



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

RANQUE-HILSHOVA VÍROVÁ TRUBICE
RANQUE-HILSH VORTEX TUBE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN OBRLÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. LADISLAV ŠNAJDÁREK

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Obrlík

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Energetika, procesy a životní prostředí (3904R032)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Ranque-Hilshova vírová trubice

v anglickém jazyce:

Ranque-Hilsh vortex tube

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Studen popíše princip Ranque-Hilshovy vírové trubice. Provede rešerši provedených experimentálních měření. Na základě rešerše navrhne experiment pro dané provedení vírové trubice spolu s provedením vlastního měření s vyhodnocením.

Cíle bakalářské práce:

Popis principu Ranque-Hilshovy vírové trubice.

Rešerše experimentálních měření vírových trubic.

Návrh experimentu a s počtečním proměřením a vyhodnocením.

Seznam odborné literatury:

POURARIA, Hassan a Warn-Guy PARK. Numerical investigation on cooling performance of Ranque-Hilsch vortex tube. Thermal Science. 2013, issue 00, s. 52-52. DOI: 10.2298/tsci120610052p.

RICCI, R., A. SECCHIAROLI, V. D'ALESSANDRO a S. MONTELPARE. Numerical analysis of compressible turbulent helical flow in a Ranque-Hilsh vortex tube. Computational Methods and Experimental Measurements XIV. 2009. DOI: 10.2495/cmcm090321.

LIEW, R, J C H ZEEGERS, J G M KUERTEN a W R MICHAŁEK. Temperature, Pressure and Velocity measurements on Ranque-Hilsch Vortex Tube. Journal of Physics: Conference Series. 2012-11-26, vol. 395, issue 00, s. 012066-. DOI: 10.1088/1742-6596/395/1/012066

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Ladislav Šnajdárek

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15

V Brně, dne 21. 11. 2014

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan

Abstrakt

Ranque-Hilshova vírová trubice je termálně-fluidní zařízení, ve kterém dochází k přeměně tlakové energie vstupujícího proudu tekutina na energii tepelnou dvou vystupujících proudů bez jakýchkoliv mechanických částí. V první části této práce je pojednáno o základním rozdělení, aplikacích a principu vírových trubic, který není dosud plně objasněn. Ve druhé části je vypracována rešerše provedených experimentálních měření. Na základě této rešerše je navrhnout optimalizovaný experiment. V poslední části práce je vyhodnoceno měření, které bylo provedeno na průmyslové vírové trubici.

Abstract

Ranque-Hilsch vortex tube is thermally-fluid device in which there is a conversion of the pressure energy of the incoming fluid stream to heat energy of two exiting streams without any mechanical parts. The first part of this paper deal with the basic distribution, applications and principle of the vortex tube, which is not fully understood. In the second part there has been carried out a search about performed experimental measurements. Based on this research is designed optimized experiment. The last part of work is the evaluation of the measurement, which was carried out on an industrial vortex tube.

Klíčová slova

Ranque-Hilshova vírová trubice, teplotní separace, princip, experiment, měření

Key words

Ranque-Hilsch vortex tube, temperature separation, principle, experiment, measurement

Bibliografická citace

OBRLÍK, J. *Ranque-Hilshova vírová trubice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 41 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ladislav Šnajdárek.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Ranque-Hilshova vírová trubice vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 23. Května 2015

Jan Obrlík

Poděkování

Děkuji panu Ing. Ladislavu Šnajdárkovi za vedení a veškerou pomoc při tvorbě mé bakalářské práce. Rovněž bych chtěl poděkovat svým rodičům, kteří mi během mého studia poskytli studijní zázemí.

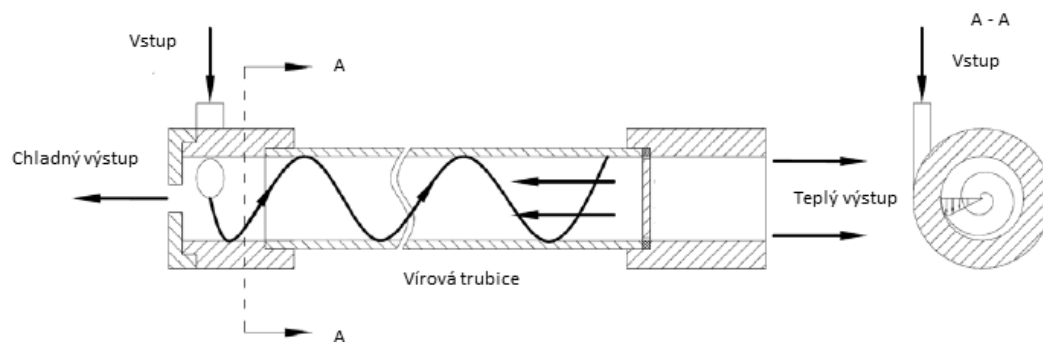
Obsah

Úvod	11
1 Rozdělení vírových trubíc	11
1.1 Aplikace vírových trubíc	12
2 Definice	13
2.1 Studená hmotnostní frakce	13
2.2 Teplotní diference.....	13
2.3 Normalizovaný teplotní pokles/nárůst.....	14
2.4 Isoentropická účinnost.....	14
2.5 Coefficient of performance, COP	14
3 Princip vírové trubice	15
3.1 Tlakový spád.....	15
3.2 Tření.....	15
3.3 Zvukové rázy (acoustic streaming).....	16
3.4 Sekundární cirkulace	16
3.5 Multicirkulace.....	16
4 Rešerše experimentálních měření	17
4.1 Geometrické parametry VT	17
4.2 Parametry vstupujícího média	24
5 Návrh experimentu	24
5.1 Průměr vírové trubice	24
5.2 Délka trubice.....	24
5.3 Vstupní dýzy.....	25
5.4 Průměr chladného výstupu	26
5.5 Kuželkový ventil.....	26
5.6 Model navrhované vírové trubice.....	27
5.7 Experimentální sestava	29
6 Měření	30
6.1 Měřicí sestava	30
6.2 Vyhodnocení měření.....	31
6.2.1 Vstupní tlak.....	31
6.2.2 Nastavení kuželového ventilu	32
6.2.3 Průměr chladného konce.....	33

6.2.4	Chladicí a topný faktor, COP	35
6.2.5	Isoentropická účinnost.....	35
7	Závěr	37
	Seznam použité literatury	38
	Seznam symbolů a zkratk.....	41

Úvod

Vírová trubice je termálně-fluidní zařízení, ve kterém dochází k přeměně tlakové energie proudu tekutiny na energii tepelnou. K přeměně energie dochází bez jakýchkoliv mechanických součástí nebo chemických reakcí. Stlačená tekutina je přiváděna do pracovního prostoru trubice pomocí tangenciálně umístěné dýzy ve vysoké rychlosti, čímž v prostoru trubice vzniká vír. Uvnitř víru dochází k přerozdělení energie tak, že vnější vrstvy víru mají vyšší teplotu, než vnitřní vrstvy. Vířivý proud tekutiny se přesouvá ke konci trubice, který je částečně uzavřen regulačním ventilem, který propouští ven z trubice tekutinu o vyšší teplotě z vnějších vrstev proudu a otáčí směr vnitřního chladnějšího proudu, který odchází výstupem na opačné straně trubice [1].



Obrázek 1 Schéma protiproudé vírové trubice [1]

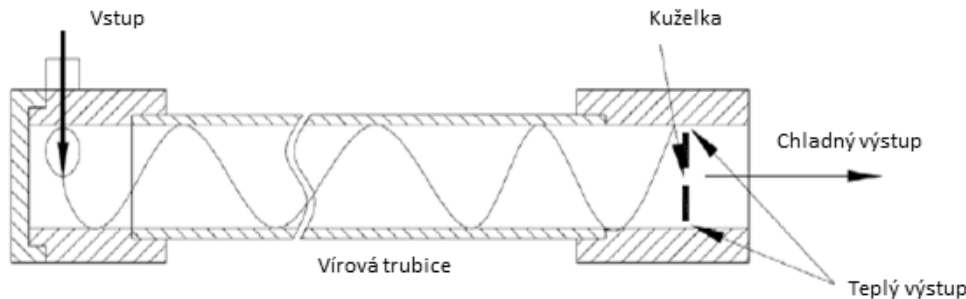
Efekt termální separace ve vírové trubici se často nazývá Ranqueho efekt podle objevitele francouzského fyzika Georgese J. Ranqueho, který tento jev objevil při studiu procesů v cyklonech pro separaci prachu v roce 1931. Ranque vysvětloval efekt separace energie na základě expanze a komprese tekutého média. Vzhledem k nízké účinnosti vírové trubice nejevil o tento objev nikdo větší zájem, až v roce 1947 německý fyzik Rudolf Hilsch. Optimalizoval výkon vírové trubice a své poznatky zveřejnil. Hilsch vysvětluje efekt termální separace pomocí vnitřního tření, které způsobuje přestup energie z vnitřních vrstev víru ve vírové trubici do vnějších vrstev. Po zveřejnění jeho článku se o vírovou trubici začala zajímat především vědecká obec. Vírová trubice bývá nazývána podle těchto dvou objevitelů Ranque-Hilshova vírová trubice [2][3][4].

V úvodní části této práce se seznámíme se základním rozdělením vírových trubíc, s aplikacemi vírových trubíc a s možnými hypotézami ohledně principu termální separace ve vírové trubici. V druhé části práce je provedena rešerše provedených experimentálních měření a na základě této rešerše je navržena vírová trubice s optimalizovanými parametry a experimentální sestava pro měření na této vírové trubici. V poslední části je provedeno vyhodnocení měření, které bylo provedeno na vyřazené průmyslové vírové trubici.

1 Rozdělení vírových trubíc

Dle směru proudu studeného a teplého média rozdělujeme dvě základní uspořádání. Prvním typem je uspořádání protiproudé, které bylo popsáno výše a vzhledem k vyšší účinnosti než u druhého uspořádání se s tímto uspořádáním setkáme ve většině případů. Druhý typ je uspořádání souprroudé, viz Obrázek 2. Souprroudá vírová trubice na rozdíl

od protiproudé má výstup pouze na jedné straně, kudy odchází jak teplý proud tak studený. Teplý proud odchází otvorem mezi regulačním ventilem a stěnou vírové trubice a studený proud tryskou v ose regulačního ventilu. Toto uspořádání může mít uplatnění zejména v omezených prostorech [1][3].

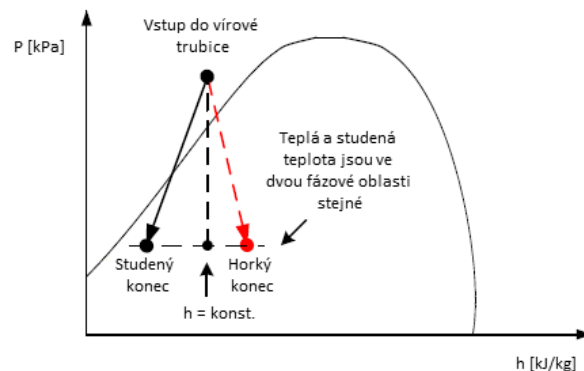


Obrázek 2 Schéma souproudé vírové trubice [1]

1.1 Aplikace vírových trubíc

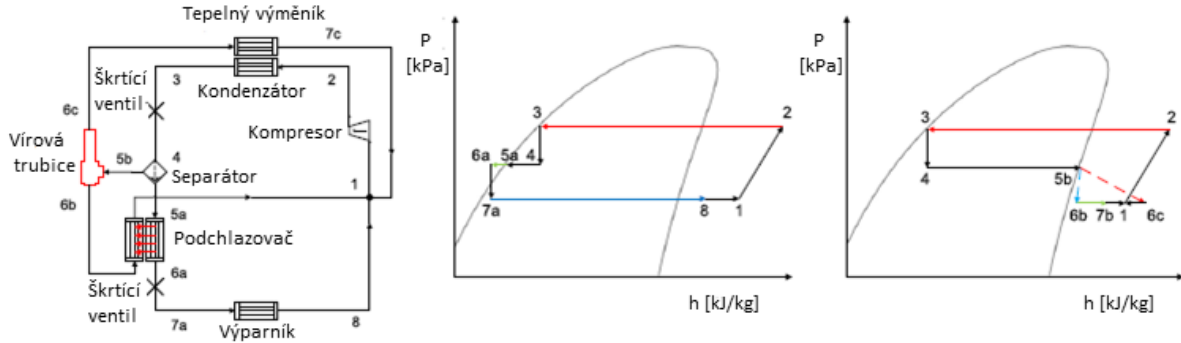
Díky nižší účinnosti, oproti běžným chladicím systémům, nebývají vírové trubice používány jako samostatné chladicí jednotky. Své uplatnění pak našli hlavně v chlazení obráběcích nástrojů a chlazení tvářených plastových nádob při jejich výrobě. Další možností využití vírových trubíc je jejich zapojení do chladicích cyklů jako náhrada za expanzní ventil.

