



**INTERREG V-A**  
SLOVENSKÁ REPUBLIKA  
ČESKÁ REPUBLIKA



**EURÓPSKA ÚNIA**  
**EURÓPSKY FOND**  
**REGIONÁLNEHO ROZVOJA**  
SPOLOČNE BEZ HRANÍC

VŠB-Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky  
&  
Výzkumné energetické centrum

## **Studijní opory pro praktická poloprovodní měření v laboratořích energetických strojů**



Vytvořeno v rámci projekt „Inovace vzdělávacích programů v oblasti energetiky“ č. 304011U698, který je realizován v rámci Operačního programu INTERREG V-A Slovenská republika – Česká republika, který je spolufinancován z Evropského fondu pro regionální rozvoj.





**INTERREG V-A**  
SLOVENSKÁ REPUBLIKA  
ČESKÁ REPUBLIKA



**EURÓPSKA ÚNIA**  
**EURÓPSKY FOND**  
**REGIONÁLNEHO ROZVOJA**  
SPOLOČNE BEZ HRANÍC

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

&

Výzkumné energetické centrum

## **Studijní opory pro praktická poloprovodní měření v laboratořích energetických strojů**

Ing. Zdeněk Šmída, Ph.D.

Vytvořeno v rámci projektu „Inovace vzdělávacích programů v oblasti energetiky“ č. 304011U698, který je realizován v rámci Operačního programu INTERREG V-A Slovenská republika – Česká republika, který je spolufinancován z Evropského fondu pro regionální rozvoj.

Ostrava, 2021

Autor: Ing. Zdeněk Šmída, Ph.D.

Ostrava 2021

**ISBN 978-80-248-4554-8**

## Hlavní obsah

**Měření č. 1** - Měření na pístovém kompresoru za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití metody plněním prostoru známého objemu

**Měření č. 2** - Měření na šroubovém kompresoru za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí centrické clony

**Měření č. 3** - Měření na axiálním ventilátoru s pohonem elektromotorem za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy

**Měření č. 4** - Měření na axiálním ventilátoru s pohonem šroubovým kompresorem za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy

**Měření č. 5** - Měření na dynamickém odstředivém čerpadle za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí centrické clony

**Měření č. 6** - Měření na Rootsově dmychadle za účelem stanovení změny teploty a příkonu komprimovaného plynu v závislosti na čase měření

**Měření č. 7** - Měření na Rootsově dmychadle za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití metody měření diferenčního tlaku pomocí clony

## **Měření č. 1**

**Měření na pístovém kompresoru za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití metody plněním prostoru známého objemu**

# 1 Obsah

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 2      | Měření na pístovém kompresoru za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití metody plněním prostoru známého objemu..... | 3  |
| 2.1    | Zadání .....  | 3  |
| 2.2    | Výpis z technického listu měřeného stroje .....   | 3  |
| 2.3    | Značení měřeného stroje .....   | 3  |
| 2.4    | Popis měřené kompresorové jednotky .....  | 4  |
| 2.5    | Měřené veličiny a použítá měřidla .....   | 5  |
| 2.6    | Schéma zapojení.....  | 7  |
| 2.7    | Tabulka naměřených hodnot .....   | 7  |
| 2.8    | Základní přepočty .....   | 8  |
| 2.8.1  | Přepočet tlaku na sání kompresoru .....   | 8  |
| 2.8.2  | Přepočet tlaku na výtlaku kompresoru .....  | 9  |
| 2.8.3  | Přepočet teploty na sání, resp. na výtlaku kompresoru.....  | 9  |
| 2.8.4  | Přepočet elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru .....   | 9  |
| 2.9    | Vypočtené hodnoty .....   | 10 |
| 2.9.1  | Celkový tlakový poměr .....   | 10 |
| 2.9.2  | Střední hodnota výkonnosti kompresoru v měřeném časovém úseku.....  | 10 |
| 2.9.3  | Hustota vzduchu na sání kompresoru .....  | 10 |
| 2.9.4  | Hmotnostní výkonnost kompresoru.....  | 11 |
| 2.9.5  | Měrná technická izotermická práce .....   | 11 |
| 2.9.6  | Izotermický příkon kompresoru .....   | 11 |
| 2.9.7  | Izotermická účinnost kompresoru.....  | 11 |
| 2.9.8  | Měrná spotřeba energie.....   | 11 |
| 2.10   | Příklad měření a jeho výsledků.....   | 12 |
| 2.10.1 | Výsledky měření a navazujících výpočtů .....  | 12 |
| 2.11   | Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření .....  | 13 |
| 2.11.1 | Tlaková charakteristika.....  | 13 |
| 2.11.2 | Příkonová charakteristika .....   | 14 |
| 2.11.3 | Účinnostní charakteristika.....   | 14 |
| 2.11.4 | Charakteristika měrné spotřeby energie.....   | 15 |
| 2.12   | Závěr měření na pístovém kompresoru .....   | 16 |

## 2 Měření na pístovém kompresoru za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití metody plněním prostoru známého objemu

### 2.1 Zadání

Na základě poloprovozního měření pístového kompresoru a metody „Plnění prostoru známého objemu“ stanovte výkonnost kompresoru a další důležité parametry nutné pro vygenerování energetických charakteristik analyzovaného stroje.

### 2.2 Výpis z technického listu měřeného stroje

Červeným písmem jsou v níže uvedené Tabulka 1 označeny nejpodstatnější parametry měřeného stroje, jenž je současně zobrazen na Obrázek 1.

Tabulka 1 Výpis z datasheetu pístového kompresoru 2 JVK 50 [1]

|   |                        |
|---|------------------------|
| Sací výkon [ $\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ ] | 15,1                   |
| Výkonnost [ $\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ ]  | 9                      |
| Maximální přetlak [bar]                           | 10                     |
| Rozsah automatického cyklu [bar]                  | 6,5 - 9                |
| Výkon motoru [kW]                                 | 1,5 (Výstup z motoru!) |
| Elektromotor napětí [V]                           | 3 x 400                |
| Průměrná hladina hluku [dB]                       | 76                     |
| Hmotnost [kg]                                     | 57                     |
| Objem tlakové nádoby [l]                          | 40                     |
| Rozměry D x Š x V [mm]                            | 815 x 435 x 730        |



Obrázek 1 Pístový kompresor 2 JVK 50 [1]

### 2.3 Značení měřeného stroje

#### 2 JVK 50

- 2** Dvouválcový
- J** Jednostupňový
- V** Válce do V
- K** Kompresor
- 50** Průměr válce I. stupně je 50 mm



## 2.4 Popis měřené kompresorové jednotky

Měřený stroj je mobilní kompresorová jednotka s integrovaným dvouválcovým jednostupňovým kompresorem 2 JVK 50. Kompresor je chlazen vzduchem pomocí vzduchového ventilátoru. Vlastní kompresor je přímo spojen s elektromotorem bez převodu a tvoří tak jeden kompaktní celek, jenž je upevněn na rámu tlakové nádoby (vzdušníku) o objemu 40 litrů.

Jednotka pracuje po zapnutí automaticky v rozsahu tlaků, který je dán tlakovým spínačem. Stroj je tedy regulován pomocí přetržité metody (START / STOP). Tlakový spínač je vybavený odlehčovacím ventilem, vypínačem a nadproudovou ochranou.

Na výstupu z tlakové nádoby je instalován „filtr regulátor“ pro nastavení výstupního tlaku s rychlospojkou pro připojení k tlakovzdušné síti.

Kompresorová jednotka je typicky používána jako zdroj stlačeného vzduchu pro menší spotřebiče, např. ofukovací pistole, dekorační stříkací pistole, nastřelovací pistole, aj.



Obrázek 2 Detailní fotografie a štítky kompresorové jednotky s pístovým kompresorem 2 JVK 50

## 2.5 Měřené veličiny a použitá měřidla

V rámci laboratorního měření budou měřeny následující parametry:

**$p_{1,red}$  [hPa(a)] Tlak na sání kompresoru.** Vzhledem k absenci snímače tlaku v sacím potrubí pístového kompresoru se jedná o měření barometrického, resp. atmosférického tlaku. Tlak bude měřen pomocí manometru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, případně z údajů z meteorologické stanice ve Slezské Ostravě, jejíž údaje jsou online přenášeny na webovou stránku: <http://pocasi.miksa.cz/>. Pozor, v obou případech se jedná již o tlak přepočtený resp. redukovaný na hladinu moře a je proto nutné tento tlak nejprve přepočítat na místní hodnotu tlaku z důvodu výpočtu výkonnosti kompresoru.

**$t_1$  [°C] Teplota na sání kompresoru.** Vzhledem k absenci snímače teploty v sacím potrubí pístového kompresoru se jedná o měření teploty v laboratoři. Teplota bude měřena pomocí bimetalového teploměru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři. Pozor, z důvodu absence měření teploty stlačeného vzduchu ve vzdušníku, bude úloha zjednodušena na  $t_1 = t_2$  [°C].



Obrázek 3 Analogová meteorologická stanice

**$p_{p2}$  [MPa(g)] Tlak na výtlaku kompresoru.** Jedná se o měření přetlaku stlačeného vzduchu ve vzdušníku. Tlak bude měřen pomocí integrovaného analogového manometru pro měření relativního tlaku, v tomto případě přetlaku, jenž je namontován na kompresorové jednotce. V rámci měřicí úlohy bude měřen přetlak pouze v rozsahu 0 až 0,35 [MPa(g)] s krokem 0,05 [MPa].



Obrázek 4 Analogový manometr připojený na výtlakové potrubí měřeného pístového kompresoru i s výstupním filtrem regulátorem a koncovkou pro připojení tlakové hadice

$\tau$  [s] **Čas.** Je měřena doba, za kterou vzroste tlak na výtlaku kompresoru o tlakový krok 0,05 [MPa]. Pro měření lze použít jakékoliv stopky, případně např. webovou aplikaci: <http://stopky.eu/>.

$I_{P_{el}}$  [mA] **Elektrický proud pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru.** Jedná se měření pomocí převodníku činného výkonu (příkonu) v třífázové tří vodičově vyvážené síti MTP 303 od výrobce Metra Blansko a.s. Převodník zapojen v tzv. Áronově zapojení spolu s převodníkovými transformátory. Vlastní převodník je připojen k vyhodnocovací jednotce ADAM, jež je pomocí LAN kabelu připojena k počítači s vyhodnocovacím softwarem ADAMView, jenž zobrazuje a ukládá data z převodníku příkonu v miliampérech [mA]. Pro exaktní vyhodnocení elektrického příkonu je nezbytné provést přepočít na Watty [W]. Přepočít je uveden níže v této kapitole.



Obrázek 5 Vyhodnocovací jednotka ADAM a Převodník pro měření činného příkonu

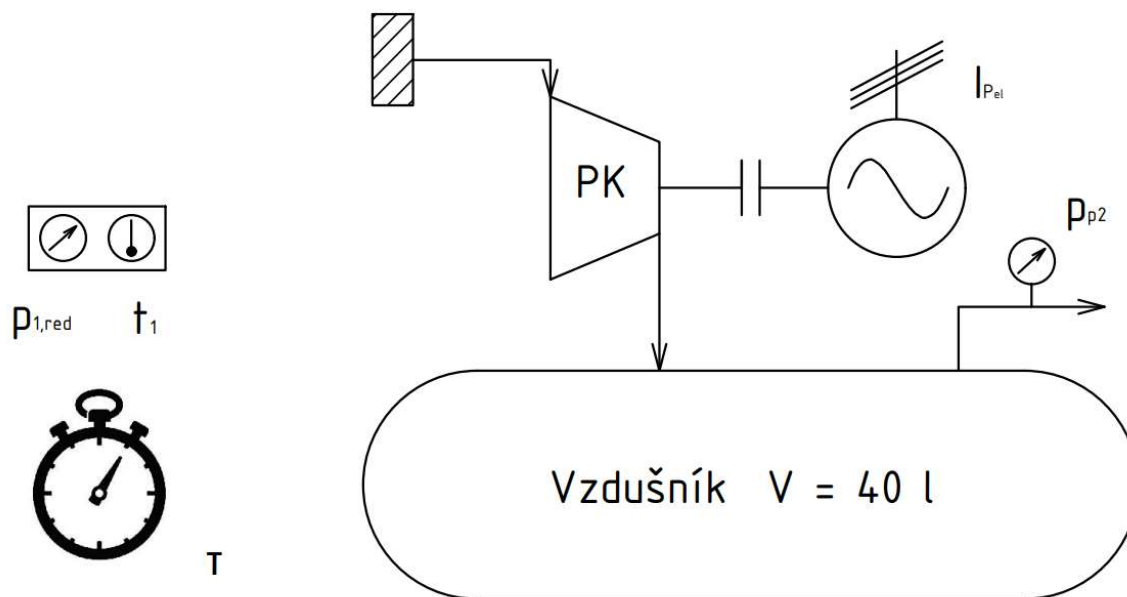
Alternativně je možné měřit přímo **Elektrický příkon pohonu kompresoru  $P_{el}$  [kW]** pomocí speciálního zařízení pro měření různých elektrických veličin zobrazené na níže uvedeném obrázku.



Obrázek 6 Zařízení pro měření elektrických veličin

## 2.6 Schéma zapojení

Na zjednodušeném blokovém schématu jsou zobrazeny veškeré měřené veličiny pístového kompresoru.



Obrázek 7 Schéma zapojení měření na pístovém kompresoru 2 JVK 50

## 2.7 Tabulka naměřených hodnot

Tabulka 2 Tabulka naměřených hodnot z měření pístového kompresoru

| Číslo zápisu<br>„k“ | $p_{1,red}$<br>[hPa(a)] | $t_1$<br>[°C] | $p_{p2}$<br>[MPa(g)] | $\tau$<br>[s] | $I_{Pel}$<br>[mA] |
|---------------------|-------------------------|---------------|----------------------|---------------|-------------------|
| 1                   |                         |               | 0                    |               |                   |
| 2                   |                         |               | 0,05                 |               |                   |
| 3                   |                         |               | 0,10                 |               |                   |
| 4                   |                         |               | 0,15                 |               |                   |
| 5                   |                         |               | 0,20                 |               |                   |
| 6                   |                         |               | 0,25                 |               |                   |
| 7                   |                         |               | 0,30                 |               |                   |
| 8                   |                         |               | 0,35                 |               |                   |

## 2.8 Základní přepočty

### 2.8.1 Přepočet tlaku na sání kompresoru

Z meteorologických stanic a barometrů je vždy získána hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{1,red}$  [hPa(a)]. Nicméně např. pro výpočet výkonnosti kompresoru je třeba znát skutečnou hodnotu atmosférického tlaku v místě měření.

Bude použit následující postup:

- 1) Pomocí barometru či lokální meteorologické stanice bude odečtena hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{1,red}$  [hPa(a)].
- 2) Určete přibližnou nadmořskou výšku v místě měření  $h$  [m n. m.]. Použijte např. web: [mapy.cz](http://mapy.cz).
- 3) Stáhněte si webový nástroj: [BABINET BOSCH.xls](#) (v případě nefunkčnosti odkazu kontaktujte vyučujícího). Výpočtář umožňuje, po zadání lokální nadmořské výšky  $h$  [m n. m.] a teploty v místě měření  $t_1$  [°C], stanovit hodnotu redukováného barometrického tlaku pro běžný atmosférický tlak dle různých výpočetních metod (barometrických formulí).
- 4) Na základě výsledků zvolené barometrické formule a znalosti lineární interpolace či lineární extrapolace vypočtete hodnotu absolutního tlaku, resp. běžného atmosférického tlaku v místě měření  $p_1$  [hPa(a)].

Příklad výpočtu pro Babinetovu formuli a lineární extrapolaci: [1]

| Výška h [m]    |                                 | Teplota t [C]   |             |
|----------------|---------------------------------|-----------------|-------------|
| 250            |                                 | 20              |             |
| Absolutní tlak | Babinet formula                 | Babinet formula |             |
|                | Tlak přepočtený na hladinu moře |                 |             |
| $p_1$ [hPa]    | $p_0$ [hPa]                     | $P_0$ [hPa]     | $p_0$ [hPa] |
| $p_1$          | $p_0$                           | $P_0$           | $p_0$       |
| 960            | 988,19                          | 960             | 988,19      |
| 970            | 998,48                          | 970             | 998,48      |
| 980            | 1008,77                         | 980             | 1008,77     |
| 990            | 1019,07                         | 990             | 1019,07     |
| 1000           | 1029,36                         | 1000            | 1029,36     |
| 1010           | 1039,65                         | 1010            | 1039,65     |
| 1020           | 1049,95                         | 1020            | 1049,95     |
| 1030           | 1060,24                         | 1030            | 1060,24     |
| 1040           | 1070,53                         | 1040            | 1070,53     |
| 1050           | 1080,83                         | 1050            | 1080,83     |

Lineární interpolace (i extrapolace)

|            |                       |        |
|------------|-----------------------|--------|
| 1. mez     | interpolační hodnota  | 2. mez |
| 988,19     | 996,4                 | 998,48 |
| 960        | 967,978620019436      | 970    |
| 1. mez     | interpolovaná hodnota | 2. mez |
| Interpoluj |                       | 0      |

ver. 0.2 © lukeXprogramming

Absolutní tlak, resp. barometrický tlak v místě měření  $p_1 \doteq 967,98$  [hPa(a)] = 96 798 [Pa]

## 2.8.2 Přepoččet tlaku na výtlačku kompresoru

Na výtlačku kompresoru je měřen relativní tlak – přetlak  $p_{p2}$  [MPa(g)]. Avšak pro následující výpočty je nezbytné jej nejprve převést na základní jednotky  $p_{p2}$  [Pa(g)] a poté přepočítat na absolutní tlak na výtlačku kompresoru  $p_2$  [Pa(a)] pomocí rovnice (1).

$$p_2 = p_1 + p_{p2} [Pa(g)] \Rightarrow p_2 [Pa(a)] \quad (1)$$

## 2.8.3 Přepoččet teploty na sání, resp. na výtlačku kompresoru

Jak již bylo uvedeno tak, protože kompresor není osazen měřením teploty na výtlačku a také není připojen k tlakovzdušné síti, tak bude úloha zjednodušena na  $t_1 = t_2$  [°C]. Nicméně pro následující výpočty, kde bude počítáno se stavovou rovnicí ideálního plynu, je třeba provést přepoččet teploty na Kelvinovu stupnici, viz rovnice (2).

$$t_1 [°C] = t_2 [°C] \Rightarrow T_1 = T_2 = t_i + 273,15 [K] \quad (2)$$

## 2.8.4 Přepoččet elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru

Měřicí rozsah elektrického příkonu převodníkem je 0 až 3291 [W] a výstupní signál z převodníku je v rozsahu 0 až 20 [mA]. Na základě znalosti těchto pěti veličin lze aplikovat lineární interpolaci k dopočtení veličiny šesté, tj. elektrický příkon na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p}$  [W], viz již modifikovaná rovnice (3).

$$P_{el,IN-p} = \frac{\bar{I}_{P_{el}} \cdot 3291}{20} [W] \quad (3)$$

Výstupní proud z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT}$  [A] se vypočte z elektrického příkonu na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p}$  [W] a elektrického napětí na vstupu do převodníku  $U_{IN-p} = 230$  [V] z rovnice (4).

$$I_{1T,OUT} = \frac{P_{el,IN-p}}{\sqrt{3} \cdot U_{IN-p}} [A] \quad (4)$$

Převodníkový transformátor má poměr elektrických proudů 150 [A]/1 [A]. Pomocí jednoduché trojčlenky lze tedy, na základě znalosti výstupního proudu z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT}$  [A], vypočítat elektrický proud na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN}$  [A] a to pomocí již modifikované rovnice (5).

$$I_{1T,IN} = \frac{I_{1T,OUT} \cdot 150}{1} [A] \quad (5)$$

Dalším krokem je výpočet proudu na jedné fázi  $I_{1f}$  [A] a to ze znalosti počtu závitů transformátoru, tj. 20 a elektrického proudu na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN}$  [A] z rovnice (6).

$$I_{1f} = \frac{I_{1T,IN}}{20} [A] \quad (6)$$

Následujícím bodem je výpočet elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f}$  [W] a to ze znalosti elektrického napětí  $U = 230$  [V] a proudu na jedné fázi  $I_{1f}$  [A] z rovnice (7).

$$P_{el,1f} = U \cdot I_{1f} [W] \quad (7)$$

A posledním bodem je hledaný trojfázový elektrický příkon kompresorové jednotky  $P_{el}$  [W]. Ten se vypočítá z elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f}$  [W] z rovnice (8).

$$P_{el} = 3 \cdot P_{el,1f} [W] \quad (8)$$

Pozn. Výše uvedený výpočet je snadno použitelný pro analýzu menšího množství naměřených dat. V případě rozboru většího množství dat je nevhodný a zdlouhavý. Proto byla vytvořena sumarizační empirická rovnice pro výpočet trojfázového elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el}$  [W], která tento výpočet nahrazuje, tak že v sobě obsahuje všechny nezbytné konstanty či parametry a tudíž jedinou proměnnou zůstává naměřený elektrický proud pro stanovení hledaného elektrického příkonu  $I_{P_{el}}$  [A]. Jedná se o rovnici (9).

$$P_{el} [W] = \left( \frac{\frac{I_{P_{el}}^{3 \cdot 291}}{20} - 150}{\sqrt{3} \cdot 230} \cdot 230 \right) \cdot 3 = \frac{5 \cdot 175 \cdot 3 \cdot 291}{\sqrt{3} \cdot 230 \cdot 20} \cdot I_{P_{el}} \doteq \boxed{2137,567 \cdot I_{P_{el}}} \quad (9)$$

Pozn. V rámci výpočtu bylo předpokládáno napětí na jedné fázi  $U = 230$  [V], pokud by byla jeho hodnota jiná, tak je nezbytné vzít tento fakt v potaz a výše uvedené rovnice upravit. **Pokud bude použito zařízení pro měření elektrických veličin, tak přepočítání není potřebné a bude získán přímo elektrický příkon  $P_{el}$  [kW].**

## 2.9 Vypočtené hodnoty

### 2.9.1 Celkový tlakový poměr

Do výpočtu celkového tlakového poměru kompresoru  $\sigma_c$  [-] musí vstupovat absolutní tlaky, viz níže uvedená základní rovnice (10).

$$\sigma_c = \frac{p_2 [Pa(a)]}{p_1 [Pa(a)]} [-] \quad (10)$$

### 2.9.2 Střední hodnota výkonnosti kompresoru v měřeném časovém úseku

Střední hodnota výkonnosti kompresoru v měřeném časovém úseku, resp. výkonnost kompresoru  $\dot{V}_d$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] se vypočte ze známého objemu vzdušníku  $V_V = 0,04$  [ $m^3$ ], známé změny tlaku na výtlačku kompresoru v daném časovém úseku  $\Delta p_2 = 0,05$  [MPa] = 50 000 [Pa] (krok změny tlaku), absolutního tlaku na sání kompresoru  $p_1$  [Pa], časové periody při které dojde k navýšení tlaku o krok  $\Delta p_2$   $\Delta \tau$  [s] a počáteční a koncové absolutní teploty, které jsou však v rámci této úlohy totožné  $T_1 = T_2$  [K]. Rovnice pro výpočet má pak tvar (11).

$$\dot{V}_d = \frac{V_V}{\Delta \tau} \cdot \frac{\Delta p_2}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} = \frac{V_V}{\tau_k - \tau_{k-1}} \cdot \frac{p_{2,k} - p_{2,k-1}}{p_1} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (11)$$

Pozn. Upravená forma rovnice odkazuje na naměřené veličiny z tabulky v podkapitole 2.7. Index „k“ značí číslo řádku. V rovnici figurují podmínky v sání, tj. skutečně se jedná o výkonnost stroje!

Výkonnost kompresoru je pak pro porovnání s datasheetem přepočítat na jednotky [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ].

### 2.9.3 Hustota vzduchu na sání kompresoru

Výpočet hustoty  $\rho_{vzd,s}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je proveden pomocí základní stavové rovnice (12) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Měrnou plynovou konstantu pro vzduch je možné nalézt v termodynamických tabulkách. Její hodnota pro vzduch je  $r_{vzd} = 287$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ].

$$\rho_{vzd,s} = \frac{p_1}{r \cdot T_1} [kg \cdot m^{-3}] \quad (12)$$

Pozn. Pro exaktní výpočet hustoty reálného plynu je možné z meteorologické stanice v laboratoři odečíst relativní vlhkost a hustotu poté spočítat např. pomocí doplňku pro MS Excel [CoolProp](#), softwaru EES (Engineering Equation Solver), jehož licenci jakožto studenti KE, FS, VŠB-TUO můžete získat, či jiného nástroje umožňujícího pracovat s médii o vlastnostech reálného plynu.

#### 2.9.4 Hmotnostní výkonnost kompresoru

Hmotnostní výkonnost neboli hmotnostní tok dopravovaného plynu měřený na výtlaku stroje  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  se vypočítá ze základní rovnice (13) na základě platnosti definice výkonnosti kompresoru, která říká: „Výkonnost kompresoru je hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku kompresoru přepočtený na podmínky v sání.“ Přičemž podmínky v sání stroje definuje hustota  $\rho_{vzd,s} [kg \cdot m^{-3}]$ .

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_{vzd,s}} \Rightarrow \dot{m}_d = \dot{V}_d \cdot \rho_{vzd,s} [kg \cdot s^{-1}] \quad (13)$$

#### 2.9.5 Měrná technická izotermická práce

Měrná technická izotermická práce  $a_{t,it} [J \cdot kg^{-1}]$  se vypočítá z měrné plynové konstanty pro vzduch  $r_{vzd} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ , termodynamické teploty  $T = T_1 = T_2 [K]$  a z celkového tlakového poměru  $\sigma_c [-]$  z rovnice (14).

$$a_{t,it} = r \cdot T \cdot \ln \sigma_c [J \cdot kg^{-1}] \quad (14)$$

#### 2.9.6 Izotermický příkon kompresoru

Izotermický příkon kompresoru  $P_{it} [W]$  se vypočte jako součin kvantity a kvality, resp. jako součin hmotnostní výkonnosti kompresoru  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  a měrné technické izotermické práce  $a_{t,it} [J \cdot kg^{-1}]$  z rovnice (15).

$$P_{it} = \dot{m}_d \cdot a_{t,it} [W] \quad (15)$$

#### 2.9.7 Izotermická účinnost kompresoru

Izotermická účinnost kompresoru  $\eta_{it} [-]$  reprezentuje porovnávací účinnost energetického stroje, která se spočte jako podíl izotermického příkonu kompresoru  $P_{it} [W]$  a skutečného naměřeného elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el} [W]$  z rovnice (16).

$$\eta_{it} = \frac{P_{it}}{P_{el}} [-] \quad (16)$$

#### 2.9.8 Měrná spotřeba energie

Měrná spotřeba energie  $c [kWh \cdot m^{-3}]$  představuje technickoekonomický parametr, jenž říká kolik energie je zapotřebí pro výrobu jednoho metru kubického stlačeného plynu. Vypočte se jako podíl elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el} [W]$  a výkonnosti kompresoru  $\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$  z rovnice (17)

$$c = \frac{P_{el}}{\dot{V}_d} [kWh \cdot m^{-3}] \quad (17)$$



## 2.10 Příklad měření a jeho výsledků

### 2.10.1 Výsledky měření a navazujících výpočtů

Tabulka 3 Výsledky vzorového měření

| Číslo zápisu<br>„k“ | $p_{1,red}$<br>[hPa(a)] | $t_1$<br>[°C] | $p_{p2}$<br>[MPa(g)] | $\tau$<br>[s] | $I_{P_{el}}$<br>[mA] |
|---------------------|-------------------------|---------------|----------------------|---------------|----------------------|
| 1                   | 1025,00                 | 23            | 0                    | 0             | 0                    |
| 2                   | 1025,00                 | 23,1          | 0,05                 | 7,0           | 0,720                |
| 3                   | 1025,00                 | 23,1          | 0,10                 | 15,0          | 0,730                |
| 4                   | 1025,00                 | 23,2          | 0,15                 | 25,0          | 0,760                |
| 5                   | 1025,00                 | 23,3          | 0,20                 | 38,0          | 0,780                |
| 6                   | 1025,00                 | 23,3          | 0,25                 | 55,0          | 0,800                |
| 7                   | 1025,00                 | 23,4          | 0,30                 | 80,0          | 0,830                |
| 8                   | 1025,00                 | 23,5          | 0,35                 | 144,0         | 0,840                |

První řádek představuje stav před zahájením měření, resp. před zapnutím kompresoru. Toto lze tvrdit, protože čas měření má hodnotu  $\tau = 0$  [s], elektrický proud pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru je  $I_{P_{el}} = 0$  [mA] a přetlak měřený na výtlaku kompresoru je taktéž nulový  $p_{p2} = 0$  [MPa].

Z měření nadále plyne, že barometrický tlak byl v průběhu experimentu konstantní a teplota v laboratoři díky provozu kompresoru mírně stoupala.

Narůstající přetlak měřený na výtlaku kompresoru – ve vzdušníku, postupně narůstal a jak je vidět, tak doba plnění se postupně zvyšuje. S rostoucím protitlakem také narůstal elektrický proud a tedy i později vypočtený příkon kompresoru.

Tabulka 4 Základní přepočty

| $p_1$<br>[Pa(a)] | $p_2$<br>[Pa(a)] | $T_1 = T_2$<br>[K] | $P_{el}$<br>[W] |
|------------------|------------------|--------------------|-----------------|
| 99576            | 0                | 294,2              | 0,0             |
| 99576            | 50000            | 294,2              | 1539,0          |
| 99576            | 100000           | 294,2              | 1560,4          |
| 99576            | 150000           | 294,2              | 1624,6          |
| 99576            | 200000           | 294,2              | 1667,3          |
| 99576            | 250000           | 295,2              | 1710,1          |
| 99576            | 300000           | 295,2              | 1774,2          |
| 99576            | 350000           | 295,2              | 1795,6          |

Základními přepočty byly především přepočítány naměřené tlaky na absolutní hodnoty pro následný výpočet celkového tlakového poměru a také teplota byla přepočtena na Kelvinovu stupnici z důvodu aplikace 1. zákona termodynamiky a stavové rovnice.

Elektrický příkon ukazuje již jednou avizovanou rostoucí tendenci z důvodu zvyšujícího tlaku ve vzdušníku.

Tabulka 5 Vypočtené hodnoty

| $\sigma_c$ | $\dot{V}_d$          | $\dot{V}_d$          | $\rho_{vzd,s}$      | $\dot{m}_d$         | $a_{t,it}$          | $P_{it}$ | $\eta_{it}$ | $c$                  |
|------------|----------------------|----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------|-------------|----------------------|
| [-]        | $[m^3 \cdot s^{-1}]$ | $[m^3 \cdot h^{-1}]$ | $[kg \cdot m^{-3}]$ | $[kg \cdot s^{-1}]$ | $[J \cdot kg^{-1}]$ | $[W]$    | [-]         | $[kWh \cdot m^{-3}]$ |
| 1,00       | 0,002869             | 10,33                | 1,180               | 0,00338             | 0                   | 0,0      | N/A         | 0,00                 |
| 1,50       | 0,002511             | 9,04                 | 1,180               | 0,00296             | 34350               | 101,7    | 6,61        | 0,17                 |
| 2,00       | 0,002009             | 7,23                 | 1,180               | 0,00237             | 58696               | 139,1    | 8,91        | 0,22                 |
| 2,51       | 0,001545             | 5,56                 | 1,180               | 0,00182             | 77570               | 141,4    | 8,70        | 0,29                 |
| 3,01       | 0,001181             | 4,25                 | 1,180               | 0,00139             | 92985               | 129,6    | 7,77        | 0,39                 |
| 3,51       | 0,000803             | 2,89                 | 1,176               | 0,00094             | 106376              | 100,5    | 5,87        | 0,59                 |
| 4,01       | 0,000314             | 1,13                 | 1,176               | 0,00037             | 117700              | 43,4     | 2,45        | 1,57                 |
| 4,51       | 0,001254             | 4,51                 | 1,176               | 0,00147             | 127688              | 188,2    | 10,48       | 0,40                 |

Výpočty v prvním a posledním řádku nejsou použitelné pro hodnocení energetických charakteristik.

První řádek je stav před zahájením experimentu.

Poslední řádek nelze pro vyhodnocení měření použít, protože již není možné aplikovat výpočet výkonnosti dle vztahu v podkapitole 2.9.2. Z toho důvodu jsou i navazující výsledky chybné.

## 2.11 Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření

Energetické charakteristiky jsou křivky, vzniknouví na základě naměřených a vypočtených hodnot. Pomocí těchto křivek lze následně vyhodnotit pracovní proces energetického zařízení, např. kompresoru, a tak zjistit, jak se analyzovaný stroj chová v různých provozních stavech.

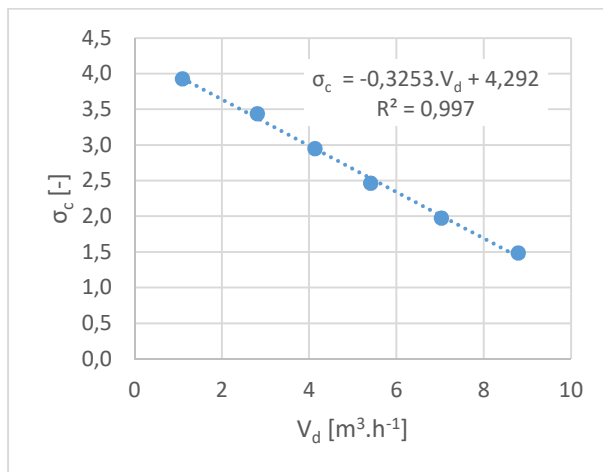
### 2.11.1 Tlaková charakteristika

Tlakovou charakteristiku neboli charakteristiku stroje je možné zapsat různými způsoby, přičemž u kompresorů se nejčastěji jedná např. o závislost celkového tlakového poměru na výkonnosti kompresoru  $\sigma_c = f(\dot{V}_d)$ . Tlaková charakteristika má vždy klesající charakter.

Křivka svým tvarem prozrazuje, že s rostoucím celkovým tlakovým poměrem dochází k poklesu výkonnosti pístového kompresoru. Rostoucí protitlak tlakovzdušné sítě, či v tomto případě vzdušníku, způsobuje pokles výkonnosti kompresoru. Výtlačný ventil kompresoru se otevírá při stále vyšším tlaku a nižším objemu komprimovaného plynu.

Vlastní tvar tlakové charakteristiky na Obrázek 8 ukazuje, že měřený pístový kompresor je ve špatném technickém stavu. U objemového kompresoru by mělo s rostoucím tlakem v síti docházet pouze k minimální změně výkonnosti. V zobrazeném rozsahu výkonnosti od 0 do  $\dot{V}_{d,max}$  by měla mít křivka velmi strmý charakter. V tomto případě je však křivka značně plochá a svým tvarem připomíná charakteristiky dynamických lopatkových strojů, u kterých dochází s rostoucím celkovým tlakovým poměrem k výrazné změně výkonnosti.

Důvodem této situace jsou netěsnosti. Únik vzduchu výrazně narůstá s rostoucím celkovým tlakovým poměrem a to má negativní vliv na hodnotu výkonnosti kompresoru. Dalším signálem tohoto problému je velmi dlouhý čas plnění vzdušníku a jeho praktická nemožnost dosáhnout tlaku, jenž je uveden v technickém listu stroje. Tato charakteristika tedy skutečně potvrzuje, že výkonnost kompresoru zobrazuje fyzický stav stroje.

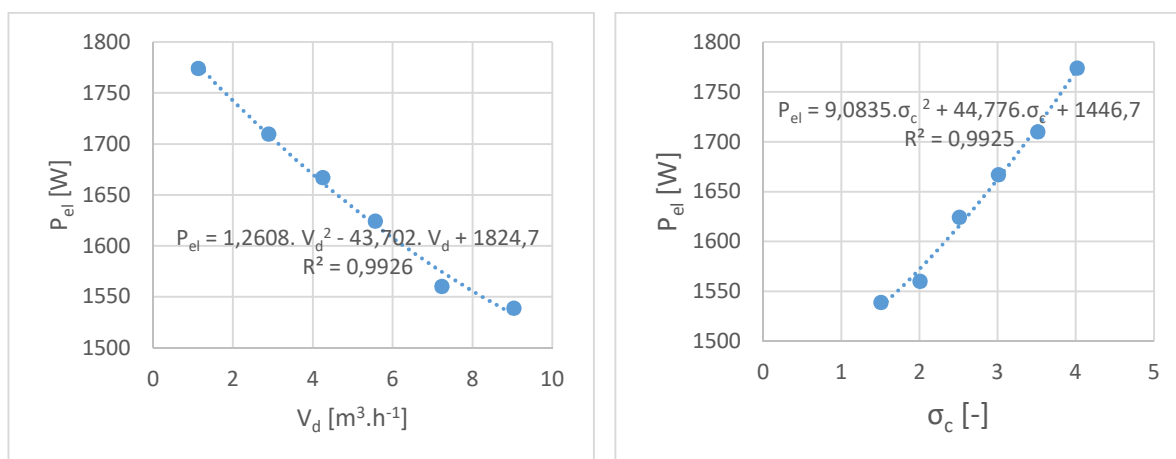


Obrázek 8 Tlaková charakteristika měřeného pístového kompresoru 2 JVK 50

### 2.11.2 Příkonová charakteristika

Příkonová charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $P_{el} = f(\sigma_c)$ .

U objemových kompresorů má charakteristika  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  klesající ráz, tzn. čím vyšší je výkonnost kompresoru, tím menší je jeho příkon. Tento jev lze snadno vysvětlit v souvislosti s charakteristikou  $P_{el} = f(\sigma_c)$ , která má rostoucí ráz. Čím vyšší je tlak, na který kompresor plyn stlačuje, tak tím vyšší je energie potřebná k tomuto stlačení, viz Obrázek 9.



$$\sigma_c = f(\dot{V}_d)$$

$$P_{el} = f(\sigma_c)$$

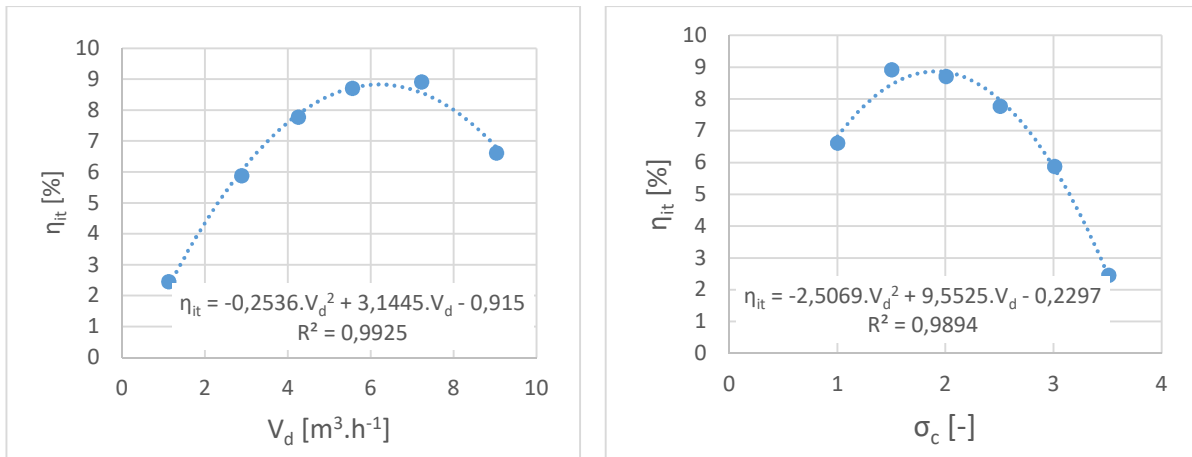
Obrázek 9 Příkonové charakteristiky měřeného pístového kompresoru 2 JVK 50

### 2.11.3 Účinnostní charakteristika

Účinnostní charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $\eta_{it} = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $\eta_{it} = f(\sigma_c)$ . V tomto případě je účinnostní charakteristika zapsána pro izotermickou účinnost kompresoru.

Obě formy účinnostní charakteristiky mají své lokální maximum, tedy stav, při kterém stroj pracuje s nejvyšší účinností. V případě připojeného potrubního systému by měl být navržený kompresor dimenzován tak, aby se provozní bod stroje pohyboval v blízkosti maximální účinnosti kompresoru.

Z Obrázek 10 je patrné, že maximální izotermická účinnost kompresoru je pouze necelých 8 %. Důvodem takto nízké hodnoty je právě, již výše zmíněný, špatný technický stav měřeného kompresoru.



$$\eta_{it} = f(\dot{V}_d)$$

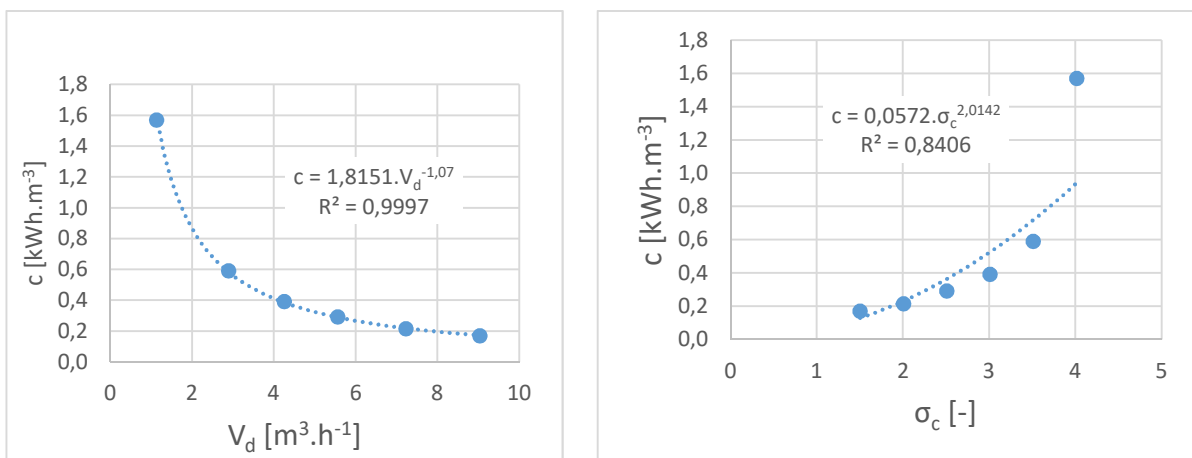
$$\eta_{it} = f(\sigma_c)$$

Obrázek 10 Účinnostní charakteristiky měřeného pístového kompresoru 2 JVK 50

#### 2.11.4 Charakteristika měrné spotřeby energie

Charakteristika měrné spotřeby energie je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $c = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $c = f(\sigma_c)$ . Měrná spotřeba energie je technickoekonomický parametr, jenž v případě kompresorů stanovuje množství energie potřebné pro výrobu jednoho metru kubického stlačeného plynu.

Charakteristika  $c = f(\dot{V}_d)$  má klesající charakter, tedy čím větší je výkonnost kompresoru, tím menší množství energie je třeba na výrobu jednotkového množství stlačeného plynu. Naopak charakteristika  $c = f(\sigma_c)$  ukazuje, že čím vyšší je tlak komprimovaného plynu, resp. čím vyšší je celkový tlakový poměr, tak tím vyšší je i měrná spotřeba energie, viz Obrázek 11.



$$c = f(\dot{V}_d)$$

$$c = f(\sigma_c)$$

Obrázek 11 Charakteristiky měrné spotřeby energie měřeného pístového kompresoru 2 JVK 50

## 2.12 Závěr měření na pístovém kompresoru

Poloprovozním měřením jednostupňového pístového kompresoru 2 JVK 50 byly stanoveny parametry nezbytné pro výpočet výkonnosti kompresoru a k vygenerování energetických charakteristik, jež vyhodnotily provoz daného stroje.

Měřený kompresor 2 JVK 50 je ve velmi špatném provozním stavu. Což bylo zjištěno na základě níže uvedených skutečností:

- Kompresor by měl dle datasheetu stlačit plyn až do přetlaku 10 bar, nicméně po přibližně 6 minutách měření dosáhl přetlak vzduchu ve vzdušníku stěží 3,5 bar,
- S rostoucím tlakem ve vzdušníku dochází k výraznému nárůstu netěsností stroje především na tlakové hadici spojující tlakový spínač se vzdušníkem. Tato skutečnost se projevuje poklesem výkonnosti kompresoru a také tím, že stroj nedokáže stlačit plyn na vyšší tlak. Tlaková hadice vyžaduje výměnu,
- Klesající výkonnost má negativní vliv na měrnou spotřebu energie, která se pohybuje výrazně nad optimální hodnotou  $0,1 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-3}$  a také má negativní vliv na izotermickou účinnost, která v maximálním bodě dosahuje pouze přibližně 7,6 %.

## **Měření č. 2**

**Měření na šroubovém kompresoru za účelem  
stanovení energetických charakteristik stroje  
při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí  
centrické clony**

# 1 Obsah

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 2      | Měření na šroubovém kompresoru za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí centrické clony ..... | 4  |
| 2.1    | Zadání .....  | 4  |
| 2.2    | Výpis z technického listu měřeného stroje .....   | 4  |
| 2.3    | Schéma zapojení měřené kompresorové jednotky.....   | 6  |
| 2.4    | Popis funkce měřené kompresorové jednotky .....   | 7  |
| 2.5    | Měření průtoku .....  | 7  |
| 2.5.1  | Součinitel průtoku .....  | 11 |
| 2.5.2  | Součinitel expanze.....   | 11 |
| 2.5.3  | Hmotnostní tok plynu měřený na výtlačku kompresoru .....  | 12 |
| 2.6    | Měřené veličiny a použitá měřidla .....   | 13 |
| 2.7    | Schéma zapojení.....  | 16 |
| 2.8    | Tabulka naměřených hodnot .....   | 16 |
| 2.9    | Základní přepočty .....   | 17 |
| 2.9.1  | Přepočet tlaku na sání kompresoru .....   | 17 |
| 2.9.2  | Přepočet tlaku na výtlačku kompresoru .....   | 18 |
| 2.9.3  | Přepočet teploty na sání kompresoru .....   | 18 |
| 2.9.4  | Přepočet teploty na cloně .....   | 18 |
| 2.9.5  | Přepočet diferenčního tlaku.....  | 19 |
| 2.9.6  | Přepočet tlaku cloně.....   | 19 |
| 2.9.7  | Přepočet elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru .....   | 19 |
| 2.10   | Vypočtené hodnoty .....   | 20 |
| 2.10.1 | Celkový tlakový poměr .....   | 20 |
| 2.10.2 | Hustota vzduchu na sání kompresoru .....  | 20 |
| 2.10.3 | Hustota vzduchu na cloně .....  | 21 |
| 2.10.4 | Hmotnostní výkonnost kompresoru.....  | 21 |
| 2.10.5 | Výkonnost kompresoru .....  | 22 |
| 2.10.6 | Měrná technická izotermická práce .....   | 22 |
| 2.10.7 | Izotermický příkon kompresoru .....   | 22 |
| 2.10.8 | Izotermická účinnost kompresoru.....  | 22 |
| 2.10.9 | Měrná spotřeba energie.....   | 22 |
| 2.11   | Příklad měření a jeho výsledků.....   | 23 |
| 2.11.1 | Výsledky měření a navazujících výpočtů .....  | 23 |
| 2.12   | Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření .....  | 24 |

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 2.12.1 | Tlaková charakteristika.....                | 24 |
| 2.12.2 | Příkonová charakteristika.....              | 25 |
| 2.12.3 | Účinnostní charakteristika.....             | 26 |
| 2.12.4 | Charakteristika měrné spotřeby energie..... | 26 |
| 2.13   | Závěr měření na šroubovém kompresoru.....   | 27 |



## 2 Měření na šroubovém kompresoru za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí centrické clony

### 2.1 Zadání

Na základě poloprovozního měření šroubového kompresoru a nepřímé metody „měření průtoku pomocí centrické clony“ stanovte výkonnost kompresoru a další důležité parametry nutné pro vygenerování energetických charakteristik analyzovaného stroje při regulačním zásahu „škrcení na výtlačku kompresoru“.

### 2.2 Výpis z technického listu měřeného stroje

Měření proběhne na stabilní kompresorové jednotce SE 25 s integrovaným šroubovým kompresorem NK 40 od společnosti Liška a Kraus - KOMPRESORY spol. s r.o., v současnosti Atmos – Chrást s.r.o., viz níže uvedený Obrázek 1.

**Z důvodu bezpečnosti je maximální výtlačný přetlak omezen od výrobce na hodnotě 5,5 bar. Omezení výtlačného přetlaku je provedeno pomocí nastavení pojistného ventilu.**



Obrázek 1 Stabilní kompresorová jednotka SE 25 s integrovaným šroubovým kompresorem NK 40

Červeným písmem jsou v níže uvedených tabulkách (Tabulka 1, Tabulka 2 a Tabulka 3) označeny nejpodstatnější parametry měřeného stroje.

Tabulka 1 Výpis z datasheetu jednotky SE 25 se šroubovým kompresorem NK 40 - KOMPRESOR [2]

| <b>Kompresor</b>                    |   |                                 |
|-------------------------------------|---|---------------------------------|
| Popis                               | Velikost  | Jednotky                        |
| Typ                                 | NK 40   | -                               |
| Druh                                | Šroubový  | -                               |
| Jmenovitý výkon (výkonnost)         | 25 – 35   | m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> |
| Jmenovité otáčky                    | 2750 - 4000   | min <sup>-1</sup>               |
| Výtlačný přetlak                    | 1 – 0,8   | MPa                             |
| Počet stupňů                        | 1   | -                               |
| Chlazení                            | Olejem  | -                               |
| Minimální vstřikovací přetlak oleje | 100   | kPa                             |
| Spotřeba oleje                      | 2   | g.h <sup>-1</sup>               |
| Objem olejové náplně                | 3   | l                               |
| Hmotnost kompresoru                 | 51  | kg                              |
| Regulace                            | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Elektrická s tlakovým spínačem</li> <li>• Pneumatická</li> </ul> | -                               |

Tabulka 2 Výpis z datasheetu jednotky SE 25 se šroubovým kompresorem NK 40 - ELEKTROMOTOR [2]

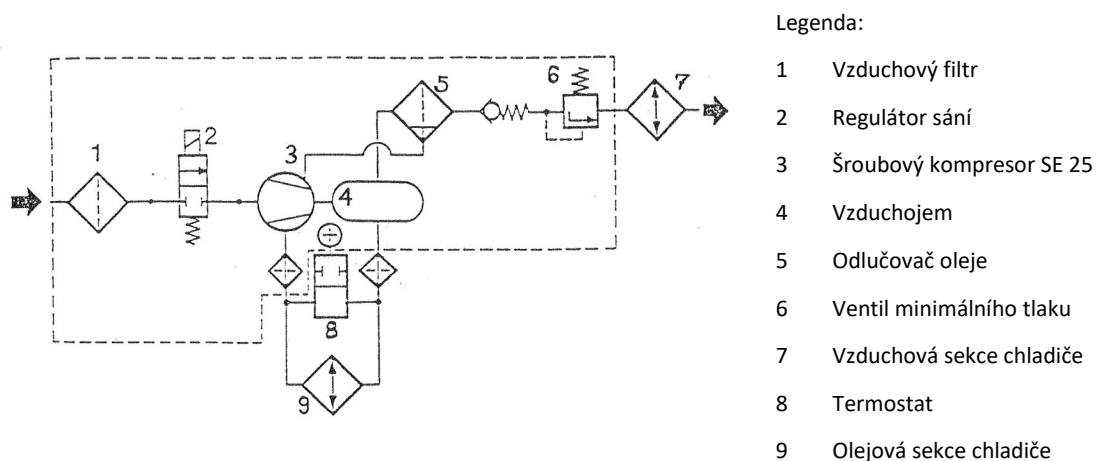
| <b>Elektromotor</b>  |                               |                   |
|----------------------|-------------------------------|-------------------|
| Popis                | Velikost                      | Jednotky          |
| Typ                  | 4AP 112M-2s                   | -                 |
| Druh                 | Asynchronní s kotvou nakrátko | -                 |
| Výkon                | 4                             | kW                |
| Napětí               | 400                           | V                 |
| Statorový proud max. | 8,3                           | A                 |
| Frekvence            | 50                            | Hz                |
| Otáčky               | 2900                          | min <sup>-1</sup> |
| Spouštění            | D                             | -                 |
| Účinnost             | 81                            | %                 |
| Účinník              | 0,85                          | cos               |
| Krytí                | IP 54                         | -                 |
| Hmotnost             | 41                            | kg                |

Tabulka 3 Výpis z datasheetu jednotky SE 25 se šroubovým kompresorem NK 40 - VŠEOBECNÉ ÚDAJE [2]

| Všeobecné údaje                            |  |          |
|--|--|----------|
| Popis                                      | Velikost   | Jednotky |
| Hloubka                                    | 700  | mm       |
| Šířka                                      | 500  | mm       |
| Výška                                      | 980  | mm       |
| Celková hmotnost                           | 185  | kg       |
| Objem odlučovací nádoby                    | 5,5  | l        |
| Výpustný kohout                            | 1 x G ½"   | -        |
| Akustický výkon odpovídající               | ČSN 105070   | -        |
| Napětí hlavních obvodů rozvaděče           | 380  | V        |
| Napětí pomocných obvodů rozvaděče          | 220/24   | V        |
| Ochrana před nebezpečným dotykovým napětím | Nulováním a pospojováním   | -        |
| Teplota prostředí                          | + 5 až + 40  | °C       |
| Krytí                                      | IP 20, ČSN 330330  | -        |
| Varianty provedení                         | <ul style="list-style-type: none"> <li>• S elektrickou regulací bez automatického vypínání</li> <li>• S elektrickou regulací s automatickým vypínáním</li> <li>• S pneumatickou regulací samočinným odpojením od zdroje</li> </ul> | -        |

### 2.3 Schéma zapojení měřené kompresorové jednotky

Měřený stroj je stabilní kompresorové jednotce SE 25 s integrovaným šroubovým kompresorem NK 40.



Obrázek 2 Schéma zapojení kompresorové jednotky NK 40 se šroubovým kompresorem SE 25 [2]

## 2.4 Popis funkce měřené kompresorové jednotky

Popis funkce měřené kompresorové jednotky je vytvořen v souladu se značením uvedeným na Obrázek 2 Obrázek 2 Schéma zapojení kompresorové jednotky NK 40 se šroubovým kompresorem SE 25 [2].

Vzduch je nasáván přes **vzduchový filtr (1)**. **Regulátor sání (2)** reguluje množství nasávaného vzduchu v závislosti na tlaku a množství odebíraného vzduchu. Nasávaný vzduch je dopravován v zubových mezerách **šroubových rotorů kompresoru (3)** do výtlačného potrubí. Do sání kompresoru je současně vstřikován **olej, který těsní rotory kompresoru, zajišťuje jejich mazání a odvádí část kompresního tepla**. Směs oleje se vzduchem proudí do **vzduchojemu (4)**, kde dojde k odloučení převážné části oleje. Zbytek, tzv. olejové mlhy se odloučí na **vložce odlučovače oleje (5)**. Na spodní části odlučovače oleje je umístěn **ventil minimálního tlaku (6)**. Vzduch dále odchází do **vzduchové sekce chladiče (7)**. Olej, který odebral vzduchu převážnou část kompresního tepla, putuje do **olejové sekce chladiče (9)**. Optimální teplotu chladicího oleje zajišťuje **termostat (8)**.

## 2.5 Měření průtoku

Hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku kompresoru  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$ , který se též někdy nazývá jako hmotnostní výkonnost, může být získán různými metodami, ať už přímým či nepřímým měřením. Měření průtoku tekutin patří mezi důležité oblasti měření neelektrických veličin. Existuje velké množství fyzikálních principů a metod měření i různé typy průtokoměrů, viz Obrázek 3.

### 1. Průtokoměry pro měření tlakové difference

### 2. Rotametry

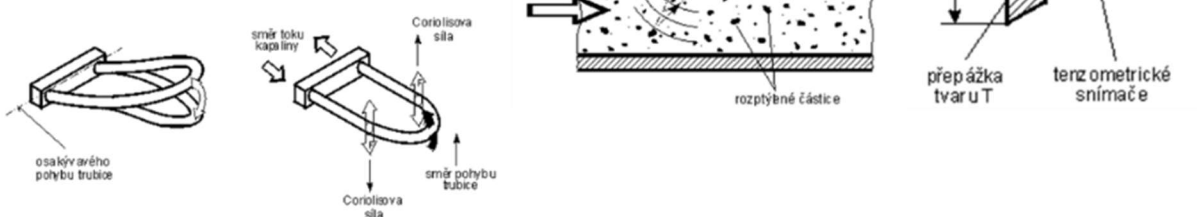
### 3. Průtokoměry turbínkové a lopatkové

### 4. Indukční průtokoměry

### 5. Ultrazvukové průtokoměry

### 6. Vírové průtokoměry

### 7. Hmotnostní průtokoměry

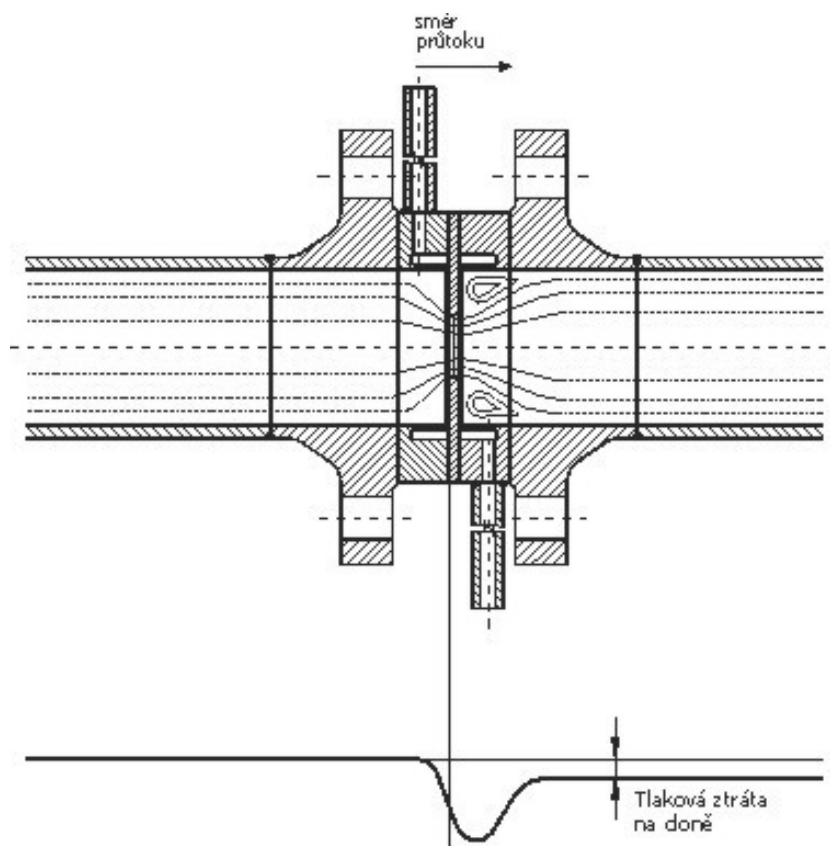


Obrázek 3 Souhrn různých metod měření průtoku tekutin [3, 4]

Pro potřeby této měřicí úlohy byla zvolena jedna z nejčastějších metod měření a to nepřímá metoda měření průtoku a to měření pomocí „**Průtokoměrů pro měření tlakové difference**“ neboli „**diferenčního tlaku**“.

Jak již bylo uvedeno, tak se jedná o nepřímou metodu měření, kdy není měřen přímo průtok, ale rozdíl statických tlaků, který se nazývá diferenční tlak  $\Delta p [Pa]$ , jenž má vyšší hodnotu než trvalá tlaková ztráta, viz Obrázek 4.

Vyhodnocení průtoku je pak založeno na společném řešení rovnice spojitosti toků (rovnice kontinuity), která reprezentuje zákon zachování hmoty proudící skrze průtokoměr a Bernoulliho rovnice, která naopak reprezentuje zákon zachování energie.



Obrázek 4 Princip metody měření tlakové difference [5]

Tato metoda je v praxi velmi často užívána a je exaktně definována např. pomocí mezinárodní normy **ČSN EN ISO 5167-1 až 5: 2003 (257710) Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu.**

Hmotnostní tok plynu měřený na výtlačku kompresoru  $\dot{m}_d$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] pak vypočte ze součinitele průtoku  $C$  [-], poměru průměrů  $\beta$  [-] ( $\beta = d_{ot,p} / D_{IN,p}$ ), součinitele expanze  $\varepsilon$  [-], průměru otvoru clony nebo hrdla měřidla za provozních podmínek  $d_{ot,p}$  [m], vnitřního průměru potrubí před (nebo vstupního průměru klasické trubice Venturiho) při provozních podmínkách  $D_{IN,p}$  [m], diferenčního tlaku  $\Delta p$  [Pa] a hustoty měřené tekutiny za provozních podmínek  $\rho_1$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] pomocí níže uvedené rovnice (1).

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (1)$$

Konkrétním měřidlem instalovaným na experimentálním měřicím standu v laboratoři je Měřicí trať s centrickou clonou DN50 PN40.



