 10 V	2
Optický snímač otáček	0 – 20 000 ot/min	pulzní	1
Akcelerometr	1 – 10 000 Hz	nábojový	4
Ampérmetr	0 – 500 A	proud	1
Diferenční tlakoměr	0 – 16 bar	4 – 20 mA	3

7.3 Poruchy šroubových kompresorů

Níže jsou uvedeny nejčastější poruchy, které se mohou vyskytovat na šroubových kompresorech, s nezbytným popisem jejich typických symptomů (příznaků).

Porucha ložisek

Poruchu na ložiscích může způsobovat buď nedostatek mazacího oleje, nebo mechanická závada na styku valivých elementů a klece ložiska.

Pokud začne docházet ke zvyšování rozdílu ΔT a roste zároveň i příkon motoru, ale výkonnost zůstává stále stejná (nebo dokonce klesá), jedná se s největší pravděpodobností o poruchu ložisek nebo zanesený vzduchový filtr (viz následující odstavec). Zda se jedná o ložiska nebo filtr nám může napovědět vývoj tlakové ztráty, případně vibrodiagnostika.

Zanesený vzduchový filtr

Pokud tlaková ztráta začne růst jinak, než přímo úměrně k otáčkám kompresoru, je pravděpodobně na vině zanášející se vzduchový filtr na sání kompresoru. Spotřeba elektrického proudu se bude pravděpodobně zvyšovat.

Protrhnutý vzduchový filtr

Pokud naopak dojde k nenadálému skokovému zmenšení tlakové ztráty, došlo nejspíše k protržení výše zmíněného vzduchového filtru.

Porucha ventilu minimálního tlaku

Pomocí toho ventilu (dále jen VMT), který je umístěn mezi odlučovačem oleje a dochlazovačem dodávaného vzduchu, je udržován minimální přípustný tlak, potřebný pro zabezpečení mazání rotorů stroje.

Pokud je tlak p_1 (tlak v nádrži odlučovače oleje) menší než nastavený minimální tlak na ventilu (typicky 4 bar), ventil nefunguje správně a propouští vzduch zpět do systému.

Pokud je tlak p_1 naopak větší než tlak nastavený, ventil je zřejmě zaseklý a hrozí velmi rychlý nárůst tlaku p_1 v nádrži. Je potřeba stroj okamžitě odstavit.

Při odstavování stroje je nutné, aby tlak p_1 včas poklesl na nulovou hodnotu. Pokud se tak nestane, je na vině pravděpodobně závada na ventilu minimálního tlaku.

Zanesený separátor oleje

Tato závada má stejné symptomy jako vzduchová netěsnost. Je proto vhodné, pokud zaznamenáme růst tlakové ztráty, nejprve zkontrolovat olejový separátor a teprve poté hledat únik vzduchu, který může být velmi těžko nalezitelný.

Porucha chladiče oleje

Pokud klesá rozdíl teplot ΔT, je to signál, že uvnitř bloku je pravděpodobně všechno v pořádku a chyba se tak nachází někde mimo něj – tedy v olejovém hospodářství. Hledanou poruchou je pak chladič oleje, který se ucpává jemným prachem, který prošel vzduchovým filtrem.

Prokluz řemene

Pokud jsou snímány okamžité otáčky, je možné porovnávat jejich hodnotu s otáčkami, které udává frekvenční měnič a určit tedy velikost prokluzu řemene.

Zadírání kompresoru

Zadírání může být způsobeno například nedostatkem oleje, který má být vstřikován do nasávaného vzduchu. Je proto vhodné zkontrolovat olejový filtr. Projevem je klasicky zvýšení teplotního rozdílu ΔT (především markantní nárůst teploty T_2) a růst spotřeby elektrického proudu. Pokud se k těmto projevům navíc přidají vibrace na frekvencích 25 Hz nebo 100 Hz, nejde už o problém s olejem ale přímo o mechanickou závadu na rotorech a je potřeba stroj ihned odstavit.

Další příčinou zadírání je zmenšení vůlí, které jsou vymezeny mezi rotory. Tato porucha je dobře pozorovatelná zejména na hodnotách specifického (měrného) příkonu P_{mot}‘ elektropohonu (viz kapitolu 3.1 Energodiagnostika).

Poslední z příčin zadírání mohou být nežádoucí volná cizí tělesa (nečistoty), která vnikla do bloku. Nečistoty, které mohou svým impaktem způsobit poruchu, je často možné detekovat pomocí vibrodiagnostiky.

7.4 Metodika diagnostiky

Cílem navrhované provozní diagnostiky je včas odhalit vznikající závadu a včasným zásahem tak předejít možnému následnému poškození stroje, které již může být mnohem závažnější. Také oprava stroje se stává značně nákladnější a doba nutná pro jeho servis je obvykle mnohem delší.