U klasického výparného kompresního chladicího cyklu, kde se vyskytuje chladicí médium ve dvou fázích, nedojde nahrazením expanzního ventilu vírovou trubicí ke zvýšení účinnosti cyklu. A to protože ve vírové trubici nedochází ve dvoufázové oblasti chladicího média k vytvoření rozdílu teplot na výstupech, jak je vidět v grafu 1. Tento jev je vysvětlován tím, že zkondenzované médium ve vírové trubici ohřívá, respektive chladí výstupní proudy média, čímž vyrovnává teploty na výstupech. Z tohoto důvodu by vírová trubice mohla najít uplatnění v chladicích cyklech, kde se vyskytuje chladicí médium pouze v jedné fázi. U Joule-Thomsonova chladicího cyklu dochází nahrazením expanzního ventilu vírovou trubicí k výraznému nárůstu výkonu cyklu [5][6].



Graf 1 Vliv dvoufázové oblasti na teplotní separaci[6]

Zapojením vírové trubice do zjednodušeného termodynamického modelu chladicího cyklu bylo dosaženo nárůstu COP o 5% až 10% v závislosti na pracovních podmínkách a chladicím médiu. Další nárůst COP může být dosažen přidáním vnitřního výměníku do cyklu, díky kterému by proud expandující ve vírové trubici zůstal v jedné fázi, viz obrázek 3 [6].



Obrázek 3 Schéma nového chladicí cyklu s vírovou trubicí zajišťujícího jedno fázové proudění ve vírové trubici a grafy závislosti tlaku na entalpii odpovídající tomuto schématu [6]

2 Definice

2.1 Studená hmotnostní frakce

Studená hmotnostní frakce je důležitý parametr, kterým ovládáme výstupní parametry média. Je to poměr hmotnostního průtoku studené větve vůči hmotnostnímu toku na vstupu do trubice.

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{in}} \quad (1)$$

Nabývá hodnot $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Pokud dosáhne hodnoty 0 tak je hmotnostní tok studenou větví nulový a naopak pokud dosáhne hodnoty 1 je hmotnostní tok studenou větví roven hmotnostnímu toku na vstupu do vírové trubice. Hodnota studené frakce je nastavována pomocí kuželového ventilu na výstupu z teplé větve.

2.2 Teplotní diference

Teplotní diference je definována jako rozdíl teplot na vstupu a na výstupu z trubice. Pro studenou větev:

$$\Delta T_c = T_{in} - T_c \quad (2)$$

Pro teplou větev:

$$\Delta T_h = T_h - T_{in} \quad (3)$$

Celková teplotní diference je rozdíl teplot mezi teplým a studeným výstupem:

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (4)$$

2.3 Normalizovaný teplotní pokles/nárůst

Normalizovaný teplotní pokles/nárůst je definován jako podíl teplotní difference pro teplou/studenou větev vůči teplotě na vstupu do trubice [7]

$$\frac{\Delta T_{h/c}}{T_{in}} \quad (5)$$

2.4 Isoentropická účinnost

Pokud budeme uvažovat vzduch za ideální plyn, můžeme spočítat isoentropickou účinnost vírové trubice podle vztahu [7],

$$\eta_{is} = \frac{T_{in} - T_c}{T_{in} - T_s} \quad (6)$$

kde T_s je teplota po isoentropické expanzi a můžeme ji spočítat podle vztahu [7],

$$T_s = T_{in} \left(\frac{p_c}{p_{in}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (7)$$

p_c je celkový tlak na výstupu ze studené větve a κ je isoentropický exponent. Dosazením rovnice (7) do rovnice (6) pak získáme vzorec pro výpočet isoentropické účinnosti [7]:

$$\eta_{is} = \frac{T_{in} - T_c}{T_{in} \left(1 - \left(\frac{p_c}{p_{in}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (8)$$

2.5 Coefficient of performance, COP

COP neboli chladicí/topný faktor spočítáme jako podíl tepelného toku odcházejícího z chladné/teplé větve a práce potřebné na stlačení vzduchu vstupujícího do vírové trubice [7]

$$COP = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{W}} \quad (9)$$

Tepelný tok jednotlivými větvemi spočítáme kalorimetrickou rovnicí

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_i c_p (T_{in} - T_i) \quad (10)$$

Práce potřebná ke stlačení vzduchu vypočítáme z rovnice pro vratný izotermický kompresní proces [7]

$$\dot{W} = \dot{m}_{in} R_m T_{in} \ln \frac{p_{in}}{p_c} \quad (11)$$

Po dosazení vztahů z rovnic (10) a (11) do rovnice (9) pak dostáváme rovnici pro chladicí COP [7]

$$COP_{ch} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{\varepsilon(T_{in} - T_c)}{T_{in} \ln \frac{p_{in}}{p_c}} \quad (12)$$

respektive pro COP topný [7]

$$COP_t = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{(1 - \varepsilon)(T_h - T_{in})}{T_{in} \ln \frac{p_{in}}{p_c}} \quad (13)$$

3 Princip vírové trubice

Fyzikální princip termální separace ve vírové trubici není dosud plně objasněn. Bylo zveřejněno mnoho hypotéz, ovšem žádná z nich není přijímána celou vědeckou obcí a téměř všechny hypotézy mají odpůrce s opačným názorem.

3.1 Tlakový spád

Jako první se tlakovým spádem zabýval už Ranque a považoval ho za hlavní faktor teplotní separace ve vírové trubici. Z teplotního rozložení plyne, že ve vnějších vrstvách víru, kde je vyšší teplota než vstupní teplota média, by mělo docházet ke kompresi média a ve vnitřních vrstvách, kde je teplota nižší než vstupní, k expanzi média. Teoreticky by tedy měla jít minimální teplota při rychlé expanzi jít přibližně spočítat ze vzorce pro adiabatickou expanzi:

$$\frac{T_c}{T_{in}} = \left(\frac{p_c}{p_{in}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \quad (14)$$

Ovšem při experimentálních měřeních byla naměřena minimální teplota -1°C , zatímco teoretická minimální teplota byla až -57°C . Další experimenty ukázali, že tlak ve všech částech trubice je nižší, než vstupní tlak a tedy že ve všech částech vírové trubice dochází k expanzi. Také byly uskutečněny experimenty s nestlačitelným médiem (vysoce stlačená voda), které ukazují, že tlakový spád nemusí být důležitým faktorem při separaci energie. I přes tyto závěry je většinou považován tlakový spád za jeden z hlavních faktorů ovlivňujících teplotní separaci ve vírové trubici [2][8].

3.2 Tření

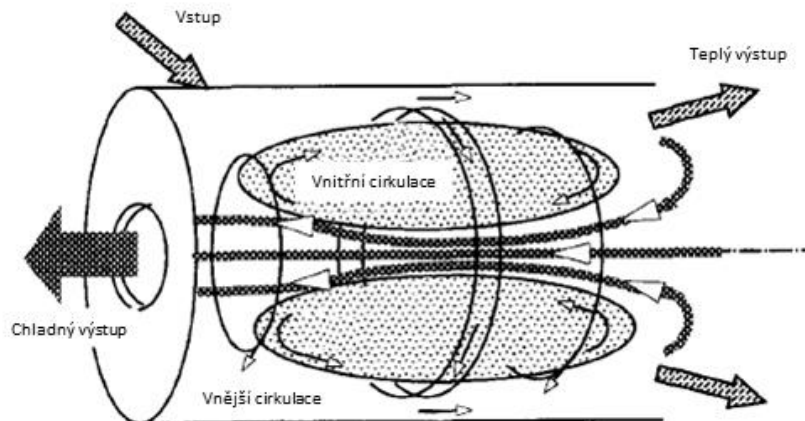
Druhým logickým faktorem je tření ve vírové trubici. Tento faktor studoval jako první Hilsch. Tangenciální rychlost vnějších vrstev víru uvnitř trubice je nižší než rychlost vnitřních vrstev. Tření mezi jednotlivými vrstvami víru způsobuje urychlování vnějších vrstev vnitřními vrstvami a zpomalování vnitřních vrstev vnějšími vrstvami, a tedy přenos kinetické energie z vnitřních vrstev do vnějších vrstev. Tento děj napomáhá teplotní separaci uvnitř vírové trubice. Dále třením mezi médiem a stěnou trubice dochází k přeměně kinetické energie na energii tepelnou a tedy nárůstu teploty vnějších vrstev trubice [8].

3.3 Zvukové rázy (acoustic streaming)

Vzhledem k hluku, který vytváří vírová trubice při práci, byl zkoumán vliv akustiky. Kurosaka ve své práci měřil teplotu blízko vstupu do trubice, v ose trubice, a také akustické parametry. Výsledky experimentu ukazují, že při zvýšení vstupního tlaku dochází k náhlému nárůstu teploty a zároveň k poklesu úrovně akustického tlaku. Kurosaka navrhuje hypotézu, že tangenciální složka rychlostí víru v trubici je urychlována zvukovými rázy, a že změna rozložení rychlostí naznačuje, že Rankinův vír u vstupu do trubice je zvukovými rázy přeměněn do nuceného víru a rozložení teplot je pak určeno teplotním spádem tohoto nuceného víru [8].

3.4 Sekundární cirkulace

Sekundární cirkulace je jev vyskytující se ve vírových trubicích. Jednak je považován za jev podporující termální separaci, protože odvádí teplo z vnitřního chladnějšího víru k vnějšímu teplému víru a chová se tedy jako klasický chladicí cyklus. Na druhou stranu také za škodlivý jev, který odvádí teplo z vnějších vrstev do vnitřních vrstev a tím je ohřívá. Sekundární cirkulace vzniká, pokud je tok, který se obrací na kuželce, větší než tok odcházející chladným výstupem. Tedy část tohoto toku se opět obrací a vzniká tak sekundární vír viz Obrázek 4 [8][9].