MATTECH, s.r.o.  
K Myslivně 2183 / 7  
708 00, Ostrava – Poruba  
Česká republika

tel. +420 596 917 277  
fax +420 596 916 794  
E-mail : info@mattech.cz  
Internet : http://www.mattech.cz

## VÝPOČET ŠKRTÍČÍHO ORGÁNU MATTECH® DELTA SOFTWARE®

**Vysoká škola báňská - TU Ostrava – Centrická clona DN50 výr.č.574**  
**Laboratoř objemových kompresorů - Přepočít pro průměr clony  $d = 18,35$  mm**

### VSTUPNÍ HODNOTY

NORMA : ČSN EN ISO 5167:2003  
PRIMÁRNÍ PRVEK : CENTRICKÁ CLONA  
PLYN : vzduch (konstantami)  
normální hustota suchého plynu  
dynamická viskozita při 0 °C  
Sutherlandova konstanta (vliv teploty na viskozitu)

1,293 kg/m<sup>3</sup>  
17,080 E-6 Pa.s  
117,000 K

### HODNOTY NA PRIMÁRNÍM PRVKU

|  |              |                         |
|--|--------------|-------------------------|
| absolutní tlak                         | 185,920      | kPa                     |
| teplota                                | 24,000       | °C                      |
| relativní vlhkost                      | 40,000       | %                       |
| objemový díl suchého plynu             | 99,358       | %                       |
| měrná vlhkost                          | 4,021 E-3    | kg/kg <sub>sp</sub>     |
| stupeň kompresibility $Z/Z_{101325,0}$ | 1,000        | -                       |
| <b>hustota</b>                         | <b>2,175</b> | <b>kg/m<sup>3</sup></b> |
| izentropický exponent                  | 1,400        | -                       |
| dynamická viskozita                    | 18,164 E-6   | Pa.s                    |
| kinematická viskozita                  | 8,350 E-6    | m <sup>2</sup> /s       |

### ZADANÁ DATA PRO VÝPOČET Q:

|  |                |                          |
|--|----------------|--------------------------|
| <b>D<sub>20</sub> (pro 20 °C)</b>  | <b>51,200</b>  | <b>mm</b>                |
| typ odběru : koutový   |                |                          |
| skupina materiálu potrubí<br>ČSN 11364, 11366, 11368   |                |                          |
| součinitel teplotní roztažnosti materiálu potrubí pro tep                                      | 11,100 E-6     | 1/K                      |
| <b>d<sub>20</sub> (pro 20 °C)</b>  | <b>18,350</b>  | <b>mm</b>                |
| $\beta_{20} = d_{20}/D_{20}$   | 358,398 E-3    | -                        |
| skupina materiálu primárního prvku<br>ČSN 17246, 17247, 17347, 17374, typ316, typ304, AISI-316 |                |                          |
| součinitel teplotní roztažnosti mat. prim. prvku pro tep                                       | 15,000 E-6     | 1/K                      |
| <b>diferenční tlak</b>   | <b>220,000</b> | <b>mm H<sub>2</sub>O</b> |

### VÝSLEDNÉ HODNOTY

|   |               |                        |
|---|---------------|------------------------|
| <b>objemový průtok na primárním prvku</b> | <b>25,938</b> | <b>m<sup>3</sup>/h</b> |
| trvalá tlaková ztráta                     | 187,953       | mm H <sub>2</sub> O    |
| rychlost v průřezu primárního prvku       | 27,240        | m/s                    |
| rychlost za primárním prvkem              | 3,524         | m/s                    |

### PŘEHLED VYBRANÝCH REŽIMŮ

| režim                  | Q<br>m <sup>3</sup> /h | $\Delta p$<br>mm H <sub>2</sub> O | Rep      | v <sub>D</sub> za PP<br>m/s | pztr<br>mm H <sub>2</sub> O |
|------------------------|------------------------|-----------------------------------|----------|-----------------------------|-----------------------------|
| Re <sub>min</sub> Nor. | 6,04                   | 11,56                             | 5,00E+3  | 0,82                        | 9,85                        |
| Q <sub>vyp</sub>       | 25,94                  | 220,00                            | 21,46E+3 | 3,52                        | 187,95                      |
| $\Delta p/p=0.25$      | 112,19                 | 4,74E+3                           | 92,81E+3 | 17,97                       | 4,05E+3                     |



MATTECH, s.r.o.  
K Myslivně 2183 / 7  
708 00, Ostrava – Poruba  
Česká republika

tel. +420 596 917 277  
fax +420 596 916 794  
E-mail : info@mattech.cz  
Internet : http://www.mattech.cz

### TABULKA CEJCHOVNÍCH HODNOT

Hodnoty v kontrolním bodě

$Q_{kb}$

18,407

m<sup>3</sup>/h

$\Delta p$

110,000

mm H<sub>2</sub>O

$Q = K_{kb} \cdot \sqrt{\Delta p} = 1,755 \cdot \sqrt{\Delta p}$

m<sup>3</sup>/h

| $\Delta p$<br>mm H <sub>2</sub> O | Q<br>m <sup>3</sup> /h | $v_D$ za PP<br>m/s | pztr<br>mm H <sub>2</sub> O |
|-----------------------------------|------------------------|--------------------|-----------------------------|
| 220,000                           | 25,938                 | 3,52               | 187,953                     |
| 210,000                           | 25,348                 | 3,44               | 179,406                     |
| 200,000                           | 24,744                 | 3,36               | 170,859                     |
| 190,000                           | 24,124                 | 3,27               | 162,312                     |
| 180,000                           | 23,487                 | 3,19               | 153,766                     |
| 170,000                           | 22,832                 | 3,10               | 145,219                     |
| 160,000                           | 22,158                 | 3,00               | 136,673                     |
| 150,000                           | 21,461                 | 2,91               | 128,127                     |
| 140,000                           | 20,741                 | 2,81               | 119,581                     |
| 130,000                           | 19,994                 | 2,71               | 111,036                     |
| 120,000                           | 19,217                 | 2,60               | 102,490                     |
| 110,000                           | 18,407                 | 2,49               | 93,945                      |
| 100,000                           | 17,558                 | 2,38               | 85,400                      |
| 90,000                            | 16,666                 | 2,25               | 76,855                      |
| 80,000                            | 15,722                 | 2,13               | 68,311                      |
| 70,000                            | 14,716                 | 1,99               | 59,767                      |
| 60,000                            | 13,635                 | 1,84               | 51,224                      |
| 50,000                            | 12,458                 | 1,68               | 42,681                      |
| 40,000                            | 11,156                 | 1,51               | 34,140                      |
| 30,000                            | 9,677                  | 1,31               | 25,599                      |
| 20,000                            | 7,921                  | 1,07               | 17,060                      |
| 12,000                            | 6,157                  | 0,83               | 10,230                      |

Pro výpočet průtoku jsou nejpodstatnější parametry uvedené v následující Tabulka 4.

Tabulka 4 Souhrn nejpodstatnějších parametrů z výpočtu centrické clony

Měřicí trať DN50 PN40 s centrickou clonou s **koutovým odběrem** tlakové diference, výr. č. 574

Vnitřní průměr potrubí při 20 °C\*

$$D_{IN,p} = D_{20} = 51,2 \text{ [mm]} \text{ (Tr. 57 x 2,9 mm)}$$

Průměr otvoru clony při 20 °C\*

$$d_{ot,p} = d_{20} = 18,35 \text{ [mm]}$$

Poměr průměrů při 20 °C\*

$$\beta_{20} \doteq 0,358 \text{ [-]}$$

Reynoldsovo číslo vypočtené k  $D$

$$Re_D \doteq 21,46 \cdot 10^3 \text{ [-]}$$

Absolutní tlak před clonou

$$p_1 = 185\,920 \text{ [Pa]}$$

Izoentropický exponent

$$\kappa = 1,4 \text{ [-]}$$

Absolutní tlak za clonou ( $\Delta p$  – *diferenční tlak*)

$$p_2 = p_1 - \Delta p \doteq 183\,765 \text{ [Pa]}$$

Hustota plynu na primárním prvku

$$\rho_1 = 2,175 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

(\*) Pozn.: Provozní teplota 24 °C je velmi blízko teplotě 20 °C. Při měření není předpokládána výrazná oscilace teplot. Maximální teplota v laboratoři vzroste maximálně o 6 °C, přičemž vždy bude záviset na okolních podmínkách. Je tedy předpokládána pouze zanedbatelná tepelné dilatace materiálu, z něhož jsou clona a potrubí vyrobeny. Z těchto důvodů budou výše uvedené parametry měřidla při 20 °C použity také jako výpočtové parametry při podmínkách měření.

Pro výpočet průtoku je nezbytné stanovit následující parametry:

### 2.5.1 Součinitel průtoku

Součinitel průtoku  $C$  je dán níže uvedenou Reader-Harris/Gallagherovou rovnicí (2):

$$C = 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 + 0,000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D}\right)^{0,7} + \\ + (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,3} + \\ + (0,043 + 0,080 \cdot e^{-1 \cdot L_1} - 0,123 \cdot e^{-7 \cdot L_1}) \cdot (1 - 0,11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031 \cdot (M_2' - 0,8 \cdot M_2'^{1,1}) \cdot \beta^{1,3}$$

Pro stanovení součinitele je nezbytné určit:

- Součinitel  $A = \frac{19\,000 \cdot \beta}{Re_D} = \frac{19\,000 \cdot 0,358}{21,46 \cdot 10^3} = 0,31696$  [-],
- Podíl vzdálenosti předního odběru tlaku od přední strany clonového kotouče a průměru potrubí má pro koutové odběry tlakové difference hodnotu  $L_1 = 0$  [-],
- Podíl vzdálenosti zadního odběru tlaku od zadní strany clonového kotouče a průměru potrubí má pro koutové odběry tlakové difference hodnotu  $L_2' = 0$  [-],
- Součinitel  $M_2' = \frac{2 \cdot L_2'}{1 - \beta} = \frac{2 \cdot 0}{1 - 0,358} = 0$  [-].

Nyní je možné vypočítat součinitel průtoku, přičemž dosazení do rovnice odpovídá výše uvedenému tvaru rovnice.

$$C = 0,5961 + 3,3451 \cdot 10^{-3} - 5,82798 \cdot 10^{-5} + 3,73607 \cdot 10^{-3} + \\ + 1,80759 \cdot 10^{-3} + \\ + 0 - 0 \\ C \doteq 0,6049 \text{ [-]}$$

### 2.5.2 Součinitel expanze

Součinitel expanze  $\varepsilon$  se vypočte dle níže uvedeného empirického vzorce (3).

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot \beta^4 + 0,93 \cdot \beta^8) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}\right] \quad (3)$$

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot 0,358^4 + 0,93 \cdot 0,358^8) \cdot \left[1 - \left(\frac{183\,765}{185\,920}\right)^{\frac{1}{1,4}}\right]$$

$$\varepsilon = 1 - (0,35546) \cdot [8,29307 \cdot 10^{-3}]$$

$$\varepsilon \doteq 0,99705 \text{ [-]}$$



Pozn.: Absolutní tlak za clonou  $p_2$  je vztažen k diferenčnímu tlaku  $\Delta p$  a ne k trvalé tlakové ztrátě clony. Rozdíl mezi těmito dvěma veličinami je uveden na Obrázek 4.

Pozn.: Poměr absolutních tlaků splňuje podmínku platnosti rovnice  $p_2/p_1 \geq 0,75$ .

### 2.5.3 Hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku kompresoru

Nyní je již možné vypočítat hledaný hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku kompresoru  $\dot{m}_d$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] dle již výše uvedené rovnice (1).

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1}$$

$$\dot{m}_d = \frac{0,6049}{\sqrt{1-0,358^4}} \cdot 0,99705 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,01835^2 \cdot \sqrt{2 \cdot 2154,6 \cdot 2,175} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{m}_d = 0,60993 \cdot (2,63681 \cdot 10^{-4}) \cdot 96,81173 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{m}_d \doteq 0,0155699 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \doteq 56,05 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

Pozn. objemový průtok se vypočte dle známého vztahu  $\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_1} = 25,77 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$ . Jedná se vlastně o výkonnost kompresoru uvedenou v datasheetu stroje, viz Tabulka 1. Rozdíl ve výsledcích v řádu desetin je způsoben zaokrouhlováním při manuálním výpočtu. Výše uvedený protokol výpočtu byl vytvořen ve speciálním výpočetním programu DELTA.

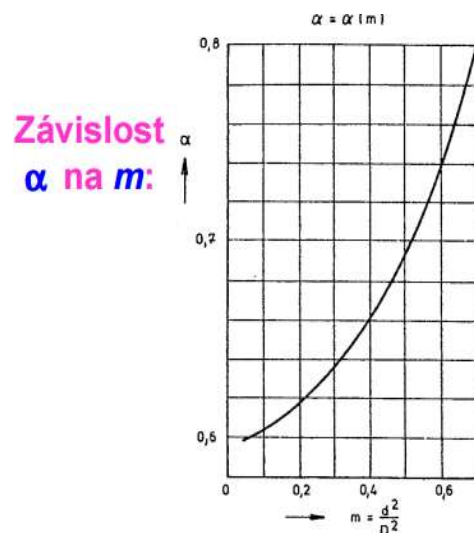
Pro informaci, níže je uveden výpočetní vztah (4) z již neplatné normy ČSN 25 7710 z roku 1959. Součinitel  $\alpha$  se nazývá „součinitel rozevření clony“ a stanoví se dle nomogramu z poměru kvadrátu průměru otvoru clony a vnitřního průměru potrubí při provozních podmínkách.

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot d_{ot,p}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_1}} \cdot \rho_1 \cdot \alpha \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (4)$$

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot 0,01835^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{2154,6}{2,175}} \cdot 2,175 \cdot 0,603$$

$$\dot{m}_d = 0,0154386 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \doteq 55,6 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_1} = 25,55 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$



Obrázek 5 Nomogram stanovení součinitele rozevření clony [8]

Rozdíly ve výsledku jsou relativně nízké, avšak přesnost výpočtu striktně závisí na přesnosti stanovení součinitele rozevření clony  $\alpha$  z nomogramu.

## 2.6 Měřené veličiny a použitá měřidla

V rámci laboratorního měření budou měřeny následující parametry:

**$p_{1,red}$  [hPa(a)] Tlak na sání kompresoru.** Vzhledem k absenci snímače tlaku v sacím potrubí šroubového kompresoru se jedná o měření barometrického, resp. atmosférického tlaku. Tlak bude měřen pomocí manometru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, případně z údajů z meteorologické stanice ve Slezské Ostravě, jejíž údaje jsou online přenášeny na webovou stránku: <http://pocasi.miksa.cz/>. Pozor, v obou případech se jedná již o tlak přepočtený resp. redukovaný na hladinu moře a je proto nutné tento tlak nejprve přepočítat na místní hodnotu tlaku z důvodu výpočtu výkonnosti kompresoru.

**$t_1$  [°C] Teplota na sání kompresoru.** Vzhledem k absenci snímače teploty v sacím potrubí šroubového kompresoru se jedná o měření teploty v laboratoři. Teplota bude měřena pomocí bimetalového teploměru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři.



Obrázek 6 Analogová meteorologická stanice

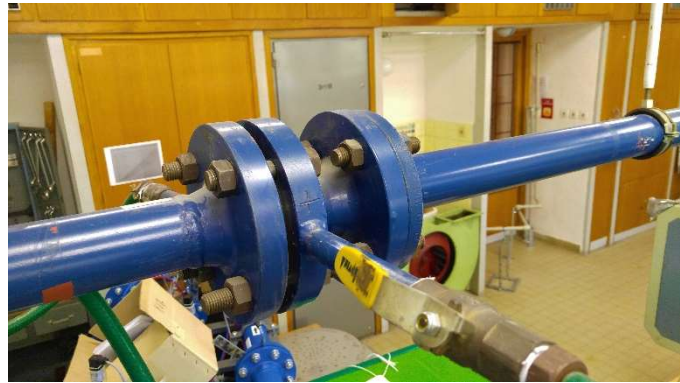
**$p_{p2}$  [bar(g)] Tlak na výtlaku kompresoru.** Tato veličina bude nastavována pomocí regulace škrcením ve výtlaku. Na výtláčné straně kompresoru se nachází kulový kohout, který bude při měření postupně uzavírán. Konkrétní hodnota relativního tlaku (přetlaku) bude sledována na analogovém manometru integrovaném do čelního panelu kompresorové jednotky. Přetlak bude regulován v rozsahu přibližně 1 až 5,0 bar s krokem 0,5 bar.



Obrázek 7 Čelní panel jednotky SE 25

*Pozn. Pozor, na manometru je uvedena jednotka „kPa x 100“. Což samozřejmě odpovídá výše zmiňované jednotce „bar“.*

$\Delta p$  [ $mm_{H_2O}$ ] **Diferenční tlak.** Je měřen pomocí U-manometru (U-trubice) s vodní náplní, který je připojen impulsními hadicemi k vývodům tlakové diference měřicí trati s centrickou clonou.



Obrázek 8 Měřicí trať s centrickou clonou DN50 PN40

$t_{cl}$  [ $^{\circ}C$ ] **Teplota na cloně.** Teplota je měřena rtuťovým teploměrem umístěným v teploměrové jímce naplněné vodou pro zajištění lepšího přestupu tepla mezi stlačeným vzduchem proudícím v potrubí a rtuť v teploměru.



Obrázek 9 Rtuťový teploměr umístěný v teploměrové jímce

$p_{p,cl}$  [ $kg \cdot cm^{-2}$ ] **Statický tlak na cloně.** Jedná se o přetlak měřený pomocí analogového manometru. Zde je třeba upozornit, že tlak je měřen pomocí analogového manometru v jednotkách [ $kg \cdot cm^{-2}$ ] neboli [ $Atm$ ] – jedná se o zastaralou jednotku tlaku, která nepatří do soustavy SI. Této jednotce se někdy také říká „technická atmosféra“ [6]. Současně je na manometru každá 1  $Atm$  rozdělena na 8 dílků (1 dílek =  $1/8$   $Atm$  neboli  $0,125$   $Atm$ ). Tento fakt je třeba brát v potaz při zapisování naměřených hodnot.



Obrázek 10 Manometr k měření statického tlaku na cloně

*Pozn. Také je třeba upozornit, že manometr nadměřuje. Při nulovém přetlaku uvnitř potrubí zobrazuje manometr hodnotu  $0,3125$   $Atm$ .*

$I_{P_{el}}$  [mA] **Elektrický proud pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru.** Jedná se měření pomocí převodníku činného výkonu (příkonu) v třífázové tří vodičově vyvážené síti MTP 303 od výrobce Metra Blansko a.s. Převodník zapojen v tzv. Áronově zapojení spolu s převodníkovými transformátory. Vlastní převodník je připojen k vyhodnocovací jednotce ADAM, jež je pomocí LAN kabelu připojena k počítači s vyhodnocovacím softwarem ADAMView, jenž zobrazuje a ukládá data z převodníku příkonu v miliampérech [mA]. Pro exaktní vyhodnocení elektrického příkonu je nezbytné provést přepočít na Watty [W]. Přepočít je uveden níže.



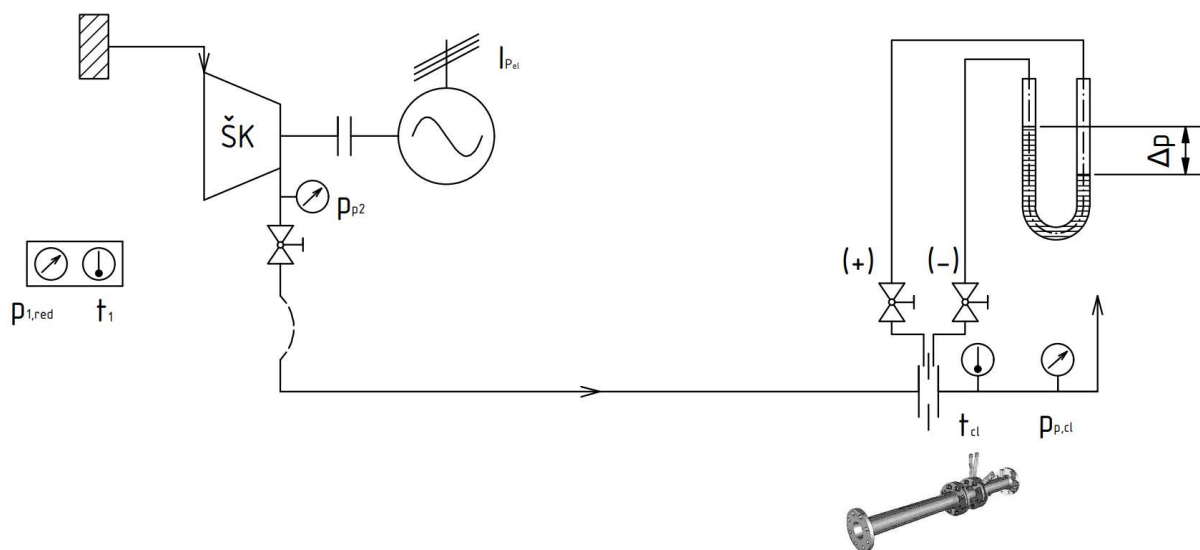
Obrázek 11 Vyhodnocovací jednotka ADAM a Převodník pro měření činného příkonu

Alternativně je možné měřit přímo **Elektrický příkon pohonu kompresoru  $P_{el}$  [kW]** pomocí speciálního zařízení pro měření různých elektrických veličin zobrazené na níže uvedeném obrázku.



Obrázek 12 Zařízení pro měření elektrických veličin

## 2.7 Schéma zapojení



Obrázek 13 Schéma zapojení aktivní části experimentálního standu pro měření kompresorové jednotky NK 40 se šroubovým kompresorem SE 25

## 2.8 Tabulka naměřených hodnot

Tabulka 5 Tabulka naměřených hodnot z měření šroubového kompresoru

| Zápis č.: | $p_{1,red}$<br>[hPa(a)] | $p_{p2}$<br>[bar(g)] | $t_1$<br>[°C] | $t_{cl}$<br>[°C] | $\Delta p$<br>[mm <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ] | $p_{p,cl}$<br>[kg · cm <sup>-2</sup> ] | $I_{Pel}$<br>[mA] |
|-----------|-------------------------|----------------------|---------------|------------------|---|--|-------------------|
| 1         |                         | 1                    |               |                  |   |  |                   |
| 2         |                         | 1,5                  |               |                  |   |  |                   |
| 3         |                         | 2                    |               |                  |   |  |                   |
| 4         |                         | 2,5                  |               |                  |   |  |                   |
| 5         |                         | 3                    |               |                  |   |  |                   |
| 6         |                         | 3,5                  |               |                  |   |  |                   |
| 7         |                         | 4                    |               |                  |   |  |                   |
| 8         |                         | 4,5                  |               |                  |   |  |                   |
| 9         |                         | 5                    |               |                  |   |  |                   |

Před vlastním měřením je nejprve nezbytně nutné uvést kompresor do provozní teploty. Kompresor se spustí zeleným tlačítkem na čelním panelu a nechá se přibližně 15 minut pracovat bez záznamu dat. Během tohoto času je nutné sledovat teploměr na čelním panelu, který indikuje teplotu oleje. Tato teplota se ustálí na hodnotě přibližně 60 až 70 °C, dle okolních podmínek. Jakmile je kompresor tzv. zahřátý, tak je možné začít měřit.

Každý řádek výše uvedené Tabulka 5 představuje jednu konkrétní polohu při uzavírání výtlačného kulového kohoutu při regulaci škrcením ve výtlačku.

První řádek reprezentuje stav plně otevřeného kulového kohoutu. Hodnota tlaku na manometru, integrovaném na čelním panelu kompresorové jednotky, tedy současně ukazuje protitlak v připojeném potrubním systému. Konkrétní hodnota tlaku v první řádce přibližně odpovídá  $p_{p2} = 1$  [bar].

V případě vyšší teploty v laboratoři je možné, že hodnota přetlaku bude mírně vyšší. V takovém případě je třeba zapsat skutečnou zobrazovanou hodnotu.

V každém řádku je nutné změřit a zapsat všechny hodnoty z Tabulka 5. Teprve poté je možné přivřít kulový kohout na další polohu, jež bude odpovídat zvýšení přetlaku na výtlačku kompresoru o 0,5 bar. Nicméně pozor, před dalším měřením je třeba nechat kompresor minimálně 20 sekund provozně se ustálit.

V případě mírné oscilace měřených veličin, především u měření elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu, je třeba do tabulky naměřených hodnota zapsat střední naměřenou hodnotu pozorované veličiny.

## 2.9 Základní přepočty

### 2.9.1 Přepočet tlaku na sání kompresoru

Z meteorologických stanic a barometrů je vždy získána hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{1,red} [hPa(a)]$ . Nicméně např. pro výpočet výkonnosti kompresoru je třeba znát skutečnou hodnotu atmosférického tlaku v místě měření.

Bude použit následující postup:

- 1) Pomocí barometru či lokální meteorologické stanice bude odečtena hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{1,red} [hPa(a)]$ .
- 2) Určete přibližnou nadmořskou výšku v místě měření  $h [m n. m.]$ . Použijte např. web: [mapy.cz](http://mapy.cz).
- 3) Stáhněte si webový nástroj: [BABINET\\_BOSCH.xls](#) (v případě nefunkčnosti odkazu kontaktujte vyučujícího). Výpočtář umožňuje, po zadání lokální nadmořské výšky  $h [m n. m.]$  a teploty v místě měření  $t_1 [^{\circ}C]$ , stanovit hodnotu redukováného barometrického tlaku pro běžný atmosférický tlak dle různých výpočetních metod (barometrických formulí).
- 4) Na základě výsledků zvolené barometrické formule a znalosti lineární interpolace či lineární extrapolace vypočtete hodnotu absolutního tlaku, resp. běžného atmosférického tlaku v místě měření  $p_1 [hPa(a)]$ .

Příklad výpočtu pro Babinetovu formuli a lineární extrapolaci: [1]

| Výška h [m]          |                                 | Teplota t [°C]       |                      |
|----------------------|---------------------------------|----------------------|----------------------|
| 250                  |                                 | 20                   |                      |
| Absolutní tlak       | Babinet formula                 | ICAO formula         | BOSCH formula        |
|                      | Tlak přepočtený na hladinu moře |                      |                      |
| p <sub>1</sub> [hPa] | p <sub>0</sub> [hPa]            | p <sub>0</sub> [hPa] | p <sub>0</sub> [hPa] |
| p <sub>1</sub>       | p <sub>0</sub>                  | p <sub>0</sub>       | p <sub>0</sub>       |
| 960                  | 988,19                          | 988,46               | 988,96               |
| 970                  | 998,48                          | 998,75               | 999,26               |
| 980                  | 1008,77                         | 1009,05              | 1009,56              |
| 990                  | 1019,07                         | 1019,35              | 1019,86              |
| 1000                 | 1029,36                         | 1029,64              | 1030,17              |
| 1010                 | 1039,65                         | 1039,94              | 1040,47              |
| 1020                 | 1049,95                         | 1050,23              | 1050,77              |
| 1030                 | 1060,24                         | 1060,53              | 1061,07              |
| 1040                 | 1070,53                         | 1070,83              | 1071,37              |
| 1050                 | 1080,83                         | 1081,12              | 1081,67              |

Absolutní tlak, resp. barometrický tlak v místě měření  $p_1 \doteq 967,98 \text{ [hPa(a)]} = \underline{\underline{96\,798 \text{ [Pa]}}}$

### 2.9.2 Přepočet tlaku na výtlaku kompresoru

Na výtlaku kompresoru je měřen relativní tlak – přetlak  $p_{p2} \text{ [100xkPa(g)]}$  neboli v  $[\text{bar(g)}]$ . Avšak pro následující výpočty je nezbytné jej nejprve převést na základní jednotky  $p_{p2} \text{ [Pa(g)]}$  a poté přepočítat na absolutní tlak na výtlaku kompresoru  $p_2 \text{ [Pa(a)]}$  pomocí rovnice (5).

$$p_2 = p_1 + p_{p2} \text{ [Pa(g)]} \Rightarrow p_2 \text{ [Pa(a)]} \quad (5)$$

### 2.9.3 Přepočet teploty na sání kompresoru

Pro následující výpočty, kde bude počítáno se stavovou rovnicí ideálního plynu, je třeba provést přepočet teploty na Kelvinovu stupnici, viz rovnice (6).

$$t_1 \text{ [°C]} \Rightarrow T_1 = t_1 + 273,15 \text{ [K]} \quad (6)$$

### 2.9.4 Přepočet teploty na cloně

Pro následující výpočty, kde bude počítáno se stavovou rovnicí ideálního plynu, je třeba provést přepočet teploty na Kelvinovu stupnici, viz rovnice (7).

$$t_{cl} \text{ [°C]} \Rightarrow T_{cl} = t_{cl} + 273,15 \text{ [K]} \quad (7)$$

### 2.9.5 Přepoččet diferenčního tlaku

Diferenční tlak je měřen pomocí U-manometru v  $[mm_{H_2O}]$ , nicméně pro výpočty je třeba provést přepoččet na základní jednotky tlaku  $[Pa]$ . Tento přepoččet se provede na základě znalosti rovnice (8) pro výpočet hydrostatického tlaku a tedy pomocí hustoty vodní náplně U-manometru při dané teplotě v laboratoři  $\rho_{H_2O} [kg \cdot m^{-3}]$ , tíhového zrychlení  $g = 9,81 [m \cdot s^{-2}]$  a diferenčního tlaku přepočteného na základní jednotky délky, resp. výšky  $[m_{H_2O}]$ .

$$\Delta p [mm_{H_2O}] \Rightarrow \Delta p [m_{H_2O}] \Rightarrow \Delta p = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot \Delta p [Pa] \quad (8)$$

*Pozn. Pomocný symbol (a) či (g), jenž je v této publikaci používán pro zdůraznění relativního či absolutního tlaku, nehraje v této situaci roli, protože se jedná o tlakovou diferenci neboli rozdíl tlaků.*

### 2.9.6 Přepoččet tlaku cloně

Statický tlak na cloně, ve formě relativního tlaku (přetlaku)  $p_{p,cl}$ , je měřen pomocí analogového manometru v jednotkách  $[kg \cdot cm^{-2}]$  neboli  $[Atm]$  – jedná se o zastaralou jednotku tlaku, která nepatří do soustavy SI. Této jednotce se někdy také říká „technická atmosféra“ [6]. Nicméně pro výpočty je třeba provést přepoččet na základní jednotky tlaku  $[Pa]$ . Tento přepoččet se provede na základě znalosti rovnice (9).

$$p_{p,cl} [kg \cdot cm^{-2}] \Rightarrow p_{p,cl} = p_{p,cl} [kg \cdot cm^{-2}] \cdot 98\,066 [Pa(g)] \quad (9)$$

Dalším krokem je přepoččet relativního statického tlaku na cloně  $p_{p,cl} [Pa(g)]$  na absolutní statický tlak na cloně  $p_{cl} [Pa(a)]$  a to pomocí rovnice (10).

$$p_{cl} = p_1 + p_{p,cl} [Pa(g)] \Rightarrow p_{cl} [Pa(a)] \quad (10)$$

### 2.9.7 Přepoččet elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru

Měřící rozsah elektrického příkonu převodníkem je 0 až 3291 [W] a výstupní signál z převodníku je v rozsahu 0 až 20 [mA]. Na základě znalosti těchto pěti veličin lze aplikovat lineární interpolaci k dopočtení veličiny šesté, tj. elektrický příkon na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p} [W]$ , viz již modifikovaná rovnice (11).

$$P_{el,IN-p} = \frac{\bar{I}_{P_{el}} \cdot 3291}{20} [W] \quad (11)$$

Výstupní proud z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT} [A]$  se vypočte z elektrického příkonu na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p} [W]$  a elektrického napětí na vstupu do převodníku  $U_{IN-p} = 230 [V]$  z rovnice (12).

$$I_{1T,OUT} = \frac{P_{el,IN-p}}{\sqrt{3} \cdot U_{IN-p}} [A] \quad (12)$$

Převodníkový transformátor má poměr elektrických proudů 150 [A]/1 [A]. Pomocí jednoduché trojčlenky lze tedy, na základě znalosti výstupního proudu z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT} [A]$ , vypočítat elektrický proud na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN} [A]$  a to pomocí již modifikované rovnice (13).

$$I_{1T,IN} = \frac{I_{1T,OUT} \cdot 150}{1} [A] \quad (13)$$



Dalším krokem je výpočet proudu na jedné fázi  $I_{1f}$  [A] a to ze znalosti počtu závitů transformátoru, tj. 20 a elektrického proudu na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN}$  [A] z rovnice (14).

$$I_{1f} = \frac{I_{1T,IN}}{20} [A] \quad (14)$$

Následujícím bodem je výpočet elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f}$  [W] a to ze znalosti elektrického napětí  $U = 230$  [V] a proudu na jedné fázi  $I_{1f}$  [A] z rovnice (15).

$$P_{el,1f} = U \cdot I_{1f} [W] \quad (15)$$

A posledním bodem je hledaný trojfázový elektrický příkon kompresorové jednotky  $P_{el}$  [W]. Ten se vypočítá z elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f}$  [W] z rovnice (16).

$$P_{el} = 3 \cdot P_{el,1f} [W] \quad (16)$$

*Pozn. Výše uvedený výpočet je snadno použitelný pro analýzu menšího množství naměřených dat. V případě rozboru většího množství dat je nevhodný a zdlouhavý. Proto byla vytvořena sumarizační empirická rovnice pro výpočet trojfázového elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el}$  [W], která tento výpočet nahrazuje, tak že v sobě obsahuje všechny nezbytné konstanty či parametry a tudíž jedinou proměnnou zůstává naměřený elektrický proud pro stanovení hledaného elektrického příkonu  $I_{P_{el}}$  [A]. Jedná se o rovnici (17).*

$$P_{el} [W] = \left( \frac{\frac{I_{P_{el}}^{3 \cdot 291}}{20} \cdot \frac{1}{\sqrt{3} \cdot 230} \cdot 230}{20} \right) \cdot 3 = \frac{5 \cdot 175 \cdot 3 \cdot 291}{\sqrt{3} \cdot 230 \cdot 20} \cdot I_{P_{el}} \doteq \boxed{2137,567 \cdot I_{P_{el}}} \quad (17)$$

*Pozn. V rámci výpočtu bylo předpokládáno napětí na jedné fázi  $U = 230$  [V], pokud by byla jeho hodnota jiná, tak je nezbytné vzít tento fakt v potaz a výše uvedené rovnice poupravit. Pokud bude použito zařízení pro měření elektrických veličin, tak přepočtení není potřebné a bude získán přímo elektrický příkon  $P_{el}$  [kW].*

## 2.10 Vypočtené hodnoty

### 2.10.1 Celkový tlakový poměr

Do výpočtu celkového tlakového poměru kompresoru  $\sigma_c$  [-] musí vstupovat absolutní tlaky, viz níže uvedená základní rovnice (18).

$$\sigma_c = \frac{p_2 [Pa(a)]}{p_1 [Pa(a)]} [-] \quad (18)$$

### 2.10.2 Hustota vzduchu na sání kompresoru

Výpočet hustoty  $\rho_{vzd,s}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je proveden pomocí základní stavové rovnice (19) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Měrnou plynovou konstantu pro vzduch je možné nalézt v termodynamických tabulkách. Její hodnota pro vzduch je  $r_{vzd} = 287$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ].

$$\rho_{vzd,s} = \frac{p_1}{r \cdot T_1} [kg \cdot m^{-3}] \quad (19)$$

### 2.10.3 Hustota vzduchu na cloně

Výpočet hustoty  $\rho_{vzd,cl}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je proveden opět pomocí obdobné základní stavové rovnice (20) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Teplotu a tlak na sání v tomto případě nahrazují příslušné veličiny měřené na cloně s indexem „cl“.

$$\rho_1 = \rho_{vzd,cl} = \frac{p_{cl}}{r \cdot T_{cl}} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (20)$$

*Pozn. Pro exaktní výpočet hustoty reálného plynu je možné z meteorologické stanice v laboratoři odečíst relativní vlhkost a hustotu poté spočítat např. pomocí doplňku pro MS Excel [CoolProp](#), softwaru EES (Engineering Equation Solver), jehož licenci jakožto studenti KE, FS, VŠB-TUO můžete získat, či jiného nástroje umožňujícího pracovat s médii o vlastnostech reálného plynu.*

### 2.10.4 Hmotnostní výkonnost kompresoru

Výpočet hmotnostní výkonnosti  $\dot{m}_d$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ], resp. hmotnostního toku plynu proudícího skrze clonu již byl naznačen v podkapitole 2.5. Existují tři možnosti stanovení hmotnostní výkonnosti:

1) Použití níže uvedeného vzorce (1), přičemž je nutné průtok přepočítat na základě aktuální hodnoty součinitele expanze  $\varepsilon$ , diferenčního tlaku  $\Delta p$  a hustoty na cloně  $\rho_1$ .

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1}$$

2) Použití níže uvedeného vzorce (4), kde je však třeba dbát na co nejpřesnější stanovení součinitele rozevření clony  $\alpha$ .

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot d_{ot,p}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_1}} \cdot \rho_1 \cdot \alpha$$

3) Lineární extrapolací dat z **tabulky cejchovních hodnot** z výše uvedené výpočetní karty clony. Na základě znalosti diferenčních tlaků a průtoků. Tato metoda je však nejméně přesná a je vhodná pouze pro orientační výpočet z důvodu odlišných návrhových podmínek od podmínek provozních, viz příklad výpočtu na níže uvedeném Obrázek 14. Z tohoto důvodu není tato metoda bez přepočtu měřidla doporučována!

#### TABULKA CEJCHOVNÍCH HODNOT

Hodnoty v kontrolním bodě

Q<sub>kb</sub>

18,407

m<sup>3</sup>/h

Δp

110,000

mm H<sub>2</sub>O

Q = K<sub>kb</sub> · √Δp = 1,755 · √Δp

m<sup>3</sup>/h

| Δp<br>mm H <sub>2</sub> O | Q<br>m <sup>3</sup> /h | v <sub>0</sub> za PP<br>m/s | p <sub>ztr</sub><br>mm H <sub>2</sub> O |
|---------------------------|------------------------|-----------------------------|---|
| 220,000                   | 25,938                 | 3,52                        | 187,953                                 |
| 210,000                   | 25,348                 | 3,44                        | 179,406                                 |
| 200,000                   | 24,744                 | 3,36                        | 170,859                                 |

Obrázek 14 Příklad výpočtu průtoku pomocí interpolační metody

### 2.10.5 Výkonnost kompresoru

Výkonnost kompresoru  $\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$ , neboli hmotnostní tok plynu výtlačným hrdlem kompresoru  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  přepočtený na podmínky v sání  $\rho_{vzd,s} [kg \cdot m^{-3}]$  se vypočte dle základní rovnice (21).

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_{vzd,s}} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (21)$$

*Pozn. Následně se výkonnost kompresoru přepočítá na  $[m^3 \cdot h^{-1}]$ , tak aby byl výsledek v souladu s technickým listem stroje.*

### 2.10.6 Měrná technická izotermická práce

Měrná technická izotermická práce  $a_{t,it} [J \cdot kg^{-1}]$  se vypočítá z měrné plynové konstanty pro vzduch  $r_{vzd} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ , teploty na sání kompresoru  $T_1 = T [K]$  a z celkového tlakového poměru  $\sigma_c [-]$  z rovnice (22).

$$a_{t,it} = r \cdot T \cdot \ln \sigma_c [J \cdot kg^{-1}] \quad (22)$$

*Pozn. Teplota na sání kompresoru, resp. teplota v laboratoři bude postupně mírně stoupat. Tento fakt je nezbytné vzít v potaz. V jednotlivých řádcích výpočtu bude tedy teplota odlišná, avšak vzhledem k nárůstu o jednotky stupně budou rozdíly ve výsledcích zanedbatelné.*

### 2.10.7 Izotermický příkon kompresoru

Izotermický příkon kompresoru  $P_{it} [W]$  se vypočte jako součin kvantity a kvality, resp. jako součin hmotnostní výkonnosti kompresoru  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  a měrné technické izotermické práce  $a_{t,it} [J \cdot kg^{-1}]$  z rovnice (23).

$$P_{it} = \dot{m}_d \cdot a_{t,it} [W] \quad (23)$$

### 2.10.8 Izotermická účinnost kompresoru

Izotermická účinnost kompresoru  $\eta_{it} [-]$  reprezentuje porovnávací účinnost energetického stroje, která se spočte jako podíl izotermického příkonu kompresoru  $P_{it} [W]$  a skutečného naměřeného elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el} [W]$  z rovnice (24).

$$\eta_{it} = \frac{P_{it}}{P_{el}} [-] \quad (24)$$

### 2.10.9 Měrná spotřeba energie

Měrná spotřeba energie  $c [kWh \cdot m^{-3}]$  představuje technickoekonomický parametr, jenž říká kolik energie je zapotřebí pro výrobu jednoho metru kubického stlačeného plynu. Vypočte se jako podíl elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el} [W]$  a výkonnosti kompresoru  $\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$  z rovnice (25)

$$c = \frac{P_{el}}{\dot{V}_d} [kWh \cdot m^{-3}] \quad (25)$$

## 2.11 Příklad měření a jeho výsledků

### 2.11.1 Výsledky měření a navazujících výpočtů

Tabulka 6 Výsledky vzorového měření na šroubovém kompresoru

| Zápis č.: | $p_{1,red}$<br>[hPa(a)] | $p_{p2}$<br>[bar(g)] | $t_1$<br>[°C] | $t_{cl}$<br>[°C] | $\Delta p$<br>[mm <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ] | $p_{p,cl}$<br>[kg · cm <sup>-2</sup> ] | $I_{p_{el}}$<br>[mA] |
|-----------|-------------------------|----------------------|---------------|------------------|---|--|----------------------|
| 1         | 1023,5                  | <b>1</b>             | 22,7          | 22,6             | 210   | 0,0625                                 | 2,300                |
| 2         | 1023,5                  | <b>1,5</b>           | 23,0          | 23,1             | 205   | 0,0625                                 | 2,304                |
| 3         | 1023,5                  | <b>2</b>             | 23,0          | 23,6             | 205   | 0,0625                                 | 2,307                |
| 4         | 1023,5                  | <b>2,5</b>           | 23,5          | 24,3             | 203   | 0,0625                                 | 2,317                |
| 5         | 1023,5                  | <b>3</b>             | 23,6          | 24,8             | 203   | 0,0625                                 | 2,328                |
| 6         | 1023,5                  | <b>3,5</b>           | 23,7          | 25,3             | 203   | 0,0625                                 | 2,335                |
| 7         | 1023,5                  | <b>4</b>             | 23,9          | 25,7             | 203   | 0,0625                                 | 2,330                |
| 8         | 1023,5                  | <b>4,5</b>           | 24,0          | 26,0             | 202   | 0,0625                                 | 2,325                |
| 9         | 1023,5                  | <b>5</b>             | 24,0          | 26,3             | 202   | 0,0625                                 | 2,359                |

Naměřený barometrický tlak byl během vzorového měření konstantní.

Dále je patrné, že přetlak na výtlaku kompresoru (před kulovým kohoutem uvnitř kompresorové jednotky) narůstá s přivíráním kulového kohoutu. Tlak na cloně se nemění. Z tohoto faktu plyne, že tlak v připojeném systému, jenž je však otevřen do atmosféry, není ovlivňován regulací škrcení na výtlaku šroubového kompresoru.

Teplota na sání kompresoru (teplota v laboratoři) a teplota na cloně při měření postupně stoupají. To je způsobeno rostoucí teplotou v uzavřené laboratoři z důvodu odvodu tepla z chladiče kompresorové jednotky.

Diferenční tlak měřený na cloně při regulaci škrcením na výtlaku kompresoru mírně klesá. Tzn., že s rostoucím tlakem na výtlaku kompresoru mírně klesá i jeho výkonnost. Nicméně i přes tento fakt je zde předpoklad velmi strmé tlakové charakteristiky.

Statický tlak na cloně je zapsán již s odpočtenou chybou měření 0,3125 Atm, o kterou daný manometr nadměřuje.

Elektrický proud pro určení elektrického příkonu a tedy i příkon při škrcení na výtlaku narůstá. Důvodem tohoto jevu je zvyšující se protitlak na výtlaku kompresoru. Přičemž kompresor potřebuje více energie k překonání tohoto protitlaku. Nicméně je zde zachycena mírná oscilace příkonu v druhé polovině měřeného rozsahu.

Tabulka 7 Základní přepočty

| Zápis č.: | $p_1$<br>[Pa(a)] | $p_{p2}$<br>[Pa(a)] | $T_1$<br>[K] | $T_{cl}$<br>[K] | $\Delta p$<br>[Pa] | $p_{p,cl}$<br>[Pa(g)] | $P_{el}$<br>[W] |
|-----------|------------------|---------------------|--------------|-----------------|--------------------|-----------------------|-----------------|
| 1         | 99431            | 199431              | 295,9        | 295,8           | 2057               | 6129                  | 4916,4          |
| 2         | 99431            | 249431              | 296,15       | 296,25          | 2008               | 6129                  | 4925,0          |
| 3         | 99431            | 299431              | 296,15       | 296,75          | 2008               | 6129                  | 4931,4          |
| 4         | 99431            | 349431              | 296,65       | 297,45          | 1988               | 6129                  | 4952,7          |
| 5         | 99431            | 399431              | 296,75       | 297,95          | 1988               | 6129                  | 4976,3          |
| 6         | 99431            | 449431              | 296,85       | 298,45          | 1988               | 6129                  | 4991,2          |
| 7         | 99431            | 499431              | 297,05       | 298,85          | 1988               | 6129                  | 4980,5          |
| 8         | 99431            | 549431              | 297,15       | 299,15          | 1978               | 6129                  | 4969,8          |
| 9         | 99431            | 599431              | 297,15       | 299,45          | 1978               | 6129                  | 5042,5          |

Základními přepočty byly především přepočítány naměřené tlaky na absolutní hodnoty pro následný výpočet celkového tlakového poměru a také teploty byly přepočteny na Kelvinovu stupnici z důvodu aplikace 1. zákona termodynamiky a stavové rovnice.

Tabulka 8 Vypočtené hodnoty

| $\sigma_c$<br>[-] | $\rho_{vzd,s}$<br>[kg · m <sup>-3</sup> ] | $\rho_{vzd,cl}$<br>[kg · m <sup>-3</sup> ] | $\dot{m}_d$<br>[kg · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] | $a_{t,it}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $P_{it}$<br>[W] | $\eta_{it}$<br>[-] | $c$<br>[kWh · m <sup>-3</sup> ] |
|-------------------|---|--|--|--|--|---------------------------------------|-----------------|--------------------|---------------------------------|
| 2,0               | 1,171                                     | 1,244                                      | 0,01141                                | 0,00974  | 35,1   | 59097,0                               | 674,0           | 0,137              | 0,140                           |
| 2,5               | 1,170                                     | 1,242                                      | 0,01126                                | 0,00962  | 34,6   | 78171,5                               | 880,2           | 0,179              | 0,142                           |
| 3,0               | 1,170                                     | 1,239                                      | 0,01125                                | 0,00962  | 34,6   | 93700,2                               | 1054,1          | 0,214              | 0,142                           |
| 3,5               | 1,168                                     | 1,237                                      | 0,01118                                | 0,00957  | 34,5   | 107005,7                              | 1196,5          | 0,242              | 0,144                           |
| 4,0               | 1,167                                     | 1,234                                      | 0,01117                                | 0,00957  | 34,5   | 118431,6                              | 1323,2          | 0,266              | 0,144                           |
| 4,5               | 1,167                                     | 1,232                                      | 0,01116                                | 0,00956  | 34,4   | 128519,7                              | 1434,7          | 0,287              | 0,145                           |
| 5,0               | 1,166                                     | 1,231                                      | 0,01116                                | 0,00956  | 34,4   | 137599,4                              | 1535,0          | 0,308              | 0,145                           |
| 5,5               | 1,166                                     | 1,230                                      | 0,01112                                | 0,00954  | 34,3   | 145782,8                              | 1621,5          | 0,326              | 0,145                           |
| 6,0               | 1,166                                     | 1,228                                      | 0,01112                                | 0,00953  | 34,3   | 153210,6                              | 1703,2          | 0,338              | 0,147                           |

## 2.12 Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření

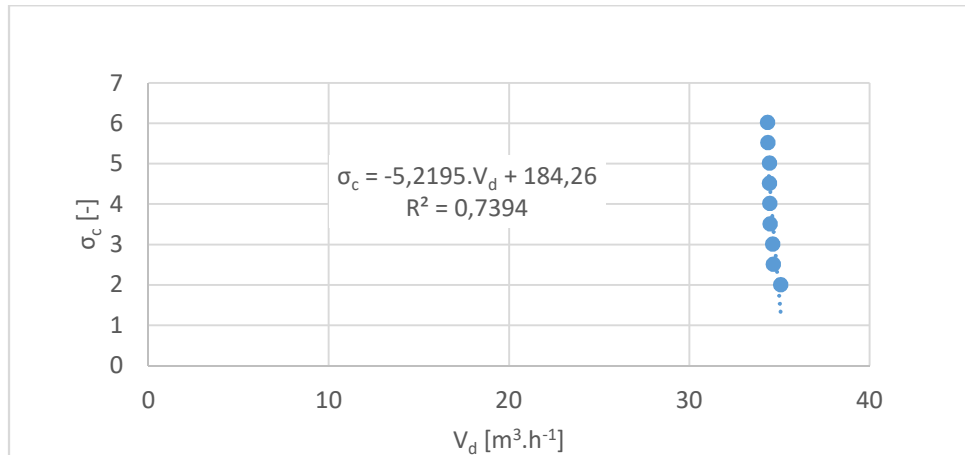
Energetické charakteristiky jsou křivky, vzniknuvší na základě naměřených a vypočtených hodnot. Pomocí těchto křivek lze následně vyhodnotit pracovní proces energetického zařízení, např. kompresoru, a tak zjistit, jak se analyzovaný stroj chová v různých provozních stavech.

### 2.12.1 Tlaková charakteristika

Tlakovou charakteristiku neboli charakteristiku stroje je možné zapsat různými způsoby, přičemž u kompresorů se nejčastěji jedná např. o závislost celkového tlakového poměru na výkonnosti kompresoru  $\sigma_c = f(\dot{V}_d)$ . Tlaková charakteristika má vždy klesající charakter.

Křivka svým tvarem prozrazuje, že s rostoucím celkovým tlakovým poměrem dochází k poklesu výkonnosti pístového kompresoru. Rostoucí protitlak tlakovzdušné sítě, či v tomto případě přivíraného kulového kohoutu, způsobuje pokles výkonnosti kompresoru.

Vlastní tvar tlakové charakteristiky na Obrázek 15 ukazuje, že měřený šroubový kompresor je v relativně velmi dobrém technickém stavu, protože u objemového kompresoru dochází s rostoucím protitlakem pouze k minimální změně výkonnosti. V zobrazeném rozsahu výkonnosti od 0 do  $\dot{V}_{d,max}$  má křivka velmi strmý charakter.

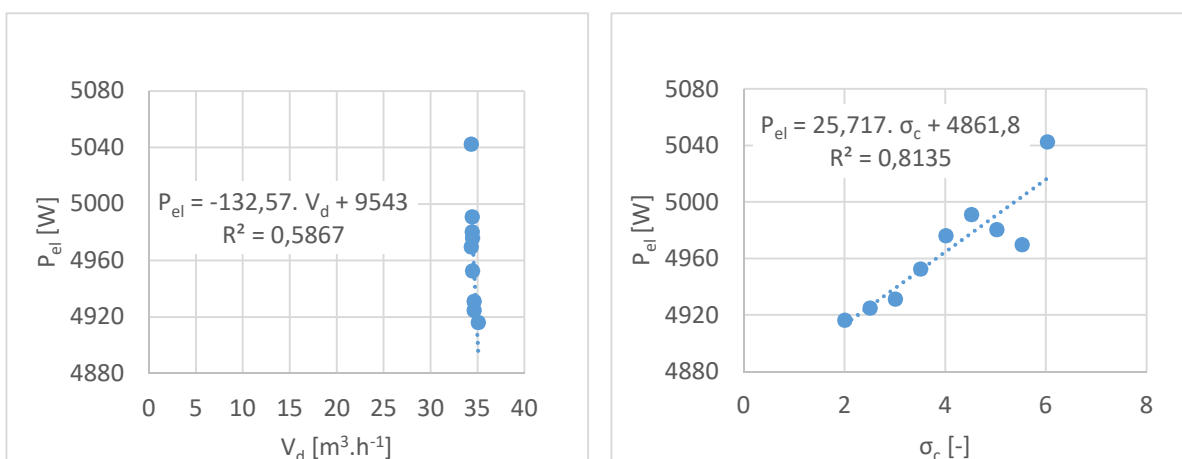


Obrázek 15 Tlaková charakteristika měřeného šroubového kompresoru NK 40 v jednotce SE 25

### 2.12.2 Příkonová charakteristika

Příkonová charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $P_{el} = f(\sigma_c)$ .

U objemových kompresorů má charakteristika  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  klesající ráz, tzn. čím vyšší je výkonnost kompresoru, tím menší je jeho příkon. Tento jev lze snadno vysvětlit v souvislosti s charakteristikou  $P_{el} = f(\sigma_c)$ , která má rostoucí ráz. Čím vyšší je tlak, na který kompresor plyn stlačuje, tak tím vyšší je energie potřebná k tomuto stlačení, viz Obrázek 16.



$$P_{el} = f(\dot{V}_d)$$

$$P_{el} = f(\sigma_c)$$

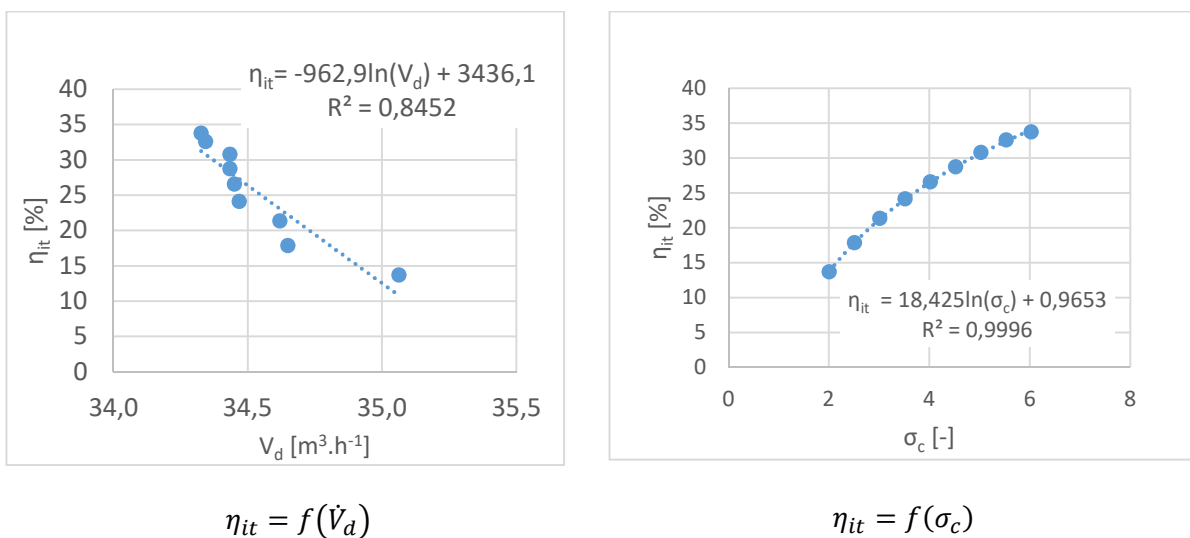
Obrázek 16 Příkonové charakteristiky měřeného šroubového kompresoru NK 40 v jednotce SE 25

### 2.12.3 Účinnostní charakteristika

Účinnostní charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $\eta_{it} = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $\eta_{it} = f(\sigma_c)$ . V tomto případě je účinnostní charakteristika zapsána pro izotermickou účinnost kompresoru.

Obě formy účinnostní charakteristiky mají své lokální maximum, tedy stav, při kterém stroj pracuje s nejvyšší účinností. V případě připojeného potrubního systému by měl být navržený kompresor dimenzován tak, aby se provozní bod stroje pohyboval v blízkosti maximální účinnosti kompresoru.

Z Obrázek 17 je patrné, že není ani v jednom případě dosaženo maximální účinnosti provozu stroje. Důvodem pro tuto situaci je výrobcem omezený maximální možný dosažitelný tlak. V datasheetu stroje je uveden výtlačný přetlak 1 až 0,8 MPa. Avšak pojistný ventil je výrobcem kompresoru nastaven tak, že začne odfukovat plyn do atmosféry při dosažení maximálního výtlačného přetlaku přibližně 5,5 bar (0,55 MPa).



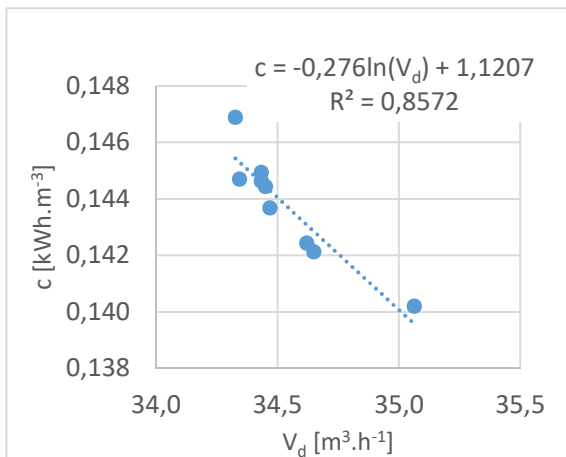
Obrázek 17 Účinnostní charakteristiky měřeného šroubového kompresoru NK 40 v jednotce SE 25

*Pozn. Protože se jedná o šroubový kompresor s vestavěným tlakovým poměrem  $\pi$  [-], tak v pracovním prostoru stroje dojde až ke kompresi na konstrukční tlak, ale při kontaktu s výtlačkem je hodnota výstupního přetlaku autoregulována na protitlak, jenž je dán připojeným potrubním systémem a jeho odporem či polohou výtlačného kulového kohoutu, což případ tohoto měření.*

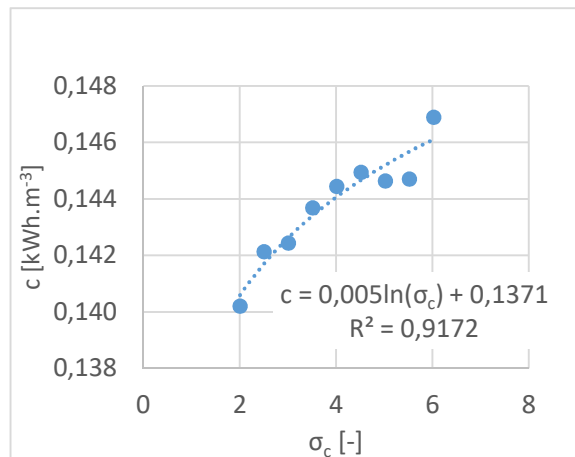
### 2.12.4 Charakteristika měrné spotřeby energie

Charakteristika měrné spotřeby energie je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $c = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $c = f(\sigma_c)$ . Měrná spotřeba energie je technickoekonomický parametr, jenž v případě kompresorů stanovuje množství energie potřebné pro výrobu jednoho metru kubického stlačeného plynu.

Charakteristika  $c = f(\dot{V}_d)$  má klesající charakter, tedy čím větší je výkonnost kompresoru, tím menší množství energie je třeba na výrobu jednotkového množství stlačeného plynu. Naopak charakteristika  $c = f(\sigma_c)$  ukazuje, že čím vyšší je tlak komprimovaného plynu, resp. čím vyšší je celkový tlakový poměr, tak tím vyšší je i měrná spotřeba energie, viz Obrázek 18.



$$c = f(\dot{V}_d)$$



$$c = f(\sigma_c)$$

Obrázek 18 Charakteristiky měrné spotřeby energie měřeného šroubového kompresoru NK 40 v jednotce SE 25

### 2.13 Závěr měření na šroubovém kompresoru

Poloprovozním měřením jednostupňového šroubového kompresoru NK 40, jenž je integrován v kompresorové jednotce SE 25 byly stanoveny parametry nezbytné pro výpočet výkonnosti kompresoru a k vygenerování energetických charakteristik, jež vyhodnotily provoz daného stroje.

Měřený kompresor, resp. jednotka je v dobrém technickém stavu a je nastaven a provozován pod úrovní datasheetového provozního tlaku. Tato fakta byla zjištěna na základě níže uvedených skutečností:

- Kompresor by měl dle datasheetu stlačit plyn na výtlačný přetlak 1 až 0,8 MPa. Avšak pojistný ventil je výrobcem kompresoru nastaven tak, že začne odfukovat plyn do atmosféry při dosažení maximálního výtlačného přetlaku přibližně 5,5 bar (0,55 MPa). Toto opatření je realizováno z důvodu provozní bezpečnosti při provozu kompresoru v laboratorních podmínkách v přítomnosti studentů,
- Tvar tlakové charakteristiky ukazuje, že měření šroubový kompresor je v relativně velmi dobrém technickém stavu, protože u objemového kompresoru dochází s rostoucím protitlakem pouze k minimální změně výkonnosti,
- Měrná spotřeba energie se při měření pohybuje přibližně od 0,157 do 0,167 kWh/m<sup>3</sup>. Avšak optimem pro šroubové kompresory je měrná spotřeba energie cca 0,1 kWh/m<sup>3</sup>. Z tohoto faktu je patrné, že kompresor vyrábí stlačený vzduch o cca 60 až 70 % draž než v optimálním stavu,
- U měření elektrického příkonu byla zjištěna mírná oscilace v druhé polovině měřeného rozsahu. S rostoucím protitlakem při škrcení ve výtlačku byla však tato oscilace eliminována a příkon vzrostl dle předpokladů,
- O dobrém technickém stavu kompresoru svědčí naměřená výkonnost, která se pohybuje na horní hranici rozsahu, jenž je uveden v datasheetu stroje.



## **Měření č. 3**

**Měření na axiálním ventilátoru s pohonem elektromotorem za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy**

# 1 Obsah

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 2      | Měření na axiálním ventilátoru s pohonem elektromotorem za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy ..... | 3  |
| 2.1    | Zadání .....  | 3  |
| 2.2    | Výpis ze štítku měřeného stroje .....   | 3  |
| 2.3    | Měření průtoku .....  | 5  |
| 2.4    | Měřené veličiny a použitá měřidla .....   | 7  |
| 2.5    | Schéma zapojení a popis funkce měřeného axiálního ventilátoru .....   | 10 |
| 2.6    | Tabulka naměřených hodnot .....   | 10 |
| 2.7    | Základní přepočty .....   | 11 |
| 2.7.1  | Přepočet tlaku na sání ventilátoru .....  | 11 |
| 2.7.2  | Přepočet teploty na sání ventilátoru .....  | 12 |
| 2.7.3  | Přepočet statického tlaku měřeného Prandtlovou sondou .....   | 12 |
| 2.7.4  | Přepočet elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru .....   | 12 |
| 2.7.5  | Přepočet objemového průtoku vzduchu v místě měření .....  | 13 |
| 2.8    | Vypočtené hodnoty .....   | 14 |
| 2.8.1  | Celkový tlakový poměr .....   | 14 |
| 2.8.2  | Hustota vzduchu na sání ventilátoru .....   | 14 |
| 2.8.3  | Hustota vzduchu na výtlaku ventilátoru .....  | 14 |
| 2.8.4  | Hmotnostní tok vzduchu proudícího skrz ventilátor .....   | 14 |
| 2.8.5  | Výkonnost ventilátoru .....   | 14 |
| 2.8.6  | Měrná spotřeba energie .....  | 14 |
| 2.8.7  | Změna tlakové energie vzduchu ve ventilátoru .....  | 15 |
| 2.8.8  | Energetická účinnost ventilátoru .....  | 15 |
| 2.9    | Příklad měření a jeho výsledků .....  | 15 |
| 2.9.1  | Výsledky měření a navazujících výpočtů .....  | 15 |
| 2.10   | Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření .....  | 16 |
| 2.10.1 | Tlaková charakteristika .....   | 17 |
| 2.10.2 | Příkonová charakteristika .....   | 17 |
| 2.10.3 | Účinnostní charakteristika .....  | 18 |
| 2.10.4 | Charakteristika měrné spotřeby energie .....  | 18 |
| 2.11   | Závěr měření na axiálním ventilátoru s pohonem elektromotorem .....   | 19 |

## 2 Měření na axiálním ventilátoru s pohonem elektromotorem za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy

### 2.1 Zadání

Na základě poloprovozního měření axiálního ventilátoru, jenž je poháněn elektromotorem a nepřímé metody „měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy“ stanovte výkonnost ventilátoru a další důležité parametry nutné pro vygenerování energetických charakteristik analyzovaného stroje při regulačním zásahu „škrcení ve výtlačném potrubí ventilátoru“.