Pro stanovení jednoznačné diagnózy je vždy nejprve potřeba důkladná analýza možných závad stroje a jejich vlivu na celkovou životnost stroje.

Stanovení metodiky diagnostiky spočívá v určení veličin, které je potřeba měřit (případně dopočítat), včetně místa a způsobu jejich měření. Následně jsou definovány meze, které nesmí vybraná veličina na daném místě měření přesáhnout.

BLOK

Nejzávažnější poruchou, která má zásadní vliv na životnost stroje a kterou je možné diagnosticky včas odhalit, je zadírání bloku kompresoru.

Pro odhalení závad na bloku kompresoru je potřeba měřit:

- **Teplota T_2** (teplota směsi vzduchu a oleje na výstupu z bloku)

  Pomocí měření této teploty je možné kontrolovat, zda nedochází k zadírání rotorů, především z důvodu nedostatku oleje, nebo poruše na ložiscích. Typickým signálem pro tuto poruchu je velmi rychlé zvyšování teploty T_2.

- **Měrný příkon elektromotoru P_{mot}'**

  Změna této veličiny ukazuje zejména na zmenšení vzájemných vůlí rotorů a její sledování je proto vhodným doplňkem ke snímání vibrací bloku. Pro její určení je k již měřeným veličinám potřeba přidat měření průtoku chladícího oleje.

- **Vibrace bloku**

  Ve frekvenčním spektru snímaných vibrací hledáme především zvýšení amplitud na hodnotách 25 Hz a 100 Hz. Pokud nastane toto navýšení, je potřeba odstavit kompresor, neboť došlo k potenciálně velmi nebezpečnému vzájemnému přiblížení hlavního a vedlejšího rotoru kompresoru.

  V časovém spektru hledáme jakékoli skokové navýšení amplitudy. Toto navýšení pak bude představovat cizí předmět, který byl nasán, pronikl skrz vzduchový filtr a udeřil do některé z vnitřních částí bloku.

VMT

Další velmi častou poruchou šroubových kompresorů, je závada na ventilu minimálního tlaku. Pro kontrolu správné funkce VMT je potřeba měřit:

- **Tlak p_1**

  Tento tlak je neustále porovnáván s referenčním tlakem, který je na ventilu pevně nastavován. Obvykle nastavená hodnota je 4 bar. Důvodem je zajištění minimálního tlaku oleje pro mazání kompresoru. Dalším důležitým tlakem, který slouží k upřesnění diagnózy je tlak p_2 (tlak za VMT).

  Pokud tlak p_1 roste, VMT má poruchu, neboť je zaseklý a neotvírá.

  Pokud jsou tlaky p_1 a p_2 menší než tlak nastavený (4 bar) a zároveň se rozdíl tlaků p_2 a p_1 rapidně zmenšuje, znamená to, že VMT nefunguje. Toto je také jedna z nejčastějších poruch VMT

  Pokud při odstavování stroje tlak p1 neklesne na nulovou hodnotu ve stanoveném čase, VMT má poruchu, neboť nefunguje správně.

  Pokud je stroj odstaven a zároveň je tlak p_2 nenulový, VMT netěsní.

FILTRY

V celém zařízení se nachází několik filtrů (sací vzduchový filtr, olejový filtr a separátor oleje). Pro správnou funkci stroje je nutné zaručit, že tyto filtry nejsou ani zaneseny (ucpány) a ani protrženy, nebo jinak deformovány. Pro bezproblémový plynulý chod kompresoru však není jejich 100% stav nezbytně nutný. Proto se informacím o stavu filtrů během diagnostického vyhodnocování bude přidělovat nižší priorita než například informaci o teplotě T_2.

Ideálním nástrojem je měření tlakového rozdílu před a za filtrem pomocí diferenčního tlakoměru. Díky použití tohoto typu tlakoměru jsme schopni měřit i malé tlakové rozdíly na filtru bez ovlivnění okolními součástmi. Z tohoto důvodu budou do diagnostického zařízení instalovány 3 kusy diferenčních tlakoměrů.

7.5 Vyhodnocování dat

Úkolem této práce je vytvořit metodiku provozní diagnostiky. To znamená, že veškeré parametry musí být na stroji měřeny za běžného provozu. Senzory a příslušná aparatura tedy nesmí nijak ovlivňovat chod kompresoru. Zároveň však musí po celou dobu provozu nepřetržitě poskytovat informace, které budou dostatečně přesné pro včasnou a především správnou diagnózu.

Z toho plynou speciální nároky na zpracování dat přímo na místě provozu kompresoru (tzv. „u zákazníka“).