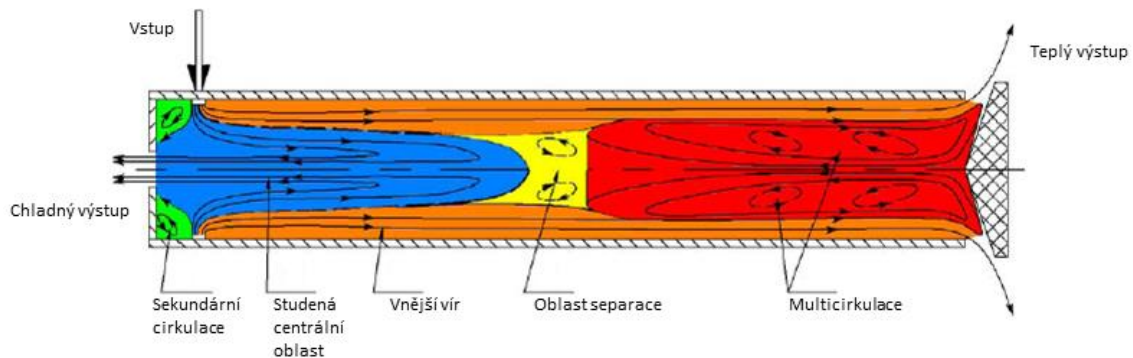
Obrázek 4 Sekundární cirkulace [9]

3.5 Multicirkulace

Princip tzv. multicirkulace navrhnul Xue [1] na základě své disertační práce. Po vstupu do vírové trubice začíná médium rotovat a pohybovat se k druhému konci trubice. Vnitřní část tohoto víru se v blízkosti studeného konce obrací, expanduje díky nízkému tlaku v centrálních částech trubice a vystupuje chladným koncem s teplotou nižší, než je teplota na vstupu.

Vnější část víru postupuje až k teplému konci, kde jeho vnější část opouští trubici mezerou mezi kuželkou a stěnou trubice. Vnitřní část víru se obrací a postupuje směrem ke studenému konci. Tento vír se postupně šíří do vnějších částí trubice kde se promíchává s vnější částí víru a následně se obrací a směřuje opět k teplému konci. Na Obrázku 5 můžeme vidět schématické znázornění multicirkulace, kde můžeme vidět oblast studeného centrálního víru,

vnější vír, oblast separace, která zajišťuje, aby nedocházelo k promíchávání studeného a teplého proudu, oblast multicirkulace a oblast sekundární cirkulace [1].



Obrázek 5 Multicirkulace [1]

4 Rešerše experimentálních měření

Experimentální práce v oblasti měření vírových trubec se dají rozdělit do dvou hlavních větví. Jednak je to větev, která se snaží exaktně popsat princip separace energie uvnitř trubice a druhá větev snažící se optimalizovat vírovou trubici úpravami geometrických parametrů a parametrů vstupujícího média.

K experimentům se převážně přistupuje dvěma způsoby, jednak fyzickým měřením vírové trubice nebo, díky rozvoji počítačové techniky, pomocí výpočetních modelů CFD, případně jejich kombinací.

4.1 Geometrické parametry VT

Liew a spol. [4] měřili teploty, tlaky a rychlosti ve vírové trubici. Teploty a tlaky měřili na vírové trubici s průměrem 40 mm, délkou 2500 mm a 12 přímými obdélníkovými dýzami. Na základě tohoto měření zjistili, že nejnižší teplotu na studeném výstupu získáme při minimálním tlaku na studeném konci a největším průtoku na vstupu. Rovněž zjistili, že teploty na horkém konci rostou s rostoucí hodnotou studené hmotnostní frakce ε a díky vysokým teplotám ve vrstvách blízkých stěně trubice vznikají ztráty do okolí. Rychlosti měřili na vírové trubici s průměrem 80 mm, délkou 1600 mm a 8 přímými obdélníkovými dýzami. K měření použili metodu Laser Doppler Anemometry (LDA). LDA je 3D měřicí bezdotyková metoda, která měří rychlost částic rozptýlených v proudu plynu. Jako částice použili kapičky vody, které byly do proudu rozptýleny pomocí tlakových trysek. Měření prováděli pro dvě axiální vzdálenosti $Z/L=0,04, 0,08$, kde Z je vzdálenost od vstupních dýz a pro několik bodů v radiálním směru. Ze získaných dat zjistili, že v blízkosti vstupu do trubice je radiální rychlost proudu po celém průměru kladná, obvodová rychlost se ze zvyšující vzdáleností od vstupu snižuje a nejvyšší je v centrální oblasti, a axiální rychlost je záporná v centrální regionu, kde proud směřuje k chladnému konci, a naopak kladná v okrajových oblastech, kde vír postupuje směrem k teplému konci [4].

Takahama [10] se ve své experimentální práci zabýval optimálními geometrickými parametry vstupních dýz, průměrem studeného výstupu a průměrem samotné trubice. Také se zabýval rozložením rychlostí, teplot a tlaků uvnitř vírové trubice. Měření prováděl na aparátech s různými parametry, viz Tabulka 1. Ze svých měření vyvozují závislosti pro optimální účinnosti separace energie ve vírových trubicích s Machovým číslem vstupních dýz

$Ma = 0,5 \div 1$. A to závislosti průměr a počtu vstupních dýz a průměr studeného konce na průměru trubice a mezi sebou navzájem:

$$\frac{d_{in}}{D} = 0,20 \quad (15)$$

$$d_c < D - 2d_{in} \quad (16)$$

$$\frac{Nd_{in}^2}{D^2} = 0,08 \div 0,17 \quad (17)$$

$$\frac{d_c^2}{Nd_{in}^2} \approx 2,3 \quad (18)$$

kde d_{in} je průměr vstupní dýzy, d_c je průměr studeného konce, D je průměr trubice a N počet vstupních dýz [10].

Tabulka 1 Přehled parametrů měření Takahama [10]

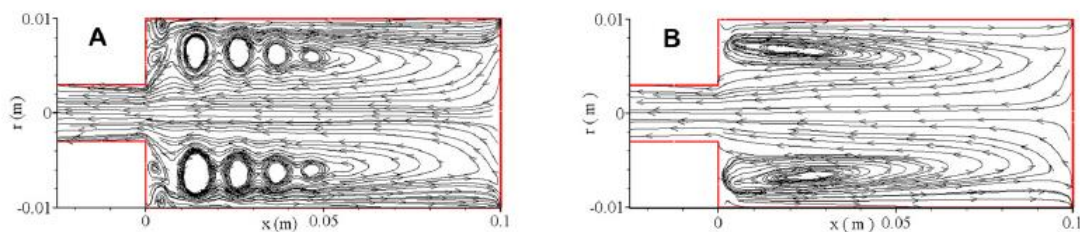
Číslo experimentu	Vnitřní průměr trubice D [mm]	Dýzy	
		Průměr dýzy d_{in} [mm]	Počet [-]
1	78,0	9,03	2
2	78,0	11,02	2
3	52,8	6,52	2
4	52,8	9,02	2
5	52,8	9,02	2
6	52,8	11,01	2
7	52,8	10,91	4
8	52,8	15,60	2
9	27,6	4,53	4
10	27,6	4,50	4
11	27,6	3,23	8
12	27,6	6,48	2
13	27,6	5,54	4

Gao [7] se ve své dizertační práci zabýval jednak teoretickým rozborem vírové trubice, návrhem vstupních dýz, a také experimentem na dvou typech vírových trubic. Analýzou vstupních dýz dochází k závěru, že za účelem získání optimálního výkonu vírové trubice je potřeba tyto dýzy navrhnout tak aby měli co možná nejnižší tlakovou ztrátu a Machovo číslo na výstupu z dýz by mělo být 1. Experiment provedl nejprve na malé trubici, pomocí které vyšetřoval průběh teplot, tlaků a rychlostí ve vírové trubici a porovnával je s jinými pracemi. Na druhé větší vírové trubici optimalizuje geometrii vírové trubice a na optimalizované trubici měří teploty, tlaky, rychlosti a hustoty ve vírové trubici. V rámci optimalizace geometrie vírové trubice zjišťuje efekt délky trubice, geometrie a počtu vstupních dýz, geometrie škrťacího ventilu a vstupního tlaku. Používá trubice o délce 318, 1309, 2586 mm. Největší diferencí teplot ΔT získal pro délku trubice 2586 mm. Z experimentu plyne, že zvýšení počtu dýz pozitivně ovlivňuje parametry vírové trubice, geometrie škrťacího ventilu nemá významný vliv a se zvyšujícím se tlakem roste ΔT [7].

Im, S. Y. a S. S. Yu [11] se zabývali optimalizací parametrů na separaci energie ve vírové trubici. V experimentu používali vírovou trubici o průměru 20 mm se šesti vstupními dýzami.

Z experimentu vyvodili, že hlavním faktorem určujícím separaci energie ve vírové trubici je tlak na vstupu. Dalším důležitým faktorem je geometrie vstupních dýz a průměr studeného konce. V experimentu použili trubice s poměrem S_{in} celkové plochy vstupních dýz k ploše trubice 0,130, 0,142, 0,153, 0,164 a 0,176, které odpovídají průměrům vstupních dýz 2,6, 2,8, 3,0, 3,2 a 3,4 mm. Dále se zabývali geometrií kuželky škrtícího ventilu a to efektem vrcholového úhlu kuželky pro úhly 45° , 60° a 90° a seříznutím kužele. Z experimentů zjistili, že pro dosažení maximální teploty na výstupu teplé strany je optimální poměr $S_{in}=0,142$ a naopak pro dosažení minimální teploty na straně studeného konce $S_{in}=0,164$ a že nejlepší hodnoty jsou dosaženy pro kuželku s vrcholovým úhlem 60° a bez seříznutí. Průměr studeného konce je pak nutno volit v závislosti na funkci trubice. V experimentu také měřili rozložení teplot uvnitř trubice a zjistili, že celkové rozložení teplot v trubici je nižší než vstupní teplota pro ε menší než 0,5 a pokud je ε vyšší než 0,5 je celkové rozložení teplot vyšší než teplota na vstupu [11].

Shamsoddini a Nezhad [12] se ve své práci zabývají efektem různého počtu vstupních dýz na chladicí výkon vírové trubice a také proudovým polem uvnitř trubice. K experimentu používali trojrozměrný numerický model s 2, 3, 4, 6 a 8 vstupními dýzami. Z jejich výzkumu vyplývá, že s rostoucím počtem vstupních dýz významně roste chladicí výkon vírové trubice. U vírové trubice s 8 dýzami narostl chladicí výkon o 8,7% oproti trubici se dvěma. Na druhou stranu minimální teplota chladného výstupu poklesla pouze mírně. Grafickým znázorněním proudového pole zjistili, že proudnice u stěny trubice se ohýbají a směřují k teplému konci trubice a proudnice kolem osy trubice naopak míří ke studenému konci. Také zjistili, že v blízkosti vstupu do trubice vzniká množství sekundárních vírů, které zapříčiňují promíchávání teplého a studeného proudu a tedy snižují výkon trubice, ovšem se zvyšujícím se počtem vstupních dýz dochází ke snižování počtu a velikosti těchto vírů. U trubice s osmi vstupními dýzami pak sledují pouze jeden sekundární vír, díky čemuž nedochází k tak intenzivnímu promíchávání teplého a studeného proudu a zlepšuje se tedy chladicí výkon trubice, viz Obrázek 6 [12].



Obrázek 6 Porovnání proudnic u vírové trubice s (A) dvěma dýzami a (B) osmi dýzami [12]

Dincer, Baskaya a Uysal [13] zkoumali efekt počtu vstupních dýz, délky trubice a také tlaku na vstupu do trubice. V experimentu používali vírovou trubici o vnitřním průměru 9 mm se 2, 4 a 6 dýzami poměrem L/D 10, 15 a 18 a vstupními tlaky 200 až 320 kPa v krocích po 20 kPa. Z naměřených dat došli k závěru, že větší počet dýz zvyšuje chladicí výkon, ovšem rozdíl mezi 4 a 6 tryskami je zanedbatelný vzhledem k mezím přesnosti jejich experimentu. Dále, že s tlakem a poměr L/D se zvyšuje teplotní diference mezi teplým a chladným koncem ovšem pro trubici s $L/D=18$ získali nepravidelné hodnoty [13].