### 2.2 Výpis ze štítku měřeného stroje

Měření proběhne na axiálním ventilátoru APXK 315, viz níže uvedený Obrázek 1.




Obrázek 1 Axiální ventilátor s připojeným sacím bez připojeného sacího a výtlačného potrubí

Tabulka 1 Výpis ze štítku měřeného axiálního ventilátoru

| <b>Ventilátor</b>  |          |                    |
|--|----------|--------------------|
|  |          |                    |
| <b>Popis</b>   | Velikost | Jednotky           |
| <b>Typ</b>   | APXK 315 | -                  |
| <b>Druh</b>  | Axiální  | -                  |
| <b>Jmenovitý výkon (výkonnost) <math>Q_v</math></b>                                | 0,22     | $m^3 \cdot s^{-1}$ |
| <b>Hustota (vzduchu na výtlaku) <math>\rho</math></b>                              | 1,3      | $kg \cdot m^{-3}$  |
| <b>Výtlačný přetlak <math>\Delta p_{cv}</math></b>                                 | 480      | Pa                 |
| <b>Příkon <math>P_p</math></b>   | 0,8      | kW                 |
| <b>Otáčky</b>  | 2850     | $min^{-1}$         |

Tabulka 2 Výpis ze štítku elektromotoru měřeného axiálního ventilátoru

| <b>Elektromotor</b>  |                              |              |
|--|------------------------------|--------------|
|  |                              |              |
| <b>Popis</b>   | Velikost                     | Jednotky     |
| <b>Typ</b>   | Asynchronní motor, třífázový | -            |
| <b>Výkon</b>   | 0,8                          | kW           |
| <b>Otáčky</b>  | 2850                         | $min^{-min}$ |

## 2.3 Měření průtoku

Hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku ventilátoru  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$ , který se též někdy nazývá jako hmotnostní výkonnost, může být získán různými metodami, ať už přímým či nepřímým měřením. Měření průtoku tekutin patří mezi důležité oblasti měření neelektrických veličin. Existuje velké množství fyzikálních principů a metod měření i různé typy průtokoměrů, viz Obrázek 2.

### 1. Průtokoměry pro měření tlakové diference

### 2. Rotametry

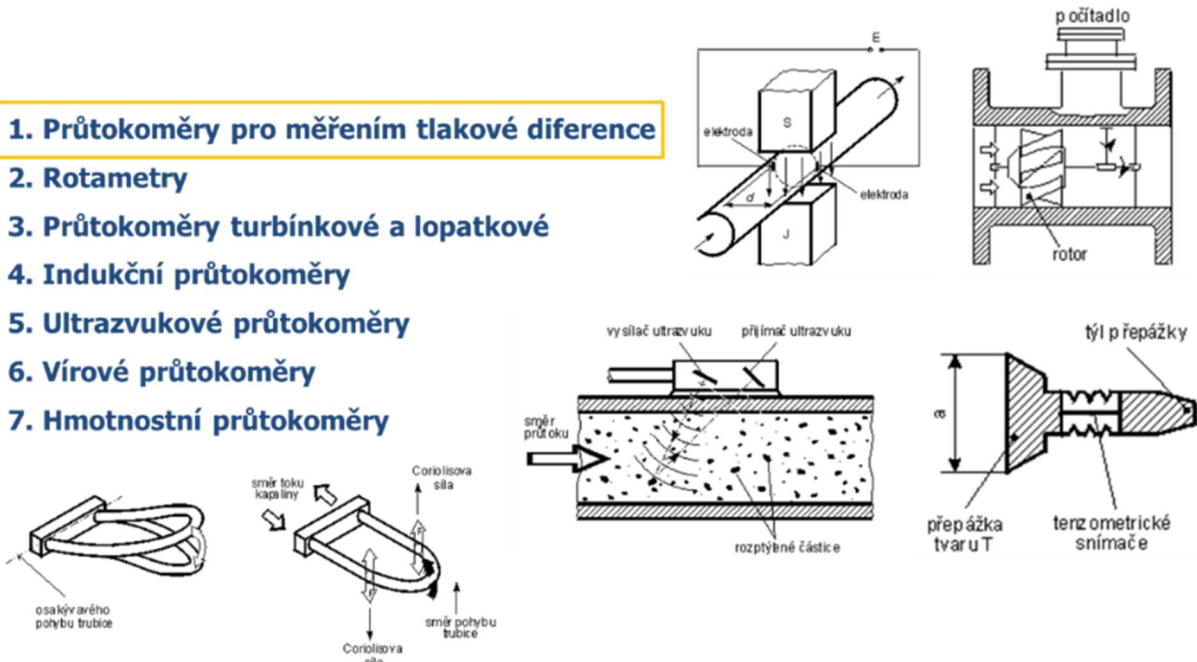
### 3. Průtokoměry turbínkové a lopatkové

### 4. Indukční průtokoměry

### 5. Ultrazvukové průtokoměry

### 6. Vírové průtokoměry

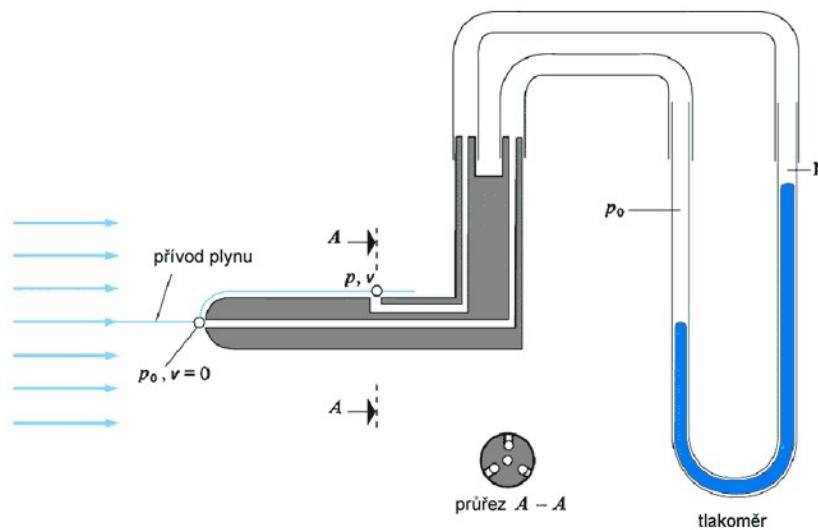
### 7. Hmotnostní průtokoměry



Obrázek 2 Souhrn různých metod měření průtoku tekutin [3, 4]

Pro potřeby této měřicí úlohy byla zvolena jedna z nejčastějších metod měření a to nepřímá metoda měření průtoku a to měření pomocí „**Průtokoměrů pro měření tlakové diference**“ neboli „**diferenčního tlaku**“.

Jak již bylo uvedeno, tak se jedná o nepřímou metodu měření, kdy není měřen přímo průtok, ale v případě měření pomocí Prandtlovy sondy (trubice), je měřen rozdíl celkového a statického tlaku, viz Obrázek 3.



Obrázek 3 Princip měření pomocí Prandtlovy trubice [7]

Diferenční tlak  $\Delta p$  [Pa] je v tomto případě současně tlakem dynamickým, viz níže uvedená přepočtová rovnice (1), kde se celkový tlak  $p_c$  [Pa] vypočítá jako součet statického tlaku  $p_s$  [Pa] (tlaku okolního plynu) a dynamického tlaku  $p_d$  [Pa] (tlaku, jenž je přímo úměrný druhé mocnině okamžité rychlosti v daném místě).

$$p_c = p_s + p_d \text{ [Pa]} \quad (1)$$

Diferenční neboli v tomto případě, dynamický tlak  $\Delta p = p_d$  [Pa] se tedy vypočte z upravené formy výše uvedené rovnice, tedy ze vztahu (2).

$$p_d = p_c - p_s \text{ [Pa]} \quad (2)$$

Okamžitá rychlost proudění měřené tekutiny v daném bodě  $w_i$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] se poté vypočte z diferenčního tlaku  $\Delta p$  [Pa] a hustoty měřené tekutiny za provozních podmínek  $\rho_i$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] z rovnice (3).

$$w_i = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_i}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

*Pozn. z důvodu co nejvyšší relevantnosti by se mělo jednat o střední rychlost proudění, jež vznikne jako aritmetický průměr z několika naměřených rychlostí, tedy ze stanovení rychlostního profilu v měřeném potrubí.*

*V rámci této měřicí úlohy bude z důvodu relativně malého průměru výtlačného potrubí měřen pouze stav v ose potrubí.*

Objemový průtok v místě měření  $\dot{V}_i$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] se následně vypočítá z průtočného průřezu  $S_i$  [ $m^2$ ] v místě měření a výše vypočtené okamžité rychlosti proudění měřené tekutiny v daném bodě  $w_i$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] z rovnice (4).

$$\dot{V}_i = S_i \cdot w_i = \frac{\pi}{4} \cdot D_{IN,p}^2 \cdot w_i \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4)$$

*Pozn. Měřicí úloha je realizována ve vzduchotechnickém potrubí kruhového průřezu, takže  $D_{IN,p}$  [m] představuje vnitřní průměr potrubí při provozních podmínkách.*

*U nízkotlakých ventilátorů vypočtený objemový průtok velmi blízký výkonnosti ventilátoru  $\dot{V}_i \sim \dot{V}_d$ , jež se vypočte jako hmotnostní průtok plynu ve výtlačném potrubí přepočtený na podmínky v sání.*

Hmotnostní průtok, resp. hmotnostní výkonnost ventilátoru  $\dot{m}_d$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] je možné následně vypočítat ze známé rovnice jako součin objemového průtoku v místě měření  $\dot{V}_i$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] a hustoty měřené tekutiny za provozních podmínek  $\rho_i$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] z rovnice (5).

$$\dot{m}_d = \dot{V}_i \cdot \rho_i \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5)$$

V této měřicí úloze nebude Prandtlova trubice připojena kapalinového tlakoměru (U-manometru), tak jako je tomu na výše uvedeném Obrázek 3, ale bude pomocí impulsních hadiček připojena k vyhodnocovací jednotce AirFlow, viz níže uvedený Obrázek 4.

**Dále bud realizována regulace ve výtlačném potrubí ventilátoru, proto bude mít dolní index „i“ hodnotu „2“.**



Obrázek 4 Prandtlova trubice připojená k vyhodnocovací jednotce AirFlow PVM620

V tomto případě je pouze potřeba nastavit ve vyhodnocovací jednotce podmínky měření (tlak a teplotu okolí), tvar potrubí a s tím související vnitřní rozměr potrubí. V tomto případě se jedná o potrubí kruhového průřezu a nastavovaným charakteristickým rozměrem je vnitřní průměr potrubí v místě měření  $D_{IN} = 145 \text{ mm}$ . Jednotka pak automaticky vyhodnocuje a zobrazuje objemový průtok, rychlost proudění, diferenční tlak a v případě odpojení a ucpání plusového odběru, také statický tlak v místě měření.

#### 2.4 Měřené veličiny a použitá měřidla

V rámci laboratorního měření budou měřeny následující parametry:

**$p_{1,red}$  [hPa(a)] Tlak na sání ventilátoru.** Vzhledem k absenci snímače tlaku v sacím potrubí axiálního ventilátoru se jedná o měření barometrického, resp. atmosférického tlaku. Tlak bude měřen pomocí manometru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, případně z údajů z meteorologické stanice ve Slezské Ostravě, jejíž údaje jsou online přenášeny na webovou stránku: <http://pocasi.miksa.cz/>. Pozor, v obou případech se jedná již o tlak přepočtený resp. redukovaný na hladinu moře a je proto nutné tento tlak nejprve přepočítat na místní hodnotu tlaku z důvodu výpočtu výkonnosti ventilátoru.

**$t_1$  [°C] Teplota na sání ventilátoru.** Vzhledem k absenci snímače teploty v sacím potrubí ventilátoru se jedná o měření teploty v laboratoři. Teplota bude měřena pomocí bimetalového teploměru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři.



Obrázek 5 Analogová meteorologická stanice

$\Delta p$  [Pa] **Diferenční tlak.** Je měřen pomocí Prandtlvy trubice připojené oběma impulsními hadičkami k vývodům tlakové difference vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620, viz Obrázek 4.

- Odběr celkového tlaku je označován (+)
- Odběr statického tlaku je označován (-)

Na níže uvedeném Obrázek 6 je názorně zobrazeno, kde je diferenční tlak na displeji vyhodnocovací jednotky odečítán.



Obrázek 6 Odečet diferenčního tlaku z displeje vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620

$p_{p2}$  [Pa(g)] **Statický tlak na výtlaku ventilátoru.** Jedná se o relativní tlak a je měřen pomocí Prandtlvy trubice, k níž je připojena pouze impulsní hadička k (mínusovému) vývodu vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620, viz Obrázek 4. Plusová impulsní hadička je z vývodu Prandtlvy sondy odpojena. Plusový vývod Prandtlvy sondy tak ústí volně do atmosféry.

- Odběr celkového tlaku je označován (+)
- Odběr statického tlaku je označován (-)

Na výše uvedeném Obrázek 6 je názorně zobrazeno, kde je statický tlak na displeji vyhodnocovací jednotky odečítán.

**Pozn. Pokud je odpojen správný vývod s označením (-), pak číslo, které jednotka ukazuje je záporné a při regulaci škrcením postupně roste v záporném slova smyslu. Do tabulky výsledků je poté nutné dosazovat absolutní hodnotu statického tlaku!**

**Pozn. Pro zvýšení kvality měření pomocí Prandtlvy sondy a snížení oscilace je doporučeno posunout zátku, jež je vidět na Obrázek 4, na kótu 72,5 mm od špičky sondy. Tím se jasně definuje pozice v ose potrubí a také se utěsní otvor pro sondu.**



$I_{P_{el}}$  [mA] **Elektrický proud pro stanovení elektrického příkonu pohonu ventilátoru.** Jedná se měření pomocí převodníku činného výkonu (příkonu) v třífázové tří vodičově vyvážené síti MTP 303 od výrobce Metra Blansko a.s. Převodník zapojen v tzv. Áronově zapojení spolu s převodníkovými transformátory. Vlastní převodník je připojen k vyhodnocovací jednotce ADAM, jež je pomocí LAN kabelu připojena k počítači s vyhodnocovacím softwarem ADAMView, jenž zobrazuje a ukládá data z převodníku příkonu v miliampérech [mA]. Pro exaktní vyhodnocení elektrického příkonu je nezbytné provést přepočít na Watty [W]. Přepočít je uveden níže v této kapitole.



Obrázek 7 Vyhodnocovací jednotka ADAM a Převodník pro měření činného příkonu

Alternativně je možné měřit přímo **Elektrický příkon pohonu ventilátoru  $P_{el}$  [kW]** pomocí speciálního zařízení pro měření různých elektrických veličin zobrazené na níže uvedeném obrázku.



Obrázek 8 Zařízení pro měření elektrických veličin

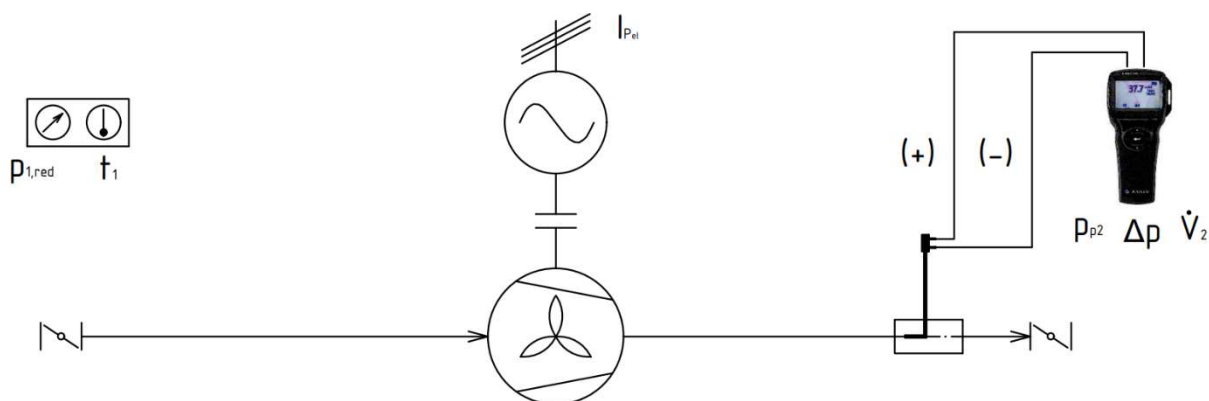
$V_2$  [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ] **Objemový průtok v místě měření.** Je nepřímým měřením pomocí Prandtlovy trubice připojené oběma impulsními hadičkami k vývodům tlakové diference vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620, viz Obrázek 4.

Na níže uvedeném Obrázek 9 je názorně zobrazeno, kde je objemový průtok v místě měření na displeji vyhodnocovací jednotky odečítán.



Obrázek 9 Odečet objemového průtoku v místě měření z displeje vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620

## 2.5 Schéma zapojení a popis funkce měřeného axiálního ventilátoru



Obrázek 10 Schéma zapojení měřeného axiálního ventilátoru s pohonem elektromotorem

## 2.6 Tabulka naměřených hodnot

Tabulka 3 Tabulka naměřených hodnot z měření axiálního ventilátoru s pohonem elektromotorem

| Zápis č.: | $p_{1,red}$<br>[hPa(a)] | $t_1$<br>[°C] | $\Delta p$<br>[Pa] | ABS. H<br>· $p_{p2}$<br>[Pa(g)] | $I_{Pel}$<br>[mA] | $\dot{V}_2$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] |
|-----------|-------------------------|---------------|--------------------|---------------------------------|-------------------|--|
| 1         |                         |               |                    |                                 |                   |  |
| 2         |                         |               |                    |                                 |                   |  |
| 3         |                         |               |                    |                                 |                   |  |
| 4         |                         |               |                    |                                 |                   |  |
| 5         |                         |               |                    |                                 |                   |  |
| 6         |                         |               |                    |                                 |                   |  |
| 7         |                         |               |                    |                                 |                   |  |

Před vlastním měřením je nejprve ventilátor 5 až 10 minut provozovat naprázdno bez měření. Stroj se automaticky spustí pro připojení napájecího kabelu do elektrické sítě.

Každý řádek výše uvedené Tabulka 3 představuje jednu konkrétní polohu při uzavírání klapky ve výtlačném potrubí ventilátoru, Jedná se o aplikaci regulace škrcením ve výtlačku, viz Obrázek 11.



Obrázek 11 Plně otevřená regulační klapka na výtlačném potrubí axiálního ventilátoru s označením regulačních poloh

První řádek v Tabulka 3 reprezentuje stav plně otevřené klapky. V každém řádku je nejprve nutné změřit a zapsat všechny hodnoty z Tabulka 3. Teprve poté je možné přivřít klapku na další polohu. Nicméně pozor, před dalším měřením je třeba nechat ventilátor minimálně 20 sekund provozně se ustálit.

V případě mírné oscilace u měření elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu, je třeba do tabulky naměřených hodnota zapsat střední naměřenou hodnotu pozorované veličiny.

Vzhledem k manuálnímu měření pomocí Prandtlovy sondy bude docházet k mírné oscilaci měřeného objemového toku, diferenčního tlaku a statického tlaku. I v tomto případě orientačního měření je třeba zapsat do tabulky střední hodnotu naměřených veličin.

## 2.7 Základní přepočty

### 2.7.1 Přepočet tlaku na sání ventilátoru

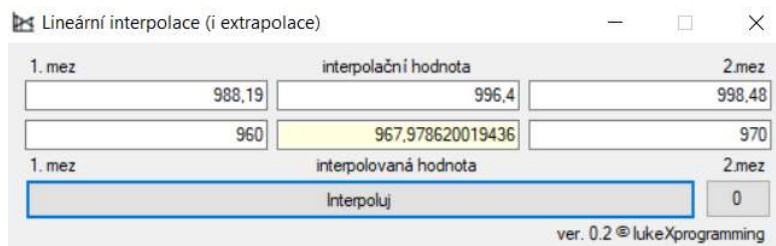
Z meteorologických stanic a barometrů je vždy získána hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{1,red}$  [ $hPa(a)$ ]. Nicméně např. pro výpočet výkonnosti stroje je třeba znát skutečnou hodnotu atmosférického tlaku v místě měření.

Bude použit následující postup:

- 1) Pomocí barometru či lokální meteorologické stanice bude odečtena hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{1,red}$  [ $hPa(a)$ ].
- 2) Určete přibližnou nadmořskou výšku v místě měření  $h$  [ $m n. m.$ ]. Použijte např. web: [mapy.cz](http://mapy.cz).
- 3) Stáhněte si webový nástroj: [BABINET\\_BOSCH.xls](#) (v případě nefunkčnosti odkazu kontaktujte vyučujícího). Výpočtář umožňuje, po zadání lokální nadmořské výšky  $h$  [ $m n. m.$ ] a teploty v místě měření  $t_1$  [ $^{\circ}C$ ], stanovit hodnotu redukováného barometrického tlaku pro běžný atmosférický tlak dle různých výpočetních metod (barometrických formulí).
- 4) Na základě výsledků zvolené barometrické formule a znalosti lineární interpolace či lineární extrapolace vypočtete hodnotu absolutního tlaku, resp. běžného atmosférického tlaku v místě měření  $p_1$  [ $hPa(a)$ ].
- 5) Posledním krokem je přepočet tlaku na základní jednotky  $p_1$  [ $Pa(a)$ ].

Příklad výpočtu pro Babinetovu formuli a lineární extrapolaci: [1]

| Výška h [m]    |                                 | Teplota t [C] |               |
|----------------|---------------------------------|---------------|---------------|
| 250            |                                 | 20            |               |
|                | Babinet formula                 | ICAO formula  | BOSCH formula |
| Absolutní tlak | Tlak přepočtený na hladinu moře |               |               |
| $p_1$ [hPa]    | $p_0$ [hPa]                     | $p_0$ [hPa]   | $p_0$ [hPa]   |
| $p_1$          | $p_0$                           | $p_0$         | $p_0$         |
| 960            | 988,19                          | 988,46        | 988,96        |
| 970            | 998,48                          | 998,75        | 999,26        |
| 980            | 1008,77                         | 1009,05       | 1009,56       |
| 990            | 1019,07                         | 1019,35       | 1019,86       |
| 1000           | 1029,36                         | 1029,64       | 1030,17       |
| 1010           | 1039,65                         | 1039,94       | 1040,47       |
| 1020           | 1049,95                         | 1050,23       | 1050,77       |
| 1030           | 1060,24                         | 1060,53       | 1061,07       |
| 1040           | 1070,53                         | 1070,83       | 1071,37       |
| 1050           | 1080,83                         | 1081,12       | 1081,67       |



Absolutní tlak, resp. barometrický tlak v místě měření  $p_1 \doteq 967,98 \text{ [hPa(a)]} = \underline{\underline{96\,798 \text{ [Pa]}}}$

### 2.7.2 Přepoččet teploty na sání ventilátoru

Pro následující výpočty, kde bude počítáno se stavovou rovnicí ideálního plynu, je třeba provést přepoččet teploty na Kelvinovu stupnici, viz rovnice (22).

$$t_1 \text{ [}^\circ\text{C]} \Rightarrow T_1 = t_1 + 273,15 \text{ [K]}$$

### 2.7.3 Přepoččet statického tlaku měřeného Prandtlovou sondou

Statický tlak ve formě naměřeného relativního tlaku, resp. přetlaku  $p_{p2} \text{ [Pa(g)]}$  musí být přepočten na absolutní formu statického tlaku  $p_2 \text{ [Pa(a)]}$  pomocí atmosférického tlaku v místě měření  $p_1 \text{ [Pa(a)]}$ , viz rovnice (6).

$$p_2 = p_1 + p_{p2} \text{ [Pa(g)]} \Rightarrow p_2 \text{ [Pa(a)]} \tag{6}$$

### 2.7.4 Přepoččet elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru

Měřicí rozsah elektrického příkonu převodníkem je 0 až 3291 [W] a výstupní signál z převodníku je v rozsahu 0 až 20 [mA]. Na základě znalosti těchto pěti veličin lze aplikovat lineární interpolaci k dopočtení veličiny šesté, tj. elektrický příkon na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p} \text{ [W]}$ , viz již modifikovaná rovnice (7).

$$P_{el,IN-p} = \frac{\bar{I}_{P_{el}} \cdot 3291}{20} [W] \quad (7)$$

Výstupní proud z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT} [A]$  se vypočte z elektrického příkonu na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p} [W]$  a elektrického napětí na vstupu do převodníku  $U_{IN-p} = 230 [V]$  z rovnice (8).

$$I_{1T,OUT} = \frac{P_{el,IN-p}}{\sqrt{3} \cdot U_{IN-p}} [A] \quad (8)$$

Převodníkový transformátor má poměr elektrických proudů  $150 [A]/1 [A]$ . Pomocí jednoduché trojčlenky lze tedy, na základě znalosti výstupního proudu z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT} [A]$ , vypočítat elektrický proud na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN} [A]$  a to pomocí již modifikované rovnice (9).

$$I_{1T,IN} = \frac{I_{1T,OUT} \cdot 150}{1} [A] \quad (9)$$

Dalším krokem je výpočet proudu na jedné fázi  $I_{1f} [A]$  a to ze znalosti počtu závitů transformátoru, tj. 20 a elektrického proudu na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN} [A]$  z rovnice (10).

$$I_{1f} = \frac{I_{1T,IN}}{20} [A] \quad (10)$$

Následujícím bodem je výpočet elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f} [W]$  a to ze znalosti elektrického napětí  $U = 230 [V]$  a proudu na jedné fázi  $I_{1f} [A]$  z rovnice (11).

$$P_{el,1f} = U \cdot I_{1f} [W] \quad (11)$$

A posledním bodem je hledaný trojfázový elektrický příkon kompresorové jednotky  $P_{el} [W]$ . Ten se vypočítá z elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f} [W]$  z rovnice (12).

$$P_{el} = 3 \cdot P_{el,1f} [W] \quad (12)$$

*Pozn. Výše uvedený výpočet je snadno použitelný pro analýzu menšího množství naměřených dat. V případě rozboru většího množství dat je nevhodný a zdlouhavý. Proto byla vytvořena sumarizační empirická rovnice pro výpočet trojfázového elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el} [W]$ , která tento výpočet nahrazuje, tak že v sobě obsahuje všechny nezbytné konstanty či parametry a tudíž jedinou proměnnou zůstává naměřený elektrický proud pro stanovení hledaného elektrického příkonu  $I_{P_{el}} [A]$ . Jedná se o rovnici (13).*

$$P_{el} [W] = \left( \frac{\frac{I_{P_{el}} \cdot 3291}{20} \cdot 150}{\frac{1}{\sqrt{3} \cdot 230}} \cdot 230 \right) \cdot 3 = \frac{5 \cdot 175 \cdot 3 \cdot 291}{\sqrt{3} \cdot 230 \cdot 20} \cdot I_{P_{el}} \doteq \boxed{2137,567 \cdot I_{P_{el}}} \quad (13)$$

*Pozn. V rámci výpočtu bylo předpokládáno napětí na jedné fázi  $U = 230 [V]$ , pokud by byla jeho hodnota jiná, tak je nezbytné vzít tento fakt v potaz a výše uvedené rovnice upravit. Pokud bude použito zařízení pro měření elektrických veličin, tak přepočtení není potřebné a bude získán přímo elektrický příkon  $P_{el} [kW]$ .*

## 2.7.5 Přepočtení objemového průtoku vzduchu v místě měření

Objemový průtok v místě měření  $\dot{V}_2 [m^3 \cdot h^{-1}]$  je nutné převést na základní jednotky  $\dot{V}_2 [m^3 \cdot s^{-1}]$ .

## 2.8 Vypočtené hodnoty

### 2.8.1 Celkový tlakový poměr

Do výpočtu celkového tlakového poměru ventilátoru  $\sigma_c$  [-] musí vstupovat absolutní tlaky, viz níže uvedená základní rovnice (14).

$$\sigma_c = \frac{p_2 [Pa(a)]}{p_1 [Pa(a)]} [-] \quad (14)$$

### 2.8.2 Hustota vzduchu na sání ventilátoru

Výpočet hustoty na sání ventilátoru  $\rho_{vzd,s} [kg \cdot m^{-3}]$  je proveden pomocí základní stavové rovnice (15) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Měrnou plynovou konstantu pro vzduch je možné nalézt v termodynamických tabulkách. Její hodnota pro vzduch je  $r_{vzd} = 287 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ .

$$\rho_1 = \rho_{vzd,s} = \frac{p_1}{r \cdot T_1} [kg \cdot m^{-3}] \quad (15)$$

### 2.8.3 Hustota vzduchu na výtlaku ventilátoru

Výpočet hustoty na výtlaku ventilátoru  $\rho_{vzd,Pr} [kg \cdot m^{-3}]$  je proveden opět pomocí obdobné základní stavové rovnice (16) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Teplota na výtlaku axiálního ventilátoru není měřena, protože je předpokládáno, že při pracovním procesu ventilátoru dochází k zanedbatelnému zvýšení teploty pracovního média. Proto je pro výpočet použita teplota na sání  $T_1$ .

$$\rho_2 = \rho_{vzd,Pr} = \frac{p_2}{r \cdot T_1} [kg \cdot m^{-3}] \quad (16)$$

### 2.8.4 Hmotnostní tok vzduchu proudící skrz ventilátor

Výpočet hmotnostního toku vzduchu proudícího skrz ventilátor  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  se vypočítá z naměřeného objemového průtoku v místě měření  $\dot{V}_2 [m^3 \cdot s^{-1}]$  a z hustoty vzduchu na výtlaku ventilátoru  $\rho_{vzd,Pr} [kg \cdot m^{-3}]$ , z rovnice (17).

$$\dot{m}_d = \dot{V}_2 \cdot \rho_{vzd,Pr} [kg \cdot s^{-1}] \quad (17)$$

### 2.8.5 Výkonnost ventilátoru

Výkonnost ventilátoru  $\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$  se vypočte jako poměr hmotnostního toku plynu proudícího skrz ventilátor  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  (hmotnostního toku stanoveného na výtlaku stroje) a hustoty vzduchu na sání ventilátoru  $\rho_{vzd,s} [kg \cdot m^{-3}]$  pomocí rovnice (18).

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_{vzd,s}} [m^3 \cdot s^{-1}] \Rightarrow \dot{V}_d [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (18)$$

### 2.8.6 Měrná spotřeba energie

Měrná spotřeba energie  $c [kWh \cdot m^{-3}]$  představuje technickoekonomický parametr, jenž říká kolik energie je zapotřebí pro výrobu a dopravu jednoho metru kubického „stlačeného“ plynu. Vypočte se jako podíl elektrického příkonu jednotky  $P_{el} [W]$  a výkonnosti ventilátoru  $\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$  z rovnice (19)

$$c = \frac{P_{el}}{\dot{V}_d} [kWh \cdot m^{-3}] \quad (19)$$

### 2.8.7 Změna tlakové energie vzduchu ve ventilátoru

Změna tlakové energie vzduchu ve ventilátoru  $\frac{\Delta p_D}{\rho_{vzd,s}} [J \cdot kg^{-1}]$  se vypočte z tlakové deprese ventilátoru, resp. rozdílu tlaku mezi výtlačkem a sáním  $\Delta p_D = p_2 - p_1 [Pa]$  a také pomocí hustoty vzduchu na sání ventilátoru  $\rho_{vzd,s} [kg \cdot m^{-3}]$ , z rovnice (20).

$$\frac{\Delta p_D}{\rho_{vzd,s}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_{vzd,s}} [J \cdot kg^{-1}] \quad (20)$$

### 2.8.8 Energetická účinnost ventilátoru

Energetická účinnost ventilátoru  $\eta_V [-]$  vychází z výpočtu přímé účinnosti a to jako poměr energie vložené do proudícího plynu, jenž je definován jako součet kvantity, resp. hmotnostního toku vzduchu proudícího skrz ventilátor  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  a kvality, resp. změny tlakové energie vzduchu ve ventilátoru  $\frac{\Delta p_D}{\rho_{vzd,s}} [J \cdot kg^{-1}]$  a elektrického příkonu ventilátoru  $P_{el} [W]$ , z rovnice (21).

$$\eta_V = \frac{P_V}{P_p} = \frac{\dot{m}_d \cdot \frac{\Delta p_D}{\rho_{vzd,s}}}{P_{el}} [-] \quad (21)$$

## 2.9 Příklad měření a jeho výsledků

### 2.9.1 Výsledky měření a navazujících výpočtů

Tabulka 4 Výsledky vzorového měření na axiálním ventilátoru

| Zápis č.: | $p_{1,red}$<br>[hPa(a)] | $t_1$<br>[°C] | $\Delta p$<br>[Pa] | ABS. H.<br>$p_{p2}$<br>[Pa(g)] | $I_{P_{el}}$<br>[mA] | $\dot{V}_2$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] |
|-----------|-------------------------|---------------|--------------------|--------------------------------|----------------------|--|
| 1         | 1021,50                 | 25,6          | 112,0              | 57                             | 0,285                | 825  |
| 2         | 1021,50                 | 25,6          | 77,2               | 113                            | 0,275                | 686  |
| 3         | 1021,50                 | 25,6          | 44,9               | 226                            | 0,264                | 522  |
| 4         | 1021,50                 | 25,6          | 21,5               | 322                            | 0,259                | 362  |
| 5         | 1021,50                 | 25,6          | 6,6                | 427                            | 0,256                | 200  |
| 6         | 1021,50                 | 25,6          | 0,6                | 544                            | 0,253                | 19   |
| 7         | 1021,50                 | 25,6          | 0                  | 594                            | 0,251                | 0  |

Naměřený barometrický tlak se během měření neměnil. Teplota v laboratoři zůstala též konstantní, což je důkaz, že nárůst entalpie pracovního média u ventilátorů je zanedbatelný.

Dále je patrné, že při regulaci škrcením ve výtlačku ventilátoru dochází k poklesu tlakové difference, což potvrzuje pokles průtoku vzduchu z důvodu nárůstu odporu proti proudění. Snížení průtoku se u dynamických strojů projevuje poklesem elektrického příkonu. Vyšší odpor proti proudění se projevil též v nárůstu statického tlaku ve výtlačném potrubí ventilátoru.

Tabulka 5 Základní přepočty

| Zápis č.: | $p_{1,red}$<br>[Pa(a)] | $p_1$<br>[Pa(a)] | $T_1$<br>[K] | $p_2$<br>[Pa(a)] | $P_{el}$<br>[W] | $\dot{V}_2$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] |
|-----------|------------------------|------------------|--------------|------------------|-----------------|--|
| 1         | 102150                 | 99240            | 298,75       | 99297            | 609,2           | 0,2292   |
| 2         | 102150                 | 99240            | 298,75       | 99353            | 587,8           | 0,1906   |
| 3         | 102150                 | 99240            | 298,75       | 99466            | 564,3           | 0,1450   |
| 4         | 102150                 | 99240            | 298,75       | 99562            | 553,6           | 0,1006   |
| 5         | 102150                 | 99240            | 298,75       | 99667            | 547,2           | 0,0556   |
| 6         | 102150                 | 99240            | 298,75       | 99784            | 540,8           | 0,0053   |
| 7         | 102150                 | 99240            | 298,75       | 99834            | 536,5           | 0  |

Základními přepočty byly především přepočítány veličiny na základní jednotky z důvodu eliminace případných chyb v následném termodynamickém výpočtu.

Tabulka 6 Vypočtené hodnoty

| $\sigma_c$<br>[-] | $\rho_{vzd,s}$<br>[kg · m <sup>-3</sup> ] | $\rho_{vzd,Pr}$<br>[kg · m <sup>-3</sup> ] | $\dot{m}_d$<br>[kg · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] | $c$<br>[kWh · m <sup>-3</sup> ] | $\frac{\Delta p}{\rho_{vzd,s}}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $\eta_V$<br>[-] |
|-------------------|---|--|--|--|--|---------------------------------|--|-----------------|
| 1,0006            | 1,157                                     | 1,158                                      | 0,26540                                | 0,229  | 825,5  | 0,7                             | 49,2   | 0,0215          |
| 1,0011            | 1,157                                     | 1,159                                      | 0,22081                                | 0,191  | 686,8  | 0,9                             | 97,6   | 0,0367          |
| 1,0023            | 1,157                                     | 1,160                                      | 0,16821                                | 0,145  | 523,2  | 1,1                             | 195,3  | 0,0582          |
| 1,0032            | 1,157                                     | 1,161                                      | 0,11676                                | 0,101  | 363,2  | 1,5                             | 278,2  | 0,0587          |
| 1,0043            | 1,157                                     | 1,162                                      | 0,06458                                | 0,056  | 200,9  | 2,7                             | 368,9  | 0,0435          |
| 1,0055            | 1,157                                     | 1,164                                      | 0,00614                                | 0,005  | 19,1   | 28,3                            | 470,0  | 0,0053          |
| 1,0060            | 1,157                                     | 1,164                                      | 0                                      | 0  | 0  | N/A                             | 513,2  | 0               |

**Pozn. Značně nízké hodnoty energetických účinností jsou způsobeny metodikou výpočtu, která vychází z přímé účinnosti, tedy poměru „výkonu“ k příkonu stroje. Protože tlaková deprese axiálního ventilátoru je relativně malé číslo, tedy i číselník rovnice (37) je násobně menší než jmenovatel, tak výsledná energetická účinnost nabývá oněch nízkých hodnot. Jedná se tedy o praktický důkaz, proč by neměly být používány přímé účinnosti k výpočtu energetických strojů.**

## 2.10 Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření

Energetické charakteristiky jsou křivky, vzniknuvší na základě naměřených a vypočtených hodnot. Pomocí těchto křivek lze následně vyhodnotit pracovní proces energetického zařízení, např. kompresoru, a tak zjistit, jak se analyzovaný stroj chová v různých provozních stavech.

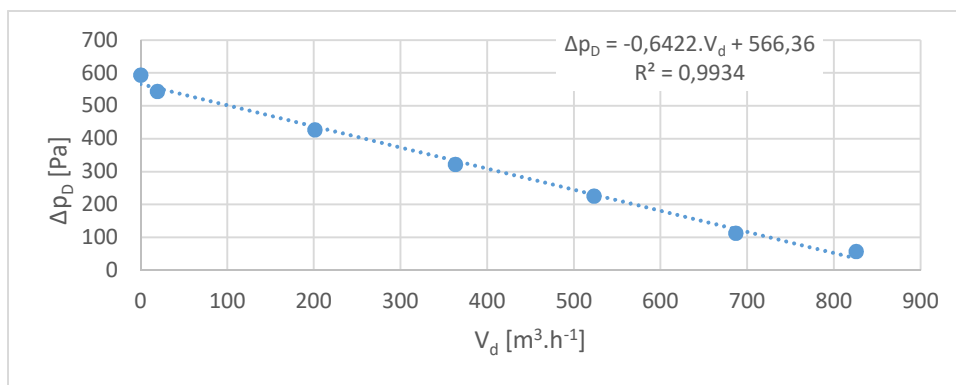


### 2.10.1 Tlaková charakteristika

Tlakovou charakteristiku neboli charakteristiku stroje je možné zapsat různými způsoby, přičemž u ventilátorů se nejčastěji jedná např. o závislost tlakové deprese na výkonnosti ventilátoru  $\Delta p_D = f(\dot{V}_d)$ . Tlaková charakteristika má vždy klesající charakter.

Křivka svým tvarem prozrazuje, že s rostoucí tlakovou depresí dochází k poklesu výkonnosti axiálního ventilátoru. Rostoucí protitlak tlakovzdušné sítě, či v tomto případě přivírané klapky, způsobuje pokles výkonnosti ventilátoru.

Vlastní tvar tlakové charakteristiky na Obrázek 12 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** je poměrně plochý, tzn. při regulaci škrcením ve výtlaku, dochází k výrazné změně výkonnosti měřeného axiálního ventilátoru. Plochost charakteristiky je jednou ze základních charakteristik dynamických energetických strojů, jako jsou turbokompresory a ventilátory.

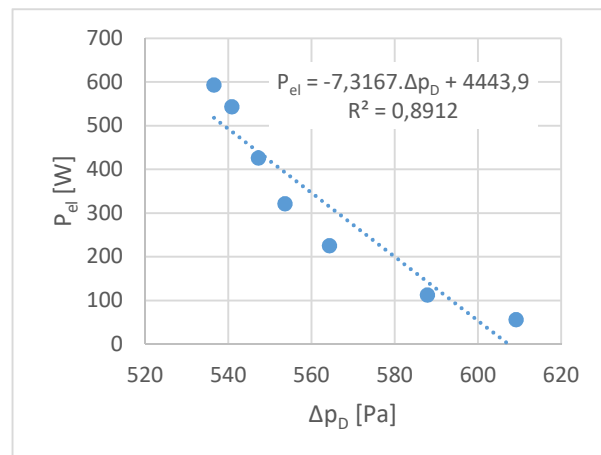
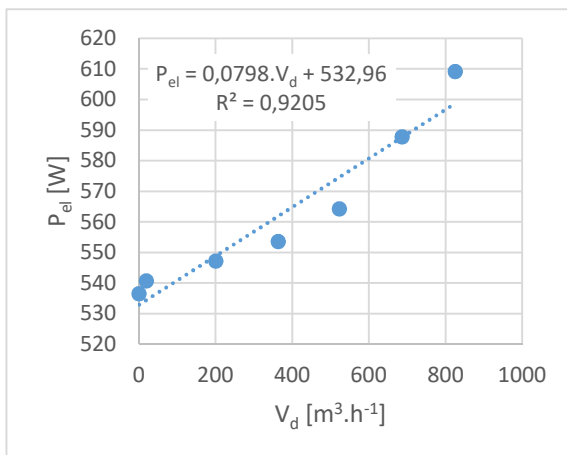


Obrázek 12 Tlaková charakteristika měřeného axiálního ventilátoru APXK 315

### 2.10.2 Příkonová charakteristika

Příkonová charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkové tlakové depresi  $P_{el} = f(\Delta p_D)$ .

U dynamických kompresorů, tedy i ventilátorů má charakteristika  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  rostoucí ráz, tzn. čím vyšší tlak na výtlaku stroje, tak tím menší je jeho výkonnost, viz Obrázek 13. Jedná se o přesně obrácený průběh oproti objemovým strojům.



$$P_{el} = f(\dot{V}_d)$$

$$P_{el} = f(\Delta p_D)$$

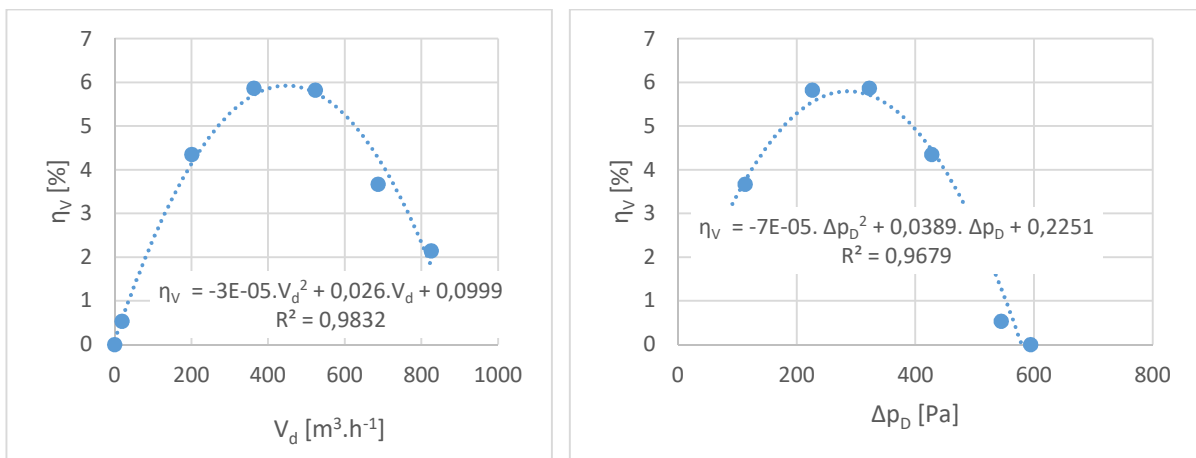
Obrázek 13 Příkonové charakteristiky měřeného axiálního ventilátoru APXK 315

### 2.10.3 Účinnostní charakteristika

Účinnostní charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti ventilátoru  $\eta_V = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na tlakové depresi ventilátoru  $\eta_{it} = f(\Delta p_D)$ . V tomto případě je účinnostní charakteristika zapsána pro energetickou účinnost ventilátoru.

Obě formy účinnostní charakteristiky mají své lokální maximum, tedy stav, při kterém stroj pracuje s nejvyšší účinností. V případě připojeného potrubního systému by měl být navržený ventilátor dimenzován tak, aby se provozní bod stroje pohyboval v blízkosti maximální účinnosti ventilátoru.

Z Obrázek 14 je patrné, že lokální maxima účinností byla nalezena, avšak jak již bylo uvedeno výše. Relativně nízké hodnoty energetických účinností jsou způsobeny metodikou výpočtu, která vychází z přímé účinnosti, tedy poměru výkonu k příkonu stroje. Protože tlaková deprese axiálního ventilátoru je relativně malé číslo, tedy i číselník rovnice (21) je násobně menší než jmenovatel, tak výsledná energetická účinnost nabývá oněch nízkých hodnot.



$$\eta_V = f(\dot{V}_d)$$

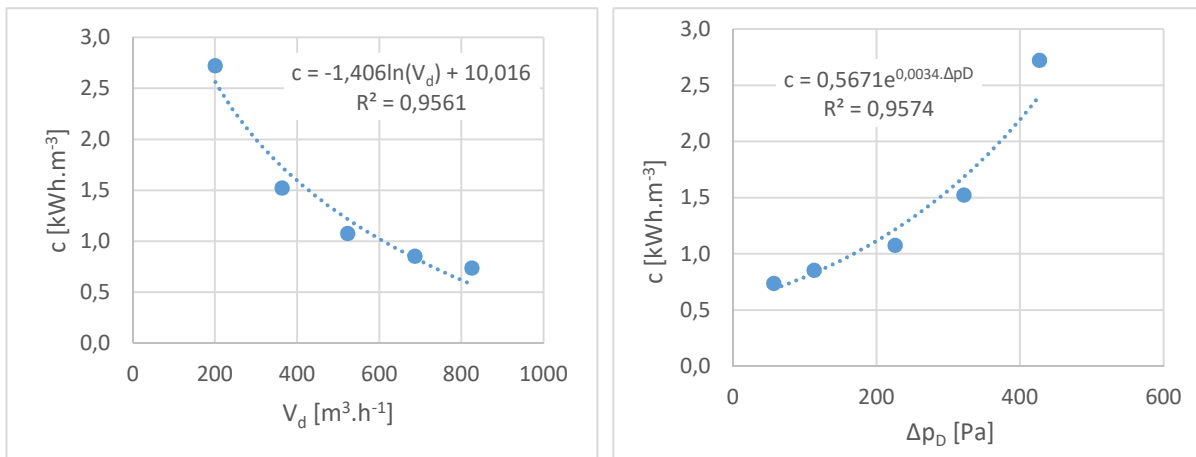
$$\eta_V = f(\Delta p_D)$$

Obrázek 14 Účinnostní charakteristiky měřeného axiálního ventilátoru APXK 315

### 2.10.4 Charakteristika měrné spotřeby energie

Charakteristika měrné spotřeby energie je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti ventilátoru  $c = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na tlakové depresi ventilátoru  $c = f(\Delta p_D)$ . Měrná spotřeba energie je technickoekonomický parametr, jenž v případě ventilátorů stanovuje množství energie potřebné pro výrobu a dopravu jednoho metru kubického „stlačeného“ plynu.

Charakteristika  $c = f(\dot{V}_d)$  má klesající charakter, tedy čím větší je výkonnost ventilátoru, tím menší množství energie je třeba na výrobu a dopravu jednotkového množství „stlačeného“ plynu. Naopak charakteristika  $c = f(\Delta p_D)$  ukazuje, že čím vyšší je tlak plynu ve výtlaku, resp. čím větší protitlak musí ventilátor překonávat, tak tím vyšší je i měrná spotřeba energie, viz Obrázek 15 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**



$$c = f(\dot{V}_d)$$

$$c = f(\Delta p_D)$$

Obrázek 15 Charakteristiky měrné spotřeby energie měřeného axiálního ventilátoru APXK 315

*Pozn. Při vyhodnocování regulace škrcením ve výtlaku jsou poměrně problematické body blízké plnému zavření regulační klapky. Zde výkonost ventilátoru intenzivně klesá a téměř se blíží nule. V případě měření analyzovaného měření na ventilátoru APXK 315 se jedná o řádky 6 a 7 tabulek naměřených a vypočtených veličin. Jak je vidět, tak právě tyto řádky nebyly při generování charakteristik použity.*

## 2.11 Závěr měření na axiálním ventilátoru s pohonem elektromotorem

Poloprovodním měřením axiálního ventilátoru APXK 315 byly stanoveny parametry nezbytné pro výpočet výkonosti ventilátoru a k vygenerování energetických charakteristik, jež vyhodnotily provoz daného stroje.

Měřením a výpočtem byly zjištěny následující skutečnosti:

- Dle měření je axiální ventilátor ve velmi dobrém provozním stavu. Maximální naměřená výkonost odpovídá štítkovému údaji, tj. 0,229 m<sup>3</sup>/s (825,5 m<sup>3</sup>/h),
- Relativně nízké hodnoty energetických účinností jsou způsobeny metodikou výpočtu, která vychází z přímé účinnosti, tedy poměru výkonu k příkonu stroje. Protože tlaková deprese axiálního ventilátoru je relativně malé číslo, tedy i číselník rovnice (39) je násobně menší než jmenovatel, tak výsledná energetická účinnost nabývá oněch nízkých hodnot,
- Pro analýzu výsledků měření a výpočtu není vhodné používat stavy blízké kompletnímu zavření regulační klapky. Tyto extrémní hodnoty silně degradují výsledky ze standardního provozního stavu.

## **Měření č. 4**

**Měření na axiálním ventilátoru s pohonem šroubovým kompresorem za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy**

# 1 Obsah

|  |     |
|--|-----|
| 2 Měření na axiálním ventilátoru s pohonem šroubovým kompresorem za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy ..... | 4   |
| 2.1 Zadání .....   | 4   |
| 2.2 Výpis ze štítku měřeného stroje.....   | 4   |
| 2.3 Výpis z technického listu pohonného šroubového kompresoru .....  | 6   |
| 2.4 Schéma zapojení měřené kompresorové jednotky.....  | 8   |
| 2.5 Popis funkce pohonné kompresorové jednotky .....   | 9   |
| 2.6 Měření průtoku vzduchu na výtlaku ventilátoru.....   | 9   |
| 2.7 Měření průtoku stlačeného vzduchu na výtlaku šroubového kompresoru .....   | 12  |
| 2.7.1 Součinitel průtoku .....   | 15  |
| 2.7.2 Součinitel expanze.....  | 15  |
| 2.7.3 Hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku kompresoru .....  | 16  |
| 2.8 Měřené veličiny a použitá měřidla .....  | 17  |
| 2.9 Schéma zapojení a popis funkce měřeného axiálního ventilátoru se šroubovým kompresorem .....   | 21  |
| 2.10 Tabulka naměřených hodnot .....   | 22  |
| 2.11 Základní přepočty .....   | 23  |
| 2.11.1 Přepočet tlaku na sání ventilátoru i kompresoru .....   | 23  |
| 2.11.2 Přepočet tlaku na výtlaku kompresoru .....  | 24  |
| 2.11.3 Přepočet teploty na sání ventilátoru i kompresoru .....   | 24  |
| 2.11.4 Přepočet diferenčního tlaku na cloně .....  | 24  |
| 2.11.5 Přepočet teploty na cloně .....   | 24  |
| 2.11.6 Přepočet tlaku cloně.....   | 24  |
| 2.11.7 Přepočet elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru .....   | ;25 |
| 2.11.8 Přepočet statického tlaku měřeného Prandtlovou sondou .....   | 26  |
| 2.11.9 Přepočet objemového průtoku vzduchu v místě měření .....  | 26  |
| 2.12 Vypočtené hodnoty .....   | 26  |
| 2.12.1 Celkový tlakový poměr šroubového kompresoru .....   | 26  |
| 2.12.2 Celkový tlakový poměr ventilátoru .....   | 26  |
| 2.12.3 Hustota vzduchu na sání.....  | 26  |
| 2.12.4 Hustota vzduchu na výtlaku ventilátoru.....   | 27  |
| 2.12.5 Hustota vzduchu na cloně .....  | 27  |

|         |  |    |
|---------|--|----|
| 2.12.6  | Hmotnostní výkonnost šroubového kompresoru .....                             | 27 |
| 2.12.7  | Výkonnost šroubového kompresoru .....  | 28 |
| 2.12.8  | Hmotnostní tok vzduchu proudící skrz ventilátor .....                        | 28 |
| 2.12.9  | Výkonnost ventilátoru .....  | 29 |
| 2.12.10 | Měrná spotřeba energie šroubového kompresoru.....                            | 29 |
| 2.12.11 | Měrná spotřeba energie ventilátoru .....                                     | 29 |
| 2.12.12 | Měrná technická izotermická práce šroubového kompresoru .....                | 29 |
| 2.12.13 | Izotermický příkon kompresoru .....  | 29 |
| 2.12.14 | Izotermická účinnost kompresoru.....   | 29 |
| 2.12.15 | Změna tlakové energie vzduchu ve ventilátoru .....                           | 30 |
| 2.12.16 | Energetická účinnost ventilátoru .....                                       | 30 |
| 2.13    | Příklad měření a jeho výsledků.....  | 30 |
| 2.13.1  | Výsledky měření a navazujících výpočtů .....                                 | 30 |
| 2.14    | Energetické charakteristiky axiálního ventilátoru – vyhodnocení měření ..... | 32 |
| 2.14.1  | Tlaková charakteristika.....   | 32 |
| 2.14.2  | Příkonová charakteristika .....  | 33 |
| 2.14.3  | Účinnostní charakteristika.....  | 34 |
| 2.14.4  | Charakteristika měrné spotřeby energie.....                                  | 34 |
| 2.15    | Závěr měření na axiálním ventilátoru poháněném šroubovým kompresorem .....   | 35 |

## 2 Měření na axiálním ventilátoru s pohonem šroubovým kompresorem za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy

### 2.1 Zadání

Na základě poloprovozního měření axiálního ventilátoru, jenž je poháněn šroubovým kompresorem a nepřímé metody „měření průtoku pomocí Prandtlovy sondy“ stanovte výkonnost ventilátoru a další důležité parametry nutné pro vygenerování energetických charakteristik analyzovaného stroje při regulačním zásahu „škrcení ve výtlačném potrubí pohonného šroubového kompresoru“.

Tento regulační zásah vlastně reprezentuje regulaci „změnou otáček“ pohonné expanzní turbíny ventilátoru.

### 2.2 Výpis ze štítku měřeného stroje

Měření proběhne na axiálním ventilátoru APXK 315, viz níže uvedený Obrázek 1.



Obrázek 1 Axiální ventilátor s připojeným sacím bez připojeného sacího a výtlačného potrubí

Tabulka 1 Výpis ze štítku měřeného axiálního ventilátoru

| <b>Ventilátor</b>                                     |          |                    |
|---|----------|--------------------|
|   |          |                    |
| <b>Popis</b>  | Velikost | Jednotky           |
| <b>Typ</b>  | APXK 315 | -                  |
| <b>Druh</b>   | Axiální  | -                  |
| <b>Jmenovitý výkon (výkonnost) <math>Q_v</math></b>   | 0,22     | $m^3 \cdot s^{-1}$ |
| <b>Hustota (vzduchu na výtlaku) <math>\rho</math></b> | 1,3      | $kg \cdot m^{-3}$  |
| <b>Výtlačný přetlak <math>\Delta p_{cv}</math></b>    | 480      | Pa                 |
| <b>Příkon <math>P_p</math></b>                        | 0,8      | kW                 |
| <b>Otáčky</b>   | 2850     | $min^{-1}$         |

Zdrojem pohonné energie v případě tohoto měření není elektromotor, jenž je integrován ve ventilátoru, ale šroubový kompresor.

Stlačený vzduch proudí z výtlaku šroubového kompresoru skrze měřicí trať s centrickou clonou a tlakovou hadicí do expanzní turbíny, jež je součástí měřeného axiálního ventilátoru. V turbíně dochází k transformaci tlakové energie pohonného stlačeného vzduchu nejprve na kinetickou energii a posléze na mechanickou energii rotoru turbíny, potažmo hřídele ventilátoru.

Přiváděný stlačený vzduch je po expanzi míšen s hlavním pracovním médiem, tedy vzduchem protékajícím skrze pracovní prostor axiálního ventilátoru. Do celkové hmotnostní bilance tedy musí být tento vzduch také započítán.



### 2.3 Výpis z technického listu pohonného šroubového kompresoru

Pohonem axiálního ventilátoru je stabilní kompresorová jednotka SE 25 s integrovaným šroubovým kompresorem NK 40 od společnosti Liška a Kraus - KOMPRESORY spol. s r.o., v současnosti Atmos – Chrát s.r.o., viz níže uvedený Obrázek 2.

Z důvodu bezpečnosti je maximální výtlačný přetlak omezen od výrobce na hodnotě **5,5 bar**. Omezení výtlačného přetlaku je provedeno pomocí nastavení pojistného ventilu.



Obrázek 2 Stabilní kompresorová jednotka SE 25 s integrovaným šroubovým kompresorem NK 40

Červeným písmem jsou v níže uvedených tabulkách (Tabulka 2, Tabulka 3 a Tabulka 4) označeny nejpodstatnější parametry měřeného stroje.

Tabulka 2 Výpis z datasheetu jednotky SE 25 se šroubovým kompresorem NK 40 - KOMPRESOR [2]

| <b>Kompresor</b>                    |   |                                 |
|-------------------------------------|---|---------------------------------|
| Popis                               | Velikost  | Jednotky                        |
| Typ                                 | NK 40   | -                               |
| Druh                                | Šroubový  | -                               |
| Jmenovitý výkon (výkonnost)         | 25 – 35   | m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> |
| Jmenovité otáčky                    | 2750 - 4000   | min <sup>-1</sup>               |
| Výtlačný přetlak                    | 1 – 0,8   | MPa                             |
| Počet stupňů                        | 1   | -                               |
| Chlazení                            | Olejem  | -                               |
| Minimální vstřikovací přetlak oleje | 100   | kPa                             |
| Spotřeba oleje                      | 2   | g.h <sup>-1</sup>               |
| Objem olejové náplně                | 3   | l                               |
| Hmotnost kompresoru                 | 51  | kg                              |
| Regulace                            | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Elektrická s tlakovým spínačem</li> <li>• Pneumatická</li> </ul> | -                               |

Tabulka 3 Výpis z datasheetu jednotky SE 25 se šroubovým kompresorem NK 40 - ELEKTROMOTOR [2]

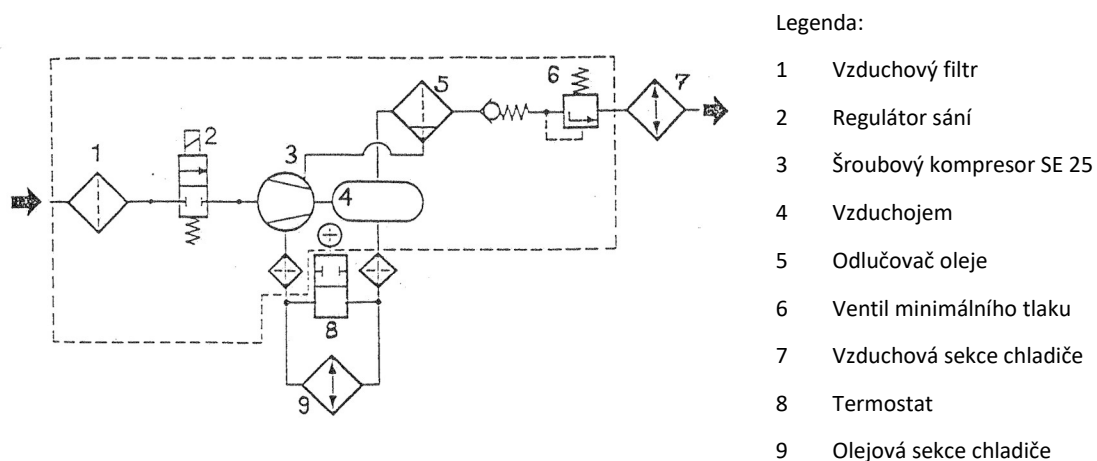
| <b>Elektromotor</b>  |                               |                   |
|----------------------|-------------------------------|-------------------|
| Popis                | Velikost                      | Jednotky          |
| Typ                  | 4AP 112M-2s                   | -                 |
| Druh                 | Asynchronní s kotvou nakrátko | -                 |
| Výkon                | 4                             | kW                |
| Napětí               | 400                           | V                 |
| Statorový proud max. | 8,3                           | A                 |
| Frekvence            | 50                            | Hz                |
| Otáčky               | 2900                          | min <sup>-1</sup> |
| Spouštění            | D                             | -                 |
| Účinnost             | 81                            | %                 |
| Účinník              | 0,85                          | cos               |
| Krytí                | IP 54                         | -                 |
| Hmotnost             | 41                            | kg                |

Tabulka 4 Výpis z datasheetu jednotky SE 25 se šroubovým kompresorem NK 40 - VŠEOBECNÉ ÚDAJE [2]

| Všeobecné údaje                            |  |          |
|--|--|----------|
| Popis                                      | Velikost   | Jednotky |
| Hloubka                                    | 700  | mm       |
| Šířka                                      | 500  | mm       |
| Výška                                      | 980  | mm       |
| Celková hmotnost                           | 185  | kg       |
| Objem odlučovací nádoby                    | 5,5  | l        |
| Výpustný kohout                            | 1 x G ½"   | -        |
| Akustický výkon odpovídající               | ČSN 105070   | -        |
| Napětí hlavních obvodů rozvaděče           | 380  | V        |
| Napětí pomocných obvodů rozvaděče          | 220/24   | V        |
| Ochrana před nebezpečným dotykovým napětím | Nulováním a pospojováním   | -        |
| Teplota prostředí                          | + 5 až + 40  | °C       |
| Krytí                                      | IP 20, ČSN 330330  | -        |
| Varianty provedení                         | <ul style="list-style-type: none"> <li>• S elektrickou regulací bez automatického vypínání</li> <li>• S elektrickou regulací s automatickým vypínáním</li> <li>• S pneumatickou regulací samočinným odpojením od zdroje</li> </ul> | -        |

## 2.4 Schéma zapojení měřené kompresorové jednotky

Měřený stroj je stabilní kompresorové jednotce SE 25 s integrovaným šroubovým kompresorem NK 40.