Veškerá naměřená data budou přímo na místě předzpracována pomocí vyhodnocovacího programu, nahraného v mikro výpočetním zařízení (např. typu Raspberry Pi). V tomto programu budou naměřené veličiny vzájemně porovnávány a budou také uvažovány jejich vzájemné vztahy, včetně vlivu na životnost stroje.

Takto předzpracovaná data budou následně on-line zasílána k výrobci k dalšímu odbornému posouzení a vyhodnocení závad. Výrobce zařízení musí rozhodnout, zda je porucha natolik vážná, že je potřeba okamžité odstavení stroje a zaslání servisního technika na místo provozu, nebo například stačí odeslat informaci obslužnému personálu s doporučením na kontrolu např. olejového filtru.

8 Závěr

Cílem této práce bylo vytvoření metodiky diagnostiky šroubového kompresoru s ohledem na odhad jeho životnosti a potřebu servisu přímo v místě jeho průmyslové realizace.

Za tímto účelem byla provedena rešerše šroubových kompresorů, jejich regulace, konstrukčních vlastností a charakteristických parametrů jejich provozu. Byla diskutována metodika měření i měřicích přístrojů, potřebných pro získávání diagnostických dat, včetně vlivu jejich ceny na přesnost měření. Pozornost byla věnována analýze testovaného šroubového kompresoru z hlediska vzniku vibrací.

Dále byla ve zkušební laboratoři firmy Atmos Chrást navržena a sestrojena experimentální trať se zapojeným blokem šroubového kompresoru typu B100. Na této trati byla provedena série měření pro získání představy o chování kompresoru v různých režimech, včetně těch nenávrhových.

Celý experiment na zkušební trati byl pro ověření platnosti výsledků znovu simulován pomocí počítačového programu Cairo. Během této simulace byla odhalena nepřesnost programu v uvažování tlakových ztrát a bylo navrženo jeho zdokonalení. Po této úpravě již byly výsledky simulace uspokojivé.

V rámci experimentů bylo zjištěno, že pro přesné klasifikování vznikajících závad na kompresoru je navíc nezbytné snímání jeho vibrací. Byl proto připraven experiment, jehož účelem bylo pomocí akcelerometrů naměřit vibrace, které vznikají během běžného provozu kompresoru a zjistit jejich vývoj, pokud je postupně měněn tlak na výstupu z bloku kompresoru v rozmezí 4 až 8 bar. Vibrace byly měřeny v radiálním i axiálním směru pomocí celkem 4 akcelerometrů odolných vůči rušení od frekvence elektrické sítě (50 Hz). Data získaná tímto experimentem byla vyhodnocována v programu Matlab pomocí Fourierovy transformace v nastaveném frekvenčním rozmezí 0 až 1 kHz. V tomto rozmezí bylo možné určit všechny špičky frekvencí, které jsou důležité pro životnost stroje.

Na základě analýzy dat z provedené simulace a experimentálních měření, byly určeny veličiny, které je potřeba měřit a doporučeny typy měřidel, které je vhodné k tomuto účelu použít.

V kapitole, zabývající se návrhem metodiky diagnostiky, byly probrány nejčastější poruchy šroubových kompresorů a jejich projevy na veličiny, které byly v předchozí fázi označeny za měřitelné během běžného provozu.

Veškerá provozní data, která budou v průmyslové praxi na kompresoru měřena, budou předzpracována pomocí malého výpočetního zařízení, umístěného přímo u kompresoru a následně on-line odeslána k výrobci pro detailní vyhodnocení. V případě podezření na závažnou poruchu systém automaticky odešle zprávu nejen výrobci, ale také obslužnému personálu s doporučením na odstavení stroje.

9 Použitá literatura

[1] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. *Kompresory*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-01962-4.

[2] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. *Technika stlačeného vzduchu*. Praha: České vysoké učení technické, 1999. ISBN 80-01-01947-0.

[3] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.

[4] Diagnóza. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-03-03]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Diagn%C3%B3za

[5] IAN M. ARBON. The design and application of rotary twin-shaft compressors in the oil and gas process industry. London: Mechanical Engineering Publications, 1994. ISBN 085298-915-6.

[6] BERAN, Vlastimil. Technická měření. 3. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2004. ISBN 80-7043-320-5.

[7] SÍŤAŘ, Vladislav. Návrh a realizace experimentálního zařízení pro měření tlakových ztrát. Plzeň, 2012. Bakalářská práce. ZČU. Vedoucí práce Doc. Ing. Jiří Polanský, Ph.D.

[8] NAVRÁTIL, Ladislav. *Měřící technika v provozech tepelného a chemicko-tepelného zpracování*. Plzeň, 2013. Bakalářská práce. ZČU. Vedoucí práce Ing. Jiří Hájek, Ph.D.