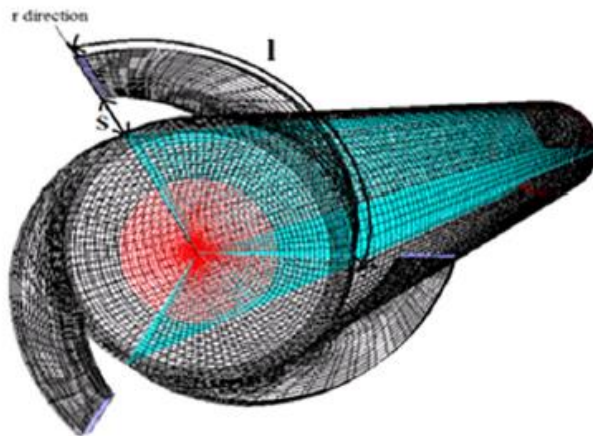
Pourmahmoud a spol. [14] použili výpočetní metodu CFD se standardním modelem turbulentního proudění $k-\varepsilon$, ke zjištění efektu tvaru a počtu vstupních dýz na výkon vírové trubice. Měření uskutečnili pro vírové trubice se 3 a 6 přímými dýzami a 3 spirálovými dýzami se stejnou vstupní plochou dýz. Z naměřených hodnot zjistili, že optimalizace

vstupních dýz za účelem získání vyšších hodnot vstupních rychlostí pozitivně ovlivňuje teplotní diferencii na studeném konci trubice. Maximální teplotní diferencii 45,166 K dosáhli v trubici se třemi spirálovými dýzami, které vykazují nejvyšší hodnotu vířivé rychlosti, viz Tabulka 2. Dále se v této práci také zabývali bodem stagnace ve vírové trubici, který může být definován jako bod na ose kde má axiální složka rychlosti nulovou hodnotu nebo bod kde má stěna trubice nejvyšší teplotu. Z předchozích modelování vírové trubice je předpokládáno, že většina separace energie ve vírové trubici probíhá před bodem stagnace, tedy je snaha bod stagnace přiblížit teplému konci. Z měření zjistili, že spirálové vstupní dýzy mají pozitivní vliv na axiální pozici bodu stagnace a teploty stěny trubice [14].

Tabulka 2 Porovnání teplotních diferencii [14]

Typy vstupních dýz	ΔT_c [K]	ΔT_h [K]	ΔT [K]
3 spirálové	45,166	15,102	60,268
3 přímé	39,076	10,637	49,713
6 přímých	43,96	17,3	61,26

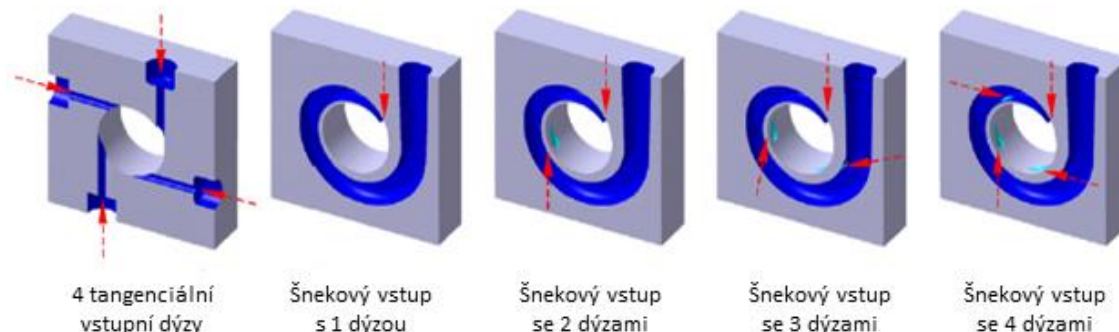
Ve své další práci se Pourmahmoud a spol. zaměřili na parametru GPL a na jeho vliv na teplotní diferencii studeného konce ΔT_c . GPL je poměr vzdálenosti trysky od stěny vírové trubice s a její délkou l , viz Obrázek 7. Z měření vyplynulo, že parametr GPL ovlivňuje výstupní teplotu studeného proudu a je tedy nutná jeho optimalizace. Nejnižší teplotu u vírové trubice se třemi spirálovými vstupními tryskami naměřili pro hodnotu $GPL=0,034$ [15].



Obrázek 7 Model vírové trubice se spirálovými dýzami [15]

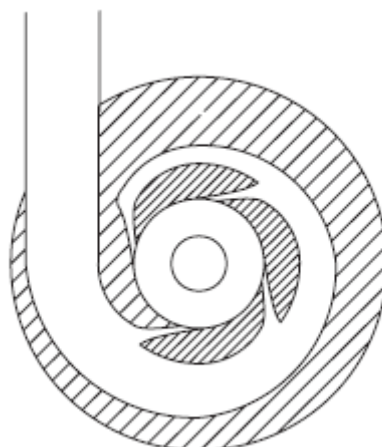
Eiamsa-ard [16] se také zabýval geometrií vstupních dýz. Dále pak efektem vstupního tlaku, průměru chladného konce a vlivem studené hmotnostní frakce ε . K experimentu použil vírovou trubici s vnitřním průměrem $D=16$ mm, délkou teplé trubice $45D$ a studené trubice $20D$. Na vstupu použil postupně 4 tangenciální dýzy a 1, 2, 3 a 4 dýzy šnekové viz Obrázek 8. Hodnoty vstupního tlaku zvolil 2 a 3 bar. Pro poměr d_c/D , kde d_c je průměr chladného konce a D je průměr trubice, volil hodnoty 0,3 až 0,7 po krocích 0,1 a frakci studené hmoty ε 0,1 až 0,9 také po krocích 0,1. Výsledky experimentu ukazují, že hlemýžďovitý tvar trysek poskytuje vyšší separaci energie a chladicí účinnost, než konvenční vírová trubice s tangenciálními tryskami. Tento výsledek Eiamsa-ard zdůvodňuje tím, že hlemýžďovitý vstup má menší tlakovou ztrátu a tedy poskytuje vyšší vířivou rychlost na vstupu do trubice. Také výsledky ukazují, že vyšší tlak zvyšuje teplotní separaci ve vírové trubici. Ideální poměr d_c/D je 0,5, protože při zmenšení průměru chladného konce a tedy i tohoto poměru přináší vyšší protitlak a zvětšení průměru má za důsledek promíchávání studeného a teplého proudu a tedy

snížení chladicí účinnosti. Optimální hodnota ε pro dosažení nejvyšší chladicí účinnosti je mezi 0,3 a 0,4, kdy trubice dosahuje minimálních teplot na straně studeného konce. Teploty na straně teplého konce s rostoucím ε rostou [16].



Obrázek 8 Šnekové dýzy [16]

Y. T. Wu a spol. [17] navrhli design vstupních dýz, které poskytují vyšší obvodovou rychlost na vstupu do trubice. Dále také navrhli odlišnou geometrii přívodního potrubí do dýz, které zajišťuje konstantní rychlost proudu a nedochází v něm k náhlým změnám směru proudu viz Obrázek 9. Rovněž navrhli difuzér na straně teplého konce trubice, díky kterému je možné výrazně zkrátit délku vírové trubice. Optimalizovaný design vstupních dýz porovnávali s klasickými obdélníkovými dýzami a Archimédovými dýzami. Dýzy, které navrhli, vykazovali vyšší rozdíl teplot ΔT_c až o 2.2 °C oproti klasickým obdélníkovým dýzám a až o 5°C oproti Archimédovým. Difuzér také pozitivně ovlivňuje ΔT_c , které je oproti trubici bez difuzéru až o 5°C vyšší [17].



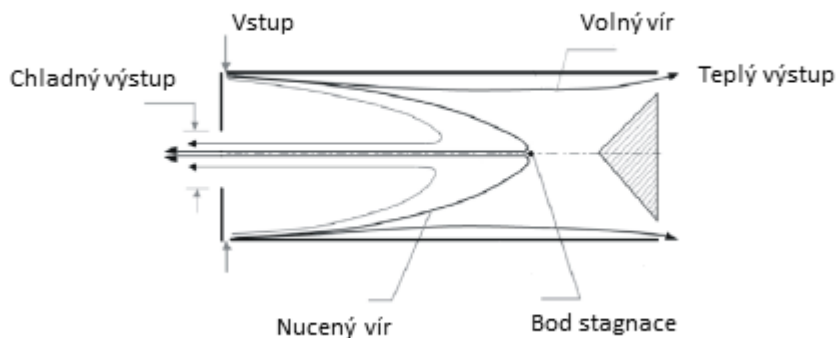
Obrázek 9 Návrh dýz [17]

Nimbalkar a Muller [18] se ve své práci zabývali optimální geometrií výstupu chladného plynu. Výsledky experiment ukazují, že efekt průměru studeného výstupu je zanedbatelný, pokud je studená hmotnostní frakce ε rovna nebo menší 60%. Nad 60% studené frakce ovlivňuje průměr studeného konce účinnost vírové trubice významně. Při měření také zjistili, že sekundární cirkulace, která vzniká ve vírové trubici, souvisí s průměrem studeného výstupu a že může snižovat výkon vírové trubice [18].

Pouraria a Zangoee [19] studovali vliv divergentního tvaru teplé části vírové trubice na chladicí výkon. Pro svůj experiment používali numerický model se standardním modelem vířivého proudění $k-\epsilon$. Zvolili si hodnotu úhlu rozbíhavosti β 2, 3, 4 a 6 stupňů. Zjistili, že divergentní trubice zvyšuje chladicí výkon, ale také že existuje kritický úhel, jehož překročením se naopak zhoršuje výkon trubice. Nejvyšší teplotní spád na studené větvi naměřili pro trubici s úhlem rozbíhavosti $\beta=2^\circ$ [19].

Vírovou trubicí se sbíhavým tvarem teplé části vírové trubice se zabývali Devade a Pise [20]. Při svém experimentu používali ventily s různými úhly, a to 30, 45, 60 a 90 stupňů, a průměry chladného výstupu 5, 6 a 7 mm. Měření prováděli pro tlaky vstupního plynu 2-5 bar. Ve své výzkumu naměřili nejnižší teplotu chladného výstupu 5°C a to pro ventil s úhlem 45° , tlak 5 bar a průměr chladného konce 7 mm. Těmto hodnotám odpovídá také nevyšší hodnota topného faktoru COP a to 0,202 [20].

Vlivem poměru délky vírové trubice a jejího průměru L/D a efektem pozice bodu stagnace na separaci energie ve vírové trubicí se zabývali, Bramo a Pourmahmoud [21]. Ve svém experimentu používali 3D CFD model se standardním vířivým modelem $k-\epsilon$. Model vírové trubice zvolili s průměrem 11,4 mm a poměry délky k průměru L/D 8, 9,3, 10,5, 20,2, 30,7 a 35. Výsledky experimentu ukazují, že optimální výkon vírové trubice je dosažen při $L/D=9,3$. Při tomto poměru dosáhli celkové teplotní difference $\Delta T=61,26$ K. Největší difference teplot na straně studeného konce dosáhli při $\epsilon=0,3$. Výsledky práce dále ukazují, že se zvyšující se délkou trubice se pozice bodu stagnace oddaluje od teplého konce a snižuje se separace energie v trubici. Nejbližší teplému konci je bod stagnace pro trubici s $L/D=9,3$. Z těchto výsledků tedy plyne, že pozice bodu stagnace souvisí se separací energie ve vírové trubicí a čím je bod stagnace blíže teplému konci tím je vyšší separace energie [21].