Obrázek 3 Schéma zapojení kompresorové jednotky NK 40 se šroubovým kompresorem SE 25 [2]

## 2.5 Popis funkce pohonné kompresorové jednotky

Popis funkce pohonné kompresorové jednotky je vytvořen v souladu se značením uvedeným na Obrázek 3. Schéma zapojení kompresorové jednotky NK 40 se šroubovým kompresorem SE 25 [2].

Vzduch je nasáván přes **vzduchový filtr (1)**. **Regulátor sání (2)** reguluje množství nasávaného vzduchu v závislosti na tlaku a množství odebíraného vzduchu. Nasávaný vzduch je dopravován v zubových mezerách **šroubových rotorů kompresoru (3)** do výtlačného potrubí. Do sání kompresoru je současně vstřikován **olej, který těsní rotory kompresoru, zajišťuje jejich mazání a odvádí část kompresního tepla**. Směs oleje se vzduchem proudí do **vzduchojemu (4)**, kde dojde k odloučení převážné části oleje. Zbytek, tzv. olejové mlhy se odloučí na **vložce odlučovače oleje (5)**. Na spodní části odlučovače oleje je umístěn **ventil minimálního tlaku (6)**. Vzduch dále odchází do **vzduchové sekce chladiče (7)**. Olej, který odebral vzduchu převážnou část kompresního tepla, putuje do **olejové sekce chladiče (9)**. Optimální teplotu chladicího oleje zajišťuje **termostat (8)**.

## 2.6 Měření průtoku vzduchu na výtlačku ventilátoru

Hmotnostní tok plynu měřený na výtlačku ventilátoru  $\dot{m}_{d,v} [kg \cdot s^{-1}]$ , který se též někdy nazývá jako hmotnostní výkonnost, může být získán různými metodami, ať už přímým či nepřímým měřením. Měření průtoku tekutin patří mezi důležité oblasti měření neelektrických veličin. Existuje velké množství fyzikálních principů a metod měření i různé typy průtokoměrů, viz Obrázek 4.

### 1. Průtokoměry pro měření tlakové difference

### 2. Rotametry

### 3. Průtokoměry turbínkové a lopatkové

### 4. Indukční průtokoměry

### 5. Ultrazvukové průtokoměry

### 6. Vírové průtokoměry

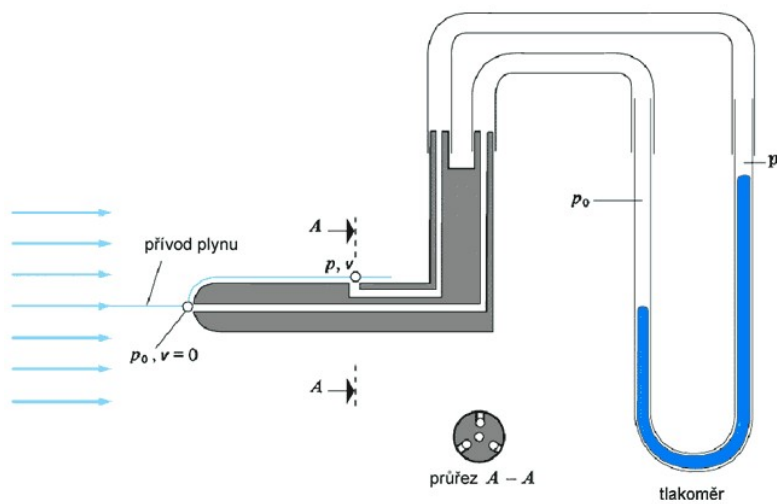
### 7. Hmotnostní průtokoměry



Obrázek 4 Souhrn různých metod měření průtoku tekutin [3, 4]

Pro potřeby této měřicí úlohy byla zvolena jedna z nejčastějších metod měření a to nepřímá metoda měření průtoku a to měření pomocí „**Průtokoměrů pro měření tlakové difference**“ neboli „**diferenčního tlaku**“.

Jak již bylo uvedeno, tak se jedná o nepřímou metodu měření, kdy není měřen přímo průtok, ale v případě měření pomocí Prandtlovy sondy (trubice), je měřen rozdíl celkového a statického tlaku, viz Obrázek 5.



Obrázek 5 Princip měření pomocí Prandtlovy trubice [7]

Diferenční tlak  $\Delta p$  [Pa] je v tomto případě současně tlakem dynamickým, viz níže uvedená přepočtová rovnice (1), kde se celkový tlak  $p_c$  [Pa] vypočítá jako součet statického tlaku  $p_s$  [Pa] (tlaku okolního plynu) a dynamického tlaku  $p_d$  [Pa] (tlaku, jenž je přímo úměrný druhé mocnině okamžité rychlosti v daném místě).

$$p_c = p_s + p_d \text{ [Pa]} \quad (1)$$

Diferenční neboli v tomto případě, dynamický tlak  $\Delta p = p_d$  [Pa] se tedy vypočte z upravené formy výše uvedené rovnice, tedy ze vztahu (2).

$$p_d = p_c - p_s \text{ [Pa]} \quad (2)$$

Okamžitá rychlost proudění měřené tekutiny v daném bodě  $w_i$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] se poté vypočte z diferenčního tlaku  $\Delta p$  [Pa] a hustoty měřené tekutiny za provozních podmínek  $\rho_i$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] z rovnice (3).

$$w_i = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_i}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

*Pozn. z důvodu co nejvyšší relevantnosti by se mělo jednat o střední rychlost proudění, jež vznikne jako aritmetický průměr z několika naměřených rychlostí, tedy ze stanovení rychlostního profilu v měřeném potrubí.*

*V rámci této měřicí úlohy bude z důvodu relativně malého průměru výtlačného potrubí měřen pouze stav v ose potrubí.*

Objemový průtok v místě měření  $\dot{V}_i$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] se následně vypočítá z průtočného průřezu  $S_i$  [ $m^2$ ] v místě měření a výše vypočtené okamžité rychlosti proudění měřené tekutiny v daném bodě  $w_i$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] z rovnice (4).

$$\dot{V}_i = S_i \cdot w_i = \frac{\pi}{4} \cdot D_{IN,p}^2 \cdot w_i \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4)$$

*Pozn. Měřicí úloha je realizována ve vzduchotechnickém potrubí kruhového průřezu, takže  $D_{IN,p}$  [m] představuje vnitřní průměr potrubí při provozních podmínkách.*

*U nízkotlakých ventilátorů vypočtený objemový průtok velmi blízký výkonnosti ventilátoru  $\dot{V}_i \sim \dot{V}_{a,v}$ , jež se vypočte jako hmotnostní průtok plynu ve výtlačném potrubí přepočtený na podmínky v sání.*

Hmotnostní průtok, resp. hmotnostní výkonnost ventilátoru  $\dot{m}_{d,v}$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] je možné následně vypočítat ze známé rovnice jako součin objemového průtoku v místě měření  $\dot{V}_i$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] a hustoty měřené tekutiny za provozních podmínek  $\rho_i$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] z rovnice (5).

$$\dot{m}_{d,v} = \dot{V}_i \cdot \rho_i \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5)$$

V této měřicí úloze nebude Prandtlova trubice připojena kapalinového tlakoměru (U-manometru), tak jako je tomu na výše uvedeném Obrázek 5, ale bude pomocí impulsních hadiček připojena k vyhodnocovací jednotce AirFlow, viz níže uvedený Obrázek 6.

**Dále bud realizována regulace ve výtlačném potrubí ventilátoru, proto bude mít dolní index „i“ hodnotu „2“.**



Obrázek 6 Prandtlova trubice připojená k vyhodnocovací jednotce AirFlow PVM620

V tomto případě je pouze potřeba nastavit ve vyhodnocovací jednotce podmínky měření (tlak a teplotu okolí), tvar potrubí a s tím související vnitřní rozměr potrubí. V tomto případě se jedná o potrubí kruhového průřezu a nastavovaným charakteristickým rozměrem je vnitřní průměr potrubí v místě měření  $D_{IN} = 145 \text{ mm}$ . Jednotka pak automaticky vyhodnocuje a zobrazuje objemový průtok, rychlost proudění, diferenční tlak a v případě odpojení a ucpání plusového odběru, také statický tlak v místě měření.

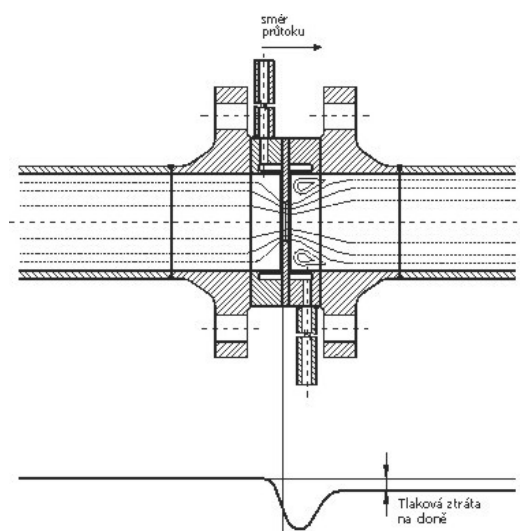
## 2.7 Měření průtoku stlačeného vzduchu na výtlaku šroubového kompresoru

Hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku kompresoru  $\dot{m}_{d,šK}$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ], který se též někdy nazývá jako hmotnostní výkonnost, může být získán různými metodami, ať už přímým či nepřímým měřením. Měření průtoku tekutin patří mezi důležité oblasti měření neelektrických veličin. Existuje velké množství fyzikálních principů a metod měření i různé typy průtokoměrů, viz Obrázek 4.

Pro potřeby této měřicí úlohy byla zvolena jedna z nejčastějších metod měření a to nepřímá metoda měření průtoku a to měření pomocí „**Průtokoměrů pro měření tlakové difference**“ neboli „**diferenčního tlaku**“.

Jak již bylo uvedeno, tak se jedná o nepřímou metodu měření, kdy není měřen přímo průtok, ale rozdíl tlaků. V tomto případě se jedná o měření na centrické cloně, takže je rozdíl tlaků, který se také nazývá diferenční tlak  $\Delta p$  [ $Pa$ ], reprezentuje rozdíl statických tlaků před a za primárním prvkem (clonou). Diferenční tlak má vyšší hodnotu než trvalá tlaková ztráta, viz Obrázek 7.

Vyhodnocení průtoku je pak založeno na společném řešení rovnice spojitosti toků (rovnice kontinuity), která reprezentuje zákon zachování hmoty proudící skrze průtokoměr a Bernoulliho rovnice, která naopak reprezentuje zákon zachování energie.



Obrázek 7 Princip metody měření tlakové difference [5]

Tato metoda je v praxi velmi často užívána a je exaktně definována např. pomocí mezinárodní normy **ČSN EN ISO 5167-1 až 5: 2003 (257710) Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu**.

Hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku kompresoru  $\dot{m}_d$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] pak vypočte ze součinitele průtoku  $C$  [-], poměru průměrů  $\beta$  [-] ( $\beta = d_{ot,p}/D_{IN,p}$ ), součinitele expanze  $\varepsilon$  [-], průměru otvoru clony nebo hrdla měřidla za provozních podmínek  $d_{ot,p}$  [ $m$ ], vnitřního průměru potrubí před (nebo vstupního průměru klasické trubice Venturiho) při provozních podmínkách  $D_{IN,p}$  [ $m$ ], diferenčního tlaku  $\Delta p$  [ $Pa$ ] a hustoty měřené tekutiny za provozních podmínek  $\rho_1$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] pomocí níže uvedené rovnice (6).

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (6)$$

Konkrétním měřidlem instalovaným na experimentálním měřicím standu v laboratoři je Měřicí trať s centrickou clonou DN50 PN40.



MATTECH, s.r.o.  
K Myslivně 2183 / 7  
708 00, Ostrava – Poruba  
Česká republika

tel. +420 596 917 277  
fax +420 596 916 794  
E-mail : info@mattech.cz  
Internet : http://www.mattech.cz

## VÝPOČET ŠKRTÍČÍHO ORGÁNU MATTECH® DELTA SOFTWARE®

**Vysoká škola báňská - TU Ostrava – Centrická clona DN50 výr.č.574**  
**Laboratoř objemových kompresorů - Přepočít pro průměr clony  $d = 18,35$  mm**

### VSTUPNÍ HODNOTY

NORMA : ČSN EN ISO 5167:2003  
PRIMÁRNÍ PRVEK : CENTRICKÁ CLONA  
PLYN : vzduch (konstantami)

normální hustota suchého plynu 1,293 kg/m<sup>3</sup>  
dynamická viskozita při 0 °C 17,080 E-6 Pa.s  
Sutherlandova konstanta (vliv teploty na viskozitu) 117,000 K

### HODNOTY NA PRIMÁRNÍM PRVKU

|  |              |                         |
|--|--------------|-------------------------|
| absolutní tlak                         | 185,920      | kPa                     |
| teplota                                | 24,000       | °C                      |
| relativní vlhkost                      | 40,000       | %                       |
| objemový díl suchého plynu             | 99,358       | %                       |
| měrná vlhkost                          | 4,021 E-3    | kg/kg <sub>sp</sub>     |
| stupeň kompresibility $Z/Z_{101325,0}$ | 1,000        | -                       |
| <b>hustota</b>                         | <b>2,175</b> | <b>kg/m<sup>3</sup></b> |
| izentropický exponent                  | 1,400        | -                       |
| dynamická viskozita                    | 18,164 E-6   | Pa.s                    |
| kinematická viskozita                  | 8,350 E-6    | m <sup>2</sup> /s       |

### ZADANÁ DATA PRO VÝPOČET Q:

|   |                |                          |
|---|----------------|--------------------------|
| <b>D<sub>20</sub> (pro 20 °C)</b>                         | <b>51,200</b>  | <b>mm</b>                |
| typ odběru : koutový                                      |                |                          |
| skupina materiálu potrubí                                 |                |                          |
| ČSN 11364, 11366, 11368                                   |                |                          |
| součinitel teplotní roztažnosti materiálu potrubí pro tep | 11,100 E-6     | 1/K                      |
| <b>d<sub>20</sub> (pro 20 °C)</b>                         | <b>18,350</b>  | <b>mm</b>                |
| $\beta_{20} = d_{20}/D_{20}$                              | 358,398 E-3    | -                        |
| skupina materiálu primárního prvku                        |                |                          |
| ČSN 17246, 17247, 17347, 17374, typ316, typ304, AISI-316  |                |                          |
| součinitel teplotní roztažnosti mat. prim. prvku pro tep  | 15,000 E-6     | 1/K                      |
| <b>diferenční tlak</b>                                    | <b>220,000</b> | <b>mm H<sub>2</sub>O</b> |

### VÝSLEDNÉ HODNOTY

|   |               |                        |
|---|---------------|------------------------|
| <b>objemový průtok na primárním prvku</b> | <b>25,938</b> | <b>m<sup>3</sup>/h</b> |
| trvalá tlaková ztráta                     | 187,953       | mm H <sub>2</sub> O    |
| rychlost v průřezu primárního prvku       | 27,240        | m/s                    |
| rychlost za primárním prvkem              | 3,524         | m/s                    |

### PŘEHLED VYBRANÝCH REŽIMŮ

| režim                  | Q<br>m <sup>3</sup> /h | $\Delta p$<br>mm H <sub>2</sub> O | Rep      | v <sub>D</sub> za PP<br>m/s | pztr<br>mm H <sub>2</sub> O |
|------------------------|------------------------|-----------------------------------|----------|-----------------------------|-----------------------------|
| Re <sub>min</sub> Nor. | 6,04                   | 11,56                             | 5,00E+3  | 0,82                        | 9,85                        |
| Q <sub>vyp</sub>       | 25,94                  | 220,00                            | 21,46E+3 | 3,52                        | 187,95                      |
| $\Delta p/p=0.25$      | 112,19                 | 4,74E+3                           | 92,81E+3 | 17,97                       | 4,05E+3                     |





MATTECH, s.r.o.  
K Myslivně 2183 / 7  
708 00, Ostrava – Poruba  
Česká republika

tel. +420 596 917 277  
fax +420 596 916 794  
E-mail : info@mattech.cz  
Internet : http://www.mattech.cz

### TABULKA CEJCHOVNÍCH HODNOT

Hodnoty v kontrolním bodě

$Q_{kb}$

18,407

m<sup>3</sup>/h

$\Delta p$

110,000

mm H<sub>2</sub>O

$Q = K_{kb} \cdot \sqrt{\Delta p} = 1,755 \cdot \sqrt{\Delta p}$

m<sup>3</sup>/h

| $\Delta p$<br>mm H <sub>2</sub> O | Q<br>m <sup>3</sup> /h | $v_D$ za PP<br>m/s | p <sub>ztr</sub><br>mm H <sub>2</sub> O |
|-----------------------------------|------------------------|--------------------|---|
| 220,000                           | 25,938                 | 3,52               | 187,953                                 |
| 210,000                           | 25,348                 | 3,44               | 179,406                                 |
| 200,000                           | 24,744                 | 3,36               | 170,859                                 |
| 190,000                           | 24,124                 | 3,27               | 162,312                                 |
| 180,000                           | 23,487                 | 3,19               | 153,766                                 |
| 170,000                           | 22,832                 | 3,10               | 145,219                                 |
| 160,000                           | 22,158                 | 3,00               | 136,673                                 |
| 150,000                           | 21,461                 | 2,91               | 128,127                                 |
| 140,000                           | 20,741                 | 2,81               | 119,581                                 |
| 130,000                           | 19,994                 | 2,71               | 111,036                                 |
| 120,000                           | 19,217                 | 2,60               | 102,490                                 |
| 110,000                           | 18,407                 | 2,49               | 93,945                                  |
| 100,000                           | 17,558                 | 2,38               | 85,400                                  |
| 90,000                            | 16,666                 | 2,25               | 76,855                                  |
| 80,000                            | 15,722                 | 2,13               | 68,311                                  |
| 70,000                            | 14,716                 | 1,99               | 59,767                                  |
| 60,000                            | 13,635                 | 1,84               | 51,224                                  |
| 50,000                            | 12,458                 | 1,68               | 42,681                                  |
| 40,000                            | 11,156                 | 1,51               | 34,140                                  |
| 30,000                            | 9,677                  | 1,31               | 25,599                                  |
| 20,000                            | 7,921                  | 1,07               | 17,060                                  |
| 12,000                            | 6,157                  | 0,83               | 10,230                                  |

Pro výpočet průtoku jsou nejpodstatnější parametry uvedené v následující Tabulka 5.

Tabulka 5 Souhrn nejpodstatnějších parametrů z výpočtu centrické clony

Měřicí trať DN50 PN40 s centrickou clonou s **koutovým odběrem** tlakové diference, výr. č. 574

Vnitřní průměr potrubí při 20 °C\*

$$D_{IN,p} = D_{20} = 51,2 \text{ [mm]} \text{ (Tr. 57 x 2,9 mm)}$$

Průměr otvoru clony při 20 °C\*

$$d_{ot,p} = d_{20} = 18,35 \text{ [mm]}$$

Poměr průměrů při 20 °C\*

$$\beta_{20} \doteq 0,358 \text{ [-]}$$

Reynoldsovo číslo vypočtené k  $D$

$$Re_D \doteq 21,46 \cdot 10^3 \text{ [-]}$$

Absolutní tlak před clonou

$$p_1 = 185\,920 \text{ [Pa]}$$

Izoentropický exponent

$$\kappa = 1,4 \text{ [-]}$$

Absolutní tlak za clonou ( $\Delta p$  – *diferenční tlak*)

$$p_2 = p_1 - \Delta p \doteq 183\,765 \text{ [Pa]}$$

Hustota plynu na primárním prvku

$$\rho_1 = 2,175 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

(\*) Pozn.: Provozní teplota 24 °C je velmi blízko teplotě 20 °C. Při měření není předpokládána výrazná oscilace teplot. Maximální teplota v laboratoři vzroste maximálně o 6 °C, přičemž vždy bude záviset na okolních podmínkách. Je tedy předpokládána pouze zanedbatelná tepelné dilatace materiálu, z něhož jsou clona a potrubí vyrobeny. Z těchto důvodů budou výše uvedené parametry měřidla při 20 °C použity také jako výpočtové parametry při podmínkách měření.

Pro výpočet průtoku je nezbytné stanovit následující parametry:

### 2.7.1 Součinitel průtoku

Součinitel průtoku  $C$  je dán níže uvedenou Reader-Harris/Gallagherovou rovnicí (7):

$$C = 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 + 0,000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D}\right)^{0,7} + \\ + (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,3} + \\ + (0,043 + 0,080 \cdot e^{-10 \cdot L_1} - 0,123 \cdot e^{-7 \cdot L_1}) \cdot (1 - 0,11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031 \cdot (M_2' - 0,8 \cdot M_2'^{1,1}) \cdot \beta^{1,3}$$

Pro stanovení součinitele je nezbytné určit:

- Součinitel  $A = \frac{19\,000 \cdot \beta}{Re_D} = \frac{19\,000 \cdot 0,358}{21,46 \cdot 10^3} = 0,31696 [-]$ ,
- Podíl vzdálenosti předního odběru tlaku od přední strany clonového kotouče a průměru potrubí má pro koutové odběry tlakové difference hodnotu  $L_1 = 0 [-]$ ,
- Podíl vzdálenosti zadního odběru tlaku od zadní strany clonového kotouče a průměru potrubí má pro koutové odběry tlakové difference hodnotu  $L_2' = 0 [-]$ ,
- Součinitel  $M_2' = \frac{2 \cdot L_2'}{1 - \beta} = \frac{2 \cdot 0}{1 - 0,358} = 0 [-]$ .

Nyní je možné vypočítat součinitel průtoku, přičemž dosazení do rovnice odpovídá výše uvedenému tvaru rovnice.

$$C = 0,5961 + 3,3451 \cdot 10^{-3} - 5,82798 \cdot 10^{-5} + 3,73607 \cdot 10^{-3} + \\ + 1,80759 \cdot 10^{-3} + \\ + 0 - 0 \\ C \doteq 0,6049 [-]$$

### 2.7.2 Součinitel expanze

Součinitel expanze  $\varepsilon$  se vypočte dle níže uvedeného empirického vzorce (8).

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot \beta^4 + 0,93 \cdot \beta^8) \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}\right] \quad (8)$$

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot 0,358^4 + 0,93 \cdot 0,358^8) \cdot \left[1 - \left(\frac{183\,765}{185\,920}\right)^{\frac{1}{1,4}}\right]$$

$$\varepsilon = 1 - (0,35546) \cdot [8,29307 \cdot 10^{-3}]$$

$$\varepsilon \doteq 0,99705 [-]$$

Pozn.: Absolutní tlak za clonou  $p_2$  je vztažen k diferenčnímu tlaku  $\Delta p$  a ne k trvalé tlakové ztrátě clony. Rozdíl mezi těmito dvěma veličinami je uveden na Obrázek 7.

Pozn.: Poměr absolutních tlaků splňuje podmínku platnosti rovnice  $p_2/p_1 \geq 0,75$ .

### 2.7.3 Hmotnostní tok plynu měřený na výtlačku kompresoru

Nyní je již možné vypočítat hledaný hmotnostní tok plynu měřený na výtlačku kompresoru  $\dot{m}_{d,\text{šK}}$  [kg · s<sup>-1</sup>] dle již výše uvedené rovnice (6).

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1}$$

$$\dot{m}_d = \frac{0,6049}{\sqrt{1-0,358^4}} \cdot 0,99705 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,01835^2 \cdot \sqrt{2 \cdot 2154,6 \cdot 2,175} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{m}_d = 0,60993 \cdot (2,63681 \cdot 10^{-4}) \cdot 96,81173 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{m}_{d,\text{šK}} \doteq 0,0155699 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \doteq 56,05 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

Pozn. objemový průtok se vypočte dle známého vztahu  $\dot{V}_{d,\text{šK}} = \frac{\dot{m}_{d,\text{šK}}}{\rho_1} = 25,77 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$ . Jedná se vlastně o výkonnost kompresoru uvedenou v datasheetu stroje, viz Tabulka 2. Rozdíl ve výsledcích v řádu desetin je způsoben zaokrouhlováním při manuálním výpočtu. Výše uvedený protokol výpočtu byl vytvořen ve speciálním výpočetním programu DELTA.

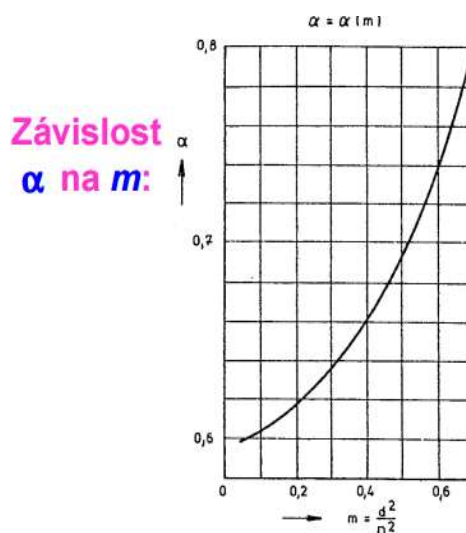
Pro informaci, níže je uveden výpočetní vztah (9) z již neplatné normy ČSN 25 7710 z roku 1959. Součinitel  $\alpha$  se nazývá „součinitel rozevření clony“ a stanoví se dle nomogramu z poměru kvadrátu průměru otvoru clony a vnitřního průměru potrubí při provozních podmínkách.

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot d_{ot,p}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_1}} \cdot \rho_1 \cdot \alpha \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (9)$$

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot 0,01835^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{2154,6}{2,175}} \cdot 2,175 \cdot 0,603$$

$$\dot{m}_{d,\text{šK}} = 0,0154386 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \doteq 55,6 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{V}_{d,\text{šK}} = \frac{\dot{m}_d}{\rho_1} = 25,55 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$



Obrázek 8 Nomogram stanovení součinitele rozevření clony [8]

Rozdíly ve výsledku jsou relativně nízké, avšak přesnost výpočtu striktně závisí na přesnosti stanovení součinitele rozevření clony  $\alpha$  z nomogramu.

## 2.8 Měřené veličiny a použitá měřidla

V rámci laboratorního měření budou měřeny následující parametry:

**$p_{1,red}$  [hPa(a)] Tlak na sání ventilátoru a kompresoru.** Vzhledem k absenci snímače tlaku v sacím potrubí axiálního ventilátoru i šroubového kompresoru se jedná o měření barometrického, resp. atmosférického tlaku. Tlak bude měřen pomocí manometru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, případně z údajů z meteorologické stanice ve Slezské Ostravě, jejíž údaje jsou online přenášeny na webovou stránku: <http://pocasi.miksa.cz/>. Pozor, v obou případech se jedná již o tlak přepočtený resp. redukovaný na hladinu moře a je proto nutné tento tlak nejprve přepočítat na místní hodnotu tlaku z důvodu výpočtu výkonností.

**$p_{p2}$  [bar(g)] Tlak na výtlačku kompresoru.** Tato veličina bude nastavována pomocí regulace škrcením ve výtlačku. Na výtlačné straně kompresoru se nachází kulový kohout, který bude při měření postupně uzavírán. Konkrétní hodnota relativního tlaku (přetlaku) bude sledována na analogovém manometru integrovaném do čelního panelu kompresorové jednotky. Přetlak bude regulován v rozsahu přibližně 2,0 až 5,0 bar s krokem 1 bar.



Obrázek 9 Čelní panel jednotky SE 25

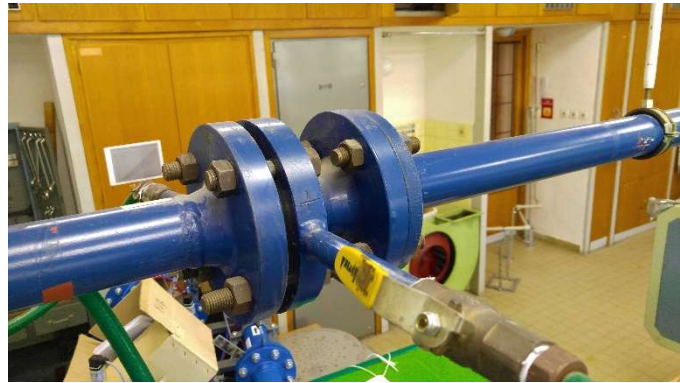
*Pozn. Pozor, na manometru je uvedena jednotka „kPa x 100“. Což samozřejmě odpovídá výše zmiňované jednotce „bar“.*

**$t_1$  [°C] Teplota na sání ventilátoru i šroubového kompresoru.** Vzhledem k absenci snímače teploty v sacím potrubí ventilátoru i šroubového kompresoru se jedná o měření teploty v laboratoři. Teplota bude měřena pomocí bimetalového teploměru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři.



Obrázek 10 Analogová meteorologická stanice

$\Delta p_{cl} [mm_{H_2O}]$  **Diferenční tlak na cloně.** Je měřen pomocí U-manometru (U-trubice) s vodní náplní, který je připojen impulsními hadicemi k vývodům tlakové diference měřicí trati s centrickou clonou.



Obrázek 11 Měřicí trať s centrickou clonou DN50 PN40

$t_{cl} [^{\circ}C]$  **Teplota na cloně.** Teplota je měřena rtuťovým teploměrem umístěným v teploměrové jímce naplněné vodou pro zajištění lepšího přestupu tepla mezi stlačeným vzduchem proudícím v potrubí a rtuť v teploměru.



Obrázek 12 Rtuťový teploměr umístěný v teploměrové jímce

$p_{p,cl} [kg \cdot cm^{-2}]$  **Statický tlak na cloně.** Jedná se o přetlak měřený pomocí analogového manometru. Zde je třeba upozornit, že tlak je měřen pomocí analogového manometru v jednotkách  $[kg \cdot cm^{-2}]$  neboli  $[Atm]$  – jedná se o zastaralou jednotku tlaku, která nepatří do soustavy SI. Této jednotce se někdy také říká „technická atmosféra“ [6]. Současně je na manometru každá 1  $Atm$  rozdělena na 8 dílků (1 dílek =  $1/8$   $Atm$  neboli  $0,125$   $Atm$ ). Tento fakt je třeba brát v potaz při zapisování naměřených hodnot.



Obrázek 13 Manometr k měření statického tlaku na cloně

*Pozn. Také je třeba upozornit, že manometr nadměřuje. Při nulovém přetlaku uvnitř potrubí zobrazuje manometr hodnotu  $0,3125$   $Atm$ .*

$I_{P_{el}}$  [mA] **Elektrický proud pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru.** Jedná se měření pomocí převodníku činného výkonu (příkonu) v třífázové tří vodičově vyvážené síti MTP 303 od výrobce Metra Blansko a.s. Převodník zapojen v tzv. Áronově zapojení spolu s převodníkovými transformátory. Vlastní převodník je připojen k vyhodnocovací jednotce ADAM, jež je pomocí LAN kabelu připojena k počítači s vyhodnocovacím softwarem ADAMView, jenž zobrazuje a ukládá data z převodníku příkonu v miliampérech [mA]. Pro exaktní vyhodnocení elektrického příkonu je nezbytné provést přepočít na Watty [W]. Přepočít je uveden níže.



Obrázek 14 Vyhodnocovací jednotka ADAM a Převodník pro měření činného příkonu

Alternativně je možné měřit přímo **Elektrický příkon pohonu kompresoru  $P_{el}$  [kW]** pomocí speciálního zařízení pro měření různých elektrických veličin zobrazené na níže uvedeném obrázku.



Obrázek 15 Zařízení pro měření elektrických veličin

$\Delta p_{Pr}$  [Pa] **Diferenční tlak na Prandtlově sondě.** Je měřen pomocí Prandtlovy trubice připojené oběma impulsními hadičkami k vývodům tlakové difference vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620, viz Obrázek 6.

- Odběr celkového tlaku je označován (+)
- Odběr statického tlaku je označován (-)

Na níže uvedeném Obrázek 16 je názorně zobrazeno, kde je diferenční tlak na displeji vyhodnocovací jednotky odečítán.



Obrázek 16 Odečet diferenčního tlaku z displeje vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620

$p_{p2,Pr}$  [Pa(g)] **Statický tlak na výtlaku ventilátoru.** Jedná se o relativní tlak a je měřen pomocí Prandtlovy trubice, k níž je připojena pouze impulsní hadička k (mínusovému) vývodu vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620, viz Obrázek 6. Plusová impulsní hadička je z vývodu Prandtlovy sondy odpojena. Plusový vývod Prandtlovy sondy tak ústí volně do atmosféry.

- Odběr celkového tlaku je označován (+)
- Odběr statického tlaku je označován (-)

Na výše uvedeném Obrázek 16 je názorně zobrazeno, kde je statický tlak na displeji vyhodnocovací jednotky odečítán.

**Pozn. Pokud je odpojen správný vývod s označením (-), pak číslo, které jednotka ukazuje je záporné a při regulaci škrcením postupně roste v záporném slova smyslu. Do tabulky výsledků je poté nutné dosazovat absolutní hodnotu statického tlaku!**

**Pozn. Pro zvýšení kvality měření pomocí Prandtlovy sondy a snížení oscilace je doporučeno posunout zátku, jež je vidět na Obrázek 6, na kótu 72,5 mm od špičky sondy. Tím se jasně definuje pozice v ose potrubí a také se utěsní otvor pro sondu.**

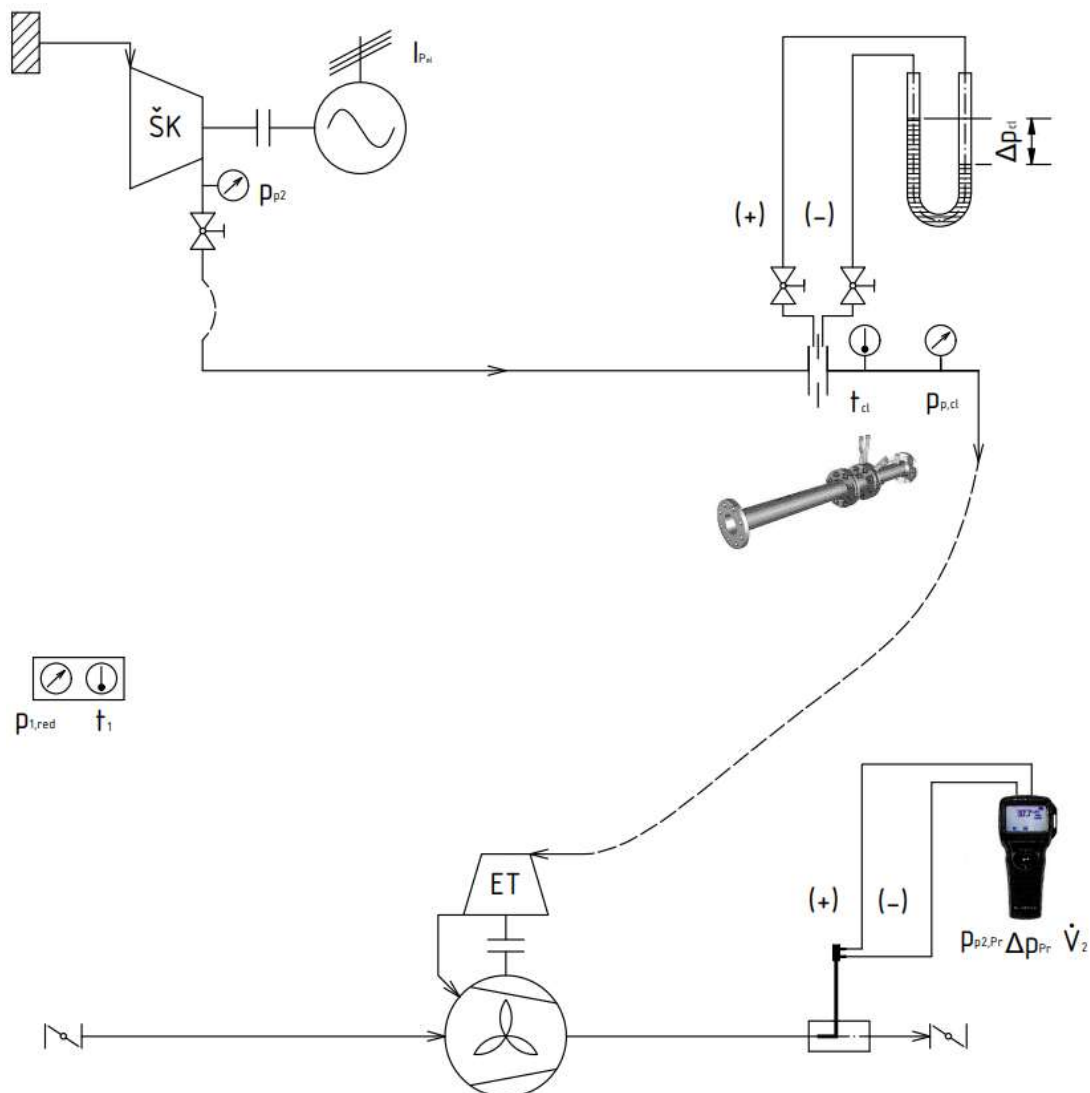
$\dot{V}_2$  [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ] **Objemový průtok v místě měření.** Je nepřímo měřen pomocí Prandtlovy trubice připojené oběma impulsními hadičkami k vývodům tlakové diference vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620, viz Obrázek 6.

Na níže uvedeném Obrázek 17 je názorně zobrazeno, kde je objemový průtok v místě měření na displeji vyhodnocovací jednotky odečítán.



Obrázek 17 Odečet objemového průtoku v místě měření z displeje vyhodnocovací jednotky AirFlow PVM620

## 2.9 Schéma zapojení a popis funkce měřeného axiálního ventilátoru se šroubovým kompresorem



Obrázek 18 Schéma zapojení měřeného axiálního ventilátoru s pohonem pomocí šroubového kompresoru



## 2.10 Tabulka naměřených hodnot

Tabulka 6 Tabulka naměřených hodnot z měření axiálního ventilátoru s pohonem šroubovým kompresorem

| $p_{1,red}$<br>[hPa(a)] | $p_{p2}$<br>[bar(g)] | $t_1$<br>[°C] | $\Delta p_{cl}$<br>[mm <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ] | $t_{cl}$<br>[°C] | $p_{p,cl}$<br>[kg · cm <sup>-2</sup> ] | $I_{Pel}$<br>[mA] | $\Delta p_{Pr}$<br>[Pa] | ABS. H.<br>$p_{p2,Pr}$<br>[Pa(g)] | $\dot{V}_2$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] |
|-------------------------|----------------------|---------------|--|------------------|--|-------------------|-------------------------|-----------------------------------|--|
|                         | Cca 1,8              |               |  |                  |  |                   |                         |                                   |  |
|                         | 2,0                  |               |  |                  |  |                   |                         |                                   |  |
|                         | 3,0                  |               |  |                  |  |                   |                         |                                   |  |
|                         | 4,0                  |               |  |                  |  |                   |                         |                                   |  |
|                         | 5,0                  |               |  |                  |  |                   |                         |                                   |  |

Před vlastním měřením je nutné ventilátor a hlavně šroubový kompresor provozovat přibližně 15 minut naprázdno bez měření. Z důvodu zahřátí stroje na provozní teplotu. Kompresor se spouští pomocí zeleného tlačítka na čelním panelu, viz Obrázek 9. Ventilátor najede na provozní otáčky přibližně za 30 sekund od nájezdu kompresoru.

Každý řádek výše uvedené Tabulka 6 představuje jednu konkrétní polohu při uzavírání výtlačného kulového kohoutu při regulaci škrcením ve výtlačku šroubového kompresoru.

První řádek v Tabulka 6 reprezentuje stav plně otevřeného kulového kohoutu. Hodnota přetlaku na výtlačku kompresoru cca 1,8 bar, jež se odečte z manometru na čelním panelu, představuje hodnotu protitlaku připojené potrubní sítě a spotřebiče, resp. ventilátoru. Tato hodnota se může mírně lišit dle teploty v laboratoři či zahřátí stroje, avšak v základu se bude běžně pohybovat okolo 2 bar(g).

V každém řádku je nejprve nutné změřit a zapsat všechny hodnoty z Tabulka 6. Teprve poté je možné přivít kulový kohout na další polohu, jež bude odpovídat zvýšení přetlaku na výtlačku kompresoru o 1 bar. Nicméně pozor, před dalším měřením je třeba nechat kompresor minimálně 20 sekund provozně se ustálit.

V případě mírné oscilace u měření elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu, je třeba do tabulky naměřených hodnota zapsat střední naměřenou hodnotu pozorované veličiny.

Vzhledem k manuálnímu měření pomocí Prandtlovy sondy bude také docházet k mírné oscilaci měřeného objemového toku, diferenčního tlaku a statického tlaku. I v tomto případě orientačního měření je třeba zapsat do tabulky střední hodnotu naměřených veličin.

## 2.11 Základní přepočty

### 2.11.1 Přepočet tlaku na sání ventilátoru i kompresoru

Z meteorologických stanic a barometrů je vždy získána hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{1,red}$  [hPa(a)]. Nicméně např. pro výpočet výkonnosti strojů je třeba znát skutečnou hodnotu atmosférického tlaku v místě měření.

Bude použit následující postup:

- 1) Pomocí barometru či lokální meteorologické stanice bude odečtena hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{1,red}$  [hPa(a)].
- 2) Určete přibližnou nadmořskou výšku v místě měření  $h$  [m n. m.]. Použijte např. web: [mapy.cz](http://mapy.cz).
- 3) Stáhněte si webový nástroj: [BABINET\\_BOSCH.xls](#) (v případě nefunkčnosti odkazu kontaktujte vyučujícího). Výpočtář umožňuje, po zadání lokální nadmořské výšky  $h$  [m n. m.] a teploty v místě měření  $t_1$  [°C], stanovit hodnotu redukováného barometrického tlaku pro běžný atmosférický tlak dle různých výpočetních metod (barometrických formulí).
- 4) Na základě výsledků zvolené barometrické formule a znalosti lineární interpolace či lineární extrapolace vypočtete hodnotu absolutního tlaku, resp. běžného atmosférického tlaku v místě měření  $p_1$  [hPa(a)].
- 5) Posledním krokem je přepočet tlaku na základní jednotky  $p_1$  [Pa(a)].

Příklad výpočtu pro Babinetovu formuli a lineární extrapolaci: [1]

| Výška h [m]    |                                 | Teplota t [C] |               |
|----------------|---------------------------------|---------------|---------------|
| 250            |                                 | 20            |               |
|                | Babinet formula                 | ICAO formula  | BOSCH formula |
| Absolutní tlak | Tlak přepočtený na hladinu moře |               |               |
| $p_1$ [hPa]    | $p_0$ [hPa]                     | $p_0$ [hPa]   | $p_0$ [hPa]   |
| $p_1$          | $p_0$                           | $p_0$         | $p_0$         |
| 960            | 988,19                          | 988,46        | 988,96        |
| 970            | 998,48                          | 998,75        | 999,26        |
| 980            | 1008,77                         | 1009,05       | 1009,56       |
| 990            | 1019,07                         | 1019,35       | 1019,86       |
| 1000           | 1029,36                         | 1029,64       | 1030,17       |
| 1010           | 1039,65                         | 1039,94       | 1040,47       |
| 1020           | 1049,95                         | 1050,23       | 1050,77       |
| 1030           | 1060,24                         | 1060,53       | 1061,07       |
| 1040           | 1070,53                         | 1070,83       | 1071,37       |
| 1050           | 1080,83                         | 1081,12       | 1081,67       |

Absolutní tlak, resp. barometrický tlak v místě měření  $p_1 \doteq 967,98$  [hPa(a)] = 96 798 [Pa]

### 2.11.2 Přepočítání tlaku na výtlačku kompresoru

Na výtlačku kompresoru je měřen relativní tlak – přetlak  $p_{p2}$  [100xkPa(g)] neboli v [bar(g)]. Avšak pro následující výpočty je nezbytné jej nejprve převést na základní jednotky  $p_{p2}$  [Pa(g)] a poté přepočítat na absolutní tlak na výtlačku kompresoru  $p_2$  [Pa(a)] pomocí rovnice (10).

$$p_2 = p_1 + p_{p2} [Pa(g)] \Rightarrow p_2 [Pa(a)] \quad (10)$$

### 2.11.3 Přepočítání teploty na sání ventilátoru i kompresoru

Pro následující výpočty, kde bude počítáno se stavovou rovnicí ideálního plynu, je třeba provést přepočítání teploty na Kelvinovu stupnici, viz rovnice (11).

$$t_1 [^\circ C] \Rightarrow T_1 = t_1 + 273,15 [K] \quad (11)$$

### 2.11.4 Přepočítání diferenčního tlaku na cloně

Diferenční tlak na cloně je měřen pomocí U-manometru v [mm<sub>H<sub>2</sub>O</sub>], nicméně pro výpočty je třeba provést přepočítání na základní jednotky tlaku [Pa]. Tento přepočítání se provede na základě znalosti rovnice (12) pro výpočet hydrostatického tlaku a tedy pomocí hustoty vodní náplně U-manometru při dané teplotě v laboratoři  $\rho_{H_2O}$  [kg · m<sup>-3</sup>], tíhového zrychlení  $g = 9,81$  [m · s<sup>-2</sup>] a diferenčního tlaku na cloně přepočteného na základní jednotky délky, resp. výšky [m<sub>H<sub>2</sub>O</sub>].

$$\Delta p_{cl} [mm_{H_2O}] \Rightarrow \Delta p_{cl} [m_{H_2O}] \Rightarrow \Delta p_{cl} = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot \Delta p_{cl} [Pa] \quad (12)$$

*Pozn. Pomocný symbol (a) či (g), jenž je v této publikaci používán pro zdůraznění relativního či absolutního tlaku, nehraje v této situaci roli, protože se jedná o tlakovou diferenci neboli rozdíl tlaků.*

### 2.11.5 Přepočítání teploty na cloně

Pro následující výpočty, kde bude počítáno se stavovou rovnicí ideálního plynu, je třeba provést přepočítání teploty na Kelvinovu stupnici, viz rovnice (13).

$$t_{cl} [^\circ C] \Rightarrow T_{cl} = t_{cl} + 273,15 [K] \quad (13)$$

### 2.11.6 Přepočítání tlaku cloně

Statický tlak na cloně, ve formě relativního tlaku (přetlaku)  $p_{p,cl}$ , je měřen pomocí analogového manometru v jednotkách [kg · cm<sup>-2</sup>] neboli [Atm] – jedná se o zastaralou jednotku tlaku, která nepatří do soustavy SI. Této jednotce se někdy také říká „technická atmosféra“ [6]. Nicméně pro výpočty je třeba provést přepočítání na základní jednotky tlaku [Pa]. Tento přepočítání se provede na základě znalosti rovnice (14).

$$p_{p,cl} [kg \cdot cm^{-2}] \Rightarrow p_{p,cl} = p_{p,cl} [kg \cdot cm^{-2}] \cdot 98\,066 [Pa(g)] \quad (14)$$

Dalším krokem je přepočítání relativního statického tlaku na cloně  $p_{p,cl}$  [Pa(g)] na absolutní statický tlak na cloně  $p_{cl}$  [Pa(a)] a to pomocí rovnice (15).

$$p_{cl} = p_1 + p_{p,cl} [Pa(g)] \Rightarrow p_{cl} [Pa(a)] \quad (15)$$

2.11.7 Přepoččet elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu kompresoru  
Měřicí rozsah elektrického příkonu převodníkem je 0 až 3291 [W] a výstupní signál z převodníku je v rozsahu 0 až 20 [mA]. Na základě znalosti těchto pěti veličin lze aplikovat lineární interpolaci k dopočtení veličiny šesté, tj. elektrický příkon na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p}$  [W], viz již modifikovaná rovnice (16).

$$P_{el,IN-p} = \frac{\bar{I}_{P_{el}} \cdot 3291}{20} [W] \quad (16)$$

Výstupní proud z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT}$  [A] se vypočte z elektrického příkonu na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p}$  [W] a elektrického napětí na vstupu do převodníku  $U_{IN-p} = 230$  [V] z rovnice (17).

$$I_{1T,OUT} = \frac{P_{el,IN-p}}{\sqrt{3} \cdot U_{IN-p}} [A] \quad (17)$$

Převodníkový transformátor má poměr elektrických proudů 150 [A]/1 [A]. Pomocí jednoduché trojčlenky lze tedy, na základě znalosti výstupního proudu z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT}$  [A], vypočítat elektrický proud na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN}$  [A] a to pomocí již modifikované rovnice (18).

$$I_{1T,IN} = \frac{I_{1T,OUT} \cdot 150}{1} [A] \quad (18)$$

Dalším krokem je výpočet proudu na jedné fázi  $I_{1f}$  [A] a to ze znalosti počtu závitů transformátoru, tj. 20 a elektrického proudu na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN}$  [A] z rovnice (19).

$$I_{1f} = \frac{I_{1T,IN}}{20} [A] \quad (19)$$

Následujícím bodem je výpočet elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f}$  [W] a to ze znalosti elektrického napětí  $U = 230$  [V] a proudu na jedné fázi  $I_{1f}$  [A] z rovnice (20).

$$P_{el,1f} = U \cdot I_{1f} [W] \quad (20)$$

A posledním bodem je hledaný trojfázový elektrický příkon kompresorové jednotky  $P_{el}$  [W]. Ten se vypočítá z elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f}$  [W] z rovnice (21).

$$P_{el} = 3 \cdot P_{el,1f} [W] \quad (21)$$

Pozn. Výše uvedený výpočet je snadno použitelný pro analýzu menšího množství naměřených dat. V případě rozboru většího množství dat je nevhodný a zdlouhavý. Proto byla vytvořena sumarizační empirická rovnice pro výpočet trojfázového elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el}$  [W], která tento výpočet nahrazuje, tak že v sobě obsahuje všechny nezbytné konstanty či parametry a tudíž jedinou proměnnou zůstává naměřený elektrický proud pro stanovení hledaného elektrického příkonu  $I_{Pel}$  [A]. Jedná se o rovnici (22).

$$P_{el} [W] = \left( \frac{\frac{I_{Pel}^{3 \cdot 291}}{20} - 150}{\frac{1}{20} \cdot 230} \right) \cdot 3 = \frac{5 \cdot 175 \cdot 3 \cdot 291}{\sqrt{3} \cdot 230 \cdot 20} \cdot I_{Pel} \doteq \boxed{2137,567 \cdot I_{Pel}} \quad (22)$$

Pozn. V rámci výpočtu bylo předpokládáno napětí na jedné fázi  $U = 230$  [V], pokud by byla jeho hodnota jiná, tak je nezbytné vzít tento fakt v potaz a výše uvedené rovnice poupravit. **Pokud bude použito zařízení pro měření elektrických veličin, tak přepočtení není potřebné a bude získán přímo elektrický příkon  $P_{el}$  [kW].**

### 2.11.8 Přepočtení statického tlaku měřeného Prandtlovou sondou

Statický tlak ve formě naměřeného relativního tlaku, resp. přetlaku na výtlaku ventilátoru pomocí Prandtlovy sondy  $p_{p2,Pr}$  [Pa(g)] musí být přepočten na absolutní formu statického tlaku  $p_{2,Pr}$  [Pa(a)] pomocí atmosférického tlaku v místě měření  $p_1$  [Pa(a)], viz rovnice (23).

$$p_{2,Pr} = p_1 + p_{p2,Pr} [Pa(g)] \Rightarrow p_{2,Pr} [Pa(a)] \quad (23)$$

### 2.11.9 Přepočtení objemového průtoku vzduchu v místě měření

Objemový průtok v místě měření  $\dot{V}_2$  [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ] je nutné převést na základní jednotky  $\dot{V}_2$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ].

## 2.12 Vypočtené hodnoty

### 2.12.1 Celkový tlakový poměr šroubového kompresoru

Do výpočtu celkového tlakového poměru šroubového kompresoru  $\sigma_{c,\text{ŠK}}$  [-] musí vstupovat absolutní tlaky, viz níže uvedená základní rovnice (24).

$$\sigma_{c,\text{ŠK}} = \frac{p_2 [Pa(a)]}{p_1 [Pa(a)]} [-] \quad (23)$$

### 2.12.2 Celkový tlakový poměr ventilátoru

Do výpočtu celkového tlakového poměru ventilátoru  $\sigma_{c,V}$  [-] musí vstupovat absolutní tlaky, viz níže uvedená základní rovnice (24).

$$\sigma_{c,V} = \frac{p_{2,Pr} [Pa(a)]}{p_1 [Pa(a)]} [-] \quad (24)$$

### 2.12.3 Hustota vzduchu na sání

Výpočet hustoty na sání  $\rho_{vzd,s}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je proveden pomocí základní stavové rovnice (25) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Měrnou plynovou konstantu pro vzduch je možné nalézt v termodynamických tabulkách. Její hodnota pro vzduch je  $r_{vzd} = 287$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ]. Hustota vzduchu na sání je totožná pro šroubový kompresor i pro axiální ventilátor.

$$\rho_1 = \rho_{vzd,s} = \frac{p_1}{r \cdot T_1} [kg \cdot m^{-3}] \quad (25)$$

#### 2.12.4 Hustota vzduchu na výtlačku ventilátoru

Výpočet hustoty na výtlačku ventilátoru  $\rho_{vzd,Pr} [kg \cdot m^{-3}]$  je proveden opět pomocí obdobné základní stavové rovnice (26) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Teplota na výtlačku axiálního ventilátoru není měřena, protože je předpokládáno, že při pracovním procesu ventilátoru dochází k zanedbatelnému zvýšení teploty pracovního média. Proto je pro výpočet použita teplota na sání  $T_1$ .

$$\rho_2 = \rho_{vzd,Pr} = \frac{p_2}{r \cdot T_1} [kg \cdot m^{-3}] \quad (26)$$

#### 2.12.5 Hustota vzduchu na cloně

Výpočet hustoty na cloně  $\rho_{vzd,cl} [kg \cdot m^{-3}]$  je proveden opět pomocí obdobné základní stavové rovnice (27) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Teplotu a tlak na sání v tomto případě nahrazují příslušné veličiny měřené na cloně s indexem „cl“.

$$\rho_{cl} = \rho_{vzd,cl} = \frac{p_{cl}}{r \cdot T_{cl}} [kg \cdot m^{-3}] \quad (27)$$

*Pozn. Pro exaktní výpočet hustoty reálného plynu je možné z meteorologické stanice v laboratoři odečíst relativní vlhkost a hustotu poté spočítat např. pomocí doplňku pro MS Excel [CoolProp](#), softwaru EES (Engineering Equation Solver), jehož licenci jakožto studenti KE, FS, VŠB-TUO můžete získat, či jiného nástroje umožňujícího pracovat s médii o vlastnostech reálného plynu.*

#### 2.12.6 Hmotnostní výkonnost šroubového kompresoru

Výpočet hmotnostní výkonnosti šroubového kompresoru  $\dot{m}_{d,\text{šK}} [kg \cdot s^{-1}]$ , resp. hmotnostního toku plynu proudícího skrze clonu již byl naznačen v podkapitole 2.7. Existují tři možnosti stanovení hmotnostní výkonnosti:

1) Použití níže uvedeného vzorce (6), přičemž je nutné průtok přepočítat na základě aktuální hodnoty součinitele expanze  $\varepsilon$ , diferenčního tlaku na cloně  $\Delta p_{cl}$  a hustoty na cloně  $\rho_1$ .

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{cl} \cdot \rho_{cl}}$$

2) Použití níže uvedeného vzorce (9), kde je však třeba dbát na co nejpřesnější stanovení součinitele rozevření clony  $\alpha$ .

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot d_{ot,p}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_{cl}}{\rho_{cl}} \cdot \rho_{cl} \cdot \alpha}$$

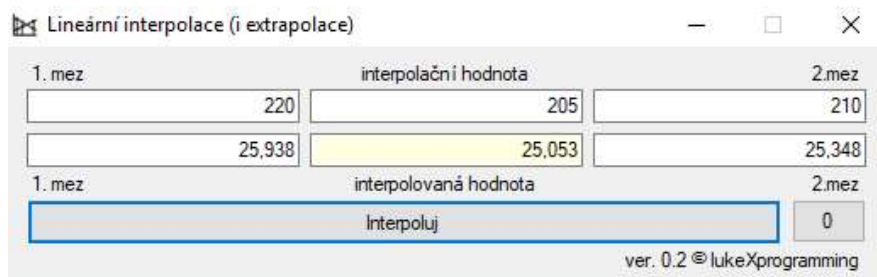
3) Lineární extrapolací dat z **tabulky cejchovních hodnot** z výše uvedené výpočetní karty clony. Na základě znalosti diferenčních tlaků a průtoků. Tato metoda je však nejméně přesná a je vhodná pouze pro orientační výpočet z důvodu odlišných návrhových podmínek od podmínek provozních viz příklad výpočtu na níže uvedeném Obrázek 19. Z tohoto důvodu není tato metoda bez přepočtu měřidla doporučována!

#### TABULKA CEJCHOVNÍCH HODNOT

Hodnoty v kontrolním bodě

Q<sub>kb</sub> 18,407 m3/h  
 Δp 110,000 mm H2O  
 Q = K<sub>kb</sub> · √Δp = 1,755 · √Δp m3/h

| Δp<br>mm H2O | Q<br>m3/h | vD za PP<br>m/s | pztr<br>mm H2O |
|--------------|-----------|-----------------|----------------|
| 220,000      | 25,938    | 3,52            | 187,953        |
| 210,000      | 25,348    | 3,44            | 179,406        |
| 200,000      | 24,744    | 3,36            | 170,859        |



Obrázek 19 Příklad výpočtu průtoku pomocí interpolační metody

#### 2.12.7 Výkonnost šroubového kompresoru

Výkonnost šroubového kompresoru  $\dot{V}_d$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ], neboli hmotnostní tok plynu výtlačným hrdlem kompresoru  $\dot{m}_{d,\text{šK}}$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] přepočtený na podmínky v sání  $\rho_{vzd,s}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] se vypočte dle základní rovnice (28).

$$\dot{V}_{d,\text{šK}} = \frac{\dot{m}_{d,\text{šK}}}{\rho_{vzd,s}} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (28)$$

*Pozn. Následně se výkonost kompresoru přepočítá na [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ], tak aby byl výsledek v souladu s technickým listem stroje.*

#### 2.12.8 Hmotnostní tok vzduchu proudící skrz ventilátor

Výpočet hmotnostního toku vzduchu proudícího skrz ventilátor  $\dot{m}_{d,v}$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] se vypočítá z naměřeného objemového průtoku v místě měření  $\dot{V}_2$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] a z hustoty vzduchu na výtlaku ventilátoru  $\rho_{vzd,pr}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ], z rovnice (29).