[9] STRACHOŇ, Martin. Vibrodiagnostika průmyslových strojů. Zlín, 2009. Diplomová práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Vedoucí práce Doc. RNDr. Vojtěch Křesálek CSc.

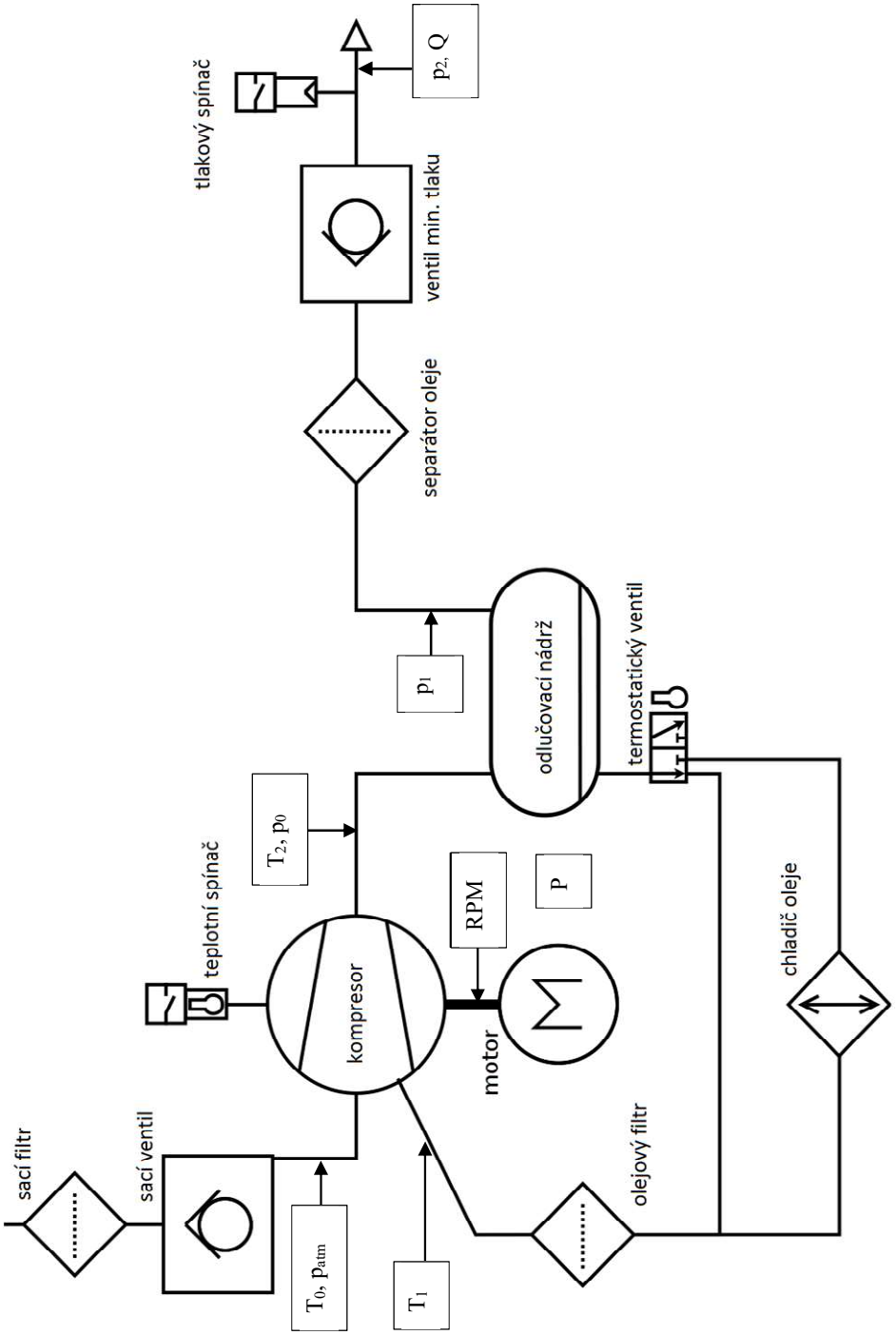
[10] KRIVÁNKA, David. Referát ke státní doktorské zkoušce. Plzeň, 2007. Západočeská univerzita v Plzni.

10 Seznam příloh

Příloha č. 1 Schéma navržené zkušební trati

Příloha č. 1

Schéma navržené zkušební trati


tlakový spínač
p2, Q
ventil min. tlaku
separátor oleje
p1
odlučovací nádrž
termostatický ventil
T2, p0
teplotní spínač
RPM
P
kompresor
motor
chladič oleje
sací filtr
sací ventil
T0, patm
T1
olejový filtr