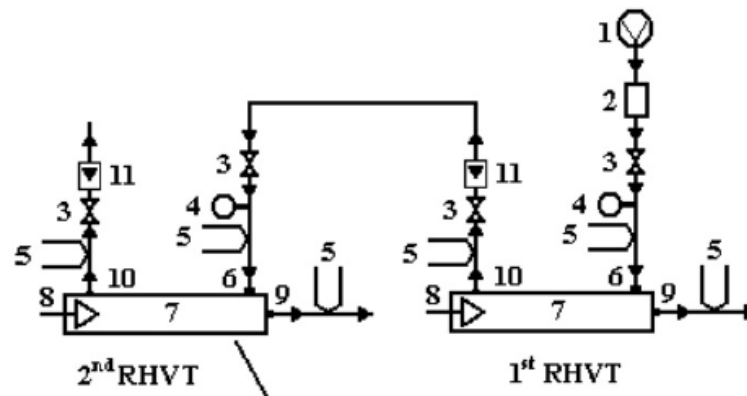


Obrázek 10 Bod stagnace [21]

Saidi a Valipour [22] se zabývali optimalizací parametru L/D , průměrem chladného konce a vstupními dýzami. Měření provedli pro hodnoty $L/D=10, 20, 40, 55$ a 78 , $d_c/D=0,165, 0,28, 0,4, 0,5, 0,62$ a pro 3 a 4 vstupní dýzy se stejným vstupním průřezem dýz. Z jejich experimentu plyne, že optimální poměr L/D vírové trubice je v rozmezí $20 \leq L/D \leq 55$. Nejvyšší účinnosti a nejvyššího rozdílu teplot ΔT_c , pak dosahují při $d_c/D=0,5$. Při zachování průměru vstupních dýz dosáhli poklesu účinnosti a ΔT_c s rostoucím počtem dýz [22].

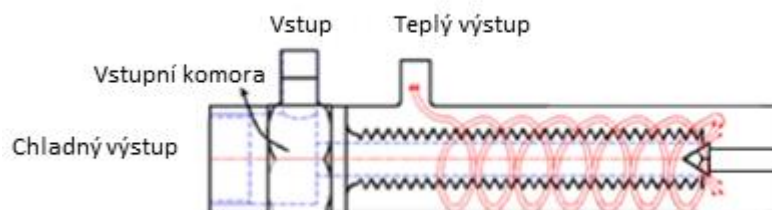
Dincer a spol. [23] se ve své práci zabývají výkonem kaskádovitě zapojených vírových trubic a analýzou exergie vírové trubice. Ve své práci používali 3 stejné vírové trubice o vnitřním průměru 9 mm a $L/D = 15$. Dvě trubice byly zapojeny kaskádovitě, tak že výstup z teplého konce první trubice byl vstupem pro druhou trubici, přičemž třetí trubice sloužila jako

referenční. Experimentem zjistili, že při kaskádovém spojení lze dosáhnout vyššího rozdílu teplot na straně teplého výstupu a vstupu do trubice, než u jedné trubice. Dále z výsledků zjistili, že pro obě zapojení s rostoucím podílem studené výstupní frakce klesají kinetická a fyzikální exergie teplého konce, zatímco na straně studeného konce rostou, aniž by se měnila vstupní exergie. Také zjistili, že fyzikální exergie na straně teplého výstupu je vyšší u kaskádového zapojení a exergie kinetická na straně studeného výstupu je vyšší u samotné vírové trubice, z čehož vyplývá, že hodnota hmotnostního průtoku studeného proudu je vyšší u samotné vírové trubice. V poslední řadě zjistili, že nejvyšší ztrátu exergie má jednoduchá vírová trubice při nejnižším měřeném průtoku studeného proudu [23].



Obrázek 11 Schéma kaskádového zapojení vírových trubice: 1 kompresor, 2 tlaková nádoba, 3 ventil, 4 tlakoměr, 5 termočlánek, 6 dýzy, 7 vírová trubice, 8 kuželka, 9 chladný výstup, 10 teplý výstup, 11 rotametr [23]

Sadi a Farzaneh-Gord [24] se ve své práci zabývají anulární vírovou trubicí a jejím porovnáním s klasickou Ranque-Hilshovou vírovou trubicí. V anulární vírové trubici dochází ke zpětnému toku teplého proudu kolem vnější strany vírové trubice, a to způsobuje vyšší ztráty na vnější straně teplé trubky, viz Obrázek 12. Studie ukázala, že anulární vírová trubice má vyšší účinnost chlazení a vytápění a také vyšší hodnotu topného faktoru COP oproti běžné vírové trubicí [24].



Obrázek 12 Anulární vírová trubice [24]

Eiamsa-ard a spol. [25] se ve své práci věnují efektu chlazení teplé části vírové trubice ve vodní lázni. K experimentu používali trubici s vnitřním průměrem 16 mm o délce 720 mm chlazenou z vnější strany vodou. Jejich výsledky ukazují, že chlazení teplé části trubice ovlivňuje chladicí účinnost vírové trubice. Pro jejich experiment naměřili zvýšení chladicího výkonu v rozsahu od 4,7% do 9% [25].

4.2 Parametry vstupujícího média

Účinek vstupního tlaku plynu na výkon vírové trubice ve své práci pozorovali Pourmahmoud a spol. [26]. Při svém experimentu použili CFD simulaci za použití standartního vířivého modelu $k-\epsilon$. Hodnotu vstupního tlaku volil od 3,47 bar do 7,24 bar. Z jejich měření vyplývá, že při zvyšování tlaku z 3,47 bar dochází k poklesu teploty chladného konce až do hodnoty tlaku 4,8 bar. Při tomto tlaku naměřili teplotu studeného proudu 250,24 K. Od 4,8 bar do 5,71 bar naopak dochází k nárůstu teploty chladného konce. Při tlaku vyšším než 5,71 bar dochází opět k poklesu teploty chladného konce. Teplota teplého konce je v celém rozsahu tlaků rostoucí pouze mezi tlaky 5 až 7 bar jsou vidět zanedbatelné oscilace teplot. Jelikož vírová trubice je ve většině případů používána ke chlazení, docházejí k závěru, že ideální tlak je 4,8 bar, protože, i když zvýšením tlaku dosáhneme nižších teplot, není to ekonomické, vzhledem k poměru zvýšení tlaku k poklesu teploty [26].

Výzkumem výkonu a analýzou exergie pro různé tlaky a různé plyny se zabýval Kirmaci a spol. [27]. Ve své práci používali vírovou trubici o průměru 10 mm a délce 150 mm a jako vstupní medium volili vzduch, kyslík, dusík a argon, při konstantní průtoku studené frakce 0,5. Zjistí, že pro všechny tyto plyny platí, že s rostoucím tlakem roste rozdíl teplot mezi studeným a teplým konce, přičemž nejvyšší rozdíl teplot byl naměřen pro argon a nejnižší pro vzduch. Dále zjistili, že nejvyšší vstupní exergii má argon a ostatní plyny ji mají přibližně stejnou a to samé platí i pro výstupní exergii. Také zjistili, že ztrátová exergie roste s rostoucím tlakem a že nejvyšší ztrátu exergie má dusík a nejnižší argon. Z výsledků zjistili, že exergická účinnost vírové trubice logaritmicky klesá s rostoucím vstupním tlakem [27].

5 Návrh experimentu

Pro experiment byla na základě rešerše vybrána protiproudá vírová trubice. Protiproudá vírová trubice byla zvolena kvůli vyšší účinnosti, než má vírová trubice souprroudá. Parametry vírové trubice byly zvoleny na základě rešerše a s ohledem na měřicí techniku. Jako materiál pro trubici byl zvolen transparentní akrylát, který umožňuje pozorování dějů uvnitř trubice a měření rychlostí uvnitř trubice pomocí metody LDA.

5.1 Průměr vírové trubice

Dosavadní experimentální měření byla prováděna pro trubice různých průměrů od velice malých 9 mm [12] až po větší průměry 78 mm [10]. Vzhledem ke snaze udělat vizualizaci proudu ve vírové trubici a k dostupnosti akrylátových trubíc byl zvolen průměr 26 mm.

5.2 Délka trubice

Problémem délky vírové trubice se zabývali [7][13][21][22] kde vztahují délku trubice k jejímu průměru, tedy poměru L/D . Z těchto prací plyne, že ideální délka trubice je v rozmezí $L/D=10\div 65$ viz Tabulka 1. Z tabulky můžeme vidět, že s rostoucím průměrem vírové trubice roste efektivní délka vírové trubice. V dalších experimentech používají různé hodnoty L/D od 8 po 45. Pro experiment byla zvolena hodnota $L/D=50$, která umožňuje pozorování vnitřních dějů v trubici na větší vzdálenosti. Délka trubice je tedy 1300 mm.

Tabulka 3 Přehled experimentů zabývajících se parametrem L/D

	L/D [-]	ΔT [K]	η_{is} [%]
Dincer [13] D=9 mm V=3,1 m ³ /min	10	36	-
	15	56	-
	18	-	-
Bramo [21] D=11,4 mm V=0,176±0,178 m ³ /min	8	55,84	-
	9,3	61,26	-
	10,5	54,73	-
	20,2	55,8	-
	30,7	55,28	-
	35	55,74	-
Saidi [22] D=18 mm	10	-	15
	20	-	28
	40	-	37
	55	-	40
	70	-	41
Gao [7] D=40 mm $\dot{m}=52,1\div 53,8$ g/s	8	32,5	-
	32,7	43	-
	64,7	52,5	-

5.3 Vstupní dýzy

Vstupní dýzy významně ovlivňují separaci energie uvnitř vírové trubice. Jejich geometrie by měla zajišťovat optimální rychlost a směr proudu na vstupu do trubice. Pro zajištění optimální činnosti vírové trubice by mělo být Machova číslo na výstupu $Ma \approx 1$ [7]. Machova číslo vypočteme:

$$Ma = \frac{w_{in}}{a} \quad (19)$$

kde w_{in} je rychlost na výstupu z dýzy a a je místní rychlost zvuku. Místní rychlost zvuku vypočteme z rovnice:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T} \quad (20)$$

zde κ izotropický exponent má pro vzduch hodnotu 1,41, r je měrná plynová konstanta a pro vzduch má hodnotu 287,04 J/kgK a T je teplota vzduchu, která je v našem případě rovna 293,15 K. Dosazením dostaneme místní hodnotu rychlosti vzduchu $a = 344,45$ m/s. Rychlost w_{in} je pak závislá na hmotnostním průtoku, ploše výstupního průřezu dýzy S_{in} a hustotě vzduchu ρ :

$$w_{in} = \frac{\dot{m}_{in}}{S_{in} \cdot \rho} \quad (21)$$

Při vstupním tlaku 4 bar a teplotě 293,15 K je hustota vzduchu $\rho=4,7598$ kg/m³. Hmotnostní průtok na vstupu je 100,62 kg/h, a jelikož budeme používat 4 dýzy, bude hmotnostní tok na jednu dýzu 25,16 kg/h. Abychom dosáhli $Ma=1$ musí být rychlost média rovna místní rychlosti zvuku, tedy $w=a$. Po úpravě rovnice (21) vypočteme průměr dýzy z rovnice:

$$d_{in} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{in}}{\pi \cdot a \cdot \rho}} \quad (22)$$

Vypočtený průměr dýzy $d_{in}=2,4$ mm. Na základě rešerše by měl být poměr průměrů vstupních dýz a průměru vírové trubice $d_{in}/D=0,14 \div 0,2$ [10][11]. Tento poměr je pro vypočtený průměr 0,09 tedy je menší než hodnoty získané v rešerši.

Počet vstupních dýz, také významně ovlivňuje termální separaci ve vírové trubici. Podle prací [7][10][12][13] při konstantním hmotnostním průtoku na vstupu s rostoucím počtem vstupních dýz roste účinnost vírové trubice a zároveň roste ΔT_c . Musíme ovšem zachovat vstupní plochu dýz, tedy zmenšit průměr. V práci [15] vidíme, že pokud zachováme průměr vstupních dýz a zvýšíme jejich počet, dojde k poklesu účinnosti a poklesu ΔT_c .