Pro exaktnost výpočtu je k hmotnostnímu toku plynu skrze ventilátor připočten hmotnostní tok plynu expandující v pohonné turbíně ventilátoru, neboli hmotnostní výkonost šroubového kompresoru  $\dot{m}_{d,\text{šK}}$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ]. Nicméně platí následující nerovnost  $\dot{m}_{d,v} \gg \dot{m}_{d,\text{šK}}$ . Hmotnostní tok plynu protékající ventilátorem je mnohem větší než hmotnostní tok pohonného stlačeného vzduchu ze šroubového kompresoru. Proto lze tento součet v případě potřeby zanedbat bez výraznějšího vlivu na výsledky následujícího výpočtu.

$$\dot{m}_{d,v} = (\dot{V}_2 \cdot \rho_{vzd,pr}) + \dot{m}_{d,\text{šK}} [kg \cdot s^{-1}] \quad (29)$$

### 2.12.9 Výkonnost ventilátoru

Výkonnost ventilátoru  $\dot{V}_{d,V}$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] se vypočte jako poměr hmotnostního toku plynu proudícího skrz ventilátor  $\dot{m}_{d,V}$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] (hmotnostního toku stanoveného na výtlaku stroje) a hustoty vzduchu na sání ventilátoru  $\rho_{vzd,s}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] pomocí rovnice (30).

$$\dot{V}_{d,V} = \frac{\dot{m}_{d,V}}{\rho_{vzd,s}} [m^3 \cdot s^{-1}] \Rightarrow \dot{V}_{d,V} [m^3 \cdot h^{-1}] \quad (30)$$

### 2.12.10 Měrná spotřeba energie šroubového kompresoru

Měrná spotřeba energie šroubového kompresoru  $c_{\text{šK}}$  [ $kWh \cdot m^{-3}$ ] představuje technickoekonomický parametr, jenž říká kolik energie je zapotřebí pro výrobu jednoho metru kubického stlačeného plynu. Vypočte se jako podíl elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el}$  [ $W$ ] a výkonnosti kompresoru  $\dot{V}_{d,\text{šK}}$  [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ] z rovnice (31)

$$c_{\text{šK}} = \frac{P_{el}}{\dot{V}_d} [kWh \cdot m^{-3}] \quad (31)$$

### 2.12.11 Měrná spotřeba energie ventilátoru

Měrná spotřeba energie ventilátoru  $c_V$  [ $kWh \cdot m^{-3}$ ], jenž je poháněn šroubovým kompresorem, představuje technickoekonomický parametr, jenž říká kolik energie je zapotřebí pro výrobu a dopravu jednoho metru kubického „stlačeného“ plynu. Vypočte se jako podíl elektrického příkonu pohonné kompresorové jednotky  $P_{el}$  [ $kW$ ] a výkonnosti ventilátoru  $\dot{V}_{d,V}$  [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ] z rovnice (32)

$$c_V = \frac{P_{el}}{\dot{V}_{d,V}} [kWh \cdot m^{-3}] \quad (32)$$

### 2.12.12 Měrná technická izotermická práce šroubového kompresoru

Měrná technická izotermická práce kompresoru  $a_{t,it}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] se vypočítá z měrné plynové konstanty pro vzduch  $r_{vzd}$  [ $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ], teploty na sání kompresoru  $T_1 = T$  [ $K$ ] a z celkového tlakového poměru šroubového kompresoru  $\sigma_{c,\text{šK}}$  [-] z rovnice (33).

$$a_{t,it} = r \cdot T \cdot \ln \sigma_{c,\text{šK}} [J \cdot kg^{-1}] \quad (33)$$

*Pozn. Teplota na sání kompresoru, resp. teplota v laboratoři bude postupně mírně stoupat. Tento fakt je nezbytné vzít v potaz. V jednotlivých řádcích výpočtu bude tedy teplota odlišná, avšak vzhledem k nárůstu o jednotky stupně budou rozdíly ve výsledcích zanedbatelné.*

### 2.12.13 Izotermický příkon kompresoru

Izotermický příkon kompresoru  $P_{it}$  [ $W$ ] se vypočte jako součin kvantity a kvality, resp. jako součin hmotnostní výkonnosti kompresoru  $\dot{m}_{d,\text{šK}}$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] a měrné technické izotermické práce  $a_{t,it}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] z rovnice (34).

$$P_{it} = \dot{m}_{d,\text{šK}} \cdot a_{t,it} [W] \quad (34)$$

### 2.12.14 Izotermická účinnost kompresoru

Izotermická účinnost kompresoru  $\eta_{it,\text{šK}}$  [-] reprezentuje porovnávací účinnost energetického stroje, která se spočte jako podíl izotermického příkonu kompresoru  $P_{it}$  [ $W$ ] a skutečného naměřeného elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el}$  [ $W$ ] z rovnice (35).

$$\eta_{it,\text{šK}} = \frac{P_{it}}{P_{el}} [-] \quad (35)$$



### 2.12.15 Změna tlakové energie vzduchu ve ventilátoru

Změna tlakové energie vzduchu ve ventilátoru  $\frac{\Delta p_D}{\rho_{vzd,s}} [J \cdot kg^{-1}]$  se vypočte z tlakové deprese ventilátoru, resp. rozdílu tlaku mezi výtlačkem a sáním  $\Delta p_D = p_2 - p_1 [Pa]$  a také pomocí hustoty vzduchu na sání ventilátoru  $\rho_{vzd,s} [kg \cdot m^{-3}]$ , z rovnice (36).

$$\frac{\Delta p_D}{\rho_{vzd,s}} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_{vzd,s}} [J \cdot kg^{-1}] \quad (36)$$

### 2.12.16 Energetická účinnost ventilátoru

Energetická účinnost ventilátoru  $\eta_V [-]$  vychází z výpočtu přímé účinnosti a to jako poměr energie vložené do proudícího plynu, jenž je definován jako součet kvantity, resp. hmotnostního toku vzduchu proudícího skrz ventilátor  $\dot{m}_{d,V} [kg \cdot s^{-1}]$  a kvality, resp. změny tlakové energie vzduchu ve ventilátoru  $\frac{\Delta p_D}{\rho_{vzd,s}} [J \cdot kg^{-1}]$  a elektrického příkonu ventilátoru  $P_{el} [W]$ , z rovnice (37).

$$\eta_V = \frac{P_V}{P_p} = \frac{\dot{m}_{d,V} \cdot \frac{\Delta p_D}{\rho_{vzd,s}}}{P_{el}} [-] \quad (37)$$

## 2.13 Příklad měření a jeho výsledků

### 2.13.1 Výsledky měření a navazujících výpočtů

Tabulka 7 Výsledky vzorového měření na axiálním ventilátoru

| $p_{1,red}$<br>[hPa(a)] | $p_{p2}$<br>[bar(g)] | $t_1$<br>[°C] | $\Delta p_{cl}$<br>[mmH <sub>2</sub> O] | $t_{cl}$<br>[°C] | ABS. H.<br>$p_{p,cl}$<br>[kg · cm <sup>-2</sup> ] | $I_{P_{el}}$<br>[mA] | $\Delta p_{Pr}$<br>[Pa] | $p_{p2,Pr}$<br>[Pa(g)] | $\dot{V}_2$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] |
|-------------------------|----------------------|---------------|---|------------------|---|----------------------|-------------------------|------------------------|--|
| 1021,00                 | 1,5                  | 25,0          | 95                                      | 23,9             | 1,0625  | 2,323                | 42,8                    | 22,6                   | 510  |
| 1021,00                 | 2,0                  | 25,1          | 95                                      | 25,1             | 1,0625  | 2,33                 | 41,9                    | 22,6                   | 508  |
| 1021,00                 | 3,0                  | 25,2          | 94                                      | 26,0             | 1,0625  | 2,345                | 41,5                    | 22,6                   | 505  |
| 1021,00                 | 4,0                  | 25,3          | 94                                      | 26,6             | 1,0625  | 2,36                 | 41,3                    | 22,0                   | 503  |
| 1021,00                 | 5,0                  | 25,5          | 93                                      | 27,1             | 1,0625  | 2,367                | 41,1                    | 21,9                   | 501  |

Naměřený barometrický tlak se během měření neměnil.

Regulovanou veličinou je tlak na výtlačku šroubového kompresoru  $p_{p2}$ . Jeho hodnota po najetí stroje je přibližně 1,5 bar. Jedná se o protitlak připojené potrubní sítě a ventilátoru.

Teplota v laboratoři  $t_1$ , neboli teplota na sání, roste především z důvodu provozu pohonného šroubového kompresoru. Odvod kompresního tepla chladičem stroje ohřívá vzduch v místnosti.

Diferenční tlak na cloně  $\Delta p_{cl}$  zůstává při měření přibližně konstantní. Z toho lze predikovat, že se výkonost kompresoru bude měnit pouze minimálně.

Teplota pohonného stlačeného vzduchu na cloně rostla z důvodu regulace škrcením ve výtlačku kompresoru. Tlak pohonného vzduchu byl na cloně přibližně konstantní bez znatelných fluktuací. Hodnota v tabulce je již ponížena o nadměřování měřidla o velikosti 0,3125 Atm.

Elektrický příkon šroubového kompresoru narůstá z důvodu regulace škrcením ve výtlačku a růstu odporu sítě.

Statický tlak na výtlaku ventilátoru zcela minimálně klesnul a stejně tak tlak diferenční a průtok. V každém případě je zde znatelný rozdíl ve velikosti průtoku ventilátoru od situace, kdy byl pohonem ventilátoru elektromotor.

Tabulka 8 Základní přepočty

| $p_{1,red}$<br>[Pa(a)] | $p_1$<br>[Pa(a)] | $p_2$<br>[Pa(a)] | $T_1$<br>[K] | $\Delta p_{cl}$<br>[Pa] | $T_{cl}$<br>[K] | $p_{p,cl}$<br>[Pa(a)] | $P_{el}$<br>[W] | $p_{2,Pr}$<br>[Pa(a)] | $\dot{V}_2$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] |
|------------------------|------------------|------------------|--------------|-------------------------|-----------------|-----------------------|-----------------|-----------------------|--|
| 102100                 | 99188            | 252100           | 298,15       | 930                     | 297,05          | 104195                | 4965,6          | 99210,6               | 0,142  |
| 102100                 | 99188            | 302100           | 298,25       | 930                     | 298,25          | 104195                | 4980,5          | 99210,6               | 0,141  |
| 102100                 | 99188            | 402100           | 298,35       | 921                     | 299,15          | 104195                | 5012,6          | 99210,6               | 0,140  |
| 102100                 | 99188            | 502100           | 298,45       | 921                     | 299,75          | 104195                | 5044,7          | 99210,0               | 0,140  |
| 102100                 | 99188            | 602100           | 298,65       | 911                     | 300,25          | 104195                | 5059,6          | 99209,9               | 0,139  |

Základními přepočty byly především přepočítány veličiny na základní jednotky z důvodu eliminace případných chyb v následném termodynamickém výpočtu.

Tabulka 9 Vypočtené hodnoty 1. část

| $\sigma_{c,\dot{S}K}$<br>[-] | $\sigma_{c,v}$<br>[-] | $\rho_{vzd,s}$<br>[kg · m <sup>-3</sup> ] | $\rho_{vzd,Pr}$<br>[kg · m <sup>-3</sup> ] | $\rho_{vzd,cl}$<br>[kg · m <sup>-3</sup> ] | $\dot{m}_{d,\dot{S}K}$<br>[kg · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_{d,\dot{S}K}$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] |
|------------------------------|-----------------------|---|--|--|---|---|
| 2,542                        | 1,00023               | 1,1592                                    | 1,1594                                     | 0,16425                                    | 0,01062   | 0,00917   |
| 3,046                        | 1,00023               | 1,1588                                    | 1,1590                                     | 0,16355                                    | 0,01060   | 0,00915   |
| 4,054                        | 1,00023               | 1,1584                                    | 1,1586                                     | 0,16253                                    | 0,01053   | 0,00909   |
| 5,062                        | 1,00022               | 1,1580                                    | 1,1582                                     | 0,16183                                    | 0,01052   | 0,00909   |
| 6,070                        | 1,00022               | 1,1572                                    | 1,1575                                     | 0,16108                                    | 0,01046   | 0,00904   |

Tabulka 10 Vypočtené hodnoty 2. část

| $\dot{V}_{d,\dot{S}K}$<br>[m <sup>3</sup> · h] | $\dot{m}_{d,v}$<br>[kg · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_{d,v}$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_{d,v}$<br>[m <sup>3</sup> · h] | $c_{\dot{S}K}$<br>[kWh · m <sup>-3</sup> ] |
|--|--|--|---|--|
| 33,00  | 0,1749                                     | 0,1509   | 543,1                                   | 0,150                                      |
| 32,94  | 0,1742                                     | 0,1503   | 541,1                                   | 0,151                                      |
| 32,73  | 0,1731                                     | 0,1494   | 537,8                                   | 0,153                                      |
| 32,71  | 0,1724                                     | 0,1488   | 535,8                                   | 0,154                                      |
| 32,53  | 0,1715                                     | 0,1482   | 533,6                                   | 0,156                                      |

Poměrně zajímavým faktem je, že hodnota výkonnosti ventilátoru je v případě pohonu šroubovým kompresorem přibližně o 35 % nižší, než je tomu v případě, kdy je axiální ventilátor poháněn elektromotorem.

Tabulka 11 Vypočtené hodnoty 3. část

| $c_V$<br>[kWh · m <sup>-3</sup> ] | $a_{t,it}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $P_{it}$<br>[W] | $\eta_{it,\text{ŠK}}$<br>[-] | $\frac{\Delta p_D}{\rho_{vzd,s}}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $\eta_V$<br>[-] |
|-----------------------------------|---------------------------------------|-----------------|------------------------------|--|-----------------|
| 0,0091                            | 79819,6                               | 848,1           | 0,1708                       | 19,50  | 0,000645        |
| 0,0092                            | 95333,7                               | 1010,9          | 0,2030                       | 19,50  | 0,000640        |
| 0,0093                            | 119850,0                              | 1262,2          | 0,2518                       | 19,51  | 0,000633        |
| 0,0094                            | 138914,0                              | 1461,5          | 0,2897                       | 19,00  | 0,000609        |
| 0,0095                            | 154574,6                              | 1616,3          | 0,3194                       | 18,92  | 0,000603        |

**Pozn. Značně nízké hodnoty energetických účinností jsou způsobeny metodikou výpočtu, která vychází z přímé účinnosti, tedy poměru „výkonu“ k příkonu stroje. Protože tlaková deprese axiálního ventilátoru je relativně malé číslo, tedy i čítec rovnice (37) je násobně menší než jmenovatel, tak výsledná energetická účinnost nabývá oněch nízkých hodnot. Jedná se tedy o praktický důkaz, proč by neměly být používány přímé účinnosti k výpočtu energetických strojů.**

## 2.14 Energetické charakteristiky axiálního ventilátoru – vyhodnocení měření

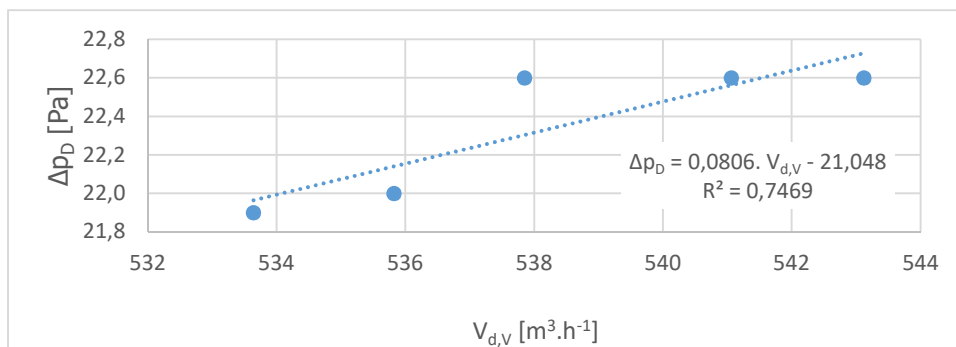
Energetické charakteristiky jsou křivky, vzniknuvší na základě naměřených a vypočtených hodnot. Pomocí těchto křivek lze následně vyhodnotit pracovní proces energetického zařízení, např. kompresoru, a tak zjistit, jak se analyzovaný stroj chová v různých provozních stavech.

V rámci této měřeny budou vyhodnocovány pouze energetické charakteristiky axiálního ventilátoru při pohonu pomocí šroubového kompresoru. Charakteristiky vlastního pohonného kompresoru nejsou součástí této úlohy.

### 2.14.1 Tlaková charakteristika

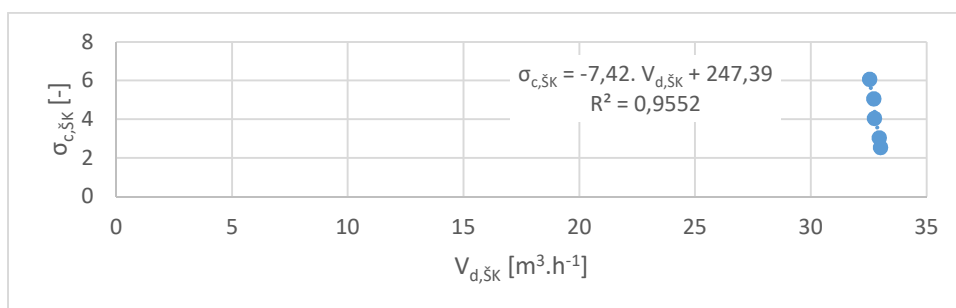
Tlakovou charakteristiku neboli charakteristiku stroje je možné zapsat různými způsoby, přičemž u ventilátorů se nejčastěji jedná např. o závislost tlakové deprese na výkonnosti ventilátoru  $\Delta p_D = f(\dot{V}_{d,V})$ .

Z Obrázek 20 je patrné, že regulace škrcením ve výtlaku pohonného šroubového kompresoru má velmi malý vliv na změnu tlakové deprese. Nicméně z obrázku také plyne, že s rostoucí intenzitou škrcení mírně klesá hodnota tlakové deprese ventilátoru. Důvodem tohoto jevu je, že při škrcení ve výtlaku šroubového kompresoru klesá práce schopnost (pohonná energie – exergie) stlačeného vzduchu, jenž je použit jako pohonné médium pro expanzní turbínu pohánějící axiální ventilátor. Tím klesají otáčky ventilátoru a současně klesá i jeho výkonnost.



Obrázek 20 Tlaková charakteristika měřeného axiálního ventilátoru APXK 315 při regulaci škrcením ve výtlaku pohonného šroubového kompresoru NK 40

Pro porovnání je níže uvedena tlaková charakteristika pohonného šroubového kompresoru NK 40, jenž je integrován v jednotce SE 25, jež má obdobný charakter jako v případě měření č. 2. Obrázek 21 může být považován za precedens. Všechny energetické charakteristiky pohonného šroubového kompresoru odpovídají svým tvarem charakteristikám v měření č. 2

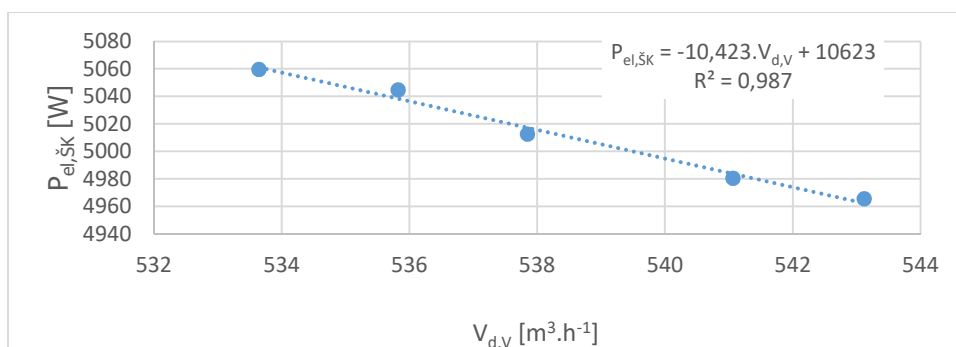


Obrázek 21 Tlaková charakteristika pohonného šroubového kompresoru NK 40 v jednotce SE 25

#### 2.14.2 Příkonová charakteristika

Příkonová charakteristika, resp. závislost elektrického příkonu pohonného šroubového kompresoru na výkonnosti ventilátoru  $P_{el,šk} = f(\dot{V}_{d,V})$  při regulaci pohonu ventilátoru.

U dynamických kompresorů, tedy i ventilátorů má charakteristika  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  obecně rostoucí ráz, avšak v případě regulace axiálního ventilátoru pomocí škrcení ve výtlaku pohonného šroubového kompresoru nastane následující, viz Obrázek 22 Maximální výkonnost axiálního ventilátoru je při maximální průrascapnosti pohonného stlačeného vzduchu, tedy ve stavu bez škrćení. S rostoucí intenzitou škrćení dochází k nárůstu příkonu pohonného šroubového kompresoru, jenž musí překonávat vyšší odpor systému.



Obrázek 22 Příkonové charakteristiky měřeného axiálního ventilátoru APXK 315 při regulaci škrćením ve výtlaku pohonného šroubového kompresoru NK 40

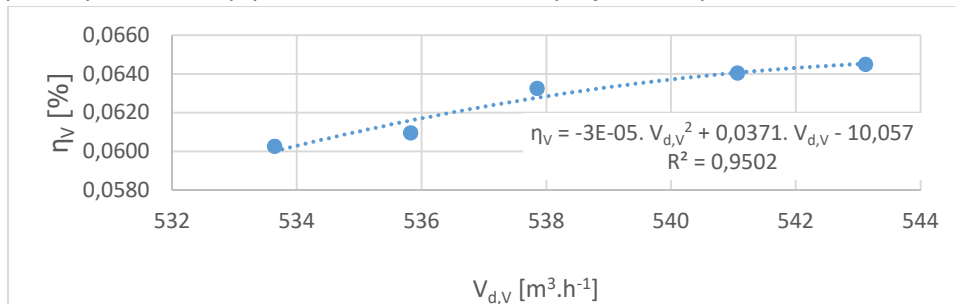
### 2.14.3 Účinnostní charakteristika

Účinnostní charakteristika, resp. závislost účinnosti ventilátoru na jeho výkonnosti  $\eta_V = f(\dot{V}_{d,V})$  při regulaci pohonu ventilátoru.

Klasická účinnostní charakteristika je typická pro svůj lokální extrém a dva nulové body. V případě regulace pohonného šroubového kompresoru pomocí škrcení v jeho výtlaku došlo k tomu, že při stavu bez škrcení dosahuje axiální ventilátor maximální účinnosti, která však s rostoucí intenzitou klesá, viz Obrázek 23

Druhým, již diskutovaným problémem je vlastní velikost účinnosti ventilátoru. Pro rekapitulaci, značně nízké hodnoty energetických účinností jsou způsobeny metodikou výpočtu, která vychází z přímé účinnosti, tedy poměru „výkonu“ k příkonu stroje. Protože tlaková deprese axiálního ventilátoru je relativně malé číslo, tedy i číselník rovnice (37) je násobně menší než jmenovatel, tak výsledná energetická účinnost nabývá oněch nízkých hodnot. Jedná se tedy o praktický důkaz, proč by neměly být používány přímé účinnosti k výpočtu energetických strojů.

Ať už bude pro výpočet účinnosti stroje použita jakákoliv metodika, tak základní zjištění bude obdobné. Při regulaci škrcením ve výtlaku dochází k maření části již investované energie a ke snižování přesčepnosti pohonného plynu, což se musí zákonitě projevit i na poháněném axiálním ventilátoru.



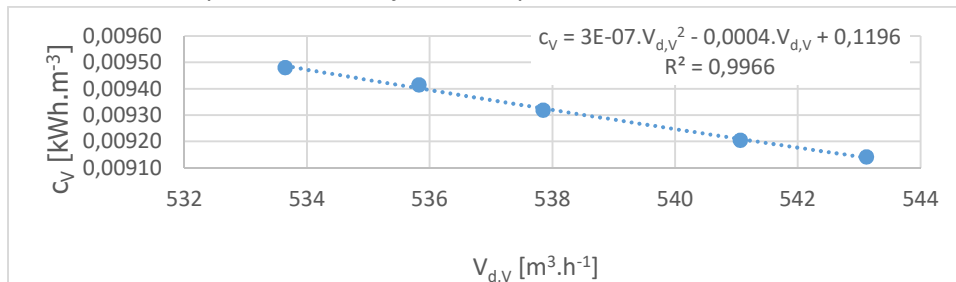
Obrázek 23 Účinnostní charakteristiky měřeného axiálního ventilátoru APXK 315 při regulaci škrcením ve výtlaku pohonného šroubového kompresoru NK 40

### 2.14.4 Charakteristika měrné spotřeby energie

Charakteristika měrné spotřeby energie, resp. závislost měrné spotřeby energie ventilátoru na jeho výkonnosti  $c_V = f(\dot{V}_{d,V})$  při regulaci pohonu ventilátoru.

Měrná spotřeba energie je technickoekonomický parametr, jenž v případě ventilátorů stanovuje množství energie potřebné pro výrobu a dopravu jednoho metru kubického „stlačeného“ plynu.

Na Obrázek 24 je uveden klasický průběh charakteristiky. S rostoucí výkonností ventilátoru měrná spotřeba energie klesá. Výrazně menší hodnota měrné spotřeby energie je z matematického hlediska způsobena výrazně menším rozdílem mezi výkonností ventilátoru a příkonem pohonného kompresoru. V případě šroubového kompresoru dosahuje měrná spotřeba standardních hodnot.



Obrázek 24 Charakteristiky měrné spotřeby energie měřeného axiálního ventilátoru APXK 315 při regulaci škrcením ve výtlaku pohonného šroubového kompresoru NK 40

## 2.15 Závěr měření na axiálním ventilátoru poháněném šroubovým kompresorem

Poloprovozním měřením axiálního ventilátoru APXK 315, jenž je poháněn šroubovým kompresorem, který je při provozu regulován pomocí škrcení ve výtlačku, byly změřeny a vypočteny parametry nezbytné pro výpočet výkonnosti ventilátoru i šroubového kompresoru a k vygenerování energetických charakteristik, jež vyhodnotily provoz daného stroje.

Měřením a výpočtem byly zjištěny následující skutečnosti:

- Poměrně zajímavým faktem je, že hodnota výkonnosti ventilátoru je v případě pohonu šroubovým kompresorem přibližně o 35 % nižší (cca 540 m<sup>3</sup>/h), než je tomu v případě, kdy je axiální ventilátor poháněn elektromotorem (cca 825 m<sup>3</sup>/h).
- Značně nízké hodnoty energetických účinností jsou způsobeny metodikou výpočtu, která vychází z přímé účinnosti, tedy poměru „výkonu“ k příkonu stroje. Protože tlaková deprese axiálního ventilátoru je relativně malé číslo, tedy i čítec rovnice (37) je násobně menší než jmenovatel, tak výsledná energetická účinnost nabývá oněch nízkých hodnot. Jedná se tedy o praktický důkaz, proč by neměly být používány přímé účinnosti k výpočtu energetických strojů,
- Z hlediska regulace vlastního ventilátoru se vlastně jedná o regulaci změnou otáček ventilátoru. To se projeví jak na velikosti tlakové deprese, tak na velikosti výkonnosti ventilátoru, která s rostoucí intenzitou škrcení pohonu, klesá, protože současně dochází k poklesu průceschopnosti pohonného stlačeného vzduchu,
- Výrazně menší hodnota měrné spotřeby energie je z matematického hlediska způsobena výrazně menším rozdílem mezi výkonností ventilátoru a příkonem pohonného kompresoru. V případě šroubového kompresoru dosahuje měrná spotřeba standardních hodnot.

## **Měření č. 5**

**Měření na dynamickém odstředivém čerpadle  
za účelem stanovení energetických charakteristik  
stroje při použití nepřímé metody měření průtoku  
pomocí centrické clony**

# 1 Obsah

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 2      | Měření na dynamickém odstředivém čerpadle za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí centrické clony..... | 3  |
| 2.1    | Zadání.....   | 3  |
| 2.2    | Charakteristika měřeného stroje.....  | 3  |
| 2.3    | Značení čerpadla.....   | 6  |
| 2.4    | Měření průtoku.....   | 7  |
| 2.4.1  | Součinitel průtoku.....   | 10 |
| 2.4.2  | Součinitel expanze.....   | 11 |
| 2.4.3  | Hmotnostní tok vody měřený na výtlaku čerpadla.....   | 11 |
| 2.5    | Zadané hodnoty.....   | 12 |
| 2.6    | Měřené veličiny a použitá měřidla.....  | 12 |
| 2.7    | Fotografie a schéma zapojení.....   | 15 |
| 2.8    | Tabulky naměřených hodnot.....  | 16 |
| 2.9    | Základní přepočty.....  | 18 |
| 2.9.1  | Přepočet barometrického tlaku.....  | 18 |
| 2.9.2  | Přepočet tlaku na sání čerpadla.....  | 19 |
| 2.9.3  | Přepočet tlaku na výtlaku čerpadla.....   | 19 |
| 2.9.4  | Přepočet elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu čerpadla.....  | 20 |
| 2.9.5  | Přepočet diferenčního tlaku.....  | 21 |
| 2.10   | Vypočtené hodnoty.....  | 21 |
| 2.10.1 | Manometrická výška čerpadla.....  | 21 |
| 2.10.2 | Celkový (vnější) tlakový poměr.....   | 21 |
| 2.10.3 | Hmotnostní výkonnost čerpadla.....  | 21 |
| 2.10.4 | Výkonnost čerpadla.....   | 22 |
| 2.10.5 | Měrná spotřeba energie.....   | 22 |
| 2.10.6 | Účinnost čerpadla.....  | 22 |
| 2.11   | Příklad měření a jeho výsledků.....   | 23 |
| 2.11.1 | Výsledky měření a navazujících výpočtů.....   | 23 |
| 2.12   | Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření.....   | 27 |
| 2.12.1 | Tlaková charakteristika.....  | 27 |
| 2.12.2 | Příkonová charakteristika.....  | 28 |
| 2.12.3 | Účinnostní charakteristika.....   | 28 |
| 2.12.4 | Charakteristika měrné spotřeby energie.....   | 29 |
| 2.13   | Závěr měření na dynamickém odstředivém čerpadle.....  | 30 |



## 2 Měření na dynamickém odstředivém čerpadle za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití nepřímé metody měření průtoku pomocí centrické clony

### 2.1 Zadání

Na základě poloprovozního měření dynamického odstředivého čerpadla a nepřímé metody „měření průtoku pomocí centrické clony“ stanovte výkonnost čerpadla a další důležité parametry nutné pro vygenerování energetických charakteristik analyzovaného stroje při kombinaci regulačních zásahů „změnou otáček pohonu – elektromotoru“ a „škrcením ve výtlačku čerpadla“.

### 2.2 Charakteristika měřeného stroje

Měřeným strojem je dynamické, radiální, odstředivé, článkové a horizontální čerpadlo od výrobce Sigma 32-CVX-3-LC-010-9.

- Čerpadla typu CVX jsou určena **k dopravě čisté a mírně znečištěné vody** do teploty 130 °C s hodnotou pH v rozsahu 6,5 - 8,5
- **Přípustné znečištění je nejvýše 1 % objemového množství** bahna nebo nevydírajících jemných mechanických přímísenin s velikostí zrna do 0,5 mm
- Charakteristické je použití čerpadel ve **vodárenství**, jak pro **hlavní nebo pomocné čerpací stanice**, tak pro **zesilovací stanice ke zvýšení tlaku ve vodovodních sítích**, v průmyslu, energetice a zemědělství pro zásobování objektů vodou
- Odstředivá čerpadla typu CVX mají **široké uplatnění ve vodárenství a menších průmyslových a zemědělských provozech**
- **Obsah nečistot a stupeň jejich tvrdosti ovlivňuje ovšem životnost čerpadla**
- Hlavní předností čerpadel 32-CVX je: **vysoká provozní spolehlivost, jednoduchá konstrukce, snadná obsluha a údržba**
- V laboratoři je instalováno třístupňové čerpadlo s motorem mající výtlačnou výšku 31 m a výkonnost  $105 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$  ( $6,3 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ ).



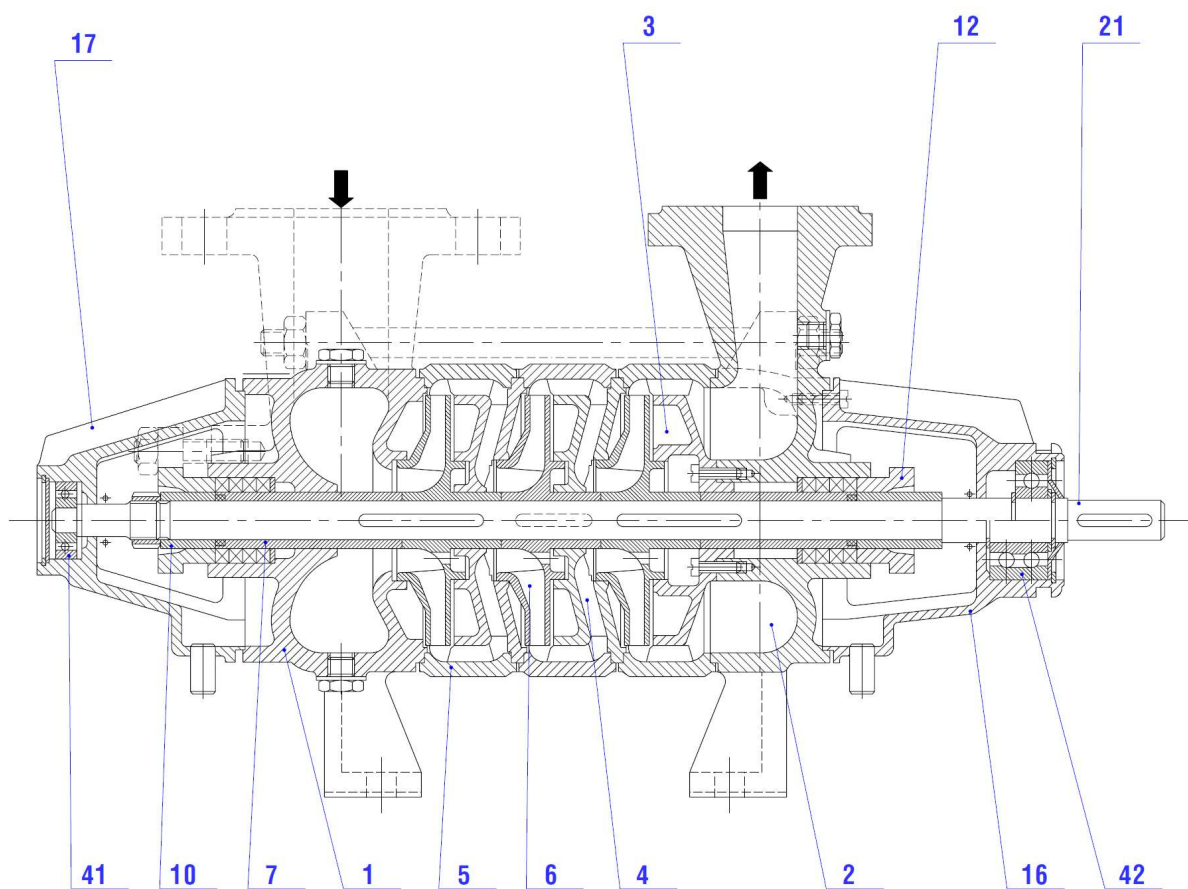
Obrázek 1 Dynamické, radiální, odstředivé, článkové a horizontální čerpadlo od výrobce Sigma 32-CVX-3-LC-010-9

Na níže uvedeném Obrázek 2 je zobrazen informativní řez měřeným odstředivým radiálním čerpadlem. Voda vtéká do stroje skrze sací hrdlo, jež je zobrazeno na levé straně obrázku. Skrze vstupní komoru v sacím tělese (1) je voda rozvedena do oběžného kola prvního stupně.

Průřez mezilopatkového kanálu je konstantní, tzn. vnitřní tlakový poměr je roven jedné. Uvnitř pracovního prostoru nedochází ke kompresi. K nárůstu tlakové energie vody dochází při kontaktu s vnějším prostředím na výtlačné straně stroje.

Po průchodu vody prvním rotorem prvního stupně proudí voda skrze převaděč a následný rozvaděč do oběžného kola stupně druhého. Tato situace se opakuje v každém stupni stroje. Čím větší počet článků, tzv. stupňů, tak tím větší bude výsledný nárůst tlakové energie vody a tedy i celková dopravní výška čerpadla.

Z výstupu posledního stupně proudí voda skrze komoru výtlačného tělesa (2) do výtlačného hrdla a dále do připojeného potrubního systému.

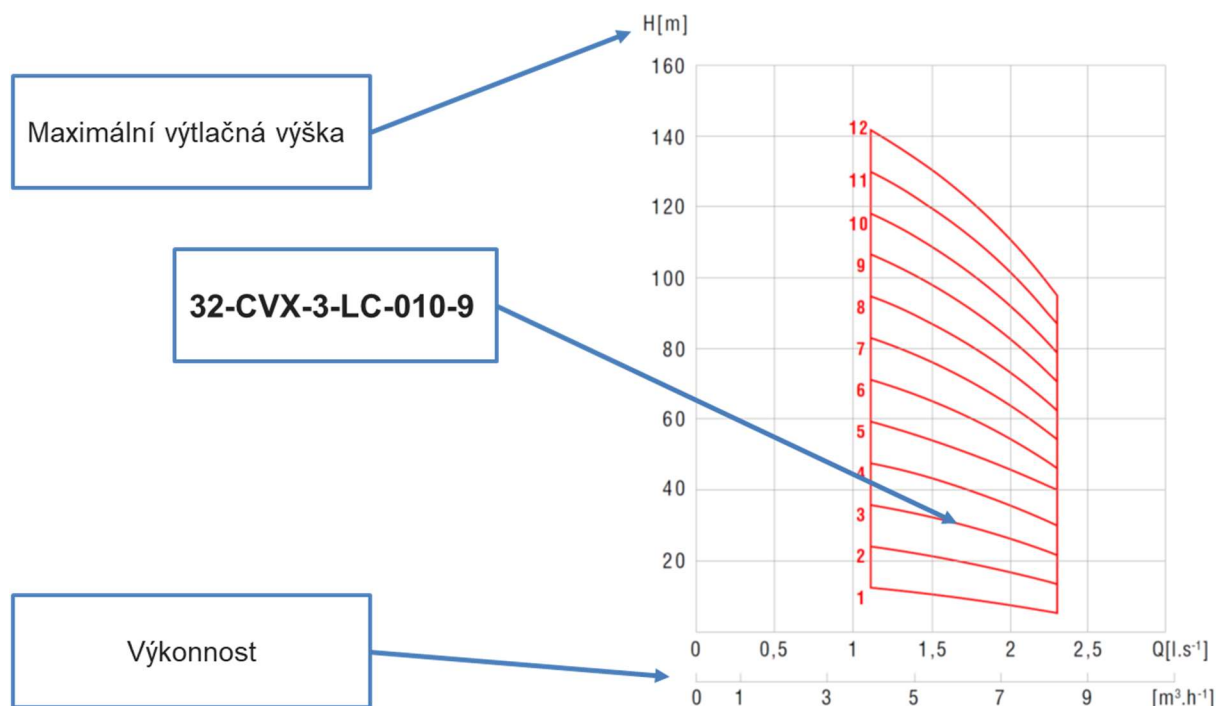


Obrázek 2 Informativní řez čerpadlem s měkkou (provazcovou) ucpávkou [9]

|   |                 |    |                 |
|---|-----------------|----|-----------------|
| 1 | Sací těleso     | 10 | Pouzdro hřídele |
| 2 | Výtlačné těleso | 12 | Víko 22         |
| 3 | Vložka          | 16 | Těleso ložiska  |
| 4 | Převaděč        | 17 | Těleso ložiska  |
| 5 | Rozvaděč        | 21 | Hřídel          |
| 6 | Oběžné kolo     | 41 | Ložisko         |
| 7 | Pouzdro ucpávky | 42 | Ložisko         |

Použitelnost daného typu čerpadla je možné ověřit podle tzv. oblastního diagramu. Tento diagram také může složit při návrhu čerpadla. Na základě požadované výkonnosti stroje a požadované maximální výtlačné výšky. Je možné přesně specifikovat typ čerpadla z katalogu výrobce.

Na níže uvedeném Obrázek 3 je uvedena pozice čerpadla, jež je předmětem této měřicí úlohy.



Obrázek 3 Informativní oblastní diagram čerpadla se specifikací měřeného stroje [9]

Červeným písmem jsou v níže uvedené Tabulka 1 označeny nejpodstatnější parametry měřeného stroje.

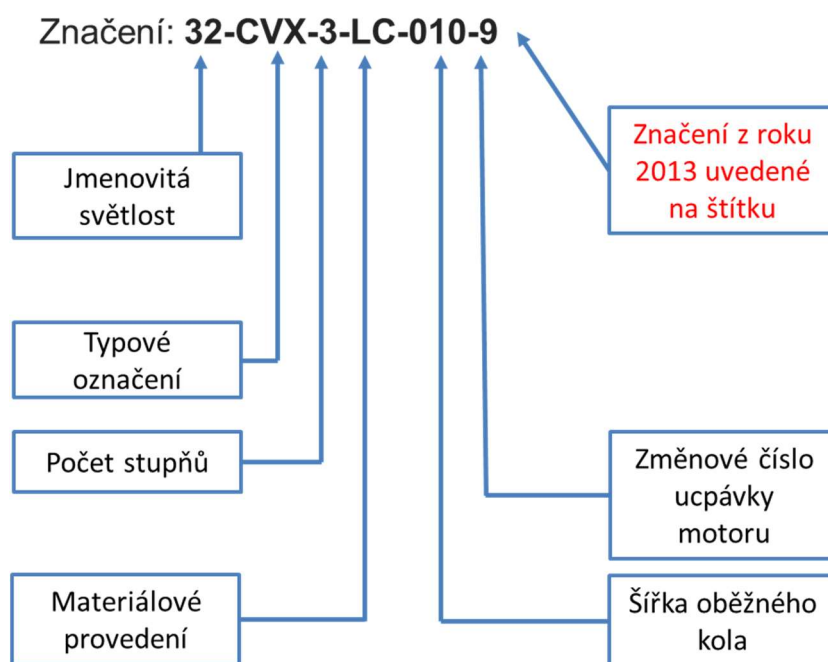
Tabulka 1 Výpis z datasheetu čerpadla 32-CVX-3-LC-010-9 [9]

| Parametry čerpadla 32-CVX-3-LC-010-9           |                    |
|--|--------------------|
| Jmenovité napětí [V]                           | 400                |
| Výtlak [m]                                     | 31                 |
| <b>Průtok [l.min<sup>-1</sup>] (výkonnost)</b> | <b>105</b>         |
| Počet stupňů                                   | 3                  |
| <b>Jmenovité otáčky (RPM)</b>                  | <b>2900</b>        |
| Sací výška max. [m]                            | 8                  |
| <b>Příkon čerpadla [kW]</b>                    | <b>0,99</b>        |
| Přípojka sání                                  | Rp 5/4" (DN32)     |
| Ucpávka  | Provazcová         |
| Materiálové provedení                          | Litina, ocel       |
| Hmotnost [kg]                                  | 17,2               |
| Zařazení čerpadla                              | Povrchové čerpadlo |

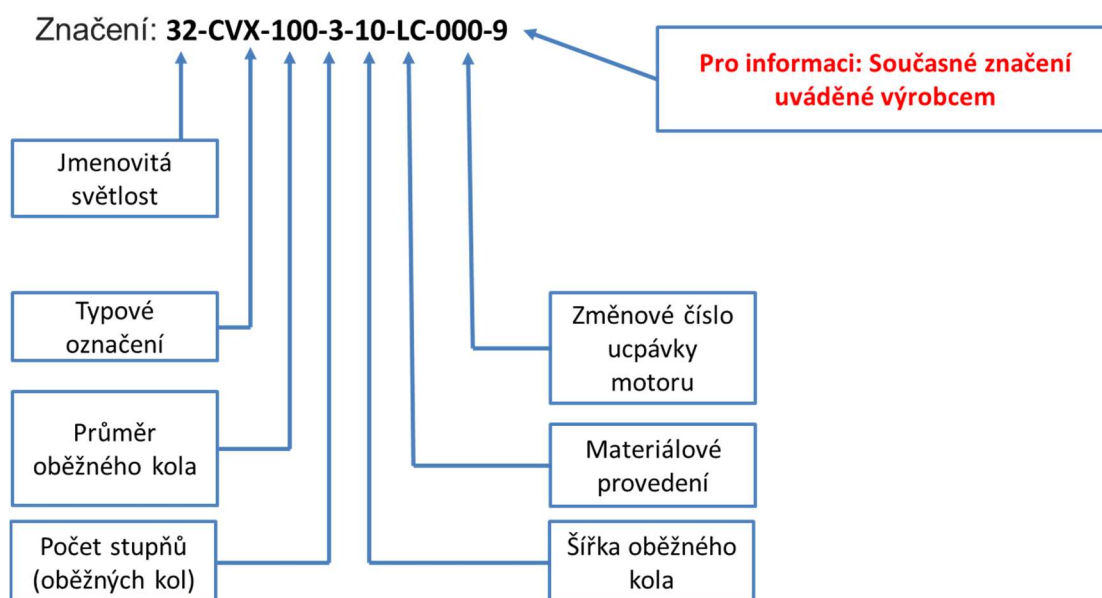
## 2.3 Značení čerpadla

Značení čerpadel není unifikováno a liší se výrobce od výrobce. Avšak je nutné si uvědomit, že i značení od jednoho výrobce prochází během času změnami. Např. na Obrázek 4 je uvedeno označení stroje dle štítku. Tento stroj byl pořízen v roce 2013. Avšak toto značení prošlo vývojem, viz Obrázek 5, kde je uvedeno značení platné k datu tvorby tohoto sylabu, tj. k roku 2020.

Vždy je tedy doporučeno vyhledat aktuální označování a parametry v katalogových listech výrobce daného čerpadla.



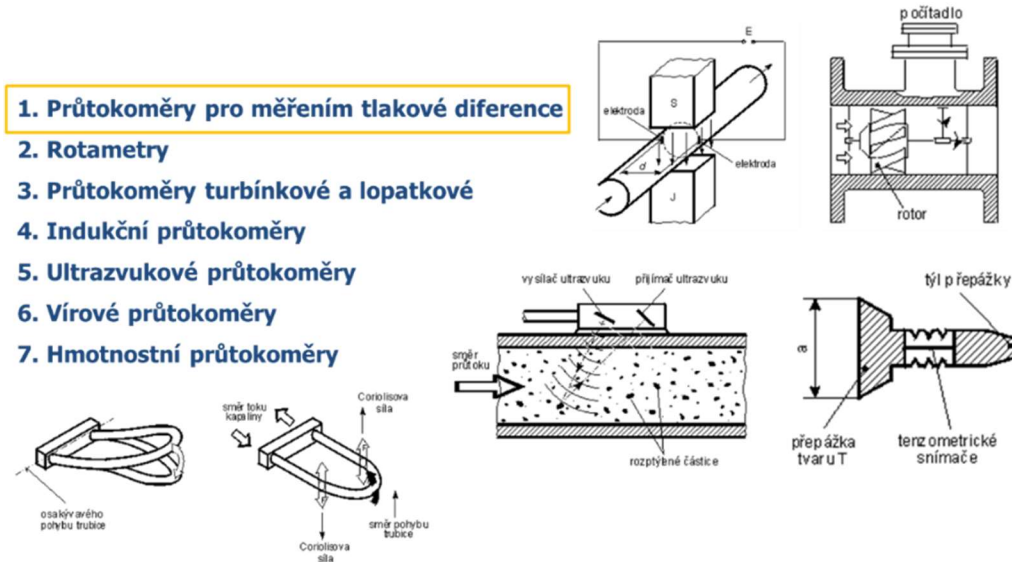
Obrázek 4 Značení čerpadla 32-CVX-3-LC-010-9 z roku 2013 uvedené na štítku stroje



Obrázek 5 Značení čerpadla 32-CVX-100-3-10-LC-000-9 platné k roku 2020

## 2.4 Měření průtoku

Hmotnostní tok vody měřený na výtlaku čerpadla  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$ , který se též někdy nazývá jako hmotnostní výkonnost, může být získán různými metodami, ať už přímým či nepřímým měřením. Měření průtoku tekutin patří mezi důležité oblasti měření neelektrických veličin. Existuje velké množství fyzikálních principů a metod měření i různé typy průtokoměrů, viz Obrázek 6.

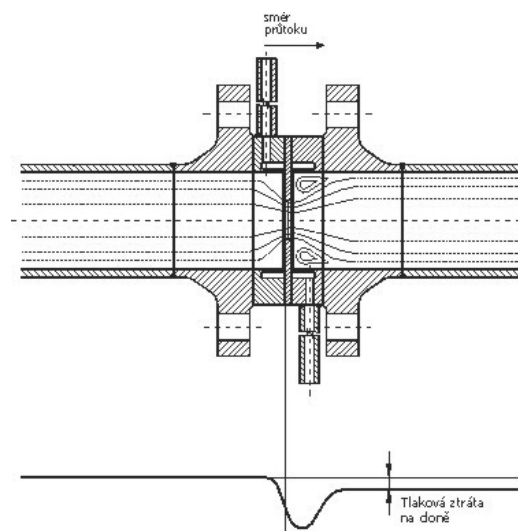


Obrázek 6 Souhrn různých metod měření průtoku tekutin [3, 4]

Pro potřeby této měřicí úlohy byla zvolena jedna z nejčastějších metod měření a to nepřímá metoda měření průtoku a to měření pomocí „**Průtokoměrů pro měření tlakové difference**“ neboli „**diferenčního tlaku**“.

Jak již bylo uvedeno, tak se jedná o nepřímou metodu měření, kdy není měřen přímo průtok, ale rozdíl statických tlaků, který se nazývá diferenční tlak  $\Delta p [Pa]$ , jenž má vyšší hodnotu než trvalá tlaková ztráta, viz Obrázek 7.

Vyhodnocení průtoku je pak založeno na společném řešení rovnice spojitosti toků (rovnice kontinuity), která reprezentuje zákon zachování hmoty proudící skrze průtokoměr a Bernoulliho rovnice, která naopak reprezentuje zákon zachování energie.



Obrázek 7 Princip metody měření tlakové difference [5]

Tato metoda je v praxi velmi často užívána a je exaktně definována např. pomocí mezinárodní normy **ČSN EN ISO 5167-1 až 5: 2003 (257710) Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu.**

Hmotnostní tok vody měřený na výtaku čerpadla  $\dot{m}_d$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] pak vypočte ze součinitele průtoku  $C$  [-], poměru průměrů  $\beta$  [-] ( $\beta = d_{ot,p} / D_{IN,p}$ ), součinitele expanze  $\varepsilon$  [-], průměru otvoru clony nebo hrdla měřidla za provozních podmínek  $d_{ot,p}$  [m], vnitřního průměru potrubí před (nebo vstupního průměru klasické trubice Venturiho) při provozních podmínkách  $D_{IN,p}$  [m], diferenčního tlaku  $\Delta p$  [Pa] a hustoty měřené tekutiny za provozních podmínek  $\rho_1$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] pomocí níže uvedené rovnice (1).

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (1)$$

Konkrétním měřidlem instalovaným na experimentálním měřicím standu v laboratoři je Centrická clona DN50 PN16 s komorovým odběrem tlakové difference, jež je spojena pomocí impulsních hadiček s U-manometrem se rtuťovou náplní, viz Obrázek 8.



Obrázek 8 Centrická clona DN50 PN16 s komorovým odběrem tlakové difference

**VSTUPNÍ HODNOTY**

**NORMA** : ČSN EN ISO 5167:2003  
**PRIMÁRNÍ PRVEK** : CENTRICKÁ CLONA  
**TEKUTINA** : VODA  
 hustota,viskozita IAPWS-IF97

**HODNOTY NA PRIMÁRNÍM PRVKU**

|                       |                  |                   |
|-----------------------|------------------|-------------------|
| <b>absolutní tlak</b> | <b>400,000</b>   | kPa               |
| <b>teplota</b>        | <b>20,000</b>    | °C                |
| <b>hustota</b>        | <b>998,343</b>   | kg/m <sup>3</sup> |
| dynamická viskozita   | <b>1,001 E-3</b> | Pa.s              |
| kinematická viskozita | <b>1,003 E-6</b> | m <sup>2</sup> /s |
| entalpie              | <b>84,294</b>    | kJ/kg             |

**ZADANÁ DATA PRO VÝPOČET d:**

|   |                   |                   |
|---|-------------------|-------------------|
| <b>D<sub>20</sub> (pro 20 °C)</b>                                     | <b>54,500</b>     | mm                |
| typ odběru : koutový  |                   |                   |
| skupina materiálu potrubí   |                   |                   |
| ČSN 11364, 11366, 11368   |                   |                   |
| součinitel teplotní roztažnosti materiálu potrubí pro t <sub>PP</sub> | <b>11,100 E-6</b> | 1/K               |
| skupina materiálu primárního prvku                                    |                   |                   |
| ČSN 17246, 17247, 17347, 17374, typ316, typ304, AISI-316              |                   |                   |
| součinitel teplotní roztažnosti mat. prim. prvku pro t <sub>PP</sub>  | <b>15,000 E-6</b> | 1/K               |
| <b>průtok</b>   | <b>10,000</b>     | m <sup>3</sup> /h |
| <b>diferenční tlak</b>  | <b>100,000</b>    | kPa               |

**VÝSLEDNÉ HODNOTY**

|   |                    |       |
|---|--------------------|-------|
| <b>d<sub>20</sub> (pro 20 °C)</b>                     | <b>20,218</b>      | mm    |
| <b>β<sub>20</sub> = d<sub>20</sub>/D<sub>20</sub></b> | <b>370,963 E-3</b> | -     |
| trvalá tlaková ztráta                                 | <b>84,531</b>      | kPa   |
| rychlost v průřezu primárního prvku                   | <b>8,653</b>       | m/s   |
| rychlost za primárním prvkem                          | <b>1,191</b>       | m/s   |
| entalpie  | <b>84,294</b>      | kJ/kg |
| tepelný tok   | <b>233,762 E-3</b> | MW    |

**PŘEHLED VYBRANÝCH REŽIMŮ**

| režim            | Q<br>m <sup>3</sup> /h | Δp<br>kPa | Re <sub>D</sub> | vd za PP<br>m/s | p <sub>ztr</sub><br>kPa | příkon<br>MW |
|------------------|------------------------|-----------|-----------------|-----------------|-------------------------|--------------|
| Remin Nor.       | 772,89E-3              | 575,17E-3 | 5,00E+3         | 0,09            | 484,64E-3               | 18,07E-3     |
| Q <sub>zad</sub> | 10,00                  | 100,00    | 64,69E+3        | 1,19            | 84,53                   | 233,76E-3    |
| Δp/p=0.9         | 18,95                  | 360,00    | 122,56E+3       | 2,26            | 304,39                  | 442,87E-3    |

Pro výpočet průtoku jsou nejpodstatnější parametry uvedené v následující **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**

Tabulka 2 Souhrn nejpodstatnějších parametrů z výpočtu centrické clony

Centrická clona DN50 PN16 komorovým odběrem tlakové difference, výr. č. 12218

Vnitřní průměr potrubí při 20 °C\*

$$D_{IN,p} = D_{20} = 54,5 \text{ [mm]} \text{ (Tr. 60,3 x 2,9 mm)}$$

Průměr otvoru clony při 20 °C\*,<sup>^</sup>

$$d_{ot,p} = d_{20} = 20,217 \text{ [mm]}$$

Poměr průměrů při 20 °C\*

$$\beta_{20} \doteq 0,371 \text{ [-]}$$

Reynoldsovo číslo vypočtené k D

$$Re_D \doteq 64,69 \cdot 10^3 \text{ [-]}$$

Absolutní tlak před clonou

$$p_1 = 400 \text{ [kPa]}$$

Absolutní tlak za clonou (Δp – diferenční tlak)!

$$p_2 = p_1 - \Delta p \doteq 300 \text{ [kPa]}$$

Hustota vody na primárním prvku

$$\rho_1 = 998,343 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}$$

(\*) Pozn.: Provozní teplota 20 °C odpovídá teplotě, při které jsou v základu definovány rozměry potrubí a clony, tj. 20 °C. Při měření není předpokládána oscilace teplot. Maximální teplota v laboratoři vzroste maximálně o 1 až 3 °C, přičemž vždy bude záviset na okolních podmínkách. Je tedy předpokládána pouze zanedbatelná tepelná dilatace materiálu, z něhož jsou clona a potrubí vyrobeny. Z těchto důvodů budou výše uvedené parametry měřidla při 20 °C použity také jako výpočtové parametry při podmínkách měření.

(^) Vyrobená clona má dle štítku průměr otvoru 20,217 mm, avšak výše uvedený přepočít ukazuje hodnotu o jednu tisícinu vyšší. Jedná se o nesoulad, vzniknuvší nejspíše z důvodu aktuálního přepočtu pomocí nové verze softwaru. Pro výpočty bude uvažováno s hodnotou 20,217 mm, tak jak je uvedeno v Tabulka 2.

(!) Absolutní tlak za clonou je pro potřeby výpočtu počítán pro situaci poklesu tlaku ihned za clonovým kotoučem. Pokud by byla do výpočtu místo diferenčního tlaku zakomponována trvalá tlaková ztráta, tak byl tlak za clonou vyšší.

Pro výpočet průtoku je nezbytné stanovit následující parametry:

#### 2.4.1 Součinitel průtoku

Součinitel průtoku  $C$  je dán níže uvedenou Reader-Harris/Gallagherovou rovnicí (2):

$$C = 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 + 0,000521 \cdot \left(\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D}\right)^{0,7} + \\ + (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,3} + \\ + (0,043 + 0,080 \cdot e^{-10 \cdot L_1} - 0,123 \cdot e^{-7 \cdot L_1}) \cdot (1 - 0,11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031 \cdot (M_2' - 0,8 \cdot M_2'^{1,1}) \cdot \beta^{1,3}$$

Pro stanovení součinitele je nezbytné určit:

- Součinitel  $A = \frac{19\,000 \cdot \beta}{Re_D} = \frac{19\,000 \cdot 0,371}{64,69 \cdot 10^3} = 0,10897 [-]$ ,
- Podíl vzdálenosti předního odběru tlaku od přední strany clonového kotouče a průměru potrubí má pro koutové odběry tlakové difference hodnotu  $L_1 = 0 [-]$ ,
- Podíl vzdálenosti zadního odběru tlaku od zadní strany clonového kotouče a průměru potrubí má pro koutové odběry tlakové difference hodnotu  $L_2' = 0 [-]$ ,
- Součinitel  $M_2' = \frac{2 \cdot L_2'}{1 - \beta} = \frac{2 \cdot 0}{1 - 0,371} = 0 [-]$ .

Nyní je možné vypočítat součinitel průtoku, přičemž dosazení do rovnice odpovídá výše uvedenému tvaru rovnice.

$$C = 0,5961 + 3,5924 \cdot 10^{-3} - 7,75256 \cdot 10^{-5} + 1,76935 \cdot 10^{-3} + \\ + 1,37814 \cdot 10^{-3} + \\ + 0 - 0 \\ C \doteq 0,6028 [-]$$



### 2.4.2 Součinitel expanze

Součinitel expanze  $\varepsilon$  se vypočte dle níže uvedeného empirického vzorce (3), avšak v případě měření nestlačitelné tekutiny, resp. kapaliny je tento součinitel uvažován jak  $\varepsilon = 1$  [-].

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot \beta^4 + 0,93 \cdot \beta^8) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right] \quad (3)$$

*Pozn.: Absolutní tlak za clonou  $p_2$  je vztažen k diferenčnímu tlaku  $\Delta p$  a ne k trvalé tlakové ztrátě clony. Rozdíl mezi těmito dvěma veličinami je uveden na Obrázek 7.*

*Pozn.: Poměr absolutních tlaků splňuje podmínku platnosti rovnice  $p_2/p_1 \geq 0,75$ .*

### 2.4.3 Hmotnostní tok vody měřený na výtlaku čerpadla

Nyní je již možné vypočítat hledaný hmotnostní tok vody měřený na výtlaku čerpadla  $\dot{m}_d$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] dle již výše uvedené rovnice (1).

$$\begin{aligned} \dot{m}_d &= \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \\ \dot{m}_d &= \frac{0,6028}{\sqrt{1 - 0,371^4}} \cdot 1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,020217^2 \cdot \sqrt{2 \cdot 100000 \cdot 998,343} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \\ \dot{m}_d &= 0,60859 \cdot (3,21014 \cdot 10^{-4}) \cdot 14130,414 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \\ \dot{m}_d &\doteq 2,7606 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \doteq 9938,16 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

*Pozn. objemový průtok se vypočte dle známého vztahu  $\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_1} = 9,955 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$*

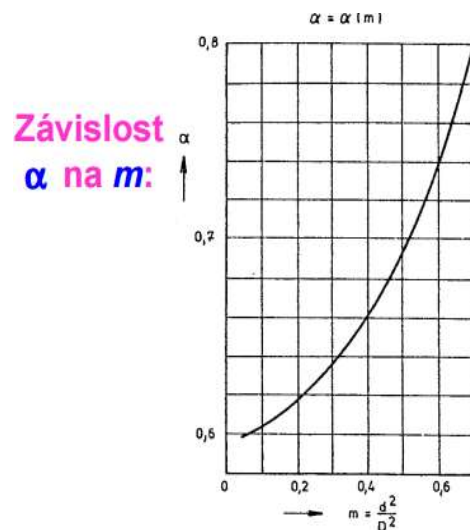
Pro informaci, níže je uveden výpočetní vztah (4) z již neplatné normy ČSN 25 7710 z roku 1959. Součinitel  $\alpha$  se nazývá „součinitel rozevření clony“ a stanoví se dle nomogramu z poměru kvadrátu průměru otvoru clony a vnitřního průměru potrubí při provozních podmínkách.

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot d_{ot,p}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_1}} \cdot \rho_1 \cdot \alpha \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (4)$$

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot 0,020217^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{100000}{998,343}} \cdot 998,343 \cdot 0,608$$

$$\dot{m}_d \doteq 2,758 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \doteq 9928,5 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_1} \doteq 9,945 \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$



Obrázek 9 Nomogram stanovení součinitele rozevření clony [8]

Rozdíly ve výsledcích jsou relativně nízké, avšak přesnost výpočtu striktně závisí na přesnosti stanovení součinitele rozevření clony  $\alpha$  z nomogramu.

## 2.5 Zadané hodnoty

V níže uvedené Tabulka 3 jsou zapsány veličiny, které jsou nezbytné k následující analýze měření. Žlutě označené veličiny je však nezbytné stanovit dle aktuálních podmínek v čase vlastního měření. Barometrický tlak a teplota okolí jsou třeba k výpočtu velikosti hustoty vody, tak i rtuti, která je náplní diferenčního U-manometru.

Tabulka 3 Zadané hodnoty

|                                       |               |          |                   |
|---------------------------------------|---------------|----------|-------------------|
| Konstanta „Multi-metru“               | 1 mA          | 2137,567 | W                 |
| Součinitel rozevření clony            | $\alpha$      | 0,608    | -                 |
| Vzdálenost mezi manometry             | x             | 0,15     | m                 |
| Barometrický tlak                     | $p_{b,red}$   | změřit   | hPa               |
| Teplota okolí                         | $t_o$         | změřit   | °C                |
| Tíhové zrychlení                      | g             | 9,81     | m/s <sup>2</sup>  |
| Hustota rtuti – určit dle teploty     | $\rho_{Hg}$   | stanovit | kg/m <sup>3</sup> |
| Hustota vody – určit dle teploty      | $\rho_{H_2O}$ | stanovit | kg/m <sup>3</sup> |
| Vnitřní průměr potrubí                | D             | 0,0545   | m                 |
| Průměr otvoru clony – ze štítku clony | d             | 0,020217 | m                 |

## 2.6 Měřené veličiny a použitá měřidla

V rámci laboratorního měření budou měřeny následující parametry:

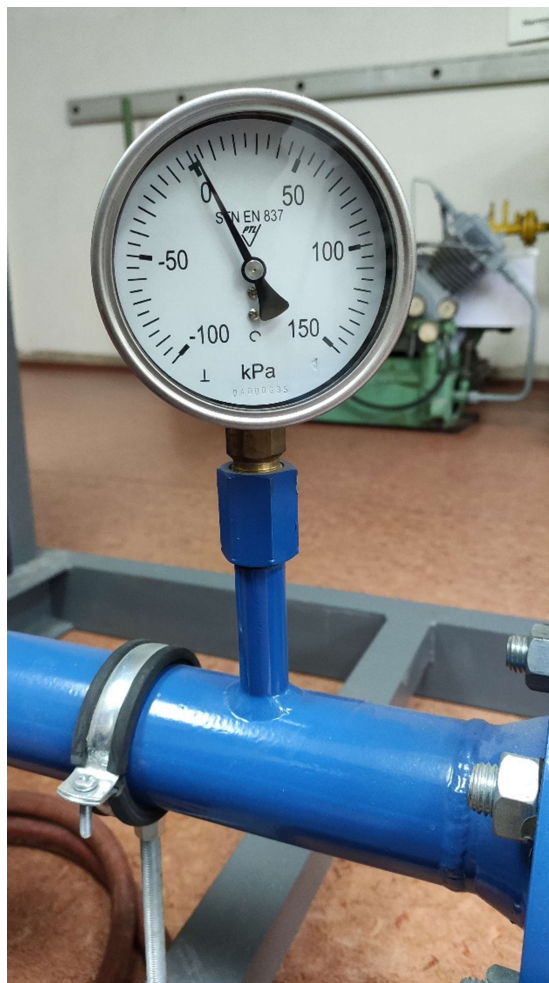
**$p_{b,red}$  [hPa(a)] Barometrický tlak.** Barometrický neboli atmosférický tlak bude měřen pomocí manometru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, viz níže uvedený Obrázek 10, případně z údajů z meteorologické stanice ve Slezské Ostravě, jejíž údaje jsou online přenášeny na webovou stránku: <http://pocasi.miksa.cz/>. Pozor, v obou případech se jedná již o tlak přepočtený resp. redukovaný na hladinu moře a je proto nutné tento tlak nejprve přepočítat na místní hodnotu tlaku z důvodu výpočtu hustot vody a rtuti.