Dalším ovlivňující faktorem je tvar vstupních dýz. Modelováním vstupních dýz můžeme snížit tlakovou ztrátu a zvýšit rychlost na výstupu z dýz [14][16][17].

Na základě rešerše a výpočtu byl zvolen vstup se čtyřmi přímými tangenciálními dýzami s průměrem $d_{in}=2,4$ mm.

5.4 Průměr chladného výstupu

Průměr chladného konce má významný vliv na teplotní separaci uvnitř trubice. Pokud je poměr d_c/D příliš vysoký dochází k promíchávání studeného a teplého proudu v trubici a tedy ke snížení teplot. Naopak pokud je tento poměr příliš malý dochází ke vzniku škodlivých víření, která opět snižují výstupní parametry. Na základě rešerše byl zvolen poměr $d_c/D=0,5$ při kterém by nemělo docházet ke vzniku škodlivých víření a zároveň by nemělo docházet k promíchávání teplého a studeného proudu [10][16][18][22].

Tabulka 4 Přehled experimentů zabývajících se d_c

	d_c/D [-]	ΔT_c [°C]
Eiamsa-ard [16] D=16 mm $P_{in}=3$ bar	0,3	16,1
	0,4	17
	0,5	17,3
	0,6	16,6
	0,7	15,7
Saidi [22] D=18 mm	0,165	5
	0,28	15
	0,4	27
	0,5	37
	0,62	35

5.5 Kuželkový ventil

Kuželkový ventil slouží k optimalizaci průtoku chladným a teplým konce. U průtoku média musí platit zákon zachování hmoty

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_c + \dot{m}_h \quad (23)$$

kde \dot{m}_{in} hmotnostní průtok na vstupu, \dot{m}_c je hmotnostní průtok studeného média a \dot{m}_h je hmotnostní průtok teplého média. Nastavení ventilu pak určíme průtok chladným

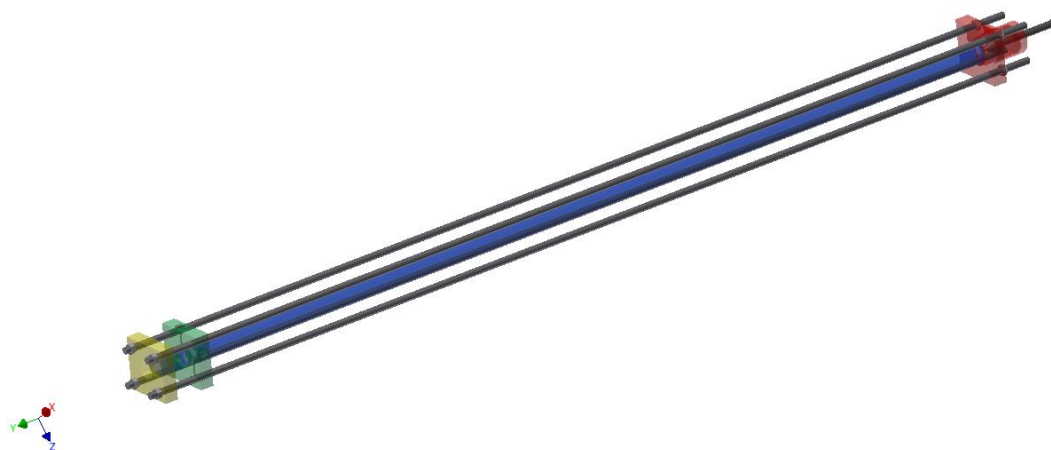
a studeným koncem. Geometrií ventilu se dá do určité míry ovlivnit separace energie ve vírové trubici. Zabývali se jí [7][11][20]. Na základě těchto experimentů byla vybrána kuželka s vrcholovým úhlem 60° , bez seříznutí a s průměrem podstavy rovným průměru trubice.

5.6 Model navrhované vírové trubice

V programu Autodesk Inventor byl navržen model vírové trubice s parametry získanými z rešerše, viz tabulka 5.

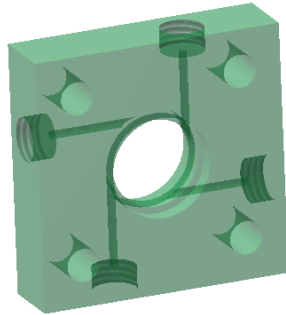
Tabulka 5 Parametry modelované vírové trubice

Vnitřní průměr trubice d_{in} [mm]	26
Délka teplé větve L_h [mm]	1300
Délka studené větve L_s [mm]	50
Počet vstupních dýz [-]	4 (přímé tangenciální)
Průměr vstupních dýz [mm]	2,4
Vrcholový úhel kuželky [$^\circ$]	60
Průměr chladného konce [mm]	13

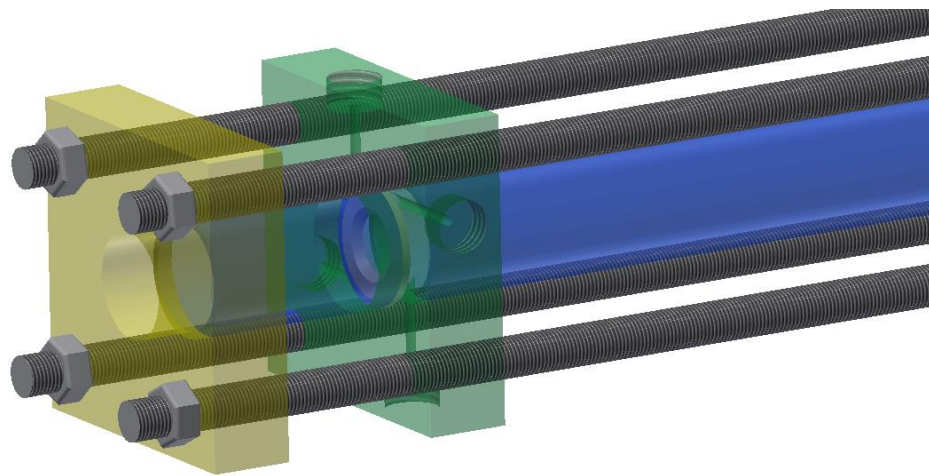


Obrázek 13 Model vírové trubice

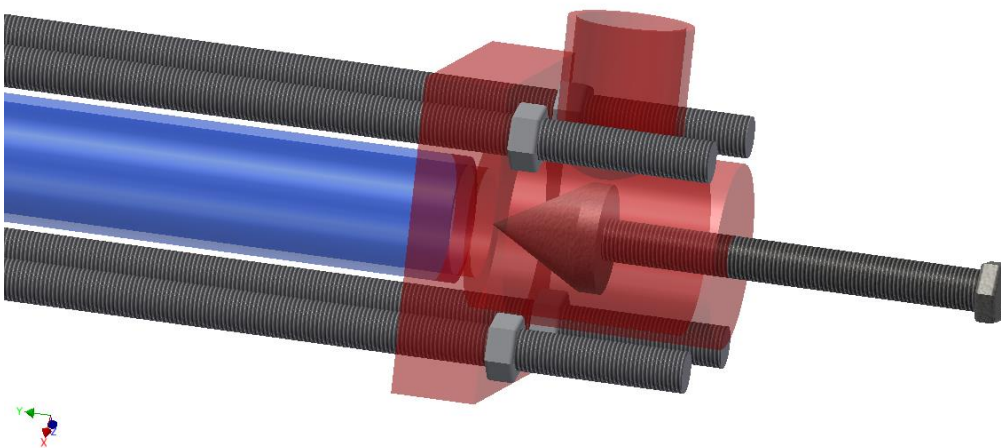
Vizualizace modelu vidíme na obrázcích 13-16. Na obrázku 13 vidíme celkový pohled na model vírové trubice. Modrou barvou je na modelu označena samotná trubice, červenou segment horkého konce, žlutou segment studeného konce a zelenou segment se vstupními dýzami. Na obrázku 14 vidíme detail vstupního segmentu se vstupními dýzami. Na obrázku 15 je znázorněn detail studené větve kde vidíme jednak segment studeného konce a také vstupní segment se clonkou určující průměr chladného konce. Na obrázku 16 vidíme detailně segment horkého konce a můžeme zde také vidět kuželový ventil, kterým je určován hmotnostní průtok větvemi. Dále z obrázků vidíme, že celá sestava je spojena čtyřmi vodícími závitovými tyčemi s průměrem závitu M10.



Obrázek 14 Modele segmentu vírové trubice se vstupními dýzami



Obrázek 15 Model studené větve vírové trubice, clonky d_c a vstupních dýz



Obrázek 16 Model horké větve s kuželovým ventilem

5.7 Experimentální sestava

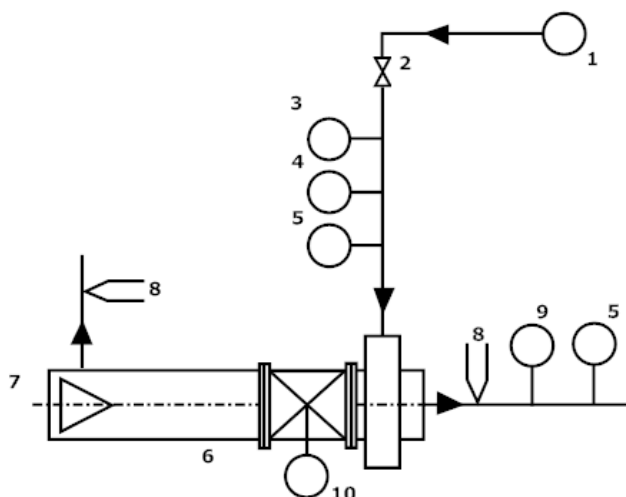
Prvním prvkem na vstupní větvi měřící sestavy je škrťací ventil, který slouží k nastavování toku respektive tlaku vzduchu na vstupu do sestavy.

Důležitým parametrem ovlivňující výstupní hodnoty vírové trubice je studená hmotnostní frakce ε . Z rovnice (1) plyne, že ε je podíl hmotnostního toku studenou větví a hmotnostního toku na vstupu do vírové trubice. Aby bylo možno regulovat tento parametr je nutné oba hmotnostní toky znát a tedy měřit, proto je na vstupu umístěn hmotnostní průtokoměr a na chladném výstupu objemový průtokoměr a tlakoměr, pomocí jejich hodnot jsme schopni dopočítat \dot{m}_c . Hodnota ε je regulována pomocí kuželového ventilu. Nejvyšší chladicí účinnosti se dosahuje při hodnotách $\varepsilon=0,3\div 0,4$, největší celkové teplotní difference pro $\varepsilon=0,5\div 0,7$, a teploty na horké větvi rostou se zvyšujícím se ε [4][16][21].

Rovněž velice důležitým parametrem je tlak na vstupu do vírové trubice, který je měřen tlakoměrem na vstupu do trubice. Optimální hodnota tlaku je kolem 5 bar, kdy dosahujeme nejlepších hodnot COP a účinnosti vírové trubice [20][26].

K určení účinnosti a COP je třeba znát teplotu na vstupu a na výstupech z vírové rovnice, což vychází z rovnic (8), (12) a (13). Hodnoty jsou měřeny pomocí termočlánků. Teploty na vstupu do trubice by měli zůstat přibližně konstantní. Teploty na výstupech z trubice můžeme ovlivnit především pomocí studené hmotnostní frakce ε a tlaku na vstupu.

Kvůli určení chování proudění uvnitř vírové trubice a umístění bodu stagnace ve vírové trubici je nutné měřit rychlosti uvnitř trubice. Optimálním způsob pro měření rychlostí je metoda LDA. Pro zjištění chování je optimální měření rychlostí ve třech axiálních bodech a to blízko vstupu do trubice, blízko teplého konce a v bodě kde má vírová trubice nejvyšší teplotu stěny. Pro zjištění radiálního rozložení rychlostí ve vírové trubici je nutné provést měření pro různé hodnoty r/R kde r je vzdálenost od osy vírové trubice a R je poloměr vírové trubice ve všech třech axiálních bodech [4][21].



Obrázek 17 Schéma experimentální sestavy: 1 zdroj tlakového vzduchu, 2 škrťací ventil, 3 hmotnostní průtokoměr, 4 termočlánek, 5 tlakoměry, 6 vírová trubice, 7 kuželový ventil, 8 termočlánek, 9 objemový průtokoměr, 10 LDA

6 Měření

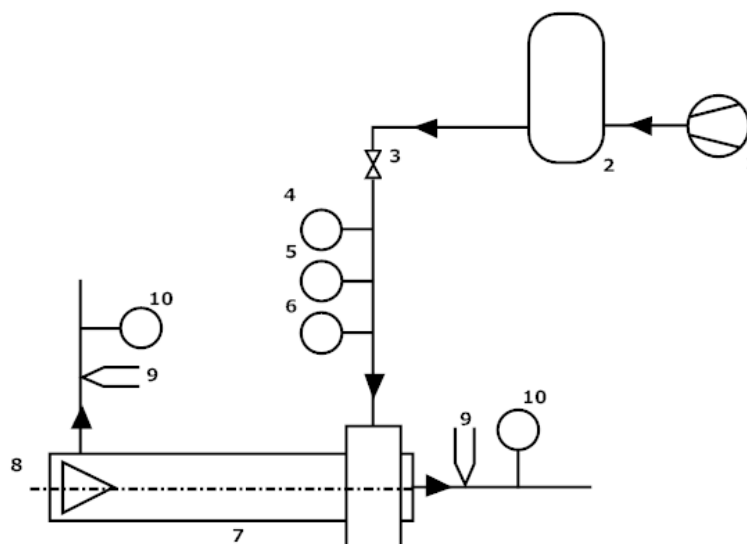
Měření probíhalo na vyřazené průmyslové vírové trubici, která byla používána k chlazení sensorů na turbíně. Parametry vírové trubice jsou shrnuty v tabulce 6. Médiem proudícím vírovou trubicí byl vzduch.

Tabulka 6 Parametry vírové trubice

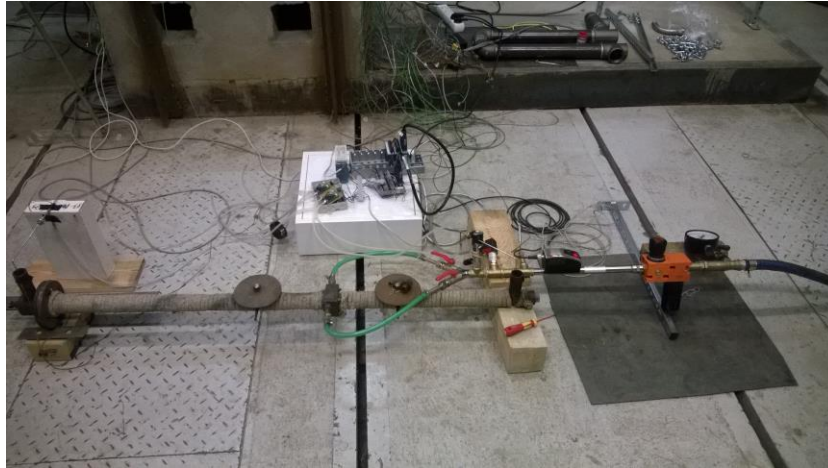
Vnitřní průměr trubice d_{in} [mm]	26
Délka teplé strany trubice L_h [mm]	760
Délka studené strany trubice L_c [mm]	470
Počet vstupních dýz [-]	2 (přímé tangenciální)
Průměr vstupních dýz [mm]	4
Vrcholový úhel kuželky [°]	60
Průměr chladného konce [mm]	7,8; 13,8;(26)

6.1 Měřicí sestava

Měřicí sestava se skládá ze tří větví a to vstupní, studené a horké větve. Na vstupní větvi byl měřen objemový průtok vstupujícího vzduchu, pomocí průtokoměru Testo 6441, který pracuje na kalorimetrickém principu a má rozsah 0 až 1300 NI/min, dále teplota vstupujícího plyn pomocí odporového teplotního čidla Pt100 a tlak na vstupu, který byl měřen senzorem DMP 331 měřícím absolutní tlak v rozsahu 0 až 16 bar s přesností 0,1% FSO. Na studené i horké větvi byli měřeny shodně teplota pomocí neuzemněných termočlánků T, Omega TJC36 s průměrem 0,5 mm a rychlost respektive tlak pomocí dvou Prandtlových trubic o průměrem 3,5 mm. Objemový průtok na vstupu do vstupní větve byl regulován pomocí škrtícího ventilu. Vzduch byl stlačován pomocí kompresorů a následně vháněn do tlakové nádoby, aby byl vytvořen konstantní přísun stlačeného vzduchu.



Obrázek 18 Schéma měřicí sestavy: 1 kompresor, 2 tlaková nádoba, 3 škrtící ventil, 4 průtokoměr, 5 odporové teplotní čidlo, 6 tlakoměr, 7 vírová trubice, 8 kuželový ventil, 9 termočlánky, 10 Prandtlovy trubice



Obrázek 19 Měřicí sestava

Data z jednotlivých měřících zařízení byla přes instrumentaci cDAQ s příslušnými moduly přenášena do počítače do programu LabView. V tomto programu docházelo k přepočtu hodnot a jejich zobrazení a také uložení hodnot, které byly následně zpracovány a vyhodnoceny. Na obrázku 20 můžeme vidět panel v programu LabView na kterém byli zobrazeny hodnoty měření.

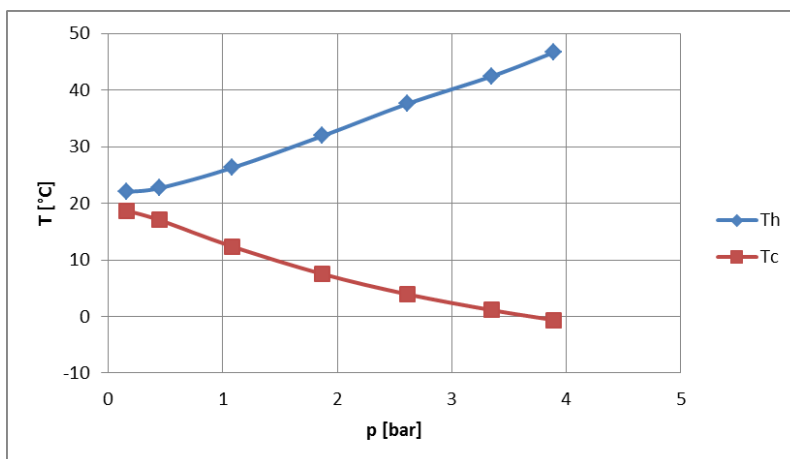


Obrázek 20 Měřicí panel v programu NI LabView

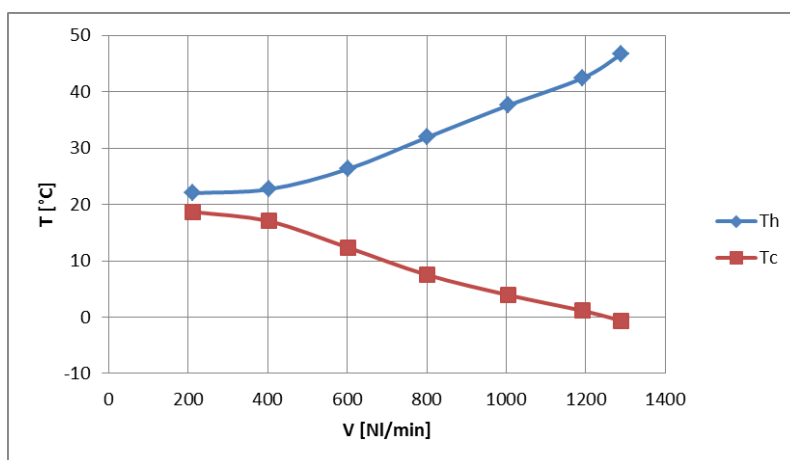
6.2 Vyhodnocení měření

6.2.1 Vstupní tlak

Pro clonku s průměrem $d_c=13,8\text{mm}$, která má na základě rešerše průměr nejbližší optimálnímu, a nastavení kuželky $a=41,5\text{ mm}$ byli postupně měněny vstupní tlak od 0,16 bar do 3,89 bar respektive průtok od 200 NI/min až po 1300 NI/min.



Graf 2 Vliv vstupního tlaku na výstupní teploty z vírové trubice

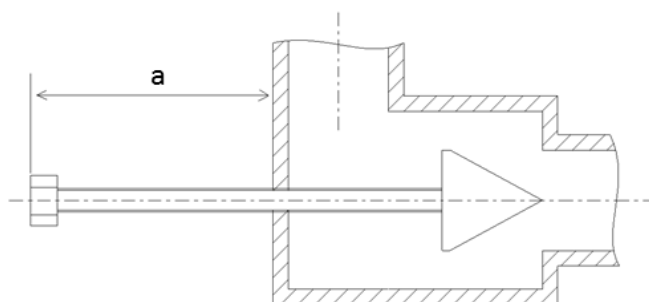


Graf 3 Vliv vstupního průtoku na výstupní teploty z vírové trubice

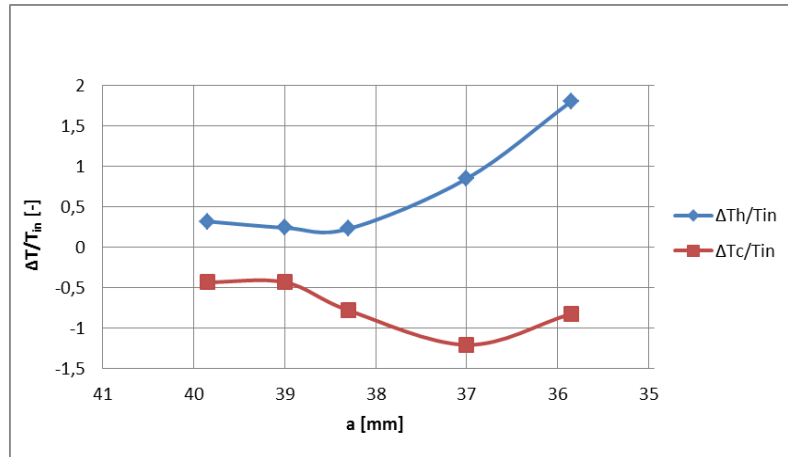
Z grafů 1 a 2 je vidět závislost tlaku na průtoku a také tedy to, že se zvyšujícím se tlakem respektive průtokem na vstupu roste rozdíl teplot na výstupu. Teploty T_h a T_c rostou respektive klesají téměř lineárně s rostoucím tlakem.

6.2.2 Nastavení kuželového ventilu

Při maximálním průtoku 1300 NI/min a tlaku 4 bar byli zjišťován vliv nastavení kuželového ventilu na výstupní teploty z vírové trubice pro clonky s nejmenším průměrem $d_c=7,8$ mm.