$t_o$  [ $^{\circ}\text{C}$ ] **Teplota okolí.** Teplota okolí bude měřena pomocí bimetalového teploměru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, viz níže uvedený Obrázek 10.



Obrázek 10 Analogová meteorologická stanice

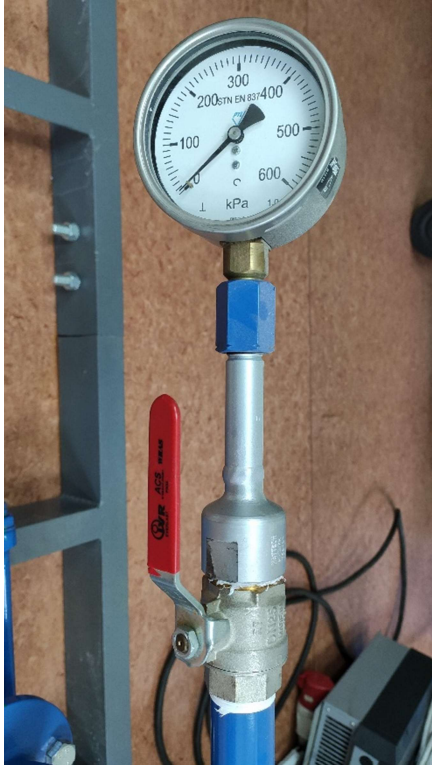
$p_{p1}$  [ $\text{kPa}(g)$ ] **Tlak na sání čerpadla.** Jedná se o měření tlaku vody uvnitř sacího potrubí čerpadla. Tlak bude měřen pomocí analogového manometru pro měření relativního tlaku. Manometr je pomocí manometrického závitu namontován na návarku přivařeném na sacím potrubí čerpadla, viz Obrázek 11.



Obrázek 11 Analogový manometr pro měření relativního tlaku na sání čerpadla

$p_{p2}$  [kPa(g)] **Tlak na výtlačku čerpadla.** Jedná se o měření tlaku vody uvnitř výtlačného potrubí čerpadla. Tlak bude měřen pomocí analogového manometru pro měření relativního tlaku. Manometr je pomocí manometrického závitu namontován na návarku přivařeném na sacím potrubí čerpadla, viz Obrázek 12.

Tlak na výtlačku čerpadla je tzv. regulovaná veličina. Pomocí regulačního vřetenového ventilu na výtlačku čerpadla a pomocí regulace „škrcením ve výtlačku“ bude vždy ventil přivíráán či otevíráán tak, aby byla na příslušném manometru zobrazena daná hodnota.



Obrázek 12 Analogový manometr pro měření relativního tlaku na výtlačku čerpadla a jeho umístění na výtlačném potrubí před regulačním vřetenovým ventilem

$I_{P_{el}}$  [mA] **Elektrický proud pro stanovení elektrického příkonu pohonu čerpadla.** Jedná se měření pomocí převodníku činného výkonu (příkonu) v třífázové tří vodičově vyvážené síti MTP 303 od výrobce Metra Blansko a.s. Převodník zapojen v tzv. Áronově zapojení spolu s převodníkovými transformátory. Vlastní převodník je připojen k vyhodnocovací jednotce ADAM, jež je pomocí LAN kabelu připojena k počítači s vyhodnocovacím softwarem ADAMView, jenž zobrazuje a ukládá data z převodníku příkonu v miliampérech [mA]. Pro exaktní vyhodnocení elektrického příkonu je nezbytné provést přepočít na Watty [W]. Přepočít je uveden níže v této kapitole.



Obrázek 13 Vyhodnocovací jednotka ADAM a Převodník pro měření činného příkonu

Alternativně je možné měřit přímo **Elektrický příkon pohonu čerpadla  $P_{el}$  [kW]** pomocí speciálního zařízení pro měření různých elektrických veličin zobrazené na níže uvedeném obrázku.



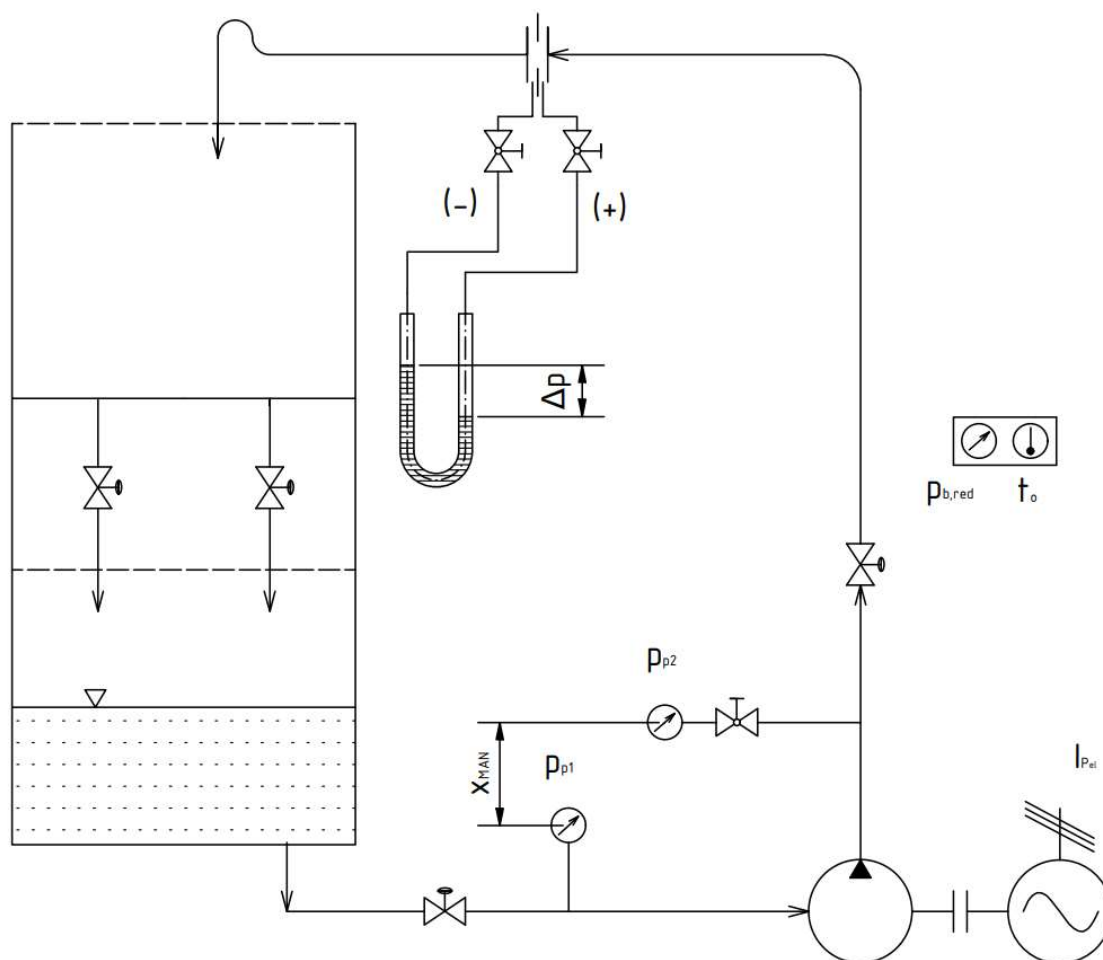
Obrázek 14 Zařízení pro měření elektrických veličin

*Pozn. Třetí možnost, která je součástí tohoto sylabu, je, že elektrický proud pro stanovení elektrického příkonu bude předem stanoven a hodnoty této veličiny budou přímo zapsány v tabulce naměřených hodnot. Jednotlivé varianty závisí na umístění a využití laboratorní techniky v laboratoři.*

## 2.7 Fotografie a schéma zapojení



Obrázek 15 Fotografie měřicího standu s dynamickým odstředivým čerpadlem 32-CVX-3-LC-010-9



Obrázek 16 Schéma zapojení měřícího standu s dynamickým odstředivým čerpadlem 32-CVX-3-LC-010-9

## 2.8 Tabulky naměřených hodnot

První řádek z Tabulka 4 představuje stav, resp. přetlak na výtlaku čerpadla při plně otevřeném regulačním ventilu. Poslední řádek je naopak stav s uzavřeným regulačním ventilem.

Tabulka 4 je vytvořena pro třetí možnost stanovení elektrického příkonu a to situaci, kdy jsou hodnoty elektrického proudu zadány kantorem. V případě, že tomu tak není, tak je třeba elektrický proud či přímo elektrický příkon změřit.

Tabulka 4 Tabulka naměřených hodnot z měření dynamického čerpadla při frekvenci 50 Hz

| Frekvence | <u>50</u>               | Hz            |                      |                       |                      |   |
|-----------|-------------------------|---------------|----------------------|-----------------------|----------------------|---|
| č. zápisu | $p_{b,red}$<br>[hPa(a)] | $t_o$<br>[°C] | $p_{p1}$<br>[kPa(g)] | $p_{p2}$<br>[kPa(g)]k | $I_{P_{el}}$<br>[mA] | $\Delta p$<br>[mm <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ] |
| 1         |                         |               |                      | cca 115               | 0,58                 |   |
| 2         |                         |               |                      | 150                   | 0,57                 |   |
| 3         |                         |               |                      | 200                   | 0,56                 |   |
| 4         |                         |               |                      | 250                   | 0,54                 |   |
| 5         |                         |               |                      | 300                   | 0,52                 |   |
| 6         |                         |               |                      | 350                   | 0,49                 |   |
| 7         |                         |               |                      | cca 375               | 0,44                 |   |

Po vyplnění výše uvedené tabulky bude pomocí frekvenčního měniče SIEMENS, viz Obrázek 17 snížena frekvence sítě z 50 Hz na 45 Hz. Tím dojde k aplikaci regulačního zásahu „změna otáček pohonu“, protože snížením frekvence sítě se sníží otáčky elektromotoru, což se samozřejmě také projeví ve snížení otáček čerpadla.

Hodnoty druhého měření při frekvenci 45 Hz budou zapisovány do Tabulka 5. Jak je vidět, tak zde je již pouze 5 řádků. Tento pokles měřených bodů je způsoben snížením měřicího rozsahu při nižších otáčkách čerpadla.

Protože na konci měření při 50 Hz by regulační vřetenový ventil zcela uzavřen, tak z důvodu zvýšení efektivity při měření a kvůli úspoře času, je doporučeno, aby byla Tabulka 5 vyplňována od spodního řádku 1, tedy od zavřeného stavu. Ventil bude tak postupně otvírán až do plně otevřeného stavu v řádku 5.



Obrázek 17 Frekvenční měnič SIEMENS

Tabulka 5 Tabulka naměřených hodnot z měření dynamického čerpadla při frekvenci 45 Hz

| Frekvence | <u>45</u>               | Hz            |                      |                       |                   |                                    |
|-----------|-------------------------|---------------|----------------------|-----------------------|-------------------|------------------------------------|
| č. zápisu | $p_{b,red}$<br>[hPa(a)] | $t_o$<br>[°C] | $p_{p1}$<br>[kPa(g)] | $p_{p2}$<br>[kPa(g)]k | $I_{Pel}$<br>[mA] | $\Delta p$<br>[mmH <sub>2</sub> O] |
| 5         |                         |               |                      | 100                   | 0,40              |                                    |
| 4         |                         |               |                      | 150                   | 0,39              |                                    |
| 3         |                         |               |                      | 200                   | 0,38              |                                    |
| 2         |                         |               |                      | 250                   | 0,36              |                                    |
| 1         |                         |               |                      | cca 300               | 0,35              |                                    |

Tabulka 6 je opět vyplňována od horního řádku č. 1, tedy od otevřeného regulačního ventilu až do stavu jeho zavření na řádku č. 4. Jak je vidět tak z důvodu dalšího poklesu frekvence se opět snížil regulační rozsah čerpadla.

Tabulka 6 Tabulka naměřených hodnot z měření dynamického čerpadla při frekvenci 40 Hz

| Frekvence | <u>40</u>               | Hz            |                      |                       |                   |                                    |
|-----------|-------------------------|---------------|----------------------|-----------------------|-------------------|------------------------------------|
| č. zápisu | $p_{b,red}$<br>[hPa(a)] | $t_o$<br>[°C] | $p_{p1}$<br>[kPa(g)] | $p_{p2}$<br>[kPa(g)]k | $I_{Pel}$<br>[mA] | $\Delta p$<br>[mmH <sub>2</sub> O] |
| 1         |                         |               |                      | 100                   | 0,3               |                                    |
| 2         |                         |               |                      | 150                   | 0,28              |                                    |
| 3         |                         |               |                      | 200                   | 0,27              |                                    |
| 4         |                         |               |                      | cca 240               | 0,24              |                                    |

Nakonec je zde uvedena Tabulka 7, která se, z důvodu zvýšení efektivity měření, opět vyplňuje od spodního řádku č. 1, tedy od zavřeného regulačního ventilu až do stavu maximální výkonnosti čerpadla při této frekvenci pohonu 35 Hz.

Tabulka 7 Tabulka naměřených hodnot z měření dynamického čerpadla při frekvenci 35 Hz

| Frekvence | <b>35</b>               | Hz            |                      |                       |                   |   |
|-----------|-------------------------|---------------|----------------------|-----------------------|-------------------|---|
| č. zápisu | $p_{b,red}$<br>[hPa(a)] | $t_o$<br>[°C] | $p_{p1}$<br>[kPa(g)] | $p_{p2}$<br>[kPa(g)]k | $I_{Pet}$<br>[mA] | $\Delta p$<br>[mm <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ] |
| <b>3</b>  |                         |               |                      | <b>100</b>            | <b>0,2</b>        |   |
| <b>2</b>  |                         |               |                      | <b>150</b>            | <b>0,18</b>       |   |
| <b>1</b>  |                         |               |                      | <b>cca 190</b>        | <b>0,15</b>       |   |

Pozn. Je vhodné k tabulkám naměřených hodnot doplnit také níže uvedenou doplňkovou tabulku podmínek okolí.

|                                   |               |  |                   |
|-----------------------------------|---------------|--|-------------------|
| Barometrický tlak                 | $p_{b,red}$   |  | hPa               |
| Teplota okolí                     | $t_o$         |  | °C                |
| Hustota rtuti – určit dle teploty | $\rho_{Hg}$   |  | kg/m <sup>3</sup> |
| Hustota vody – určit dle teploty  | $\rho_{H_2O}$ |  | kg/m <sup>3</sup> |

## 2.9 Základní přepočty

### 2.9.1 Přepočet barometrického tlaku

Z meteorologických stanic a barometrů je vždy získána hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{b,red}$  [hPa(a)]. Nicméně např. pro výpočet výkonnosti čerpadla je třeba znát skutečnou hodnotu atmosférického tlaku v místě měření, protože nádrž na měřicím standu je otevřená do atmosféry a především tlak na sání a na výtlačku jsou měřeny jakožto tlaky relativní.

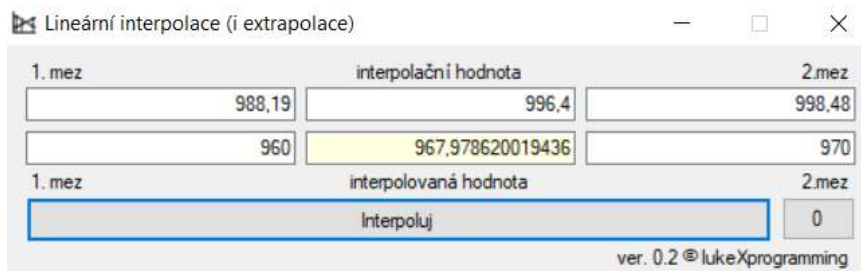
Bude použit následující postup:

- 1) Pomocí barometru či lokální meteorologické stanice bude odečtena hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{b,red}$  [hPa(a)].
- 2) Určete přibližnou nadmořskou výšku v místě měření  $h$  [m n. m.]. Použijte např. web: [mapy.cz](http://mapy.cz).
- 3) Stáhněte si webový nástroj: [BABINET\\_BOSCH.xls](#) (v případě nefunkčnosti odkazu kontaktujte vyučujícího). Výpočtář umožňuje, po zadání lokální nadmořské výšky  $h$  [m n. m.] a teploty v místě měření  $t_1$  [°C], resp.  $t_o$  [°C], stanovit hodnotu redukováného barometrického tlaku pro běžný atmosférický tlak dle různých výpočetních metod (barometrických formulí).
- 4) Na základě výsledků zvolené barometrické formule a znalosti lineární interpolace či lineární extrapolace vypočtete hodnotu absolutního tlaku, resp. běžného atmosférického tlaku v místě měření  $p_b$  [hPa(a)].



Příklad výpočtu pro Babinetovu formuli a lineární extrapolaci: [1]

| Výška h [m]    |                                 | Teplota t [C] |                 |
|----------------|---------------------------------|---------------|-----------------|
| 250            |                                 | 20            |                 |
|                | Babinet formula                 |               | Babinet formula |
| Absolutní tlak | Tlak přepočtený na hladinu moře |               |                 |
| $p_b$ [hPa]    | $p_o$ [hPa]                     | $p_o$ [hPa]   | $p_o$ [hPa]     |
| $p_b$          | $p_o$                           | $P_o$         | $p_o$           |
| 960            | 988,19                          | 960           | 988,19          |
| 970            | 998,48                          | 970           | 998,48          |
| 980            | 1008,77                         | 980           | 1008,77         |
| 990            | 1019,07                         | 990           | 1019,07         |
| 1000           | 1029,36                         | 1000          | 1029,36         |
| 1010           | 1039,65                         | 1010          | 1039,65         |
| 1020           | 1049,95                         | 1020          | 1049,95         |
| 1030           | 1060,24                         | 1030          | 1060,24         |
| 1040           | 1070,53                         | 1040          | 1070,53         |
| 1050           | 1080,83                         | 1050          | 1080,83         |



Absolutní tlak, resp. barometrický tlak v místě měření  $p_b \doteq 967,98 \text{ [hPa(a)]} = \underline{\underline{96\,798 \text{ [Pa]}}}$

### 2.9.2 Přepočet tlaku na sání čerpadla

Na sání čerpadla je měřen relativní tlak – především podtlak  $p_{p1} \text{ [kPa(g)]}$ . Avšak pro následující výpočty je nezbytné jej nejprve převést na základní jednotky  $p_{p1} \text{ [Pa(g)]}$  a poté přepočítat na absolutní tlak na sání čerpadla  $p_1 \text{ [Pa(a)]}$  pomocí rovnice (5).

$$p_1 = p_b + p_{p1} \text{ [Pa(g)]} \Rightarrow p_1 \text{ [Pa(a)]} \quad (5)$$

### 2.9.3 Přepočet tlaku na výtlaku čerpadla

Na výtlaku čerpadla je měřen, resp. nastavován relativní tlak – přetlak  $p_{p2} \text{ [kPa(g)]}$ . Avšak pro následující výpočty je nezbytné jej nejprve převést na základní jednotky  $p_{p2} \text{ [Pa(g)]}$  a poté přepočítat na absolutní tlak na výtlaku čerpadla  $p_2 \text{ [Pa(a)]}$  pomocí rovnice (6).

$$p_2 = p_b + p_{p2} \text{ [Pa(g)]} \Rightarrow p_2 \text{ [Pa(a)]} \quad (6)$$

#### 2.9.4 Přepočítání elektrického proudu pro stanovení elektrického příkonu pohonu čerpadla

Měřicí rozsah elektrického příkonu převodníkem je 0 až 3291 [W] a výstupní signál z převodníku je v rozsahu 0 až 20 [mA]. Na základě znalosti těchto pěti veličin lze aplikovat lineární interpolaci k dopočtení veličiny šesté, tj. elektrický příkon na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p}$  [W], viz již modifikovaná rovnice (7).

$$P_{el,IN-p} = \frac{\bar{I}_{P_{el}} \cdot 3291}{20} [W] \quad (7)$$

Výstupní proud z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT}$  [A] se vypočte z elektrického příkonu na vstupu do převodníku  $P_{el,IN-p}$  [W] a elektrického napětí na vstupu do převodníku  $U_{IN-p} = 230$  [V] z rovnice (8).

$$I_{1T,OUT} = \frac{P_{el,IN-p}}{\sqrt{3} \cdot U_{IN-p}} [A] \quad (8)$$

Převodníkový transformátor má poměr elektrických proudů 150 [A]/1 [A]. Pomocí jednoduché trojčlenky lze tedy, na základě znalosti výstupního proudu z jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,OUT}$  [A], vypočítat elektrický proud na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN}$  [A] a to pomocí již modifikované rovnice (9).

$$I_{1T,IN} = \frac{I_{1T,OUT} \cdot 150}{1} [A] \quad (9)$$

Dalším krokem je výpočet proudu na jedné fázi  $I_{1f}$  [A] a to ze znalosti počtu závitů transformátoru, tj. 20 a elektrického proudu na vstupu do jednoho převodníkového transformátoru na jedné fázi  $I_{1T,IN}$  [A] z rovnice (10).

$$I_{1f} = \frac{I_{1T,IN}}{20} [A] \quad (10)$$

Následujícím bodem je výpočet elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f}$  [W] a to ze znalosti elektrického napětí  $U = 230$  [V] a proudu na jedné fázi  $I_{1f}$  [A] z rovnice (11).

$$P_{el,1f} = U \cdot I_{1f} [W] \quad (11)$$

A posledním bodem je hledaný trojfázový elektrický příkon kompresorové jednotky  $P_{el}$  [W]. Ten se vypočítá z elektrického příkonu na jedné fázi  $P_{el,1f}$  [W] z rovnice (12).

$$P_{el} = 3 \cdot P_{el,1f} [W] \quad (12)$$

*Pozn. Výše uvedený výpočet je snadno použitelný pro analýzu menšího množství naměřených dat. V případě rozboru většího množství dat je nevhodný a zdlouhavý. Proto byla vytvořena sumarizační empirická rovnice pro výpočet trojfázového elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el}$  [W], která tento výpočet nahrazuje, tak že v sobě obsahuje všechny nezbytné konstanty či parametry a tudíž jedinou proměnnou zůstává naměřený elektrický proud pro stanovení hledaného elektrického příkonu  $I_{P_{el}}$  [A]. Jedná se o rovnici (13).*

$$P_{el} [W] = \left( \frac{\frac{I_{P_{el}} \cdot 3291}{20} \cdot 150}{\sqrt{3} \cdot 230} \cdot 20 \right) \cdot 3 = \frac{5 \cdot 175 \cdot 3 \cdot 291}{\sqrt{3} \cdot 230 \cdot 20} \cdot I_{P_{el}} \doteq \boxed{2137,567 \cdot I_{P_{el}}} \quad (13)$$

*Pozn. V rámci výpočtu bylo předpokládáno napětí na jedné fázi  $U = 230$  [V], pokud by byla jeho hodnota jiná, tak je nezbytné vzít tento fakt v potaz a výše uvedené rovnice upravit.*

**Pokud bude použito zařízení pro měření elektrických veličin, tak přepočítání není potřebné a bude získán přímo elektrický příkon  $P_{el}$  [kW].**

### 2.9.5 Přepočítání diferenčního tlaku

Diferenční tlak je měřen pomocí U-manometru v [mm<sub>H<sub>2</sub>O</sub>], nicméně pro výpočty je třeba provést přepočítání na základní jednotky tlaku [Pa]. Tento přepočítání se provede na základě znalosti rovnice (14) pro výpočet hydrostatického tlaku a tedy pomocí hustoty vodní náplně U-manometru při dané teplotě v laboratoři  $\rho_{H_2O}$  [kg · m<sup>-3</sup>], tíhového zrychlení  $g = 9,81$  [m · s<sup>-2</sup>] a diferenčního tlaku přepočítaného na základní jednotky délky, resp. výšky [m<sub>H<sub>2</sub>O</sub>].

$$\Delta p [\text{mm}_{H_2O}] \Rightarrow \Delta p [m_{H_2O}] \Rightarrow \Delta p = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot \Delta p [Pa] \quad (14)$$

*Pozn. Pomocný symbol (a) či (g), jenž je v této publikaci používán pro zdůraznění relativního či absolutního tlaku, nehraje v této situaci roli, protože se jedná o tlakovou diferenci neboli rozdíl tlaků.*

## 2.10 Vypočtené hodnoty

### 2.10.1 Manometrická výška čerpadla

Manometrická výška čerpadla se používá pro stanovení celkové dopravní výšky čerpadla v případě zanedbání vlivu ztrát prouděním v potrubí a také vlivu změny kinetické energie kapaliny. Je řešena mezi sáním a výtlačkem čerpadla vůči vzdálenosti mezi manometry. Třecí ztráty lze zanedbat z důvodu velmi krátké vzdálenosti, na které je manometrická výška řešena a změna kinetické energie může být zanedbána z důvodu konstantnosti průměrů potrubí na sání a na výtlačku.

Manometrická výška  $Y_{MAN}$  [J · kg<sup>-1</sup>] se vypočte z absolutního tlaku na výtlačku čerpadla  $p_2$  [Pa(a)], absolutního tlaku na sání čerpadla  $p_1$  [Pa(a)], předem stanovené hustoty vody  $\rho_{H_2O}$  [kg · m<sup>-3</sup>] při daném barometrickém tlaku a teplotě, vzdálenosti mezi manometry  $x$  [m] a tíhového zrychlení  $g$  [m · s<sup>-2</sup>] z rovnice (15).

$$Y_{MAN} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_{H_2O}} + g \cdot x \quad [J \cdot kg^{-1}] \quad (15)$$

### 2.10.2 Celkový (vnější) tlakový poměr

Do výpočtu celkového (vnějšího) tlakového poměru mezi výtlačkem a sáním čerpadla  $\sigma_c$  [-] musí vstupovat absolutní tlaky, viz níže uvedená základní rovnice (16).

$$\sigma_c = \frac{p_2 [Pa(a)]}{p_1 [Pa(a)]} \quad [-] \quad (16)$$

### 2.10.3 Hmotnostní výkonnost čerpadla

Výpočet hmotnostní výkonnosti  $\dot{m}_d$  [kg · s<sup>-1</sup>], resp. hmotnostního toku kapaliny proudící skrze clonu již byl naznačen v podkapitole 2.4.. Nyní existují dvě možnosti stanovení hmotnostní výkonnosti:

1) Použití níže uvedeného vzorce (1), přičemž je nutné průtok přepočítat na základě aktuální hodnoty součinitele expanze  $\varepsilon$ , diferenčního tlaku  $\Delta p$  a hustoty na cloně  $\rho_1$ . Nicméně, jak již bylo uvedeno. V případě kapalin je součinitel expanze roven jedné, a protože je kapalina považována za nestlačitelnou, tak je hustota na cloně rovna již definované hustotě  $\rho_{H_2O}$ , u které může docházet pouze ke zcela minimální změně v závislosti na vývoji teploty v laboratoři. Běžně však lze tuto veličinu považovat za konstantní.

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1}$$

2) Použití níže uvedeného vzorce (4), kde je však třeba dbát na co nejpřesnější stanovení součinitele rozevření clony  $\alpha$ . Z hlediska hustoty na cloně je postup totožný jako v předchozí variantě řešení.

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot d_{ot,p}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_1}} \cdot \rho_1 \cdot \alpha$$

#### 2.10.4 Výkonnost čerpadla

Výkonnost čerpadla neboli hmotnostní tok dopravované kapaliny měřený na výtlaku stroje  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  se vypočítá ze základní rovnice (16) na základě platnosti definice výkonnosti čerpadla, která říká: „Výkonnost čerpadla je hmotnostní tok kapaliny měřený na výtlaku čerpadla přepočtený na podmínky v sání.“ Přičemž podmínky v sání stroje definuje hustota  $\rho_{H_2O} [kg \cdot m^{-3}]$ .

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_{H_2O}} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (16)$$

*Pozn. Z důvodu výpočtu měrné spotřeby je ještě vhodné provést přepočet na  $[m^3 \cdot h^{-1}]$ . Obdobně to platí i pro příkon stroje, jenž je vhodné převést na  $[kW]$ .*

#### 2.10.5 Měrná spotřeba energie

Měrná spotřeba energie  $c [kWh \cdot m^{-3}]$  představuje technickoekonomický parametr, jenž říká kolik energie je zapotřebí pro dodávku jednoho metru kubického kapaliny. Vypočte se jako podíl elektrického příkonu pohonu čerpadla  $P_{el} [kW]$  a výkonnosti čerpadla  $\dot{V}_d [m^3 \cdot h^{-1}]$  z rovnice (17)

$$c = \frac{P_{el}}{\dot{V}_d} [kWh \cdot m^{-3}] \quad (17)$$

#### 2.10.6 Účinnost čerpadla

Účinnost čerpadla  $\eta [-]$  reprezentuje porovnávací účinnost energetického stroje, která se spočte jako podíl ideálního, resp. vypočteného pracovního procesu a pracovního procesu skutečného. Výpočtové parametry jsou součin kvantity a kvality. Kvantitu zastupuje hmotnostní výkonnosti  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  a kvalitu zastupuje manometrická výška  $Y_{MAN} [J \cdot kg^{-1}]$ . Reálný proces je ve vzorci uveden pomocí skutečného naměřeného elektrického příkonu pohonu čerpadla  $P_{el} [W]$  z rovnice (18).

$$\eta = \frac{\dot{m}_d \cdot Y_{MAN}}{P_{el}} [-] \quad (18)$$

## 2.11 Příklad měření a jeho výsledků

### 2.11.1 Výsledky měření a navazujících výpočtů

Tabulka 8 Výsledky vzorového měření z měření dynamického čerpadla při frekvenci 50 Hz

| Frekvence | <b>50</b>               | Hz            |                      |                       |                   |   |
|-----------|-------------------------|---------------|----------------------|-----------------------|-------------------|---|
| č. zápisu | $p_{b,red}$<br>[hPa(a)] | $t_o$<br>[°C] | $p_{p1}$<br>[kPa(g)] | $p_{p2}$<br>[kPa(g)]k | $I_{Pel}$<br>[mA] | $\Delta p$<br>[mm <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ] |
| <b>1</b>  | 1026                    | 20            | -6                   | <b>cca 115</b>        | <b>0,58</b>       | 760   |
| <b>2</b>  | 1026                    | 20            | -4,5                 | <b>150</b>            | <b>0,57</b>       | 660   |
| <b>3</b>  | 1026                    | 20            | -2,5                 | <b>200</b>            | <b>0,56</b>       | 530   |
| <b>4</b>  | 1026                    | 20            | -0,5                 | <b>250</b>            | <b>0,54</b>       | 385   |
| <b>5</b>  | 1026                    | 20            | 1,5                  | <b>300</b>            | <b>0,52</b>       | 260   |
| <b>6</b>  | 1026                    | 20            | 3,5                  | <b>350</b>            | <b>0,49</b>       | 120   |
| <b>7</b>  | 1026                    | 20            | 5                    | <b>cca 375</b>        | <b>0,44</b>       | 10  |

Tabulka 9 Výsledky vzorového měření z měření dynamického čerpadla při frekvenci 45 Hz

| Frekvence | <b>45</b>               | Hz            |                      |                       |                   |   |
|-----------|-------------------------|---------------|----------------------|-----------------------|-------------------|---|
| č. zápisu | $p_{b,red}$<br>[hPa(a)] | $t_o$<br>[°C] | $p_{p1}$<br>[kPa(g)] | $p_{p2}$<br>[kPa(g)]k | $I_{Pel}$<br>[mA] | $\Delta p$<br>[mm <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ] |
| <b>5</b>  | 1 026                   | 20            | -4                   | <b>100</b>            | <b>0,40</b>       | 600   |
| <b>4</b>  | 1 026                   | 20            | -1                   | <b>150</b>            | <b>0,39</b>       | 460   |
| <b>3</b>  | 1 026                   | 20            | 2                    | <b>200</b>            | <b>0,38</b>       | 225   |
| <b>2</b>  | 1 026                   | 20            | 4                    | <b>250</b>            | <b>0,36</b>       | 190   |
| <b>1</b>  | 1 026                   | 20            | 5                    | <b>cca 300</b>        | <b>0,35</b>       | 10  |

Tabulka 10 Výsledky vzorového měření z měření dynamického čerpadla při frekvenci 40 Hz í

| Frekvence | <b>40</b>               | Hz            |                      |                       |                   |   |
|-----------|-------------------------|---------------|----------------------|-----------------------|-------------------|---|
| č. zápisu | $p_{b,red}$<br>[hPa(a)] | $t_o$<br>[°C] | $p_{p1}$<br>[kPa(g)] | $p_{p2}$<br>[kPa(g)]k | $I_{Pel}$<br>[mA] | $\Delta p$<br>[mm <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ] |
| <b>1</b>  | 1 026                   | 20            | -1                   | <b>100</b>            | <b>0,3</b>        | 420   |
| <b>2</b>  | 1 026                   | 20            | 2                    | <b>150</b>            | <b>0,28</b>       | 300   |
| <b>3</b>  | 1 026                   | 20            | 4                    | <b>200</b>            | <b>0,27</b>       | 145   |
| <b>4</b>  | 1 026                   | 20            | 5                    | <b>cca 240</b>        | <b>0,24</b>       | 10  |

Tabulka 11 Výsledky vzorového měření z měření dynamického čerpadla při frekvenci 35 Hz

| Frekvence | <b>35</b>               | Hz            |                      |                       |                   |   |
|-----------|-------------------------|---------------|----------------------|-----------------------|-------------------|---|
| č. zápisu | $p_{b,red}$<br>[hPa(a)] | $t_o$<br>[°C] | $p_{p1}$<br>[kPa(g)] | $p_{p2}$<br>[kPa(g)]k | $I_{Pel}$<br>[mA] | $\Delta p$<br>[mm <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ] |
| <b>3</b>  | 1 026                   | 20            | 1,5                  | <b>100</b>            | <b>0,2</b>        | 265   |
| <b>2</b>  | 1 026                   | 20            | 3,5                  | <b>150</b>            | <b>0,18</b>       | 115   |
| <b>1</b>  | 1 026                   | 20            | 5                    | <b>cca 190</b>        | <b>0,15</b>       | 10  |

|  |               |        |                   |
|--|---------------|--------|-------------------|
| Barometrický tlak                        | $p_b$         | 1026   | hPa               |
| Teplota okolí                            | $t_o$         | 20     | °C                |
| Hustota rtuti – <i>určit dle teploty</i> | $\rho_{Hg}$   | 13 579 | kg/m <sup>3</sup> |
| Hustota vody – <i>určit dle teploty</i>  | $\rho_{H_2O}$ | 998    | kg/m <sup>3</sup> |

Jak již bylo predikováno, tak s klesající frekvencí sítě klesá měřicí a regulační rozsah čerpadla. Klesá jeho výkonnost, což se projevuje v poklesu diferenčního tlaku. S klesající výkonností stroje však také dochází k poklesu elektrického příkonu pohonu čerpadla.

Níže uvedené základní přepočty tento fakt potvrzují.

Tabulka 12 Základní přepočty z měření dynamického čerpadla při frekvenci 50 Hz

| Frekvence | <u>50</u>        | Hz               |                  |                 |                    |
|-----------|------------------|------------------|------------------|-----------------|--------------------|
| č. zápisu | $p_b$<br>[Pa(a)] | $p_1$<br>[Pa(a)] | $p_2$<br>[Pa(a)] | $P_{el}$<br>[W] | $\Delta p$<br>[Pa] |
| 1         | 99 670           | 93 670           | 214 670          | 1 240           | 101 239,9          |
| 2         | 99 670           | 95 170           | 249 670          | 1 218           | 87 918,9           |
| 3         | 99 670           | 97 170           | 299 670          | 1 197           | 70 601,5           |
| 4         | 99 670           | 99 170           | 349 670          | 1 154           | 51 286,0           |
| 5         | 99 670           | 101 170          | 399 670          | 1 112           | 34 634,7           |
| 6         | 99 670           | 103 170          | 499 670          | 1 047           | 15 985,3           |
| 7         | 99 670           | 104 670          | 474 670          | 941             | 1 332,1            |

Tabulka 13 Základní přepočty z měření dynamického čerpadla při frekvenci 45 Hz

| Frekvence | <u>45</u>        | Hz               |                  |                 |                    |
|-----------|------------------|------------------|------------------|-----------------|--------------------|
| č. zápisu | $p_b$<br>[Pa(a)] | $p_1$<br>[Pa(a)] | $p_2$<br>[Pa(a)] | $P_{el}$<br>[W] | $\Delta p$<br>[Pa] |
| 5         | 99 670           | 95 670           | 199 670          | 855             | 79 926,2           |
| 4         | 99 670           | 98 670           | 249 670          | 834             | 61 276,8           |
| 3         | 99 670           | 101 670          | 299 670          | 812             | 29 972,3           |
| 2         | 99 670           | 103 670          | 349 670          | 770             | 25 309,9           |
| 1         | 99 670           | 104 670          | 399 670          | 748             | 1332,1             |

Tabulka 14 Základní přepočty z měření dynamického čerpadla při frekvenci 40 Hz

| Frekvence | <u>50</u>        | Hz               |                  |                 |                    |
|-----------|------------------|------------------|------------------|-----------------|--------------------|
| č. zápisu | $p_b$<br>[Pa(a)] | $p_1$<br>[Pa(a)] | $p_2$<br>[Pa(a)] | $P_{el}$<br>[W] | $\Delta p$<br>[Pa] |
| 1         | 99 670           | 98 670           | 199 670          | 641             | 55 948,4           |
| 2         | 99 670           | 101 670          | 249 670          | 599             | 39 963,1           |
| 3         | 99 670           | 103 670          | 299 670          | 577             | 19 315,5           |
| 4         | 99 670           | 104 670          | 399 670          | 513             | 1 332,1            |

Tabulka 15 Základní přepočty z měření dynamického čerpadla při frekvenci 35 Hz

| Frekvence | <u>35</u>        | Hz               |                  |                 |                    |
|-----------|------------------|------------------|------------------|-----------------|--------------------|
| č. zápisu | $p_b$<br>[Pa(a)] | $p_1$<br>[Pa(a)] | $p_2$<br>[Pa(a)] | $P_{el}$<br>[W] | $\Delta p$<br>[Pa] |
| 1         | 99 670           | 101 170          | 199 670          | 428             | 35 600,8           |
| 2         | 99 670           | 103 170          | 249 670          | 385             | 15 319,2           |
| 3         | 99 670           | 104 670          | 289 670          | 321             | 1 332,1            |

Dalšími výpočty bylo zjištěno a ověřeno, že při regulaci škrcením ve výtlačku čerpadla dochází k nárůstu celkového tlakového poměru, přičemž tento nárůst klesá s klesající frekvencí sítě.

Z hlediska měrné spotřeby energie dochází při regulaci škrcením ve výtlačku čerpadla k nárůstu měrné spotřeby energie z důvodu klesající výkonnosti stroje a to i přesto, že tento způsob regulace mírným způsobem snižuje elektrický příkon pohonu stroje. Z hlediska regulace změnou otáček dochází k postupnému poklesu měrné spotřeby energie z důvodu výraznějšího vlivu této regulace na elektrický příkon stroje.

Při každé frekvenci sítě bylo nalezeno lokální maximum účinnosti čerpadla. Přičemž tato míra dokonalosti transformace energie nepřesáhla 40 % a její maximální hodnoty bylo dosaženo při frekvenci sítě 45 Hz.

Tabulka 16 Vypočtené hodnoty z měření dynamického čerpadla při frekvenci 50 Hz

| Frekvence | <u>50</u>                            | Hz                |  |  |  |                  |                                 |               |
|-----------|--------------------------------------|-------------------|--|--|--|------------------|---------------------------------|---------------|
|           | $Y_{MAN}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $\sigma_c$<br>[-] | $\dot{m}_d$<br>[kg · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] | $P_{el}$<br>[kW] | $c$<br>[kWh · m <sup>-3</sup> ] | $\eta$<br>[-] |
| 1         | 126 676                              | 2,29              | 2,775                                  | 0,00278  | 10,007   | 1,240            | 0,124                           | 27,5          |
| 2         | 156 223                              | 2,62              | 2,586                                  | 0,00259  | 9,325  | 1,218            | 0,131                           | 33,2          |
| 3         | 204 314                              | 3,08              | 2,317                                  | 0,00232  | 8,356  | 1,197            | 0,143                           | 39,6          |
| 4         | 252 396                              | 3,53              | 1,975                                  | 0,00198  | 7,122  | 1,154            | 0,162                           | 43,2          |
| 5         | 300 477                              | 3,95              | 1,623                                  | 0,00163  | 5,853  | 1,112            | 0,190                           | 43,9          |
| 6         | 348 558                              | 4,36              | 1,103                                  | 0,00110  | 3,976  | 1,047            | 0,263                           | 36,7          |
| 7         | 372 098                              | 4,53              | 0,318                                  | 0,00032  | 1,148  | 0,941            | 0,819                           | 12,6          |

Tabulka 17 Vypočtené hodnoty z měření dynamického čerpadla při frekvenci 45 Hz

| Frekvence |                                      | <u>45</u>            | Hz                                     |  |  |                  |                                 |               |
|-----------|--------------------------------------|----------------------|--|--|--|------------------|---------------------------------|---------------|
|           | $Y_{MAN}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $\sigma_c$ ..<br>[-] | $\dot{m}_d$<br>[kg · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] | $P_{el}$<br>[kW] | $c$<br>[kWh · m <sup>-3</sup> ] | $\eta$<br>[-] |
| <b>5</b>  | 105 648                              | 2,09                 | 2,466                                  | 0,00247  | 8,891  | 0,855            | 0,096                           | 30,5          |
| <b>4</b>  | 152 727                              | 2,53                 | 2,159                                  | 0,00216  | 7,785  | 0,834            | 0,107                           | 39,6          |
| <b>3</b>  | 199 807                              | 2,95                 | 1,510                                  | 0,00151  | 5,445  | 0,812            | 0,149                           | 37,1          |
| <b>2</b>  | 247 888                              | 3,37                 | 1,387                                  | 0,00139  | 5,003  | 0,770            | 0,154                           | 44,7          |
| <b>1</b>  | 296 971                              | 3,82                 | 0,318                                  | 0,00032  | 1,148  | 0,748            | 0,652                           | 12,6          |

Tabulka 18 Vypočtené hodnoty z měření dynamického čerpadla při frekvenci 40 Hz

| Frekvence |                                      | <u>40</u>            | Hz                                     |  |  |                  |                                 |               |
|-----------|--------------------------------------|----------------------|--|--|--|------------------|---------------------------------|---------------|
|           | $Y_{MAN}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $\sigma_c$ ..<br>[-] | $\dot{m}_d$<br>[kg · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] | $P_{el}$<br>[kW] | $c$<br>[kWh · m <sup>-3</sup> ] | $\eta$<br>[-] |
| <b>1</b>  | 102 643                              | 2,02                 | 2,063                                  | 0,00207  | 7,439  | 0,641            | 0,086                           | 33,0          |
| <b>2</b>  | 149 722                              | 2,46                 | 1,743                                  | 0,00175  | 6,287  | 0,599            | 0,095                           | 43,6          |
| <b>3</b>  | 197 803                              | 2,89                 | 1,212                                  | 0,00121  | 4,371  | 0,577            | 0,132                           | 41,5          |
| <b>4</b>  | 236 869                              | 3,25                 | 0,318                                  | 0,00032  | 1,148  | 0,513            | 0,447                           | 14,7          |

Tabulka 19 Vypočtené hodnoty z měření dynamického čerpadla při frekvenci 35 Hz

| Frekvence |                                      | <u>35</u>            | Hz                                     |  |  |                  |                                 |               |
|-----------|--------------------------------------|----------------------|--|--|--|------------------|---------------------------------|---------------|
|           | $Y_{MAN}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $\sigma_c$ ..<br>[-] | $\dot{m}_d$<br>[kg · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] | $P_{el}$<br>[kW] | $c$<br>[kWh · m <sup>-3</sup> ] | $\eta$<br>[-] |
| <b>3</b>  | 100 138                              | 1,97                 | 1,639                                  | 0,00164  | 5,909  | 0,428            | 0,072                           | 38,4          |
| <b>2</b>  | 148 220                              | 2,42                 | 1,079                                  | 0,00108  | 3,893  | 0,385            | 0,099                           | 41,6          |
| <b>1</b>  | 168 785                              | 2,77                 | 0,318                                  | 0,00032  | 1,148  | 0,321            | 0,279                           | 18,5          |



## 2.12 Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření

Energetické charakteristiky jsou křivky, vzniknuvší na základě naměřených a vypočtených hodnot. Pomocí těchto křivek lze následně vyhodnotit pracovní proces energetického zařízení, např. čerpadla, a tak zjistit, jak se analyzovaný stroj chová v různých provozních stavech.

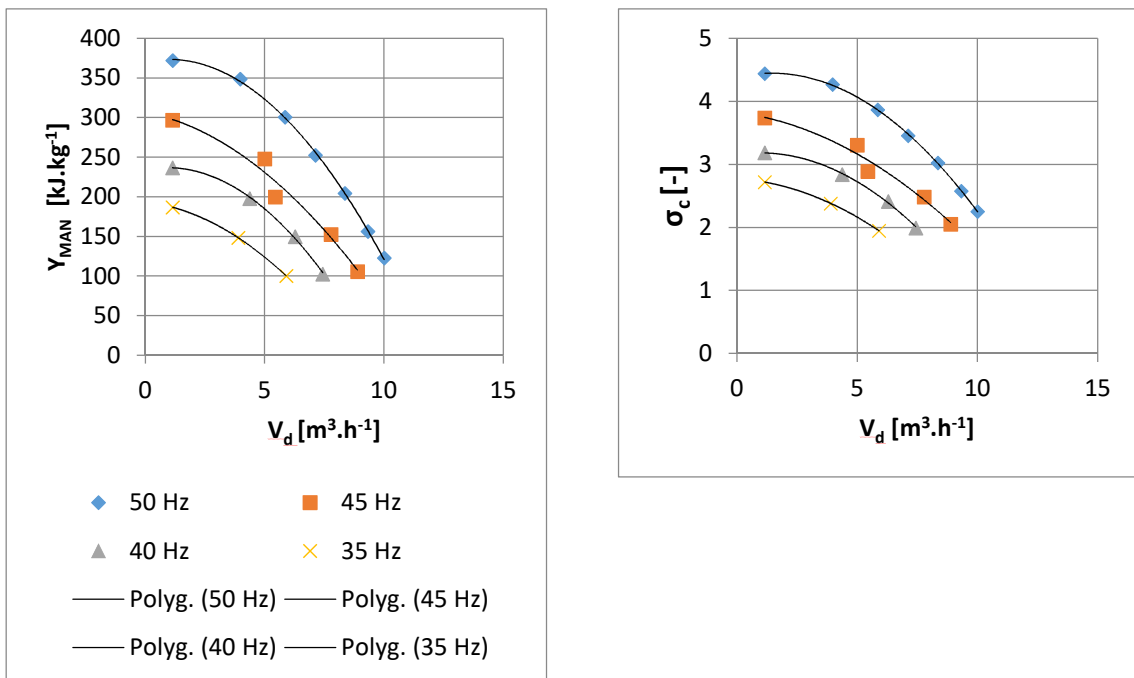
### 2.12.1 Tlaková charakteristika

Tlakovou charakteristiku neboli charakteristiku stroje je možné zapsat různými způsoby, přičemž u čerpadel se nejčastěji jedná např. o závislost celkové dopravní výšky, případně manometrické výšky či celkového tlakového poměru na výkonnosti kompresoru, tedy funkční zápisy:  $Y = Y_{MAN} = f(\dot{V}_d)$  a  $\sigma_c = f(\dot{V}_d)$ . Tlaková charakteristika má vždy klesající charakter.

Křivka svým tvarem prozrazuje, že se zvyšující se dopravní výškou, resp. s rostoucím celkovým tlakovým poměrem dochází k poklesu výkonnosti čerpadla. Rostoucí protitlak sítě způsobuje pokles výkonnosti stroje.

Tvar tlakových charakteristik na Obrázek 18 popisuje následující. Vlastní křivky představují vývoj sledovaných parametrů při regulaci škrcením ve výtlaku čerpadla. Regulace změnou otáček, resp. změnou frekvence sítě popisují jednotlivé křivky, přičemž nejvýše je vždy uvedena frekvence sítě 50 Hz a nejnižší je uvedena frekvence sítě 35 Hz.

Oba dva aplikované regulační zásahy mají výrazný vliv na pracovní proces měřeného čerpadla, přičemž regulace změnou otáček má vyšší vliv na regulační rozsah a dochází u ní k nižšímu maření již investované energie.



$$Y_{MAN} = f(\dot{V}_d)$$

$$\sigma_c = f(\dot{V}_d)$$

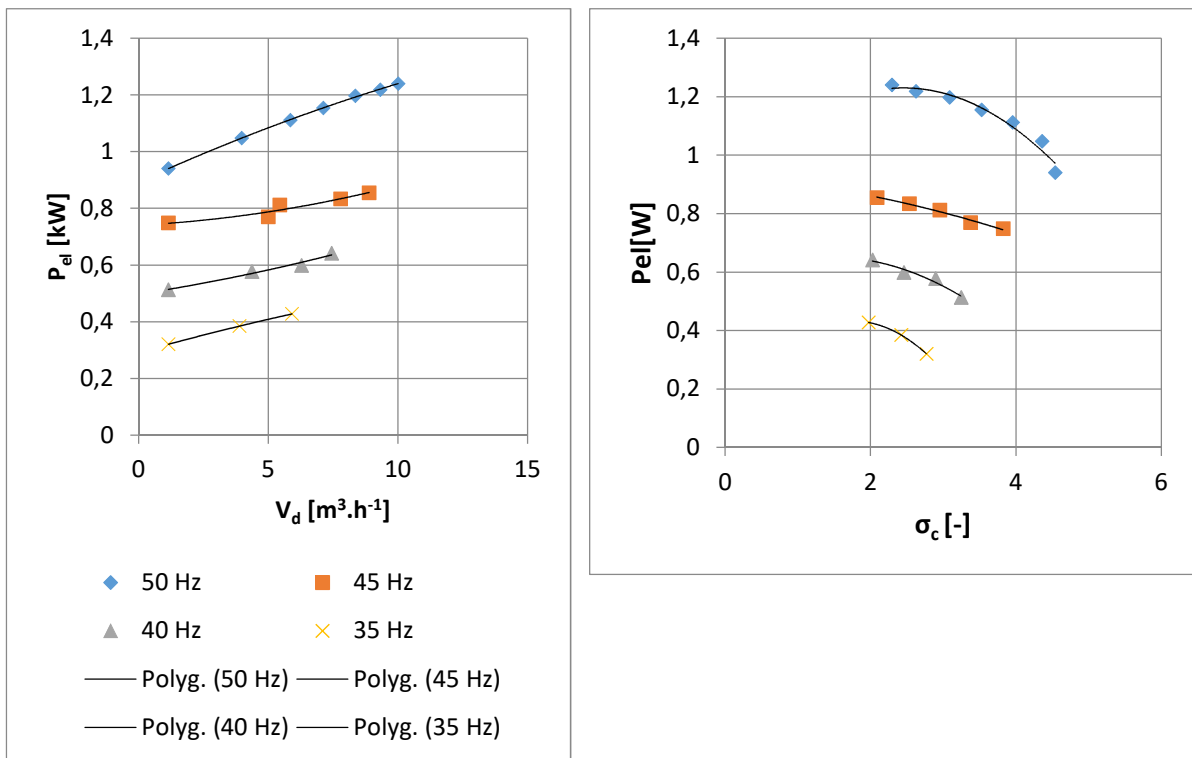
Obrázek 18 Tlakové charakteristiky měřeného dynamického odstředivého čerpadla 32-CVX-3-LC-010-9

### 2.12.2 Příkonová charakteristika

Příkonová charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti čerpadla  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $P_{el} = f(\sigma_c)$  nebo celkové dopravní výšce, případně manometrické výšce  $P_{el} = f(Y = Y_{MAN})$ . V této publikaci bude pro přehlednost uváděna pouze varianta s celkovým tlakovým poměrem.

U radiálních dynamických energetických strojů má charakteristika  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  rostoucí ráz, tzn. čím vyšší je výkonnost čerpadla, tím menší je jeho příkon. Tento jev lze snadno vysvětlit v souvislosti s charakteristikou  $P_{el} = f(\sigma_c)$ , která má klesající charakter. Čím nižší je celkový tlakový poměr i manometrická výška, tak tím větší je výkonnost čerpadla. U radiálního dynamického stroje musí kapalina překonat pracovním prostorem poměrně složitou cestu a celou řadu změn směru proudění. Tyto změny aplikují do systému značnou hydraulickou ztrátu, přičemž tato ztráta roste s větším hmotnostním tokem pracovního média. Jinými slovy, čím vyšší je výkonnost radiálního dynamického čerpadla, tak tím vyšší je i jeho příkon., viz Obrázek 19.

Regulace změnou otáček se opět projevuje výrazným poklesem příkonu stroje s klesající frekvencí sítě.



$$\sigma_c = f(\dot{V}_d)$$

$$P_{el} = f(\sigma_c)$$

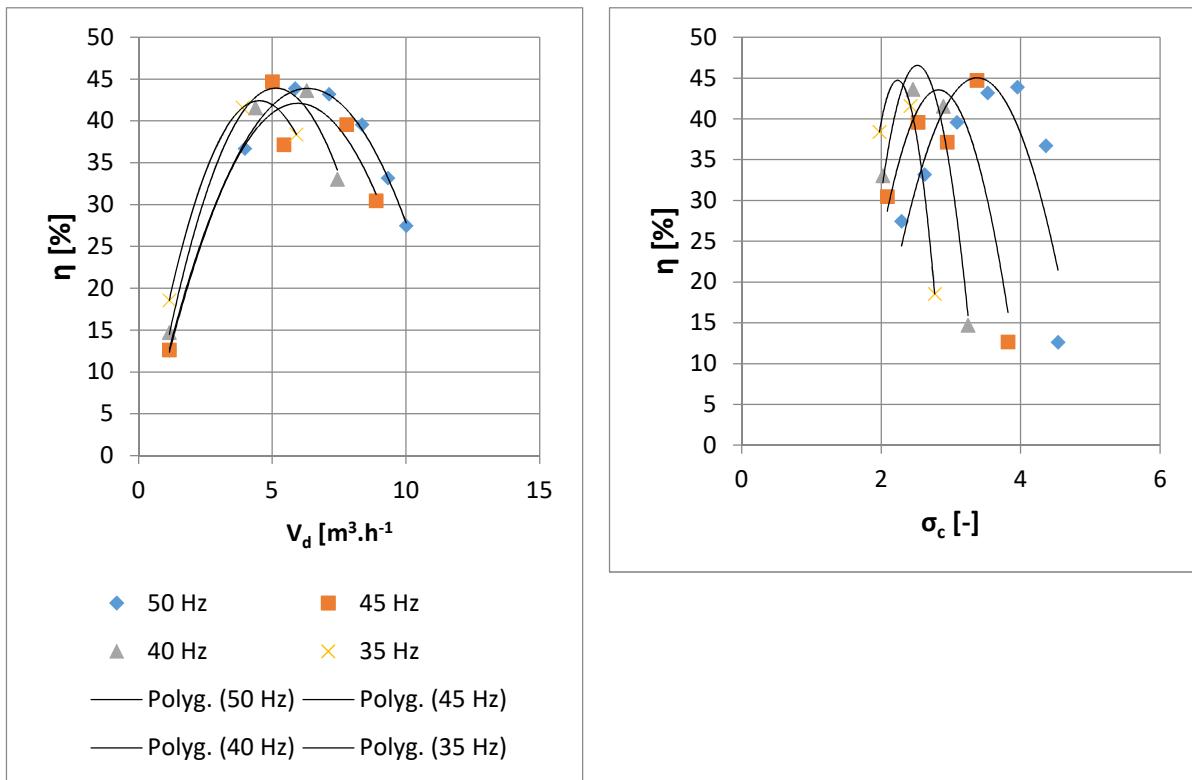
Obrázek 19 Příkonové charakteristiky měřeného dynamického odstředivého čerpadla 32-CVX-3-LC-010-9

### 2.12.3 Účinnostní charakteristika

Účinnostní charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti čerpadla  $\eta = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $\eta = f(\sigma_c)$  nebo celkové dopravní výšce, případně manometrické výšce  $\eta = f(Y = Y_{MAN})$ . V této publikaci bude pro přehlednost uváděna pouze varianta s celkovým tlakovým poměrem.

Obě formy účinnostní charakteristiky mají své lokální maximum, tedy stav, při kterém stroj pracuje s nejvyšší účinností. V případě připojeného potrubního systému by mělo být navrženo čerpadlo dimenzováno tak, aby se provozní bod stroje pohyboval v blízkosti maximální účinnosti stroje.

Z Obrázek 20 je patrné, že maximální účinnost čerpadla se pohybuje kolem 40 %, avšak s klesající frekvencí postupně bod s lokálním maximumem klesá.



$$\eta = f(\dot{V}_d)$$

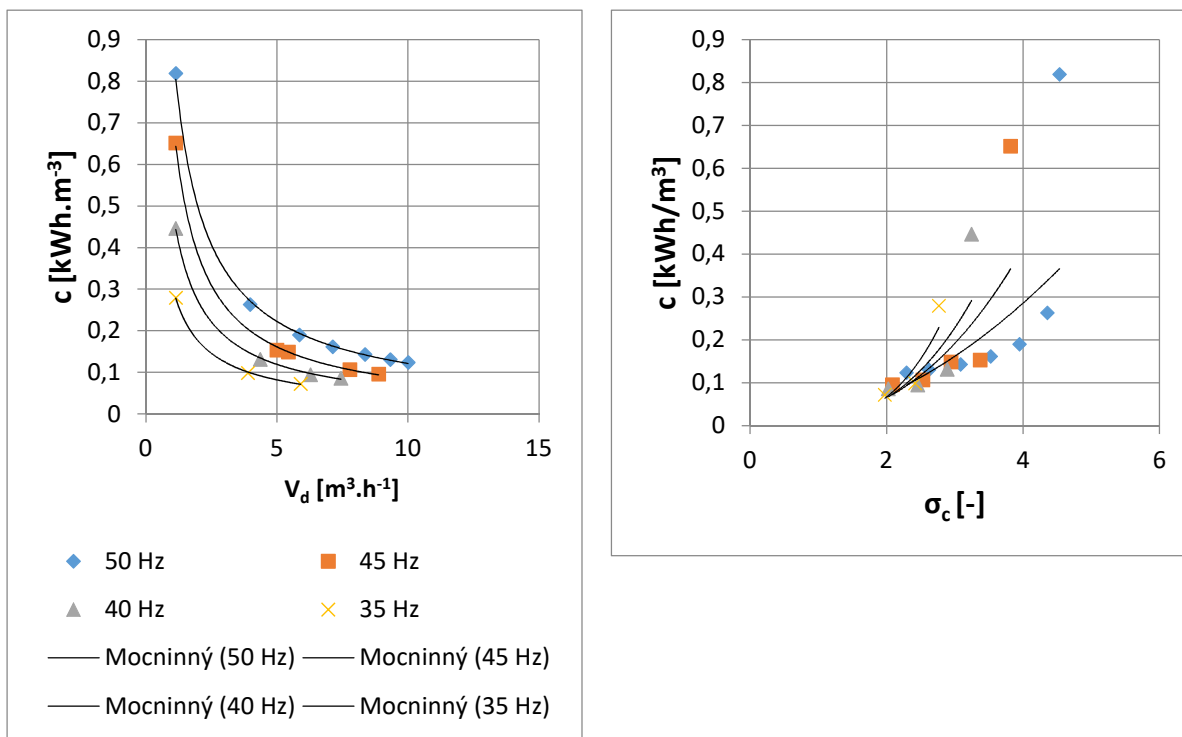
$$\eta = f(\sigma_c)$$

Obrázek 20 Účinnostní charakteristiky měřeného dynamického odstředivého čerpadla 32-CVX-3-LC-010-9

#### 2.12.4 Charakteristika měrné spotřeby energie

Charakteristika měrné spotřeby energie je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti čerpadla  $c = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $c = f(\sigma_c)$  nebo celkové dopravní výšce, případně manometrické výšce  $\eta = f(Y = Y_{MAN})$ . V této publikaci bude pro přehlednost uváděna pouze varianta s celkovým tlakovým poměrem. Měrná spotřeba energie je technickoekonomický parametr, jenž v případě čerpadel stanovuje množství energie potřebné pro dodávku jednoho metru kubického pracovní kapaliny.

Charakteristika  $c = f(\dot{V}_d)$  má klesající charakter, tedy čím větší je výkonnost čerpadla, tím menší množství energie je třeba na dodávku jednotkového množství pracovního média. Naopak charakteristika  $c = f(\sigma_c)$  ukazuje, že čím vyšší je tlak na výtlačku nebo také čím vyšší je celková dopravní výška, tak tím vyšší je i měrná spotřeba energie, viz Obrázek 21.



$$c = f(V_d)$$

$$c = f(\sigma_c)$$

Obrázek 21 Charakteristiky měrné spotřeby energie měřeného dynamického odstředivého čerpadla 32-CVX-3-LC-010-9

### 2.13 Závěr měření na dynamickém odstředivém čerpadle

Poloprovozním měřením třístupňového dynamického, radiálního, odstředivého, článkového a horizontálního čerpadla od výrobce Sigma 32-CVX-3-LC-010-9 byly stanoveny parametry nezbytné pro výpočet výkonnosti stroje a k vygenerování energetických charakteristik, jež vyhodnotily provoz daného stroje při aplikovaných regulačních zásazích

Byly zjištěny např. následující skutečnosti:

- Při regulaci změnou otáček dochází s klesající frekvencí sítě ke snižování měřicího a regulačního rozsahu čerpadla. Klesá jeho výkonnost, což se projevuje v poklesu diferenčního tlaku. S klesající výkonností stroje však také dochází k poklesu elektrického příkonu pohonu čerpadla,
- Při regulaci škrcením ve výtlaku čerpadla dochází mimo jiné k nárůstu celkového tlakového poměru, přičemž tento nárůst klesá s klesající frekvencí sítě,
- Z hlediska měrné spotřeby energie dochází při regulaci škrcením ve výtlaku čerpadla k nárůstu měrné spotřeby energie z důvodu klesající výkonnosti stroje a to i přesto, že tento způsob regulace mírným způsobem snižuje elektrický příkon pohonu stroje. Z hlediska regulace změnou otáček dochází k postupnému poklesu měrné spotřeby energie z důvodu výraznějšího vlivu této regulace na elektrický příkon stroje,
- Při každé frekvenci sítě bylo nalezeno lokální maximum účinnosti čerpadla. Přičemž tato míra dokonalosti transformace energie nepřesáhla 40 % a její maximální hodnoty bylo dosaženo při frekvenci sítě 45 Hz, avšak, jak ukazují tvary křivek energetických charakteristik a také regresních křivek, tak je možné predikovat, že čerpadlo může dosáhnout i vyšší účinnosti. Toho by bylo docíleno v případě detailnější analýzy a jemnějších kroků při změně frekvence sítě.

## **Měření č. 6**

**Měření na Rootsově dmychadle za účelem stanovení  
změny teploty a příkonu komprimovaného plynu  
v závislosti na čase měření**

# 1 Obsah

|     |   |    |
|-----|---|----|
| 2   | Měření na Rootsově dmychadle za účelem stanovení změny teploty a příkonu komprimovaného plynu v závislosti na čase měření ..... | 3  |
| 2.1 | Zadání .....  | 3  |
| 2.2 | Charakteristika měřeného stroje.....  | 3  |
| 2.3 | Měřené veličiny a použitá měřidla .....   | 4  |
| 2.4 | Fotografie a schéma zapojení.....   | 7  |
| 2.5 | Tabulka naměřených hodnot .....   | 8  |
| 2.6 | Příklad měření a jeho výsledků.....   | 9  |
| 2.7 | Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření .....  | 10 |
| 2.8 | Závěr měření na dynamickém odstředivém čerpadle.....  | 11 |

## 2 Měření na Rootsově dmychadle za účelem stanovení změny teploty a příkonu komprimovaného plynu v závislosti na čase měření

### 2.1 Zadání

Na základě poloprovozního měření Rootsova dmychadla stanovte skutečnou změnu teploty vzduchu na výtlaku stroje při regulaci škrcením ve výtlaku. Cílem tohoto měření je zjistit, jaký bude skutečný nárůst teploty vzduchu a jak dlouho bude trvat, než bude dosaženo maximální teploty při zapojení Rootsova dmychadla do experimentálního měřicího standu. Sekundárním cílem také je, zdali se tento nárůst teploty pracovního média projeví na elektrickém příkonu stroje.

Výsledkem měření by měla být teplotní a příkonová charakteristika v závislosti na čase měření.

### 2.2 Charakteristika měřeného stroje

Měřeným strojem je dvourotorový objemový kompresor s rotačním pohybem pístů, jenž se nazývá Rootsovo dmychadlo. Tyto stroje mají v pracovním prostoru dva rovnoběžně uložené písty (rotory), které nesmí dojít do kontaktu, tedy neodvalují se. Aby nedošlo k zaklesnutí rotorů či jejich odvalování, tak jsou rotory spřaženy tzv. synchronizačním ozubením. Z důvodu co nejvyšší efektivity provozu jsou vůle mezi stěnou pracovního prostoru či mezi rotory co nejmenší. Rotory se staví nejčastěji jako dvou nebo tři tělesové. V technickém žargonu jsou tvary rotorů nazývány jako „piškoty“.

Typické pro tato zařízení je, že v pracovním prostoru nedochází k vnitřní kompresi. Tyto stroje pracují s tzv. vnější neboli rázovou kompresí a jejich výhodou tedy je, že mají velmi malý škodlivý prostor. Plyn je nasáván do pracovních komůrek mezi rotory a stěnou pracovního prostoru. Po přerušení kontaktu se sacím hrdlem je plyn v pracovní komůrce pouze transportován do výtlaku beze změny objemu. K vlastní kompresi dochází až po spojení komůrky s výtlačným hrdlem.

V literárním zdroji [10] bylo zjištěno, že rázová komprese se projevuje poměrně výrazným nárůstem teploty komprimovaného plynu a technický list měřeného Rootsova dmychadla, viz výpis v Tabulka 1, ukazuje, že výtlačná teplota má být až 83 °C. Cílem tohoto měření tedy je stanovit skutečný nárůst teploty a elektrického příkonu při daných provozních podmínkách.

Červeným písmem jsou v níže uvedené Tabulka 1 označeny nejpodstatnější parametry měřeného stroje.

Tabulka 1 Výpis z datasheetu Rootsova dmychadla 3D28B-080 [11]

| Rootsovo dmychadlo 3D28B-080  |            |
|---|------------|
| Objemový průtok na sání [m <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]          | 2,85       |
| Pracovní režim  | přetlak    |
| Tlaková diference (výtlačný přetlak) [kPa(g)]                         | 50         |
| Jmenovité otáčky elektromotoru i dmychadla (RPM) [min <sup>-1</sup> ] | 2950       |
| Výstupní teplota (při vstupní 20 °C)                                  | 81         |
| Emisní hladina akustického tlaku [dB(a)]                              | 83         |
| Povolená pracovní teplota okolí [°C]                                  | -20 až +40 |
| Nastavení pojišťovacího ventilu [kPa(g)]                              | 55         |

Měřené Rootsovo dmychadlo 3D28B-080 je do laboratoře energetických strojů zapůjčeno, od českého výrobce těchto strojů, společnosti KUBÍČEK VHS, s.r.o. v rámci experimentální činnosti.



Obrázek 1 Rootsovo dmychadlo 3D28B-080

### 2.3 Měřené veličiny a použitá měřidla

V rámci laboratorního měření budou měřeny následující parametry:

**$p_{b,red}$  [hPa(a)] Barometrický tlak.** Barometrický neboli atmosférický tlak bude měřen pomocí manometru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, viz níže uvedený Obrázek 2, případně z údajů z meteorologické stanice ve Slezské Ostravě, jejíž údaje jsou online přenášeny na webovou stránku: <http://pocasi.miksa.cz/>. Pozor, v obou případech se jedná již o tlak přepočtený resp. redukovaný na hladinu moře. Nicméně tato veličina je v případě této měřicí úlohy potřeba pouze k určení okolních podmínek. Proto jej není zapotřebí dále přepočítávat.

**$t_o$  [°C] Teplota okolí.** Teplota okolí bude měřena pomocí bimetalového teploměru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, viz níže uvedený Obrázek 2. Tato veličina bude růst z důvodu rostoucí teploty plynu na výtlaku stroje. Jedná se o důležitou veličinu, protože dmychadlo by nemělo být používáno při teplotách vyšších než 40 °C. Není však předpokládáno dosažení tak vysoké teploty v laboratoři.



Obrázek 2 Analogová meteorologická stanice

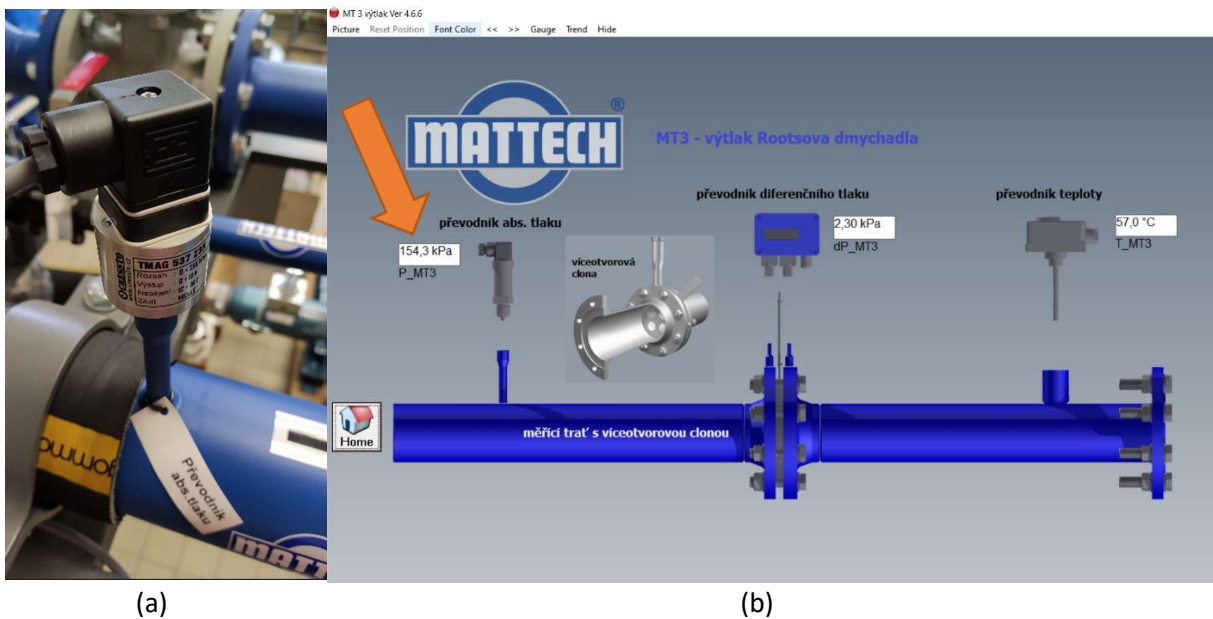


$p_2$  [kPa(a)] **Tlak na výtlaku Rootsova dmychadla.** Na počátku měření bude tato veličina nastavena, resp. regulována pomocí regulace škrcením ve výtlaku. Poté již bude pouze sledováno, že je hodnota tohoto tlaku je 150 kPa.

Regulačním orgánem bude plnopřůčné šoupě, viz Obrázek 4. Šoupě je nutné téměř uzavřít a při tomto uzavírání je zapotřebí sledovat absolutní tlak měřený pomocí snímače absolutního tlaku CRESSTO TMAG 537 Z3H, viz Obrázek 4 (a). Hodnota tlaku je řízena sledováním monitoru počítače vybaveného speciálním softwarem, jenž je připojen k vyhodnocovací jednotce experimentálního standu pomocí LAN kabelu, viz Layout MT3 a pozice odečítaného tlaku na Obrázek 4 (b).



Obrázek 3 MT3 Měřicí trať s vícevzorovou clonou DN80 PN16 a výstupním plnopřůčným šoupětem



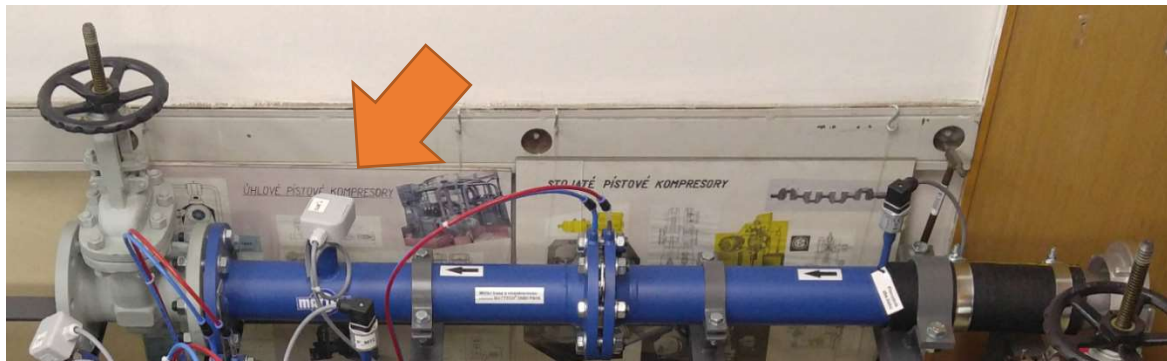
(a)

(b)

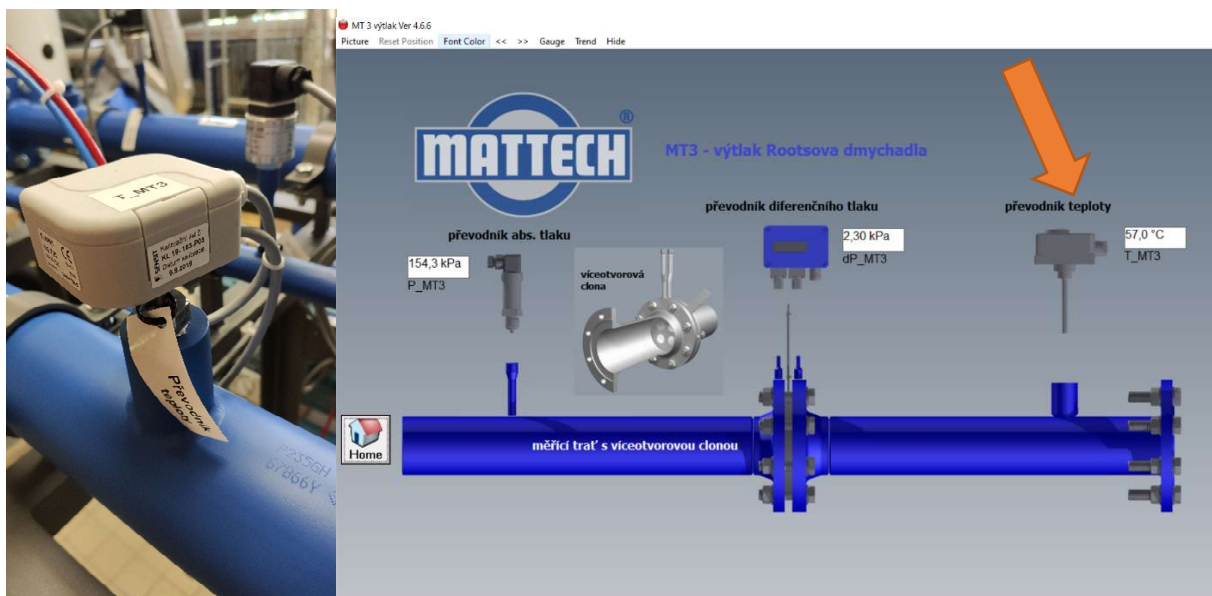
Obrázek 4 Elektronický snímač absolutního tlaku CRESSTO TMAG 537 Z3H a Layout MT3 s označením odečtu tlaku

$t_2$  [°C] Teplota na výtlaku Rootsova dmyhadla. Jedná se o hlavní měřenou veličinu. Tato teplota bude v průběhu měření růst. Teplotu je vhodné odečítat jednou za 60 sekund. Teplota je měřena pomocí odporového snímače teploty SENSIT NS 720, viz Obrázek 5 a Obrázek 6 (a). Hodnota teploty je odečítána z monitoru počítače vybaveného speciálním softwarem, jenž je připojen k vyhodnocovací jednotce experimentálního standu pomocí LAN kabelu, viz Layout MT3 a pozice odečítané teploty na Obrázek 6 (b).

**POZOR!!!** Z důvodu bezpečnosti a ochrany zdraví při práci je zakázáno dotýkat se měřicího standu při nárůstu teploty nad 50 °C.



Obrázek 5 MT3 Měřicí trať s vícevtorovou clonou DN80 PN16 a výstupním plnoprůtočným šoupětem



(a)

(b)

Obrázek 6 Odporový snímač teploty SENSIT NS 720 a Layout MT3 s označením odečtu teploty

$P_{el}$  [kW] Elektrický příkon pohonu Rootsova dmyhadla. Jedná se o přímé měření pomocí speciálního zařízení pro měření různých elektrických veličin zobrazené na níže uvedeném obrázku. Hodnotu příkonu je možné odečítat z počítače vybaveného speciálním vyhodnocovacím softwarem či přímo z displeje vyhodnocovacího zařízení. Tato druhá metoda je z důvodu efektivity měření také preferována.

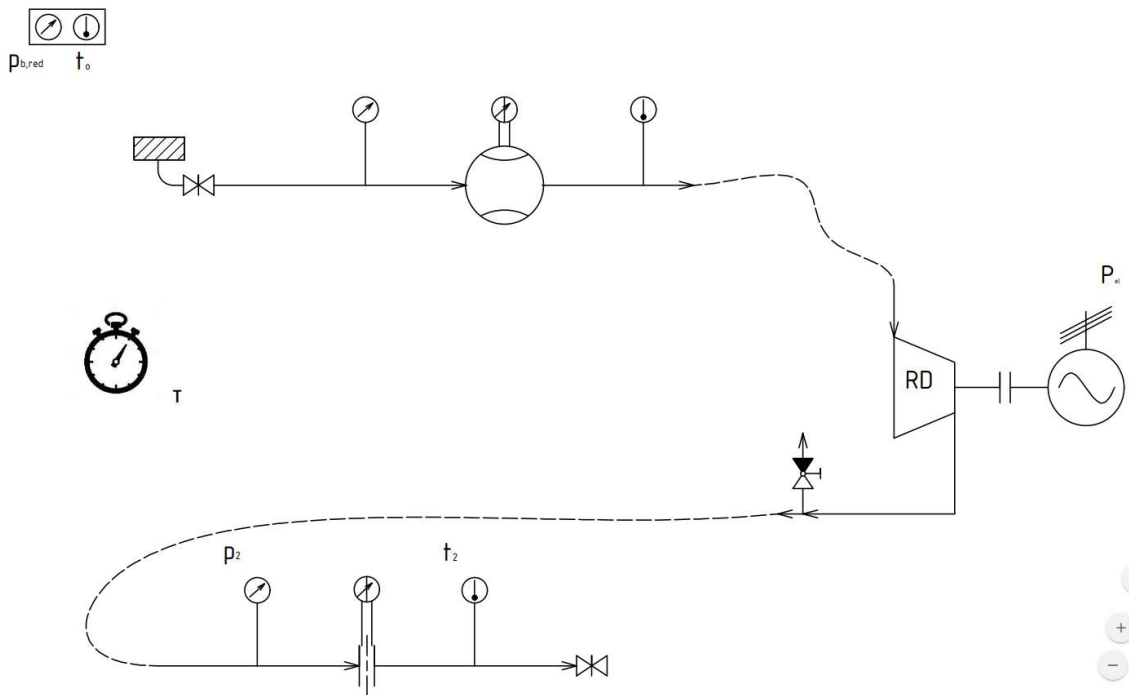


Obrázek 7 Zařízení pro měření elektrických veličin

## 2.4 Fotografie a schéma zapojení



Obrázek 8 Experimentální měřicí stand pro měření Rootsova dmyhadla ve stand-by režimu před měřením



Obrázek 9 Schéma zapojení měřicího standu s vyznačením důležitých parametrů pro tuto měřicí úlohu

## 2.5 Tabulka naměřených hodnot

**Před měřením je třeba nechat stroj přibližně 10 minut pracovat na prázdko, aby došlo k jeho zahřátí na provozní teplotu.**

První řádek z Tabulka 2 představuje stav přes spuštění dmychadla. Následně bude stroj zapnut a tlak  $p_2$  se pomocí regulace škrcením ve výtlačku nastaví na 150 kPa. Teprve poté se začnou odečítat hodnoty v dalších řádcích. Je předpokládáno, že elektrický příkon poměrně rychle naroste a poté již bude docházet pouze k malým změnám z důvodu růstu teploty vzduchu.

Každý řádek tabulky představuje jednu minutu měření. Je zde uvedeno pouze 10 minut, avšak pro dosažení teploty je zapotřebí více času. Přesná časová náročnost závisí na okolních podmínkách především teplotě okolí, avšak je odhadováno, že maximální teploty bude dosaženo za přibližně 30 minut.

Tabulka 2 Tabulka naměřených hodnot

| $p_{b,red}$ [hPa(a)] |            | $p_2$ [kPa(a)] | 150           |
|----------------------|------------|----------------|---------------|
| $\tau$ [min]         | $t_o$ [°C] | $t_2$ [°C]     | $P_{el}$ [kW] |
| 0                    |            |                |               |
| 1                    |            |                |               |
| 2                    |            |                |               |
| 3                    |            |                |               |
| 4                    |            |                |               |
| 5                    |            |                |               |
| 6                    |            |                |               |
| 7                    |            |                |               |
| 8                    |            |                |               |
| 9                    |            |                |               |
| 10                   |            |                |               |

## 2.6 Příklad měření a jeho výsledků

Tabulka 3 Tabulka naměřených hodnot vzorového měření

| $p_{b,red}$ [hPa(a)] |            | $p_2$ [kPa(a)] | 150           |
|----------------------|------------|----------------|---------------|
| $\tau$ [min]         | $t_o$ [°C] | $t_2$ [°C]     | $P_{el}$ [kW] |
| 0                    | 22,0       | 22,0           | 1,26          |
| 1                    | 22,0       | 32,8           | 5,30          |
| 2                    | 22,0       | 38,2           | 5,34          |
| 3                    | 22,5       | 42,5           | 5,37          |
| 4                    | 22,7       | 46,2           | 5,42          |
| 5                    | 23,0       | 49,1           | 5,48          |
| 6                    | 23,5       | 51,8           | 5,53          |
| 7                    | 23,6       | 54,0           | 5,57          |
| 8                    | 23,7       | 56,0           | 5,61          |
| 9                    | 23,9       | 57,8           | 5,63          |
| 10                   | 23,9       | 59,3           | 5,67          |
| 11                   | 24,0       | 60,7           | 5,68          |
| 12                   | 24,0       | 61,9           | 5,70          |
| 13                   | 24,0       | 63,0           | 5,71          |
| 14                   | 24,1       | 64,1           | 5,72          |
| 15                   | 24,1       | 65,9           | 5,73          |
| 16                   | 24,1       | 66,7           | 5,75          |
| 17                   | 24,2       | 67,5           | 5,76          |
| 18                   | 24,2       | 68,1           | 5,76          |
| 19                   | 24,3       | 68,8           | 5,77          |
| 20                   | 24,3       | 69,4           | 5,76          |
| 21                   | 24,4       | 69,9           | 5,77          |
| 22                   | 24,4       | 70,4           | 5,77          |
| 23                   | 24,5       | 70,9           | 5,78          |
| 24                   | 24,5       | 71,4           | 5,78          |
| 25                   | 24,6       | 71,8           | 5,78          |
| 26                   | 24,7       | 72,2           | 5,75          |
| 27                   | 24,7       | 72,5           | 5,76          |
| 28                   | 24,7       | 72,9           | 5,75          |
| 29                   | 24,8       | 73,3           | 5,74          |
| 30                   | 24,8       | 73,5           | 5,74          |

První řádek představuje nultou minutu měření. Jedná se o stav několik okamžiků po startu stroje po ustálení příkonu při plně otevřeném šoupěti, tedy stav bez implementace regulačního zásahu škrcení ve výtlačku.

Druhý řádek je stav po přivření šoupěte na docílení výtlačného tlaku cca 150 kPa. Je vidět, že teplota i příkon dmychadla již výrazně narostly.

## 2.7 Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření

Energetické charakteristiky jsou křivky, vzniknuvší na základě naměřených a vypočtených hodnot. Pomocí těchto křivek lze následně vyhodnotit pracovní proces energetického zařízení, např. Rootsova dmyhadla, a tak zjistit, jak se analyzovaný stroj chová v různých provozních stavech.

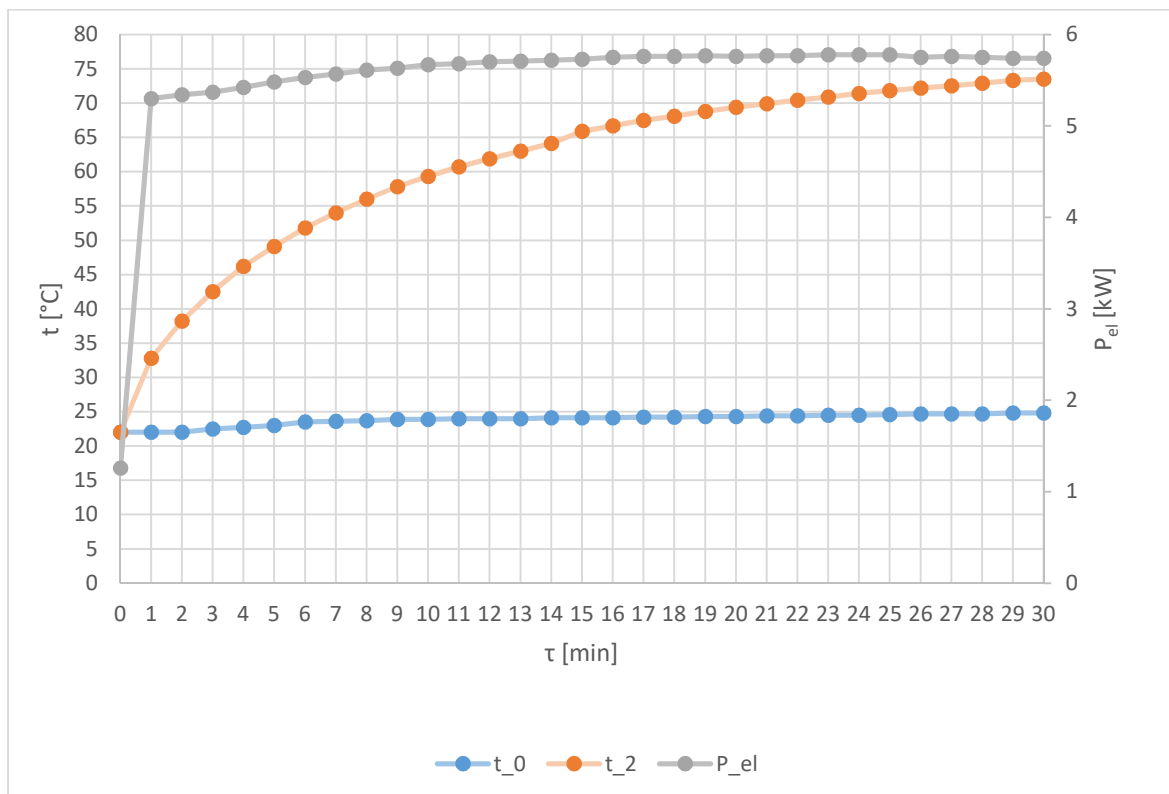
V rámci této měřicí úlohy jsou vyhodnocovány následující charakteristiky:

- $t_0 = f(\tau)$  – Závislost teploty okolí na čase
- $t_2 = f(\tau)$  – Závislost teploty ve výtlačku na čase
- $P_{el} = f(\tau)$  – Závislost elektrického příkonu pohonu dmyhadla na čase

Z hlediska teploty okolí  $t_0$  je vidět, že tato teplota v laboratoři postupně narůstá. Důvodem je výrazný ohřev komprimovaného vzduchu při rázové kompresi. Generované teplo je sdíleno do okolí, což se projevuje nárůstem okolní teploty. Při měření bylo v laboratoři otevřeno okno, takže i přes výrazný ohřev stlačovaného vzduchu není nárůst teploty okolí příliš výrazný.

Teplota na výtlačku Rootsova dmyhadla  $t_2$  začala po implementaci regulačního zásahu škrcením ve výtlačku, tj. od první minuty měření. Po třiceti minutách měření bylo dosaženo deklarované teploty 73 °C. Nicméně jak jde vidět z Obrázek 10, tak charakter energetické charakteristiky je stále ještě rostoucí, tzn., pokud by měření pokračovalo dále, tak by mělo být dosaženo maxima při teplotě přibližně 81 °C, tak jak je uvedeno v technickém listu stroje.

Elektrický příkon pohonu dmyhadla  $P_{el}$  vzrostl po spuštění přibližně na 1,26 kW, avšak po aplikaci regulačního zásahu a nárůstu protitlaku, došlo k výraznému nárůstu příkonu na hodnotu cca 5,3 kW. S rostoucí teplotou komprimovaného vzduchu pokračoval také růst příkonu. Ten se však dle měření ustálil přibližně na hodnotě 5,75 kW.



Obrázek 10 Sledované energetické charakteristiky v závislosti na čase měření

## 2.8 Závěr měření na Rootsově dmychadle

Poloprovozním měřením dvourotorového objemového kompresoru s rotačním pohybem pístů, jenž se nazývá Rootsovo dmychadlo, bylo zjištěno, jaké je skutečně dosaženo teploty stlačeného vzduchu na výtlaku stroje a jak se tento nárůst projeví na elektrickém příkonu stroje. Na základě naměřených dat byly vygenerovány dílčí energetické charakteristiky.

Byly zjištěny např. následující skutečnosti:

- Měření probíhalo po dobu 30 minut, za kterou byla sledována teplota okolí, teplota na výtlaku stroje a elektrický příkon pohonu dmychadla. Stroj se při měření choval zcela předvídatelně bez detekovaných anomálií,
- Teplota okolí mírně rostla z důvodu ohřevu vzduchu v laboratoři sdílením kompresního tepla ze stlačovaného vzduchu. Růst teploty byl přibližně pouze 3 °C z důvodu otevřeného okna a také z důvodu mírného průvanu v laboratoři. Tyto okolnosti udržovali v laboratoři přijatelnou teplotu,
- Teplota na výtlaku Rootsova dmychadla začala po implementaci regulačního zásahu škrcením ve výtlaku, tj. od první minuty měření. Po třiceti minutách měření bylo dosaženo deklarované teploty 73 °C. Nicméně jak jde vidět z Obrázku 10, tak charakter energetické charakteristiky je stále ještě rostoucí, tzn., pokud by měření pokračovalo dále, tak by mělo být dosaženo maxima při teplotě přibližně 81 °C, tak jak je uvedeno v technickém listu stroje. Avšak datasheet dále uvádí, že teploty 81 °C by bylo dosaženo v případě okolní teploty 20 °C. Okolní teplota však byla vyšší a tudíž by i maximální teplota komprimovaného plynu zcela jistě překročila datasheetovou hodnotu,
- Elektrický příkon pohonu dmychadla vzrostl po spuštění přibližně na 1,26 kW, avšak po aplikaci regulačního zásahu a nárůstu protitlaku, došlo k výraznému nárůstu příkonu na hodnotu cca 5,3 kW. S rostoucí teplotou komprimovaného vzduchu pokračoval také růst příkonu. Ten se však dle měření ustálil přibližně na hodnotě 5,75 kW. Důvodem pro příkon v několika posledních řádcích mírně klesal, resp. stagnoval, je proudění vzduchu v laboratoři a zanedbatelný růst okolní teploty.

## **Měření č. 7**

**Měření na Rootsově dmychadle za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití metody měření diferenčního tlaku pomocí clony**



# 1 Obsah

|        |  |    |
|--------|--|----|
| 2      | Měření na Rootsově dmychadle za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití metody měření diferenčního tlaku pomocí clony ..... | 4  |
| 2.1    | Zadání .....   | 4  |
| 2.2    | Charakteristika měřeného stroje.....   | 4  |
| 2.3    | Měření průtoku .....   | 5  |
| 2.3.1  | Součinitel průtoku .....   | 10 |
| 2.3.2  | Součinitel expanze.....  | 11 |
| 2.3.3  | Hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku kompresoru .....  | 11 |
| 2.4    | Měřené veličiny a použitá měřidla .....  | 12 |
| 2.5    | Fotografie a schéma zapojení.....  | 17 |
| 2.6    | Tabulka naměřených hodnot .....  | 18 |
| 2.7    | Základní přepočty .....  | 18 |
| 2.7.1  | Přepočet barometrického tlaku .....  | 18 |
| 2.7.2  | Přepočty naměřených tlaků .....  | 19 |
| 2.7.3  | Přepočty naměřených teplot.....  | 19 |
| 2.7.4  | Přepočet elektrického příkonu .....  | 19 |
| 2.8    | Vypočtené hodnoty .....  | 20 |
| 2.8.1  | Celkový tlakový poměr .....  | 20 |
| 2.8.2  | Hustota vzduchu na sání kompresoru.....  | 20 |
| 2.8.3  | Hustota vzduchu na cloně .....   | 20 |
| 2.8.4  | Hmotnostní výkonnost kompresoru.....   | 20 |
| 2.8.5  | Výkonnost kompresoru .....   | 22 |
| 2.8.6  | Měrná technická izotermická práce .....  | 22 |
| 2.8.7  | Měrný objem plynu na sání kompresoru .....   | 22 |
| 2.8.8  | Měrná technická izochorická práce.....   | 22 |
| 2.8.9  | Izotermický příkon kompresoru .....  | 22 |
| 2.8.10 | Izochorický příkon kompresoru .....  | 23 |
| 2.8.11 | Izotermická účinnost kompresoru.....   | 23 |
| 2.8.12 | Izochorická účinnost kompresoru .....  | 23 |
| 2.8.13 | Měrná spotřeba energie.....  | 23 |
| 2.9    | Příklad měření a jeho výsledků.....  | 23 |
| 2.10   | Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření .....   | 25 |
| 2.10.1 | Tlaková charakteristika.....   | 25 |
| 2.10.2 | Příkonová charakteristika.....   | 25 |
| 2.10.3 | Účinnostní charakteristika.....  | 26 |

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 2.10.4 | Charakteristika měrné spotřeby energie..... | 27 |
| 2.11   | Závěr měření na Rootsově dmychadle.....     | 27 |

## 2 Měření na Rootsově dmychadle za účelem stanovení energetických charakteristik stroje při použití metody měření diferenčního tlaku pomocí clony

### 2.1 Zadání

Na základě poloprovozního měření Rootsova dmychadla a nepřímé metody „měření průtoku pomocí víceotvorové clony“ stanovte výkonnost kompresoru a další důležité parametry nutné pro vygenerování energetických charakteristik analyzovaného stroje při regulačním zásahu „škrčení na výtlačku kompresoru“.

### 2.2 Charakteristika měřeného stroje

Měřeným strojem je dvourotorový objemový kompresor s rotačním pohybem pístů, jenž se nazývá Rootsovo dmychadlo. Tyto stroje mají v pracovním prostoru dva rovnoběžně uložené písty (rotory), které nesmí dojít do kontaktu, tedy neodvalují se. Aby nedošlo k zaklesnutí rotorů či jejich odvalování, tak jsou rotory spřaženy tzv. synchronizačním ozubením. Z důvodu co nejvyšší efektivity provozu jsou vůle mezi stěnou pracovního prostoru či mezi rotory co nejmenší. Rotory se staví nejčastěji jako dvou nebo tří tělesové. V technickém žargonu jsou tvary rotorů nazývány jako „piškoty“.

Typické pro tato zařízení je, že v pracovním prostoru nedochází k vnitřní kompresi. Tyto stroje pracují s tzv. vnější neboli rázovou kompresí a jejich výhodou tedy je, že mají velmi malý škodlivý prostor. Plyn je nasáván do pracovních komůrek mezi rotory a stěnou pracovního prostoru. Po přerušení kontaktu se sacím hrdlem je plyn v pracovní komůrce pouze transportován do výtlačku beze změny objemu. K vlastní kompresi dochází až po spojení komůrky s výtlačným hrdlem.

Červeným písmem jsou v níže uvedené Tabulka 1 označeny nejpodstatnější parametry měřeného stroje.

Tabulka 1 Výpis z datasheetu Rootsova dmychadla 3D28B-080 [11]

| Rootsovo dmychadlo 3D28B-080  |            |
|---|------------|
| Objemový průtok na sání [m <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup> ]          | 2,85       |
| Pracovní režim  | přetlak    |
| Tlaková diference (výtlačný přetlak) [kPa(g)]                         | 50         |
| Jmenovité otáčky elektromotoru i dmychadla (RPM) [min <sup>-1</sup> ] | 2950       |
| Výstupní teplota (při vstupní 20 °C)                                  | 81         |
| Emisní hladina akustického tlaku [dB(a)]                              | 83         |
| Povolená pracovní teplota okolí [°C]                                  | -20 až +40 |
| Nastavení pojišťovacího ventilu [kPa(g)]                              | 55         |

Měřené Rootsovo dmychadlo 3D28B-080 je do laboratoře energetických strojů zapůjčeno, od českého výrobce těchto strojů, společnosti KUBÍČEK VHS, s.r.o. v rámci experimentální činnosti.



Obrázek 1 Rootsovo dmychadlo 3D28B-080

### 2.3 Měření průtoku

Hmotnostní tok plynu měřený na výtlaku kompresoru  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$ , který se též někdy nazývá jako hmotnostní výkonnost, může být získán různými metodami, ať už přímým či nepřímým měřením. Měření průtoku tekutin patří mezi důležité oblasti měření neelektrických veličin. Existuje velké množství fyzikálních principů a metod měření i různé typy průtokoměrů, viz Obrázek 2.

#### 1. Průtokoměry pro měření tlakové difference

#### 2. Rotametry

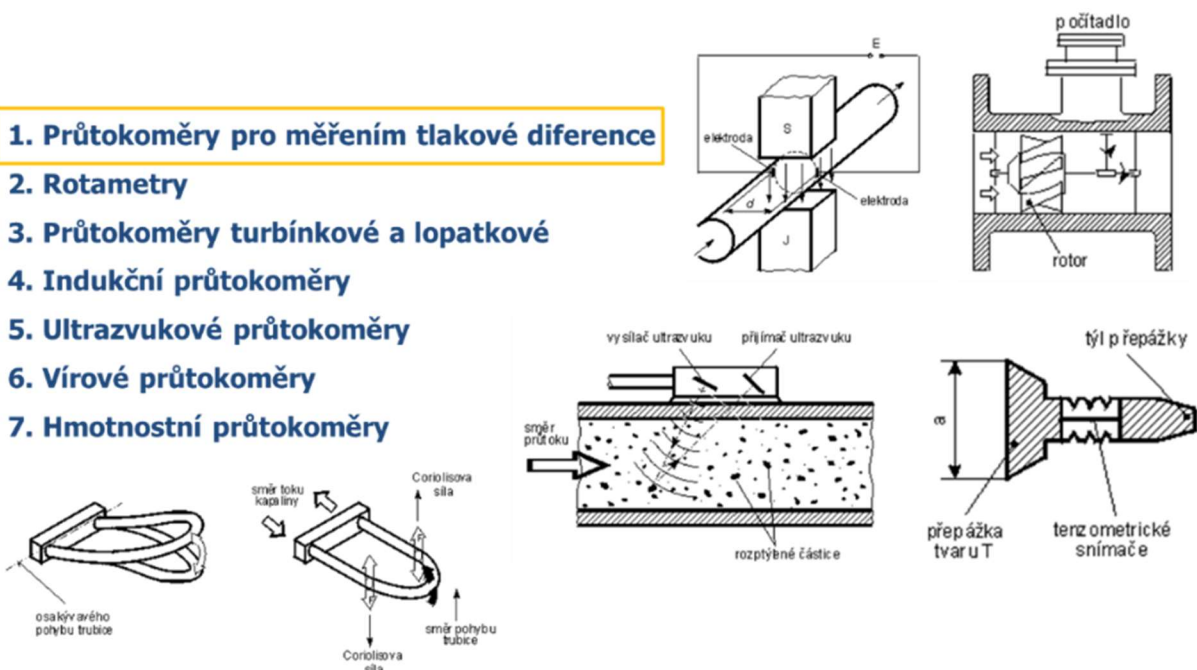
#### 3. Průtokoměry turbínkové a lopatkové

#### 4. Indukční průtokoměry

#### 5. Ultrazvukové průtokoměry

#### 6. Vírové průtokoměry

#### 7. Hmotnostní průtokoměry

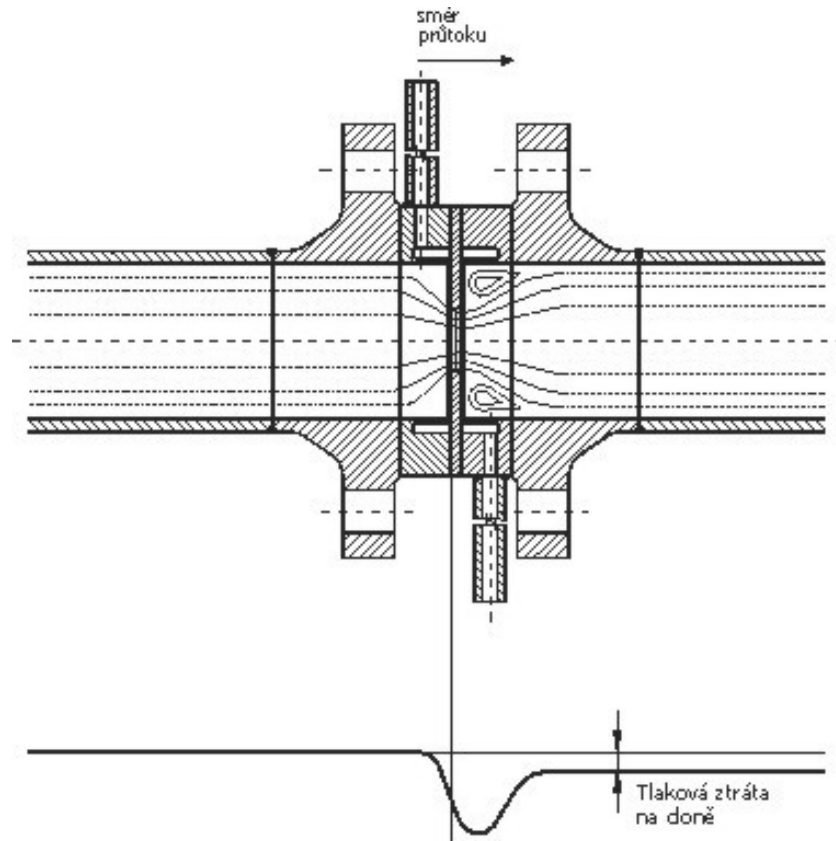


Obrázek 2 Souhrn různých metod měření průtoku tekutin [3, 4]

Pro potřeby této měřicí úlohy byla zvolena jedna z nejčastějších metod měření a to nepřímá metoda měření průtoku a to měření pomocí „Průtokoměrů pro měření tlakové difference“ neboli „diferenčního tlaku“.

Jak již bylo uvedeno, tak se jedná o nepřímou metodu měření, kdy není měřen přímo průtok, ale rozdíl statických tlaků, který se nazývá diferenční tlak  $\Delta p$  [Pa], jenž má vyšší hodnotu než trvalá tlaková ztráta, viz Obrázek 3.

Vyhodnocení průtoku je pak založeno na společném řešení rovnice spojitosti toků (rovnice kontinuity), která reprezentuje zákon zachování hmoty proudící skrze průtokoměr a Bernoulliho rovnice, která naopak reprezentuje zákon zachování energie.



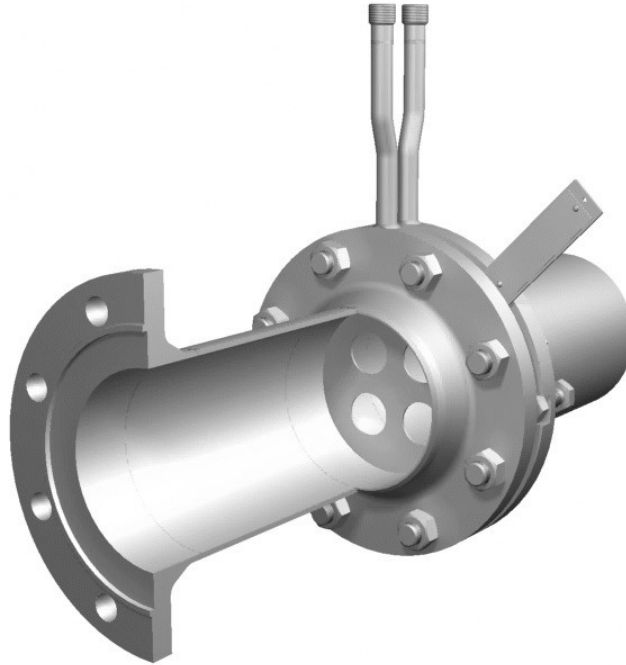
Obrázek 3 Princip metody měření tlakové difference [5]

Tato metoda je v praxi velmi často užívána a je exaktně definována např. pomocí mezinárodní normy **ČSN EN ISO 5167-1 až 5: 2003 (257710) Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu.**

Hmotnostní tok plynu měřený na výtlačku kompresoru  $\dot{m}_d$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] pak vypočte ze součinitele průtoku  $C$  [-], poměru průměrů  $\beta$  [-] ( $\beta = d_{ot,p} / D_{IN,p}$ ), součinitele expanze  $\varepsilon$  [-], průměru otvoru clony nebo hrdla měřidla za provozních podmínek  $d_{ot,p}$  [m], vnitřního průměru potrubí před (nebo vstupního průměru klasické trubice Venturiho) při provozních podmínkách  $D_{IN,p}$  [m], diferenčního tlaku  $\Delta p$  [Pa] a hustoty měřené tekutiny za provozních podmínek  $\rho_1$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] pomocí níže uvedené rovnice (1).

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ot,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (1)$$

Konkrétním měřidlem instalovaným na výtlaku experimentálního měřicího standu v laboratoři je měřicí trať s víceotvorovou clonou DN80 PN16. Na rozdíl od klasických centrických clon s jedním otvorem v ose potrubí má toto měřidlo výhodu z hlediska mnohem kratších potřebných přímých délek potrubí před a za měřidlem při zachování přibližně obdobné nejistoty měření. Nevýhodou však je, že víceotvorová clona není definována normou.



Obrázek 4 Měřicí trať s víceotvorovou clonou [12]

Protože měřidlo má více než jeden otvor, tak je nutné provést modifikaci parametru „průměru otvoru clony nebo hrdla měřidla za provozních podmínek  $d_{ot,p}$  [m]“ z výše uvedené rovnice (1). V tomto případě se vychází z tzv. principu ekvivalence. Plocha otvoru centrické clony za provozních podmínek vypočtená z průměru otvoru centrické clony za provozních podmínek  $d_{ot,p}$  [m] je stejná jako plocha vypočtená jako součet všech čtyř stejných otvorů víceotvorové clony  $d_{i,p}$  [m], viz níže uvedená vzorová rovnice (2).

$$S_{ot,p} = \frac{\pi \cdot d_{ot,p}^2}{4} = \sum_{i=1}^4 \frac{\pi \cdot d_{i,p}^2}{4} \quad (2)$$

Průměr otvoru clony je v tomto případě tzv. ekvivalentním průměrem  $d_{ot} = d_{ekv}$  [m].

Ekvivalentní průměr je potřeba k výpočtu poměru průměrů  $\beta$  [-], viz níže uvedená modifikovaná rovnice pro výpočet poměru průměrů (3) při provozních podmínkách.

$$\beta = \frac{d_{ekv,p}}{D_{IN,p}} \quad (3)$$

*Pozn. Ekvivalence platí jak pro základní teplotu 20 °C definovanou dolním indexem „20“, tak pro teplotu za provozních podmínek definovanou dolním indexem „p“.*



MATTECH, s.r.o.  
K Myslivně 2183 / 7  
708 00, Ostrava – Poruba  
Česká republika

tel. +420 596 917 277  
fax +420 596 916 794  
E-mail : info@mattech.cz  
Internet : http://www.mattech.cz

## VÝPOČET ŠKRTÍČÍHO ORGÁNU

### MATTECH® DELTA SOFTWARE®

Měřicí trat' s víceotvorovou clonou DN80 PN16,  
výr. č. 19786, č. výp. 13369 - přepočteno na podmínky při testování standu  
MT3 - výtlak Rootsova dmychadla

#### VSTUPNÍ HODNOTY

|   |                                     |            |                   |
|---|-------------------------------------|------------|-------------------|
| NORMA   | : Dle metodiky ČSN EN ISO 5167:2003 |            |                   |
| PRIMÁRNÍ PRVEK                                      | : VÍCEOTVOROVÁ CLONA                |            |                   |
| PLYN  | : vzduch                            |            |                   |
| normální hustota suchého plynu                      |                                     | 1,293      | kg/m <sup>3</sup> |
| dynamická viskozita při 0 °C                        |                                     | 17,080 E-6 | Pa.s              |
| Sutherlandova konstanta (vliv teploty na viskozitu) |                                     | 117,000    | K                 |

#### HODNOTY NA PRIMÁRNÍM PRVKU

|   |              |                         |
|---|--------------|-------------------------|
| absolutní tlak                                | 150,300      | kPa                     |
| teplota                                       | 73,100       | °C                      |
| relativní vlhkost                             | 0,000        | %                       |
| objemový díl suchého plynu                    | 100,000      | %                       |
| měrná vlhkost                                 | 0,000        | kg/kg <sub>sp</sub>     |
| stupeň kompresibility Z/Z <sub>101325,0</sub> | 1,000        | -                       |
| <b>hustota</b>                                | <b>1,513</b> | <b>kg/m<sup>3</sup></b> |
| izentropický exponent                         | 1,400        | -                       |
| dynamická viskozita                           | 20,530 E-6   | Pa.s                    |
| kinematická viskozita                         | 13,570 E-6   | m <sup>2</sup> /s       |

#### ZADANÁ DATA PRO VÝPOČET Q:

|   |               |            |
|---|---------------|------------|
| <b>D<sub>20</sub> (pro 20 °C)</b>                                     | <b>82,510</b> | <b>mm</b>  |
| typ odběru : koutový  |               |            |
| skupina materiálu potrubí   |               |            |
| EN P235GH, 1.0345, P265GH, 1.0425                                     |               |            |
| součinitel teplotní roztažnosti materiálu potrubí pro t <sub>PP</sub> | 12,500 E-6    | 1/K        |
| <b>d<sub>i20</sub> (pro 20 °C)</b>                                    | <b>16,724</b> | <b>mm</b>  |
| počet otvorů = 4  |               |            |
| <b>d<sub>20ekv</sub></b>  | <b>33,448</b> | <b>mm</b>  |
| β <sub>20</sub> = d <sub>20ekv</sub> /D <sub>20</sub>                 | 405,381 E-3   | -          |
| skupina materiálu primárního prvku                                    |               |            |
| EN 1.4301, 1.4306, 1.4541, 1.4401, 1.4404                             |               |            |
| součinitel teplotní roztažnosti mat. prim. prvku pro t <sub>PP</sub>  | 16,000 E-6    | 1/K        |
| <b>diferenční tlak</b>  | <b>1,900</b>  | <b>kPa</b> |

#### VÝSLEDNÉ HODNOTY

|   |                |                        |
|---|----------------|------------------------|
| <b>objemový průtok na primárním prvku</b> | <b>97,232</b>  | <b>m<sup>3</sup>/h</b> |
| <b>průtok</b>                             | <b>147,106</b> | <b>kg/h</b>            |
| trvalá tlaková ztráta                     | 1,553          | kPa                    |
| rychlost v průřezu primárního prvku       | 30,686         | m/s                    |
| rychlost za primárním prvkem              | 5,082          | m/s                    |

#### PŘEHLED VYBRANÝCH REŽIMŮ

| režim                  | Q<br>m <sup>3</sup> /h | Δp<br>kPa | Re <sub>D</sub> | vd za PP<br>m/s | pztr<br>kPa |
|------------------------|------------------------|-----------|-----------------|-----------------|-------------|
| Re <sub>min</sub> Nor. | 15,84                  | 48,27E-3  | 5,00E+3         | 0,82            | 39,31E-3    |
| Q <sub>vyp</sub>       | 97,23                  | 1,90      | 30,69E+3        | 5,08            | 1,55        |
| Δp/p=0.25              | 402,91                 | 37,58     | 127,19E+3       | 24,62           | 30,74       |



MATTECH, s.r.o.  
K Myslivně 2183 / 7  
708 00, Ostrava – Poruba  
Česká republika

tel. +420 596 917 277  
fax +420 596 916 794  
E-mail : info@mattech.cz  
Internet : http://www.mattech.cz

### TABULKA CEJCHOVNÍCH HODNOT

Hodnoty v kontrolním bodě

$Q_{kb}$

**156,552** m3/h

$\Delta p$

**5,000** kPa

$Q = K_{kb} * \sqrt{\Delta p} = 70,012 * \sqrt{\Delta p}$

nastavený rozsah snímače  $\Delta p$

**10,000** m3/h

s nejistotou

**0,30** kPa

| $\Delta p$<br>kPa | Q<br>m3/h | $v_D$ za PP<br>m/s | pztr<br>kPa | $K * \sqrt{\Delta p}$<br>odch. % | $dQ_m/Q_m$<br>% |
|-------------------|-----------|--------------------|-------------|----------------------------------|-----------------|
| 10,000            | 219,209   | 11,84              | 8,179       | 0,999                            | 0,83            |
| 9,750             | 216,556   | 11,68              | 7,975       | 0,950                            | 0,83            |
| 9,500             | 213,864   | 11,52              | 7,770       | 0,902                            | 0,83            |
| 9,250             | 211,133   | 11,37              | 7,566       | 0,853                            | 0,83            |
| 9,000             | 208,361   | 11,21              | 7,361       | 0,804                            | 0,83            |
| 8,750             | 205,547   | 11,04              | 7,157       | 0,755                            | 0,83            |
| 8,500             | 202,687   | 10,88              | 6,952       | 0,707                            | 0,83            |
| 8,250             | 199,782   | 10,71              | 6,748       | 0,657                            | 0,83            |
| 8,000             | 196,828   | 10,54              | 6,543       | 0,608                            | 0,83            |
| 7,750             | 193,823   | 10,37              | 6,339       | 0,559                            | 0,83            |
| 7,500             | 190,765   | 10,20              | 6,134       | 0,509                            | 0,83            |
| 7,250             | 187,652   | 10,02              | 5,929       | 0,460                            | 0,83            |
| 7,000             | 184,479   | 9,84               | 5,725       | 0,410                            | 0,83            |
| 6,750             | 181,246   | 9,66               | 5,520       | 0,360                            | 0,83            |
| 6,500             | 177,947   | 9,47               | 5,316       | 0,309                            | 0,83            |
| 6,250             | 174,579   | 9,28               | 5,111       | 0,259                            | 0,83            |
| 6,000             | 171,139   | 9,09               | 4,907       | 0,208                            | 0,83            |
| 5,750             | 167,622   | 8,90               | 4,702       | 0,156                            | 0,84            |
| 5,500             | 164,022   | 8,70               | 4,498       | 0,105                            | 0,84            |
| 5,250             | 160,334   | 8,49               | 4,293       | 0,053                            | 0,84            |
| 5,000             | 156,552   | 8,28               | 4,089       | 0,000                            | 0,85            |
| 4,750             | 152,670   | 8,07               | 3,884       | -0,053                           | 0,85            |
| 4,500             | 148,678   | 7,85               | 3,680       | -0,107                           | 0,86            |
| 4,250             | 144,568   | 7,63               | 3,475       | -0,162                           | 0,86            |
| 4,000             | 140,329   | 7,40               | 3,271       | -0,217                           | 0,87            |
| 3,750             | 135,950   | 7,16               | 3,066       | -0,273                           | 0,88            |
| 3,500             | 131,416   | 6,91               | 2,862       | -0,331                           | 0,90            |
| 3,250             | 126,710   | 6,66               | 2,657       | -0,390                           | 0,91            |
| 3,000             | 121,813   | 6,39               | 2,453       | -0,450                           | 0,93            |
| 2,750             | 116,701   | 6,12               | 2,248       | -0,513                           | 0,96            |
| 2,500             | 111,342   | 5,83               | 2,044       | -0,578                           | 0,99            |
| 2,250             | 105,701   | 5,53               | 1,839       | -0,646                           | 1,03            |
| 2,000             | 99,728    | 5,21               | 1,635       | -0,718                           | 1,08            |
| 1,750             | 93,360    | 4,88               | 1,430       | -0,795                           | 1,16            |
| 1,500             | 86,508    | 4,51               | 1,226       | -0,879                           | 1,27            |
| 1,250             | 79,046    | 4,12               | 1,022       | -0,973                           | 1,43            |
| 1,000             | 70,779    | 3,69               | 817,094E-3  | -1,084                           | 1,69            |
| 750,000E-3        | 61,382    | 3,19               | 612,702E-3  | -1,221                           | 2,15            |
| 500,000E-3        | 50,216    | 2,61               | 408,343E-3  | -1,414                           | 3,10!           |



Pro výpočet průtoku jsou nejpodstatnější parametry uvedené v následující Tabulka 2.

Tabulka 2 Souhrn nejpodstatnějších parametrů z výpočtu centrické clony

Měřicí trať s víceotvorovou clonou DN80 PN16 s **koutovým odběrem** tlakové difference, výr. č. 19786

Vnitřní průměr potrubí při 20 °C\*  $D_{IN,p} = D_{20} = 82,51 [mm]$  (Tr. 89,71 x 3,6 mm)

Průměr otvoru clony při 20 °C\*  $d_{i,20} = d_{20} = 16,724 [mm]$

Ekvivalentní průměr při 20 °C\*  $d_{ekv,20} = 33,448 [mm]$

Poměr průměrů při 20 °C\*  $\beta_{20} \doteq 0,406 [-]$

Reynoldsovo číslo vypočtené k D  $Re_D \doteq 30,69 \cdot 10^3 [-]$

Absolutní tlak před clonou  $p_1 = 150,3 [kPa]$

Izoentropický exponent  $\kappa = 1,4 [-]$

Absolutní tlak za clonou ( $\Delta p$  – *diferenční tlak*)  $p_2 = p_1 - \Delta p \doteq 148,4 [kPa]$

Hustota plynu na primárním prvku  $\rho_1 = 1,513 [kg \cdot m^{-3}]$

(\*) Pozn.: Provozní teplota se bude v průběhu měření zvyšovat a měla by dosáhnout až teploty 73 °C, viz výpočet výše. Z hlediska teplotní roztažnosti materiálu dojde k mírné modifikaci rozměrů pomocí níže uvedených vztahů (4) a (5) a součinitele teplotní roztažnosti materiálu primárního prvku (vlastního clonového kotouče)  $\alpha_{pp} = 16 \cdot 10^{-6} [K^{-1}]$  a součinitele teplotní roztažnosti materiálu potrubí  $\alpha_p = 12,5 \cdot 10^{-6} [K^{-1}]$ .

$$\Delta X_p = X_{20} \cdot \alpha_i \cdot (t_p [^\circ C] - 20 [^\circ C]) [mm] \quad (4)$$

$$X_p = X_{20} + \Delta X_p [mm] \quad (5)$$

**Protože však teplotní dilatace zvětší rozměry řádově v jednotkách setin milimetru, tak pro výpočet je možné tuto problematiku zanedbat. A je tedy možné použít rozměry při 20 °C uvedené ve výše zobrazené Tabulka 2** Souhrn nejpodstatnějších parametrů z výpočtu centrické clony.

Pro výpočet průtoku je nezbytné stanovit následující parametry:

### 2.3.1 Součinitel průtoku

Součinitel průtoku  $C$  je dán níže uvedenou Reader-Harris/Gallagherovou rovnicí (6):

$$C = 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 + 0,000521 \cdot \left( \frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D} \right)^{0,7} + \\ + (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3} + \\ + (0,043 + 0,080 \cdot e^{-10 \cdot L_1} - 0,123 \cdot e^{-7 \cdot L_1}) \cdot (1 - 0,11 \cdot A) \cdot \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031 \cdot (M_2' - 0,8 \cdot M_2'^{1,1}) \cdot \beta^{1,3}$$

Pro stanovení součinitele je nezbytné určit:

- Součinitel  $A = \frac{19\,000 \cdot \beta}{Re_D} = \frac{19\,000 \cdot 0,406}{30,69 \cdot 10^3} = 0,25135 [-]$ ,
- Podíl vzdálenosti předního odběru tlaku od přední strany clonového kotouče a průměru potrubí má pro koutové odběry tlakové difference hodnotu  $L_1 = 0 [-]$ ,

- Podíl vzdálenosti zadního odběru tlaku od zadní strany clonového kotouče a průměru potrubí má pro koutové odběry tlakové difference hodnotu  $L'_2 = 0$  [-],
- Součinitel  $M'_2 = \frac{2 \cdot L'_2}{1 - \beta} = \frac{2 \cdot 0}{1 - 0,406} = 0$  [-].

Nyní je možné vypočítat součinitel průtoku, přičemž dosazení do rovnice odpovídá výše uvedenému tvaru rovnice.

$$C = 0,5961 + 4,30222 \cdot 10^{-3} - 15,94638 \cdot 10^{-5} + 3,17620 \cdot 10^{-3} + \\ + 2,47185 \cdot 10^{-3} + \\ + 0 - 0 \\ C \doteq 0,60589 \text{ [-]}$$

### 2.3.2 Součinitel expanze

Součinitel expanze  $\varepsilon$  se vypočte dle níže uvedeného empirického vzorce (7).

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot \beta^4 + 0,93 \cdot \beta^8) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \quad (7)$$

$$\varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256 \cdot 0,406^4 + 0,93 \cdot 0,406^8) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{148\,400}{150\,300} \right)^{\frac{1}{1,4}} \right]$$

$$\varepsilon = 1 - (0,35864) \cdot [9,04596 \cdot 10^{-3}]$$

$$\varepsilon \doteq 0,99676 \text{ [-]}$$

*Pozn.: Absolutní tlak za clonou  $p_2$  je vztažen k diferenčnímu tlaku  $\Delta p$  a ne k trvalé tlakové ztrátě clony. Rozdíl mezi těmito dvěma veličinami je uveden na Obrázek 3.*

*Pozn.: Poměr absolutních tlaků splňuje podmínku platnosti rovnice  $p_2/p_1 \geq 0,75$ .*

### 2.3.3 Hmotnostní tok plynu měřený na výtlačku kompresoru

Nyní je již možné vypočítat hledaný hmotnostní tok plynu měřený na výtlačku kompresoru  $\dot{m}_d$  [ $kg \cdot s^{-1}$ ] s modifikací pro ekvivalentní průměr  $d_{ekv,p}$  dle již výše uvedené rovnice (1).

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ekv,p}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1}$$

$$\dot{m}_d = \frac{0,60589}{\sqrt{1 - 0,406^4}} \cdot 0,99676 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,033448^2 \cdot \sqrt{2 \cdot 1900 \cdot 1,513} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\dot{m}_d = 0,63169 \cdot (8,75832 \cdot 10^{-4}) \cdot 75,824798 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\dot{m}_d \doteq 0,0419504 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \doteq 151,02 \text{ [kg} \cdot \text{h}^{-1}]$$

*Pozn. objemový průtok se vypočte dle známého vztahu  $\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_1} = 99,816$  [ $m^3 \cdot h^{-1}$ ]. Jedná se vlastně o výkonnost kompresoru uvedenou v datasheetu stroje, viz Tabulka 1. Rozdíl ve výsledcích je způsoben zaokrouhlováním při manuálním výpočtu. Výše uvedený protokol výpočtu byl vytvořen ve speciálním výpočetním programu DELTA.*

Pro informaci, níže je uveden výpočetní vztah (8) z již neplatné normy ČSN 25 7710 z roku 1959. Součinitel  $\alpha$  se nazývá „součinitel rozevření clony“ a stanoví se dle nomogramu z poměru kvadrátu průměru otvoru clony a vnitřního průměru potrubí při provozních podmínkách.

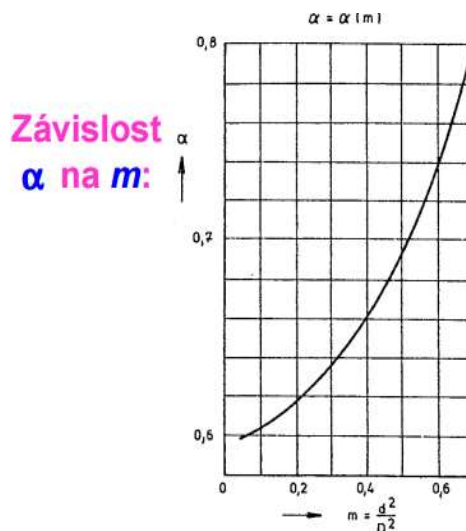
Opět průměr otvoru clony  $d_{ot,p}$  se nahrazuje ekvivalentním průměrem  $d_{ekv}$  z výše uvedeného výpočtu měřidla.

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot d_{ot,p}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_1}} \cdot \rho_1 \cdot \alpha \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (8)$$

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot 0,033448^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{1900}{1,513}} \cdot 1,513 \cdot 0,615$$

$$\dot{m}_d = 0,04097477 \quad [kg \cdot s^{-1}] \doteq 147,51 \quad [kg \cdot h^{-1}]$$

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_1} = 97,495 \quad [m^3 \cdot h^{-1}]$$



Obrázek 5 Nomogram stanovení součinitele rozevření clony [8]

Rozdíly ve výsledku jsou relativně nízké, avšak přesnost výpočtu striktně závisí na přesnosti stanovení součinitele rozevření clony  $\alpha$  z nomogramu.

## 2.4 Měřené veličiny a použitá měřidla

V rámci laboratorního měření budou měřeny následující parametry:

**$p_{b,red}$  [hPa(a)] Barometrický tlak.** Barometrický neboli atmosférický tlak bude měřen pomocí manometru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, viz níže uvedený Obrázek 6, případně z údajů z meteorologické stanice ve Slezské Ostravě, jejíž údaje jsou online přenášeny na webovou stránku: <http://pocasi.miksa.cz/>. Pozor, v obou případech se jedná již o tlak přepočtený resp. redukovaný na hladinu moře. Nicméně tato veličina je v případě této měřicí úlohy potřeba pouze k určení okolních podmínek. Proto jej není zapotřebí dále přepočítávat, nicméně v případě potřeby zjištění podtlaku v sání je přepočtová formule v tomto sylabu uvedena. Pro stanovení výkonnosti kompresoru bude použit přímo snímač absolutního tlaku v sacím potrubí dmyhadla.

**$t_o$  [°C] Teplota okolí.** Teplota okolí bude měřena pomocí bimetalového teploměru, jenž je součástí analogové meteorologické stanice umístěné v laboratoři, viz níže uvedený Obrázek 6. Tato veličina bude růst z důvodu rostoucí teploty plynu na výtlačku stroje při škrcení ve výtlačku. Jedná se o důležitou veličinu, protože dmyhadlo by nemělo být používáno při teplotách vyšších než 40 °C. Není však předpokládáno dosažení tak vysoké teploty v laboratoři. Každopádně teplota okolí bude přímo ovlivňovat teplotu na sání dmyhadla, která však bude stanovována pomocí snímače umístěného přímo v sacím potrubí stroje. Teplota okolí má tedy spíše informativní charakter a je vhodná pro určení okolních podmínek.



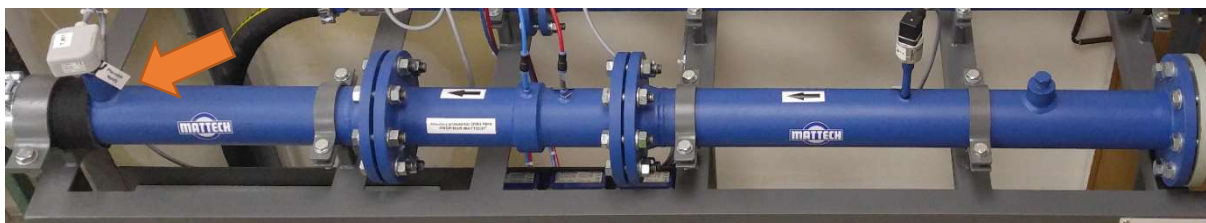
Obrázek 6 Analogová meteorologická stanice

**$p_1$  [kPa(a)] Tlak na sání Rootsova dmyhadla.** Tento absolutní tlak bude měřen na měřící trati, jež tvoří sací potrubí a to pomocí snímače absolutního tlaku CRESSTO TMAG 537 Z3H, viz Obrázek 7. Hodnota tlaku odečítána z monitoru počítače vybaveného speciálním softwarem, jenž je připojen k vyhodnocovací jednotce experimentálního standu pomocí LAN kabelu, viz Layout MT1 a pozice odečítaného tlaku na Obrázek 9.

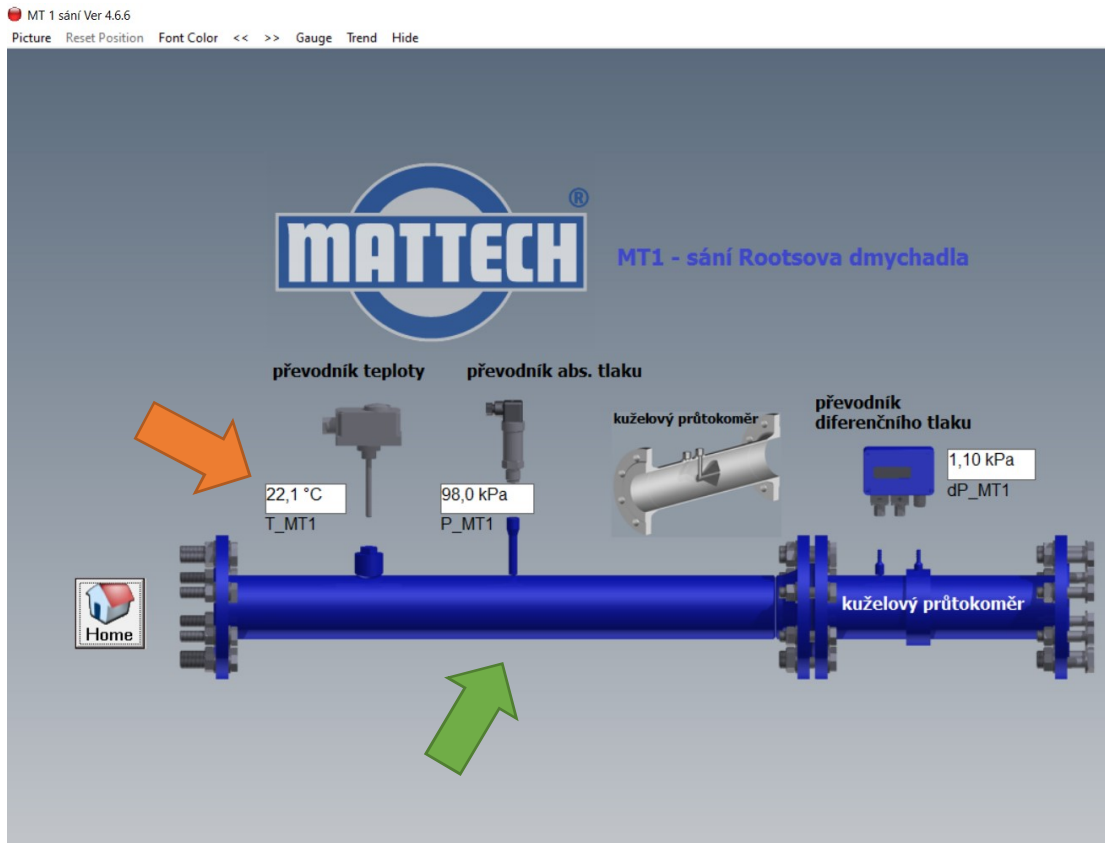


Obrázek 7 Měřící trať s kuželovým průtokoměrem DN80 PN16 s umístěním snímače měření absolutního tlaku na sání

**$t_1$  [°C] Teplota na sání Rootsova dmyhadla.** Tato teplota bude měřena na měřící trati, jež tvoří sací potrubí a to pomocí snímače teploty SENSIT NS 720, viz Obrázek 8. Hodnota teploty odečítána z monitoru počítače vybaveného speciálním softwarem, jenž je připojen k vyhodnocovací jednotce experimentálního standu pomocí LAN kabelu, viz Layout MT1 a pozice odečítaného tlaku na Obrázek 9.



Obrázek 8 Měřící trať s kuželovým průtokoměrem DN80 PN16 s umístěním snímače měření teploty na sání



Obrázek 9 Layout MT1 pro odečet tlaku a teploty na sání stroje

$p_2$  [kPa(a)] **Tlak na výtlaku Rootsova dmyhadla.** Jedná se o regulovanou veličinu, která bude nastavována pomocí implementace regulačního zásahu „škrcením ve výtlaku“.

Regulačním orgánem bude plnopřůtokné šoupě, viz Obrázek 10. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů..** Během měření bude šoupě postupně uzavíráno, přičemž proces škrcení docílí, že před regulační armaturou bude v potrubní síti růst tlak z přibližně atmosférického tlaku až na hodnotu okolo 150 kPa při téměř zavřeném šoupěti. Vhodným krokem pro regulaci bude 10 kPa.

Je důležité upozornit, že tlak v potrubním systému začne růst až ve chvíli, bude šoupě přibližně v 50% svého regulačního rozsahu.

Stav tlaku na výtlaku bude sledován pomocí snímače CRESSTO TMAG 537 Z3H, viz Obrázek 10. Hodnota tlaku je řízena sledováním monitoru počítače vybaveného speciálním softwarem, jenž je připojen k vyhodnocovací jednotce experimentálního standu pomocí LAN kabelu, viz Layout MT3 a pozice odečítaného tlaku na Obrázek 13.



Obrázek 10 MT3 Měřicí trať s víceotvorovou clonou DN80 PN16 a výstupním plnopřůtočným šoupětem s umístěním snímače měření tlaku výtlaku

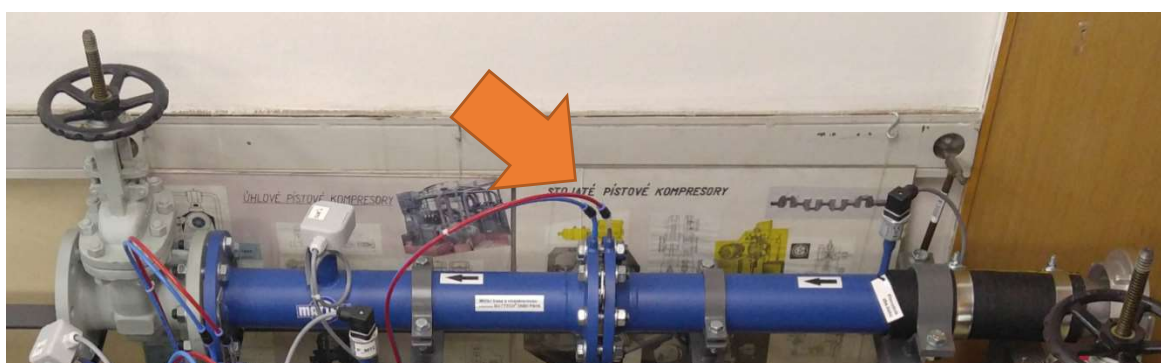
$t_2$  [°C] **Teplota na výtlaku Rootsova dmyhadla.** Tato teplota bude v průběhu měření růst a to poměrně citelně. Teplota je měřena pomocí odporového snímače teploty SENSIT NS 720, viz Obrázek 11. Hodnota teploty je odečítána z monitoru počítače vybaveného speciálním softwarem, jenž je připojen k vyhodnocovací jednotce experimentálního standu pomocí LAN kabelu, viz Layout MT3 a pozice odečítané teploty na Obrázek 13.

**POZOR!!! Z důvodu bezpečnosti a ochrany zdraví při práci je zakázáno dotýkat se měřicího standu mimo ovládací kolo regulačního šoupěte při nárůstu teploty nad 50 °C.**

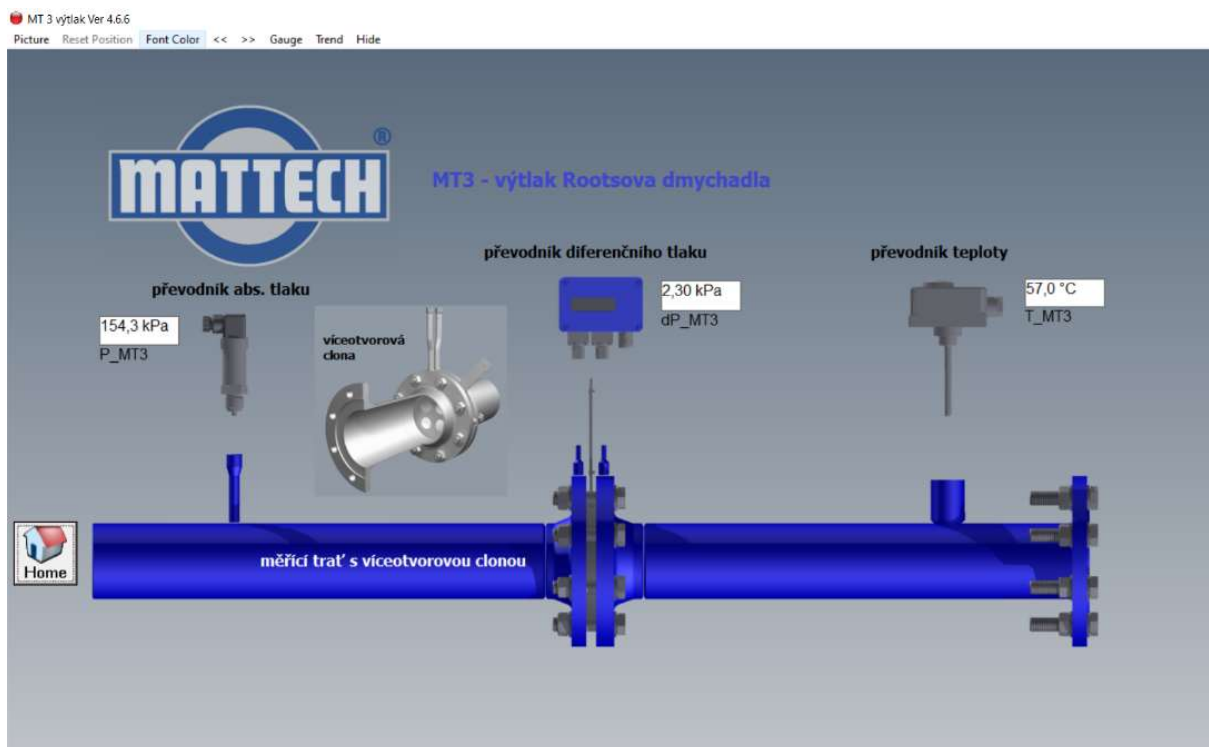


Obrázek 11 MT3 Měřicí trať s víceotvorovou clonou DN80 PN16 a výstupním plnopřůtočným šoupětem s umístěním snímače měření teploty na výtlaku

$\Delta p$  [kPa] **Diferenční tlak.** Je měřen pomocí snímače tlakové diference CRESSTO SHD 411 P5UB, který je pomocí impulsních hadiček připojen k vývodům tlakové diference víceotvorové clony, viz Obrázek 12. Červenou barvou je označen plusový vývod (před clonou) a modrou barvou je označen mínusový vývod (za clonou). Hodnota diferenčního tlaku je odečítána z monitoru počítače vybaveného speciálním softwarem, jenž je připojen k vyhodnocovací jednotce experimentálního standu pomocí LAN kabelu, viz Layout MT3 a pozice odečítaného diferenčního tlaku na Obrázek 13.



Obrázek 12 MT3 Měřicí trať s víceotvorovou clonou DN80 PN16 a výstupním plnopřůtočným šoupětem s umístěním víceotvorové clony a vývodů tlakové diference s impulsními hadičkami propojenými se snímačem diferenčního tlaku



Obrázek 13 Layout MT3 pro odečet tlaku, teploty na výtlačku stroje a diferenčního tlaku

$P_{el}$  [kW] Elektrický příkon pohonu Rootsova dmyhadla. Jedná se o přímé měření pomocí speciálního zařízení pro měření různých elektrických veličin zobrazené na níže uvedeném obrázku. Hodnotu příkonu je možné odečítat z počítače vybaveného speciálním vyhodnocovacím softwarem či přímo z displeje vyhodnocovacího zařízení. Tato druhá metoda je z důvodu efektivity měření také preferována.

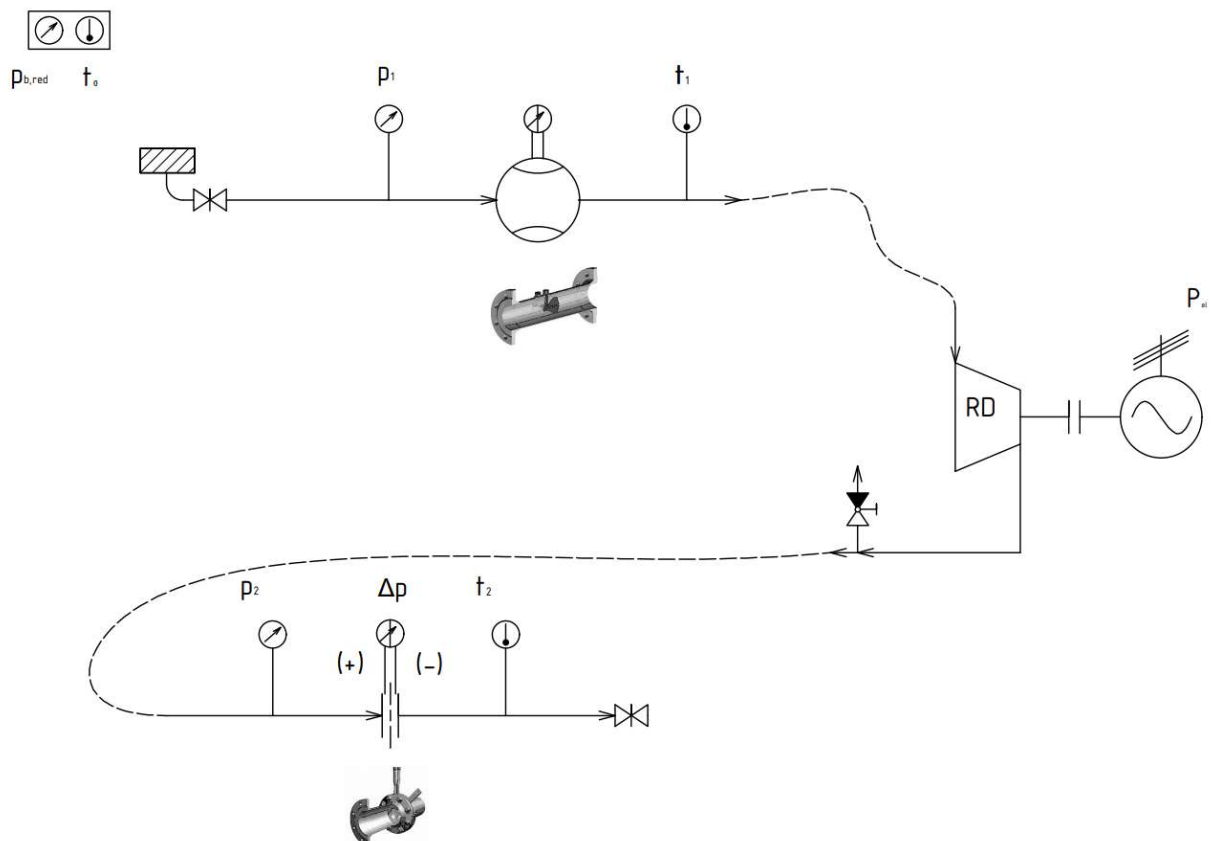


Obrázek 14 Zařízení pro měření elektrických veličin

## 2.5 Fotografie a schéma zapojení



Obrázek 15 Experimentální měřicí stand pro měření Rootsova dmychadla ve stand-by režimu před měřením



Obrázek 16 Schéma zapojení měřicího standu s vyznačením důležitých parametrů pro tuto měřicí úlohu



## 2.6 Tabulka naměřených hodnot

Před měřením je třeba nechat stroj přibližně 10 minut pracovat na prázdko, aby došlo k zahřátí oleje i vlastního stroje a pohonu na provozní teplotu. Teplota vzduchu na výtlaku bude stále mírně růst. Její nárůst závisí na okolních podmínkách. Po každém zvýšení tlaku na výtlaku pomocí regulačního zásahu je vhodné několik okamžiků vyčkat před zápisem měřených hodnot.

První řádek z Tabulka 3 představuje stav po spuštění dmychadla před zahájením regulace. Výtlačný tlak bude přibližně odpovídat barometrickému tlaku. Po dosažení každého tlaku v tabulce je třeba stroj nechat několik sekund stabilizovat a teprve až poté je možné odečítat měřené hodnoty. V případě mírné oscilace měřených hodnoty je žádoucí zapsat střední hodnotu daného měření.

Tabulka 3 Tabulka naměřených hodnot

| $p_{b,red}$ [hPa(a)] | 1012,3     |                | $t_o$ [°C] | 21,8             |               |
|----------------------|------------|----------------|------------|------------------|---------------|
| $p_1$ [kPa(a)]       | $t_1$ [°C] | $p_2$ [kPa(a)] | $t_2$ [°C] | $\Delta p$ [kPa] | $P_{el}$ [kW] |
|                      |            | cca 100        |            |                  |               |
|                      |            | 110            |            |                  |               |
|                      |            | 120            |            |                  |               |
|                      |            | 130            |            |                  |               |
|                      |            | 140            |            |                  |               |
|                      |            | cca 150        |            |                  |               |

## 2.7 Základní přepočty

### 2.7.1 Přepočet barometrického tlaku

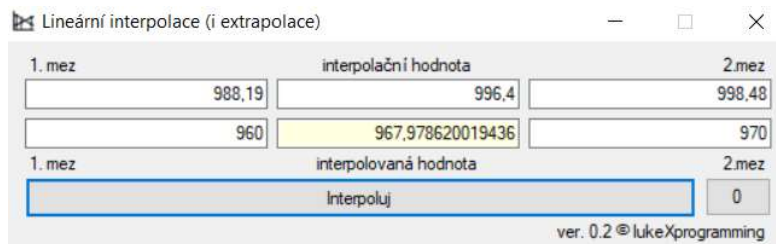
Z meteorologických stanic a barometrů je vždy získána hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{b,red}$  [hPa(a)]. Pro stanovení barometrického tlaku v místě měření, resp. pro stanovení podtlaku v sacím potrubí je možné využít následující postup.

Metodika přepočtu:

- 1) Pomocí barometru či lokální meteorologické stanice bude odečtena hodnota redukováného barometrického tlaku, jenž je přepočítán na hladinu moře  $p_{b,red}$  [hPa(a)].
- 2) Určete přibližnou nadmořskou výšku v místě měření  $h$  [m n. m.]. Použijte např. web: [mapy.cz](http://mapy.cz).
- 3) Stáhněte si webový nástroj: [BABINET\\_BOSCH.xls](#) (v případě nefunkčnosti odkazu kontaktujte vyučujícího). Výpočtář umožňuje, po zadání lokální nadmořské výšky  $h$  [m n. m.] a teploty v místě měření  $t_b$  [°C], stanovit hodnotu redukováného barometrického tlaku pro běžný atmosférický tlak dle různých výpočetních metod (barometrických formulí).
- 4) Na základě výsledků zvolené barometrické formule a znalosti lineární interpolace či lineární extrapolace vypočtete hodnotu absolutního tlaku, resp. běžného atmosférického tlaku v místě měření  $p_b$  [hPa(a)].

Příklad výpočtu pro Babinetovu formuli a lineární extrapolaci: [1]

| Výška h [m]    |                                 | Teplota t [°C] |               |
|----------------|---------------------------------|----------------|---------------|
| <b>250</b>     |                                 | <b>20</b>      |               |
| Absolutní tlak | Babinet formula                 | ICAO formula   | BOSCH formula |
|                | Tlak přepočtený na hladinu moře |                |               |
| $p_b$ [hPa]    | $p_0$ [hPa]                     | $p_0$ [hPa]    | $p_0$ [hPa]   |
| $p_1$          | $p_0$                           | $p_0$          | $p_0$         |
| 960            | 988,19                          | 988,46         | 988,96        |
| 970            | 998,48                          | 998,75         | 999,26        |
| 980            | 1008,77                         | 1009,05        | 1009,56       |
| 990            | 1019,07                         | 1019,35        | 1019,86       |
| 1000           | 1029,36                         | 1029,64        | 1030,17       |
| 1010           | 1039,65                         | 1039,94        | 1040,47       |
| 1020           | 1049,95                         | 1050,23        | 1050,77       |
| 1030           | 1060,24                         | 1060,53        | 1061,07       |
| 1040           | 1070,53                         | 1070,83        | 1071,37       |
| 1050           | 1080,83                         | 1081,12        | 1081,67       |



Absolutní tlak, resp. barometrický tlak v místě měření  $p_b \doteq 967,98 \text{ [hPa(a)]} = \underline{\underline{96\,798 \text{ [Pa]}}}$

### 2.7.2 Přepočty naměřených tlaků

Veškeré tlaky jsou na experimentálním měřicím standu měřeny v kPa. Nicméně pro snížení pravděpodobnosti vzniknuvších chyb v termodynamickém výpočtu je vhodné převést veškeré tlaky na základní jednotky, tedy na Pascaly.

Z hlediska relativity již není třeba tlaky převádět, jelikož všechny snímače měří přímo absolutní tlaky.

### 2.7.3 Přepočty naměřených teplot

Veškeré teploty jsou na experimentálním měřicím standu měřeny v °C. Nicméně pro termodynamické výpočty je nezbytné převést naměřené teploty na Kelvinovu stupni.

### 2.7.4 Přepočtení elektrického příkonu

Elektrický příkon je měřen přímo v kW. Proto již není nutný žádný doplňkový výpočet. Nicméně pro snížení pravděpodobnosti vzniknuvších chyb je vhodné převést příkon na základní jednotky, tedy na Watty.

## 2.8 Vypočtené hodnoty

### 2.8.1 Celkový tlakový poměr

Do výpočtu celkového tlakového poměru kompresoru  $\sigma_c [-]$  musí vstupovat absolutní tlaky, viz níže uvedená základní rovnice (9).

$$\sigma_c = \frac{p_2 [Pa(a)]}{p_1 [Pa(a)]} [-] \quad (9)$$

### 2.8.2 Hustota vzduchu na sání kompresoru

Výpočet hustoty  $\rho_{vzd,s} [kg \cdot m^{-3}]$  je proveden pomocí základní stavové rovnice (10) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Měrnou plynovou konstantu pro vzduch je možné nalézt v termodynamických tabulkách. Její hodnota pro vzduch je  $r_{vzd} = 287 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ .

$$\rho_{vzd,s} = \frac{p_1}{r \cdot T_1} [kg \cdot m^{-3}] \quad (10)$$

### 2.8.3 Hustota vzduchu na cloně

Výpočet hustoty  $\rho_{vzd,cl} [kg \cdot m^{-3}]$  je proveden opět pomocí obdobné základní stavové rovnice (11) pro vzduch s vlastnostmi ideálního plynu. Teplotu a tlak na sání v tomto případě nahrazují příslušné veličiny měřené na cloně, resp. na výtlaku kompresoru s indexem „2“.

$$\rho_1 = \rho_{vzd,cl} = \frac{p_2}{r \cdot T_2} [kg \cdot m^{-3}] \quad (11)$$

*Pozn. Pro exaktní výpočet hustoty reálného plynu je možné z meteorologické stanice v laboratoři odečíst relativní vlhkost a hustotu poté spočítat např. pomocí doplňku pro MS Excel [CoolProp](#), softwaru EES (Engineering Equation Solver), jehož licenci jakožto studenti KE, FS, VŠB-TUO můžete získat, či jiného nástroje umožňujícího pracovat s médii o vlastnostech reálného plynu.*

### 2.8.4 Hmotnostní výkonnost kompresoru

Výpočet hmotnostní výkonnosti  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$ , resp. hmotnostního toku plynu proudícího skrze clonu již byl naznačen v podkapitole 3. Existují tři možnosti stanovení hmotnostní výkonnosti:

1) Použití níže uvedeného vzorce (1), přičemž je nutné průtok přepočítat na základě aktuální hodnoty součinitele expanze  $\varepsilon$ , diferenčního tlaku  $\Delta p$  a hustoty na cloně  $\rho_1$ . Též je nezbytné nezapomenout na nahrazení průměru otvoru clony ekvivalentním průměrem z výše uvedeného výpočtového protokolu.

$$\dot{m}_d = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{ekv}^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_1}$$

2) Použití níže uvedeného vzorce (8), kde je však třeba dbát na co nejpřesnější stanovení součinitele rozevření clony  $\alpha$ . Též je nezbytné nezapomenout na nahrazení průměru otvoru clony ekvivalentním průměrem z výše uvedeného výpočtového protokolu.

$$\dot{m}_d = \frac{\pi \cdot d_{ekv}^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p}{\rho_1}} \cdot \rho_1 \cdot \alpha$$

3) Lineární interpolací dat z **tabulky cejchovních hodnot** z výše uvedené výpočetní karty clony. Na základě znalosti diferenčních tlaků a průtoků. Tato metoda je však nejméně přesná a je vhodná pouze pro orientační výpočet, viz příklad výpočtu na níže uvedeném Obrázek 17.

### TABULKA CEJCHOVNÍCH HODNOT

Hodnoty v kontrolním bodě

|   |         |      |
|---|---------|------|
| $Q_{kb}$  | 156,552 | m3/h |
| $\Delta p$  | 5,000   | kPa  |
| $Q = K_{kb} \cdot \sqrt{\Delta p} = 70,012 \cdot \sqrt{\Delta p}$ |         | m3/h |
| nastavený rozsah snímače $\Delta p$                               | 10,000  | kPa  |
| s nejistotou  | 0,30    | %    |

| $\Delta p$<br>kPa | Q<br>m3/h | $v_D$ za PP<br>m/s | pztr<br>kPa | $K \cdot \sqrt{\Delta p}$<br>odch. % | $dQ_m/Q_m$<br>% |
|-------------------|-----------|--------------------|-------------|--------------------------------------|-----------------|
| 10,000            | 219,209   | 11,84              | 8,179       | 0,999                                | 0,83            |
| 9,750             | 216,556   | 11,68              | 7,975       | 0,950                                | 0,83            |
| 9,500             | 213,864   | 11,52              | 7,770       | 0,902                                | 0,83            |
| 9,250             | 211,133   | 11,37              | 7,566       | 0,853                                | 0,83            |
| 9,000             | 208,361   | 11,21              | 7,361       | 0,804                                | 0,83            |
| 8,750             | 205,547   | 11,04              | 7,157       | 0,755                                | 0,83            |
| 8,500             | 202,687   | 10,88              | 6,952       | 0,707                                | 0,83            |
| 8,250             | 199,782   | 10,71              | 6,748       | 0,657                                | 0,83            |
| 8,000             | 196,828   | 10,54              | 6,543       | 0,608                                | 0,83            |
| 7,750             | 193,823   | 10,37              | 6,339       | 0,559                                | 0,83            |
| 7,500             | 190,765   | 10,20              | 6,134       | 0,509                                | 0,83            |
| 7,250             | 187,652   | 10,02              | 5,929       | 0,460                                | 0,83            |
| 7,000             | 184,479   | 9,84               | 5,725       | 0,410                                | 0,83            |
| 6,750             | 181,246   | 9,66               | 5,520       | 0,360                                | 0,83            |
| 6,500             | 177,947   | 9,47               | 5,316       | 0,309                                | 0,83            |
| 6,250             | 174,579   | 9,28               | 5,111       | 0,259                                | 0,83            |
| 6,000             | 171,139   | 9,09               | 4,907       | 0,208                                | 0,83            |
| 5,750             | 167,622   | 8,90               | 4,702       | 0,156                                | 0,84            |
| 5,500             | 164,022   | 8,70               | 4,498       | 0,105                                | 0,84            |
| 5,250             | 160,334   | 8,49               | 4,293       | 0,053                                | 0,84            |
| 5,000             | 156,552   | 8,28               | 4,089       | 0,000                                | 0,85            |
| 4,750             | 152,670   | 8,07               | 3,884       | -0,053                               | 0,85            |
| 4,500             | 148,678   | 7,85               | 3,680       | -0,107                               | 0,86            |
| 4,250             | 144,568   | 7,63               | 3,475       | -0,162                               | 0,86            |
| 4,000             | 140,329   | 7,40               | 3,271       | -0,217                               | 0,87            |
| 3,750             | 135,950   | 7,16               | 3,066       | -0,273                               | 0,88            |
| 3,500             | 131,416   | 6,91               | 2,862       | -0,331                               | 0,90            |
| 3,250             | 126,710   | 6,66               | 2,657       | -0,390                               | 0,91            |
| 3,000             | 121,813   | 6,39               | 2,453       | -0,450                               | 0,93            |
| 2,750             | 116,701   | 6,12               | 2,248       | -0,513                               | 0,96            |
| 2,500             | 111,342   | 5,83               | 2,044       | -0,578                               | 0,99            |
| 2,250             | 105,701   | 5,53               | 1,839       | -0,646                               | 1,03            |
| 2,000             | 99,728    | 5,21               | 1,635       | -0,718                               | 1,08            |
| 1,750             | 93,360    | 4,88               | 1,430       | -0,795                               | 1,16            |
| 1,500             | 86,508    | 4,51               | 1,226       | -0,879                               | 1,27            |
| 1,250             | 79,046    | 4,12               | 1,022       | -0,973                               | 1,43            |
| 1,000             | 70,779    | 3,69               | 817,094E-3  | -1,084                               | 1,69            |
| 750,000E-3        | 61,382    | 3,19               | 612,702E-3  | -1,221                               | 2,15            |
| 500,000E-3        | 50,216    | 2,61               | 408,343E-3  | -1,414                               | 3,10            |

Lineární interpolace (i extrapolace)

|   |                                      |                                     |        |
|---|--------------------------------------|-------------------------------------|--------|
| 1. mez                                  | interpolační hodnota                 |                                     | 2. mez |
| <input type="text" value="1,75"/>       | <input type="text" value="1,9"/>     | <input type="text" value="2"/>      |        |
| <input type="text" value="93,36"/>      | <input type="text" value="97,1808"/> | <input type="text" value="99,728"/> |        |
| 1. mez                                  | interpolovaná hodnota                |                                     | 2. mez |
| <input type="text" value="Interpoluj"/> |                                      | <input type="text" value="0"/>      |        |

ver. 0.2 © lukeXprogramming

Obrázek 17 Příklad výpočtu průtoku pomocí interpolační metody

### 2.8.5 Výkonnost kompresoru

Výkonnost kompresoru  $\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$ , neboli hmotnostní tok plynu výtlačným hrdlem kompresoru  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  přepočtený na podmínky v sání  $\rho_{vzd,s} [kg \cdot m^{-3}]$  se vypočte dle základní rovnice (12).

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{m}_d}{\rho_{vzd,s}} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (12)$$

*Pozn. Následně se výkonnost kompresoru přepočítá na  $[m^3 \cdot h^{-1}]$ , tak aby byl výsledek v přijatelnějších jednotkách. V případě potřeby také na  $[m^3 \cdot min^{-1}]$ , tím bude docíleno souladu s technickým listem Rootsova dmyhadla.*

### 2.8.6 Měrná technická izotermická práce

Měrná technická izotermická práce  $a_{t,it} [J \cdot kg^{-1}]$  se vypočítá z měrné plynové konstanty pro vzduch  $r_{vzd} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ , teploty na sání kompresoru  $T_1 = T [K]$  a z celkového tlakového poměru  $\sigma_c [-]$  z rovnice (13).

$$a_{t,it} = r \cdot T \cdot \ln \sigma_c [J \cdot kg^{-1}] \quad (13)$$

*Pozn. U tohoto stroje neprobíhá standardní vnitřní komprese s odvodem tepla. Nicméně Rootsovo dmyhadlo stále patří do kategorie objemových kompresorů, u kterých je ideální stavová změna izotermická komprese. Proto je tato práce vyhodnocována.*

### 2.8.7 Měrný objem plynu na sání kompresoru

Měrný objem na sání kompresoru  $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$  se vypočítá z tlaku na sání kompresoru  $p_1 [Pa]$ , měrné plynové konstanty pro vzduch  $r_{vzd} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$  a teploty na sání kompresoru  $T_1 [K]$  ze stavové rovnice (14).

$$p_1 \cdot v_1 = r \cdot T_1 \Rightarrow v_1 = \frac{r \cdot T_1}{p_1} [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (14)$$

*Pozn. Jedná se o nezbytnou veličinu pro výpočet izochorické technické práce.*

### 2.8.8 Měrná technická izochorická práce

Měrná technická izochorická práce  $a_{t,ich} [J \cdot kg^{-1}]$  se vypočítá z měrného objemu na sání kompresoru  $v_1 [m^3 \cdot kg^{-1}]$ , tlaku na sání kompresoru  $p_1 [K]$  a tlaku na výtlačku kompresoru  $p_2 [K]$  z rovnice (15).

$$a_{t,ic} = v_1 \cdot (p_1 - p_2) \Rightarrow ABS|a_{t,ich}| [J \cdot kg^{-1}] \quad (15)$$

*Pozn. Ideální pracovní proces vnější neboli rázové komprese je změna s nekonečnou hodnotou polytropického exponentu, tedy izochorická stavová změna.*

*Výpočty nejsou v souladu se znaménkovými konvencemi technické termodynamiky, proto je výsledek v absolutní hodnotě.*

### 2.8.9 Izotermický příkon kompresoru

Izotermický příkon kompresoru  $P_{it} [W]$  se vypočte jako součin kvantity a kvality, resp. jako součin hmotnostní výkonnosti kompresoru  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  a měrné technické izotermické práce  $a_{t,it} [J \cdot kg^{-1}]$  z rovnice (16).

$$P_{it} = \dot{m}_d \cdot a_{t,it} [W] \quad (16)$$

### 2.8.10 Izochorický příkon kompresoru

Izochorický příkon kompresoru  $P_{ich} [W]$  se vypočte jako součin kvantity a kvality, resp. jako součin hmotnostní výkonnosti kompresoru  $\dot{m}_d [kg \cdot s^{-1}]$  a měrné technické izochorické práce  $a_{t,ich} [J \cdot kg^{-1}]$  z rovnice (17).

$$P_{ic} = \dot{m}_d \cdot a_{t,ich} [W] \quad (17)$$

### 2.8.11 Izotermická účinnost kompresoru

Izotermická účinnost kompresoru  $\eta_{it} [-]$  reprezentuje porovnávací účinnost energetického stroje, která se spočte jako podíl izotermického příkonu kompresoru  $P_{it} [W]$  a skutečného naměřeného elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el} [W]$  z rovnice (18).

$$\eta_{it} = \frac{P_{it}}{P_{el}} [-] \quad (18)$$

### 2.8.12 Izochorická účinnost kompresoru

Izotermická účinnost kompresoru  $\eta_{ich} [-]$  reprezentuje porovnávací účinnost energetického stroje, která se spočte jako podíl izochorického příkonu kompresoru  $P_{ich} [W]$  a skutečného naměřeného elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el} [W]$  z rovnice (19).

$$\eta_{ich} = \frac{P_{ich}}{P_{el}} [-] \quad (19)$$

*Pozn. Tato porovnávací účinnost říká, jak já je míra dokonalosti transformace energie z pohledu ideální stavové změny pro ideální rázovou kompresi.*

### 2.8.13 Měrná spotřeba energie

Měrná spotřeba energie  $c [kWh \cdot m^{-3}]$  představuje technickoekonomický parametr, jenž říká kolik energie je zapotřebí pro výrobu jednoho metru kubického stlačeného plynu. Vypočte se jako podíl elektrického příkonu kompresorové jednotky  $P_{el} [W]$  a výkonnosti kompresoru  $\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$  z rovnice (20)

$$c = \frac{P_{el}}{\dot{V}_d} [kWh \cdot m^{-3}] \quad (20)$$

## 2.9 Příklad měření a jeho výsledků

Tabulka 4 Tabulka naměřených hodnot

| $p_{b,red} [hPa(a)]$ |            | $t_o [°C]$     |            |                  |               |
|----------------------|------------|----------------|------------|------------------|---------------|
| $p_1 [kPa(a)]$       | $t_1 [°C]$ | $p_2 [kPa(a)]$ | $t_2 [°C]$ | $\Delta p [kPa]$ | $P_{el} [kW]$ |
| 97,9                 | 21,8       | <b>103,7</b>   | 27,2       | 6,33             | 1,27          |
| 97,9                 | 22         | <b>110</b>     | 29         | 5,33             | 1,74          |
| 98                   | 22         | <b>120</b>     | 31         | 4,22             | 2,48          |
| 98                   | 22         | <b>130</b>     | 35,8       | 3,4              | 3,34          |
| 98                   | 21,1       | <b>140</b>     | 39,8       | 2,85             | 4,15          |
| 98,1                 | 21,1       | <b>153,1</b>   | 48,3       | 2,32             | 5,37          |

V případě, že bude problematické nalézt přesnou hodnotu tlaku na výtlačku pomocí regulace ručním ovládacím kolem šoupěte. Je třeba zapsat do tabulky reálně naměřenou hodnotu.

Tabulka 5 Základní přepočty

| $p_b$ [Pa(a)] | 99 834,3  |               | $T_o$ [K]  | 294,95          |              |
|---------------|-----------|---------------|------------|-----------------|--------------|
| $p_1$ [Pa(a)] | $T_1$ [K] | $p_2$ [Pa(a)] | $T_2$ [°C] | $\Delta p$ [Pa] | $P_{et}$ [W] |
| 998,3         | 97 900    | 294,95        | 103 700    | 300,35          | 6 330        |
| 998,3         | 97 900    | 295,15        | 110 000    | 302,15          | 5 330        |
| 998,3         | 98 000    | 295,15        | 120 000    | 304,15          | 4 220        |
| 998,3         | 98 000    | 295,15        | 130 000    | 308,95          | 3 400        |
| 998,3         | 98 000    | 294,25        | 140 000    | 312,95          | 2 850        |
| 998,3         | 98 100    | 294,25        | 153 100    | 321,45          | 2 320        |

Tabulka 6 Vypočtené hodnoty - I

| $\sigma_c$<br>[-] | $\rho_{vzd,s}$<br>[kg · m <sup>-3</sup> ] | $\rho_{vzd,cl}$<br>[kg · m <sup>-3</sup> ] | $\dot{m}_d$<br>[kg · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup> ] | $\dot{V}_d$<br>[m <sup>3</sup> · min <sup>-1</sup> ] |
|-------------------|---|--|--|--|--|--|
| 1,06              | 1,179                                     | 1,203                                      | 0,066                                  | 0,056  | 202,7  | 3,378  |
| 1,12              | 1,179                                     | 1,268                                      | 0,063                                  | 0,053  | 191,1  | 3,185  |
| 1,22              | 1,179                                     | 1,375                                      | 0,058                                  | 0,049  | 177,0  | 2,950  |
| 1,33              | 1,179                                     | 1,466                                      | 0,054                                  | 0,046  | 164,1  | 2,735  |
| 1,43              | 1,182                                     | 1,559                                      | 0,051                                  | 0,043  | 154,4  | 2,574  |
| 1,56              | 1,182                                     | 1,660                                      | 0,047                                  | 0,040  | 143,8  | 2,396  |
| 1,06              | 1,179                                     | 1,203                                      | 0,066                                  | 0,056  | 202,7  | 3,378  |
| 1,12              | 1,179                                     | 1,268                                      | 0,063                                  | 0,053  | 191,1  | 3,185  |
| 1,22              | 1,179                                     | 1,375                                      | 0,058                                  | 0,049  | 177,0  | 2,950  |

Tabulka 7 Vypočtené hodnoty - II

| $a_{t,it}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $v_1$<br>[m <sup>3</sup> · kg <sup>-1</sup> ] | $a_{t,ich}$<br>[J · kg <sup>-1</sup> ] | $P_{it}$<br>[W] | $P_{ich}$<br>[W] | $\eta_{it}$<br>[-] | $\eta_{ich}$<br>[-] | $c$<br>[kWh · m <sup>-3</sup> ] |
|---------------------------------------|---|--|-----------------|------------------|--------------------|---------------------|---------------------------------|
| 4872,1                                | 0,865   | 5015,1                                 | 323,5           | 333,0            | 0,255              | 0,262               | 0,006                           |
| 9871,4                                | 0,865   | 10469,5                                | 617,5           | 655,0            | 0,355              | 0,376               | 0,009                           |
| 17155,4                               | 0,864   | 19016,1                                | 994,1           | 1101,9           | 0,401              | 0,444               | 0,014                           |
| 23935,7                               | 0,864   | 27659,8                                | 1285,7          | 1485,8           | 0,385              | 0,445               | 0,020                           |
| 30121,1                               | 0,862   | 36192,8                                | 1527,4          | 1835,3           | 0,368              | 0,442               | 0,027                           |
| 37588,9                               | 0,861   | 47347,0                                | 1774,5          | 2235,1           | 0,330              | 0,416               | 0,037                           |
| 4872,1                                | 0,865   | 5015,1                                 | 323,5           | 333,0            | 0,255              | 0,262               | 0,006                           |
| 9871,4                                | 0,865   | 10469,5                                | 617,5           | 655,0            | 0,355              | 0,376               | 0,009                           |
| 17155,4                               | 0,864   | 19016,1                                | 994,1           | 1101,9           | 0,401              | 0,444               | 0,014                           |

## 2.10 Energetické charakteristiky – vyhodnocení měření

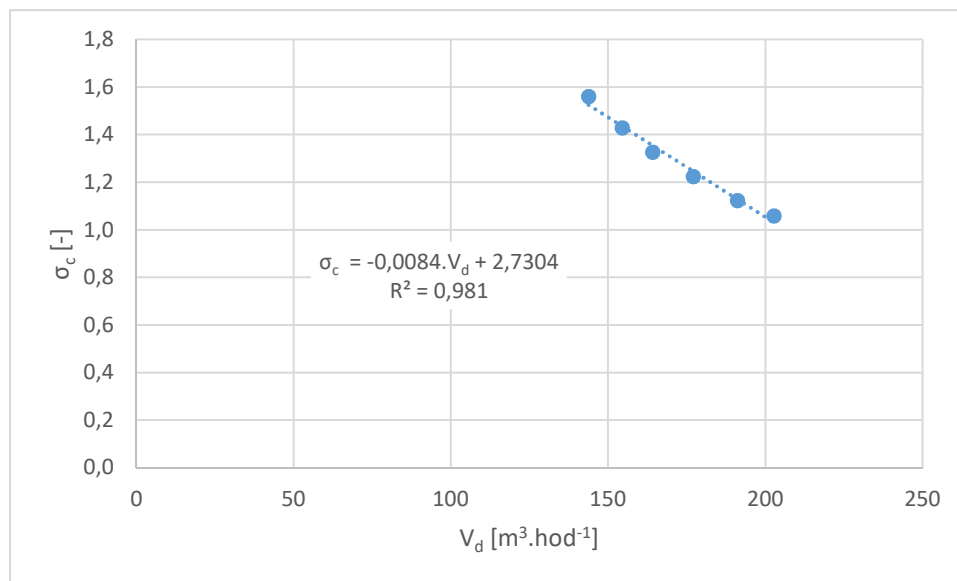
Energetické charakteristiky jsou křivky, vzniknuvší na základě naměřených a vypočtených hodnot. Pomocí těchto křivek lze následně vyhodnotit pracovní proces energetického zařízení, např. kompresoru, a tak zjistit, jak se analyzovaný stroj chová v různých provozních stavech.

### 2.10.1 Tlaková charakteristika

Tlakovou charakteristiku neboli charakteristiku stroje je možné zapsat různými způsoby, přičemž u kompresorů se nejčastěji jedná např. o závislost celkového tlakového poměru na výkonnosti kompresoru  $\sigma_c = f(\dot{V}_d)$ . Tlaková charakteristika má vždy klesající charakter.

Křivka svým tvarem prozrazuje, že s rostoucím celkovým tlakovým poměrem dochází k poklesu výkonnosti Rootsova dmyhadla. Rostoucí protitlak tlakovzdušné sítě, či v tomto případě přivíraného plno-průtočného šoupěte, způsobuje pokles výkonnosti kompresoru.

Vlastní tvar tlakové charakteristiky na Obrázek 18 ukazuje, že i když se jedná o objemový kompresor, který by měl mít tzv. tvrdou (strmou) tlakovou charakteristiku, tak s rostoucím protitlakem sítě dochází k relativně výraznému poklesu výkonnosti. Důvodem tohoto děje, je netěsnost na spoji připojovacího potrubí a tlakové hadice. S rostoucím tlakem v síti roste i tato netěsnost a proto klesá výkonnost stroj. Tento problém bude vyřešen záhy a to díky přidání sekundární objímky na potrubí a jejímu většímu dotažení.



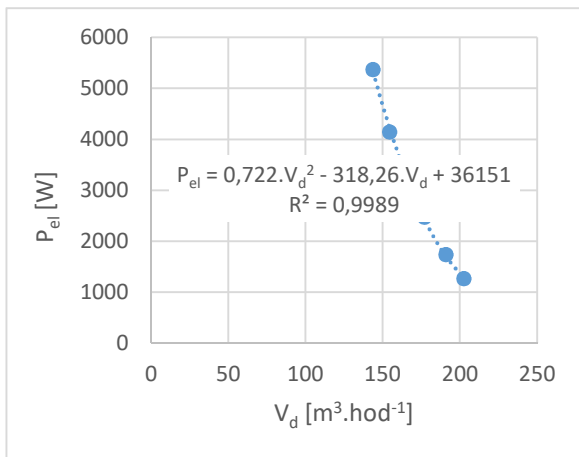
Obrázek 18 Tlaková charakteristika měřeného Rootsova dmyhadla 3D28B-080

### 2.10.2 Příkonová charakteristika

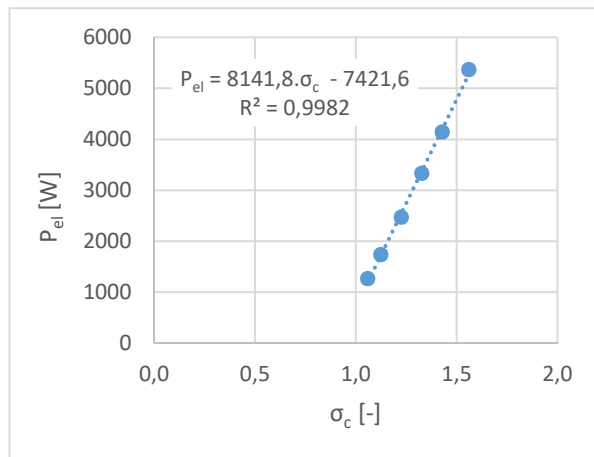
Příkonová charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $P_{el} = f(\sigma_c)$ .

U objemových kompresorů má charakteristika  $P_{el} = f(\dot{V}_d)$  klesající ráz, tzn. čím vyšší je výkonnost kompresoru, tím menší je jeho příkon. Tento jev lze snadno vysvětlit v souvislosti s charakteristikou  $P_{el} = f(\sigma_c)$ , která má rostoucí ráz. Čím vyšší je tlak, na který kompresor plyn stlačuje, tak tím vyšší je energie potřebná k tomuto stlačení, viz Obrázek 19.





$$P_{el} = f(\dot{V}_d)$$



$$P_{el} = f(\sigma_c)$$

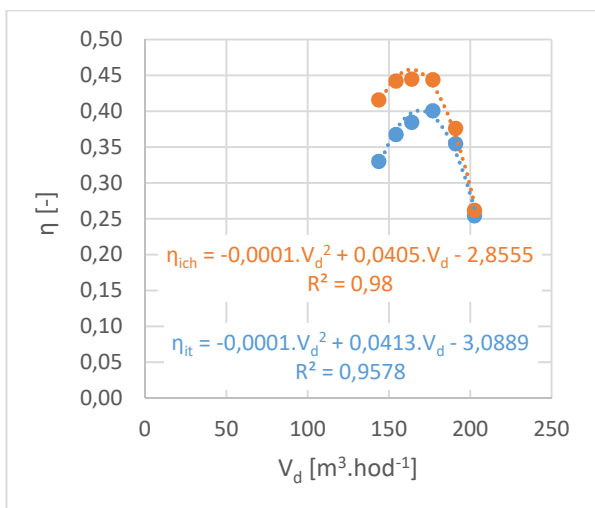
Obrázek 19 Příkonové charakteristiky měřeného Rootsova dmyhadla 3D28B-080

### 2.10.3 Účinnostní charakteristika

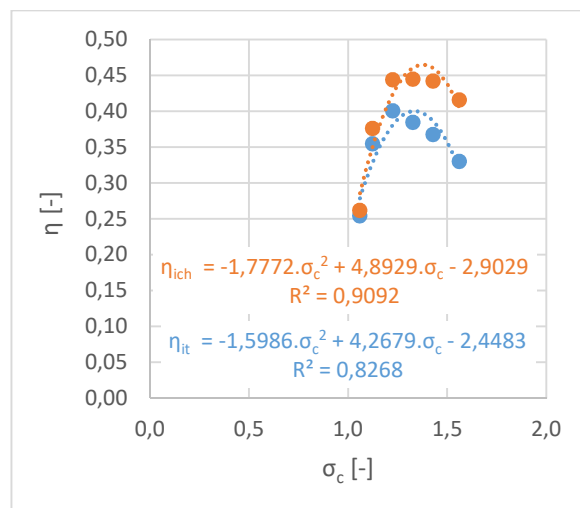
Účinnostní charakteristika je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $\eta_{it} = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $\eta_{it} = f(\sigma_c)$ . V tomto případě je účinnostní charakteristika zapsána pro izotermickou účinnost kompresoru, a protože měřeným strojem je Rootsovo dmyhadlo pracující na principu rázové komprese, tak také pro účinnost izochorickou  $\eta_{ic} = f(\dot{V}_d)$  a  $\eta_{ic} = f(\sigma_c)$ .

Obě formy účinnostní charakteristiky mají své lokální maximum, tedy stav, při kterém stroj pracuje s nejvyšší účinností. V případě připojeného potrubního systému by měl být navržený kompresor dimenzován tak, aby se provozní bod stroje pohyboval v blízkosti maximální účinnosti kompresoru.

Z Obrázek 20 je patrné, že body s maximální účinností se pohybují okolo výkonnosti 170 m³.h⁻¹. Tato hodnota představuje jmenovitou výkonnost z datasheetu stroje. Tedy je potvrzeno výše uvedené tvrzení o poloze provozního bodu vůči maximální účinnosti stroje.



$$\eta_{it} = f(\dot{V}_d)$$



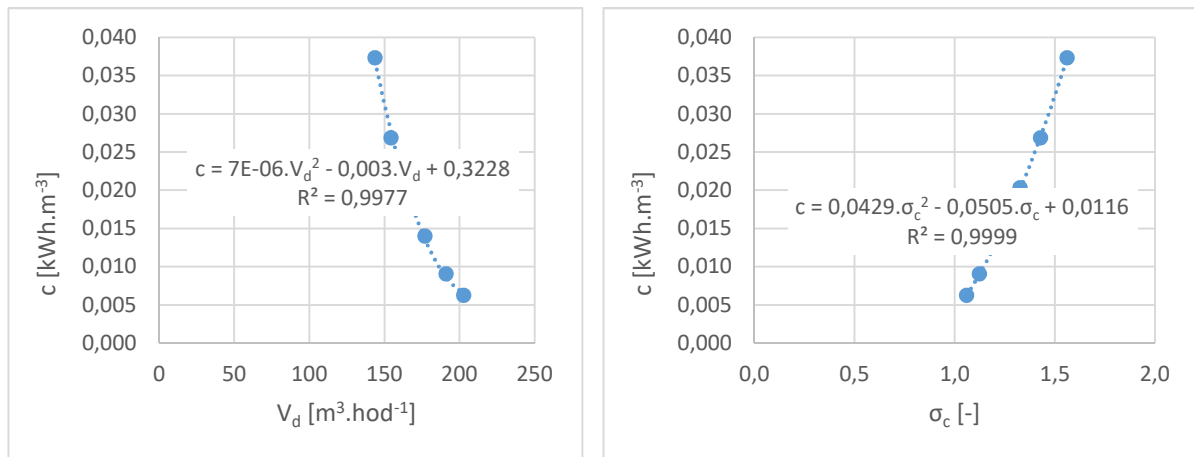
$$\eta_{it} = f(\sigma_c)$$

Obrázek 20 Účinnostní charakteristiky měřeného Rootsova dmyhadla 3D28B-080

#### 2.10.4 Charakteristika měrné spotřeby energie

Charakteristika měrné spotřeby energie je nejčastěji zapisovaná ve dvou formách a to v závislosti na výkonnosti kompresoru  $c = f(\dot{V}_d)$  a v závislosti na celkovém tlakovém poměru  $c = f(\sigma_c)$ . Měrná spotřeba energie je technickoekonomický parametr, jenž v případě kompresorů stanovuje množství energie potřebné pro výrobu jednoho metru kubického stlačeného plynu.

Charakteristika  $c = f(\dot{V}_d)$  má klesající charakter, tedy čím větší je výkonnost kompresoru, tím menší množství energie je třeba na výrobu jednotkového množství stlačeného plynu. Naopak charakteristika  $c = f(\sigma_c)$  ukazuje, že čím vyšší je tlak komprimovaného plynu, resp. čím vyšší je celkový tlakový poměr, tak tím vyšší je i měrná spotřeba energie, viz Obrázek 21.



$$c = f(\dot{V}_d)$$

$$c = f(\sigma_c)$$

Obrázek 21 Charakteristiky měrné spotřeby energie měřeného Rootsova dmyhadla 3D28B-080

#### 2.11 Závěr měření na Rootsově dmyhadle

Poloprovodním měřením dvourotorového objemového kompresoru s rotačním pohybem pístů, jenž se nazývá Rootsovo dmyhadlo, byly stanoveny parametry nezbytné pro výpočet výkonnosti kompresoru a k vygenerování energetických charakteristik, jež vyhodnotily provoz daného stroje.

Měřený kompresor, resp. jednotka je zcela nová ve velmi dobrém provozním stavu. Tato fakta byla zjištěna na základě níže uvedených skutečností:

- Bod s maximální účinností je přibližně v hodnotě jmenovité výkonnosti stroje a těsně pod úrovní jmenovitého protitlaku. Stroj tedy pracuje správně a je v dobrém provozním stavu,
- Z tvaru tlakové charakteristiky testovacího měření bylo zjištěno, že na připojeném experimentálním standu je netěsnost na objímce spojující měřicí trať výtlačného potrubí s tlakovou hadicí. Tato netěsnost způsobuje relativně velký pokles výkonnosti Rootsova dmyhadla při vyšším protitlaku sítě.

## Seznam použité literatury

- [1] – Přepočítání absolutního atmosférického tlaku na hladinu moře - Stránky 2 - Arduino-forum.cz. Arduino-forum.cz - Obsah [online]. Copyright © phpBB Limited [cit. 19.07.2020]. Dostupné z: <https://www.arduino-forum.cz/viewtopic.php?f=16&t=489&start=10>
- [2] – Stabilní kompresorová souprava SE 25 – Návod o obsluze a údržbě. „At 0024/Dok“ Dostupné: zaslán na dotaz společností Atmos – Chrást, s.r.o.
- [3] – MATTECH. Interní vzdělávací přednáška: Úvod do měření průtoku tekutin škrticími orgány. Ostrava: MATTECH, s.r.o.. 2019, 47 s.
- [4] – uprt.vscht.cz. Měření průtoku a proteklého množství. [online] © 2018, [cit. 19.07.2020]. Dostupné z: <http://uprt.vscht.cz/kminekm/mrt/F4/F4k45-prut.htm#k454>
- [5] – Princip měření - Mattech. Výrobky - Mattech [online]. Copyright © 2016 MATTECH. Všechna práva vyhrazena. Webmaker [cit. 19.07.2020]. Dostupné z: <https://mattech.cz/princip-mereni/>
- [6] – Fitings metal. Fitings metal [online]. [cit. 19.07.2020]. Dostupné z: [http://www.fitingsmetal.cz/Tlak\\_jednotky.htm](http://www.fitingsmetal.cz/Tlak_jednotky.htm)
- [7] – Prandtlův trubice - proudění, rychlost a průtok plynů - Měření průtoku kapalin a plynů - průtoky.cz. - Měření průtoku kapalin a plynů - průtoky.cz [online]. [cit. 19.07.2020]. Dostupné z: <http://www.prutoky.cz/plyny/prandtlivy-trubice/>
- [8] – ČSN 25 7710. Měření průtoku kapalin a plynů v uzavřených profilech. Měření průtoku segmentovou clonou a přestavitelnou segmentovou clonou. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1994. Třídící znak 257711.
- [9] – Sigmapumpy.com – Odstředivá, radiální, článková horizontální čerpadla 32- CVX. [online]. © 2018 [cit. 2018-10-09]. Dostupné z: [http://www.sigmapumpy.com/downloadFile.php?file=\\_public/upload/prospectus/cz/prospekt\\_32CVX\\_CZ.PDF](http://www.sigmapumpy.com/downloadFile.php?file=_public/upload/prospectus/cz/prospekt_32CVX_CZ.PDF)
- [10] – Matematický model rázové komprese a expanze. Katedra energetiky, Fakulta strojní, Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 218 stran, 153 obrázků, 36 tabulek, 7 příloh. Školitel: doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
- [11] – KUBÍČEK VHS, s.r.o.. Parametrické tabulky [online]. Copyright ©2020 KUBÍČEK VHS, s.r.o. [cit. 19.07.2020]. Dostupné z: <http://kubicekvhs.cz/cs/download/parametric-tables/>
- [12] - MĚŘICÍ TRAŽ S VÍCEOTVOROVOU CLONOU MATTECH® - Mattech. Výrobky - Mattech [online]. Copyright © 2016 MATTECH. Všechna práva vyhrazena. Webmaker [cit. 19.07.2020]. Dostupné z: <https://mattech.cz/produkty/merici-trat-s-viceotvorovou-clonou-mattech-143/>

|                    |   |
|--------------------|---|
| Autor:             | Ing. Zdeněk Šmída, Ph.D.  |
| Katedra, institut: | Výzkumné energetické centrum<br>Inovace pro efektivitu a životní prostředí<br>Fakulta strojní, Katedra energetiky |
| Název:             | Studijní opory pro praktická poloprovozní měření v laboratořích energetických strojů                              |
| Místo, rok vydání: | Ostrava, 2021, 1. vydání  |
| Počet stran:       | 170   |
| Vydal:             | Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava  |
| Tisk:              | MORAVAPRESS s.r.o.  |
| Náklad:            | 100 ks  |
| <b>Neprodejné</b>  |   |

Za obsah publikace je odpovědný autor. Informace zde uvedené nejsou oficiálním stanoviskem orgánů Evropské unie.

**ISBN 978-80-248-4554-8**



**ISBN 978-80-248-4554-8**