Obrázek 21 Grafické znázornění vzdálenosti a

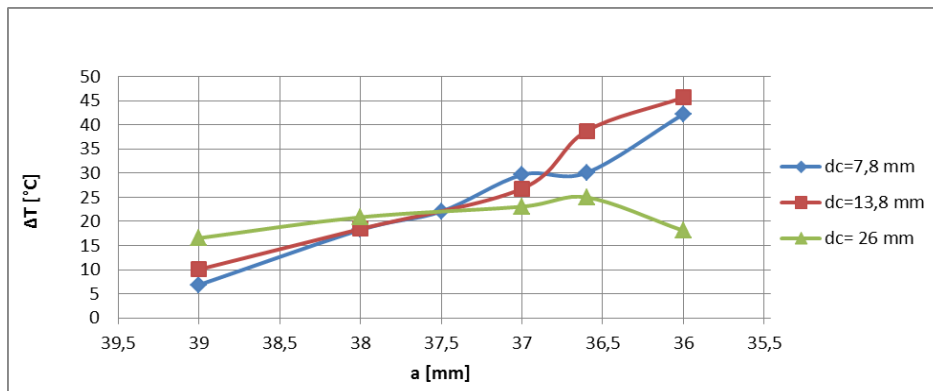


Graf 4 Vliv nastavení kuželového ventilu na výstupní teploty, při $V=1300 \text{ NI/min}$ a $d_c=7,8 \text{ mm}$

Do grafu 3 jsou vynášeny na osu y normalizované teploty, viz rovnice (5), a nastavení kuželky a na osu x , viz Obrázek 21. Z tohoto grafu plyne, že existuje optimální nastavení kuželového ventilu pro dosažení minimálních teplot. V prezentovaném experimentu byla naměřena nejnižší teplota pro $a=37 \text{ mm}$. Dále z grafu plyne, že teploty horké větve rostou společně se snižující se hodnotou a , tedy se snižujícím se hmotnostním průtokem vystupujícím z horké větve.

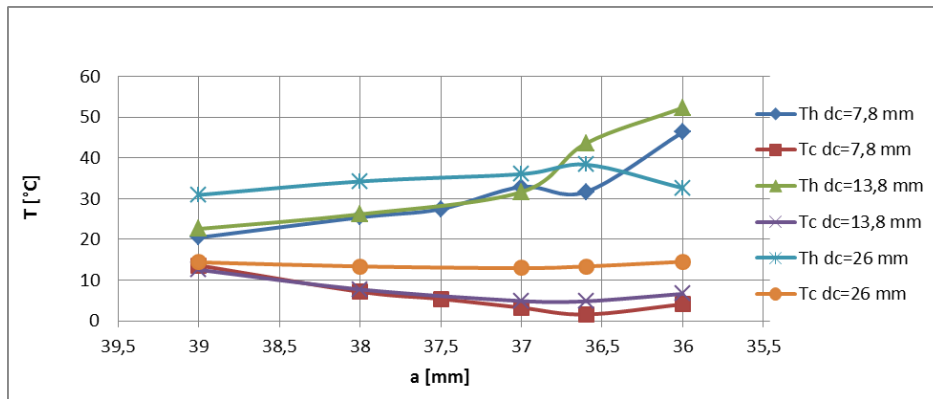
6.2.3 Průměr chladného konce

Vliv průměru chladného konce byl měřen pro tři hodnoty d_c a to $7,8 \text{ mm}$, $13,8 \text{ mm}$ a bez clonky na chladném konci, tedy $d_c=D=26 \text{ mm}$. Měření probíhalo při průtoku a tlaku na vstupu 1000 NI/min a $2,6 \text{ bar}$. Na základě rešerše by měl nejlepší parametry vykazovat $d_c=13,8 \text{ mm}$, vzhledem k tomu, že poměr $d_c/D=0,53$ je blízký optimální hodnotě $0,5$.



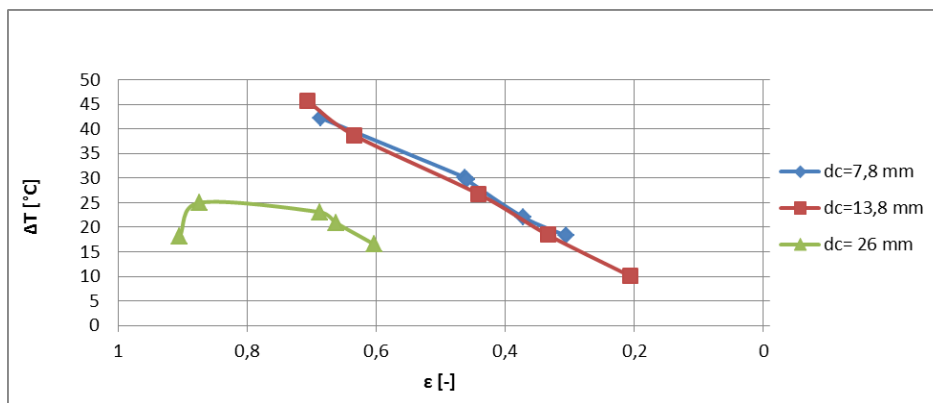
Graf 5 Vliv d_c na rozdíl teplot ΔT v závislosti na vzdálenosti a

Graf 4 ukazuje vliv průměru chladného konce d_c na teplotní diferenci ΔT v závislosti na vzdálenosti a . Z grafu vidíme, že až po hodnotu $a=37 \text{ mm}$ roste teplotní diference téměř lineárně pro všechny průměry. Při nižších hodnotách pak dochází k prudšímu nárůstu teplot pro $d_c 7,8$ a $13,8 \text{ mm}$ a naopak poklesu pro $d_c=26 \text{ mm}$. Tento pokles je pravděpodobně způsoben chybějící clonkou. Největší teplotní diference byl v prezentované práci naměřen pro $d_c=13,8 \text{ mm}$ a to $45,7 \text{ °C}$.

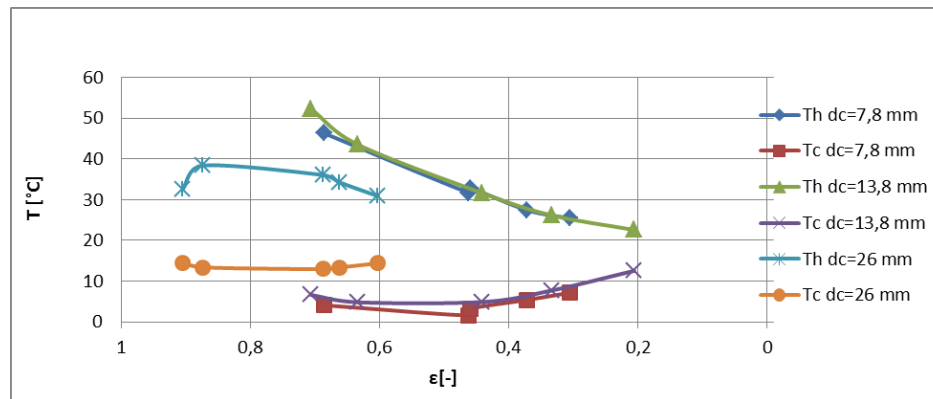


Graf 6 Vliv d_c na teploty na výstupech z vírové trubice v závislosti na vzdálenosti a

Graf 5 ukazuje výstupní teploty horké a studené větve pro jednotlivé průměry chladného konce při různých vzdálenostech a . Nejnižší teplota 1,6 °C byla naměřena pro $d_c=7,8$ mm.



Graf 7 Vliv d_c na rozdíl teplot ΔT v závislosti na ε

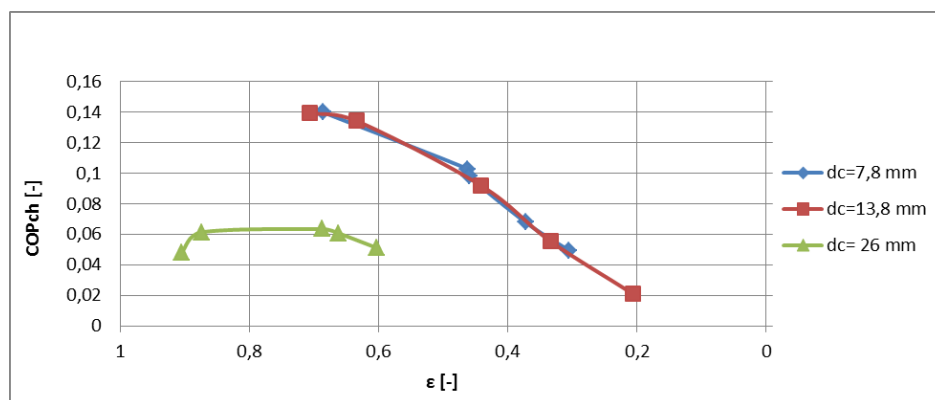


Graf 8 Vliv d_c na teploty na výstupech z vírové trubice v závislosti na ε

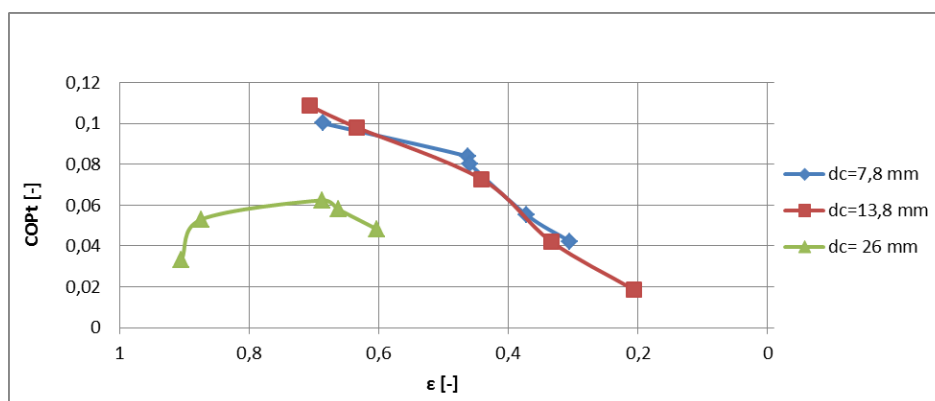
Grafy 6 a 7 ukazují vliv d_c na teplotní diferenci a výstupní teploty z trubice v závislosti na studené hmotnostní frakci ε . Nejnižších teplot na výstupu u d_c 7,8 mm a 13,8 mm dosahujeme při $\varepsilon=0,4\div 0,6$. U vírové trubice bez clonky, pak při hodnotách $\varepsilon=0,7\div 0,9$. Teplota horké větve očekávaně roste společně s rostoucí ε , což odpovídá závěru z grafu 3, kdy také s klesajícím \dot{m}_h respektive rostoucím ε roste teplota horké větve.

6.2.4 Chladicí a topný faktor, COP

Chladicí a topný faktor COP byl vypočten dle vzorce (12) a (13) pro $d_c=7,8;13,8;26$ mm při průtoku na vstupu 1000 Nl/min a tlaku 2,6 bar a pro různá nastavení vzdálenosti a . Z těchto vzorců vidíme, že COP , při zachování konstantních vstupních parametrů, závisí na ε , T_c respektive T_h a celkový tlaku na výstupu p_c . Výstupní teploty můžeme ovlivnit pomocí ε z čehož plyne, že existuje optimální nastavení ε při kterém dostaneme nejvyšší hodnoty COP . Statický tlak na výstupu zůstává konstantní a je roven tlaku atmosférickému a dynamický tlak závisí na rychlosti proudu na výstupu tedy na průtoku výstupem. Celkový tlak je pak součtem tlaku statického a dynamického. Jak je vidět z grafů 8 a 9 je nejvyšší hodnota chladicího faktoru $COP_{ch}=0,14$ pro $d_c=7,8$ mm a $\varepsilon=0,69$ a nejvyšší hodnota topného faktoru $COP_t=0,109$ pro $d_c=13,8$ mm a $\varepsilon=0,71$. Z těchto výsledků plyne, že nastavení průměru chladného konce závisí na funkci vírové trubice.



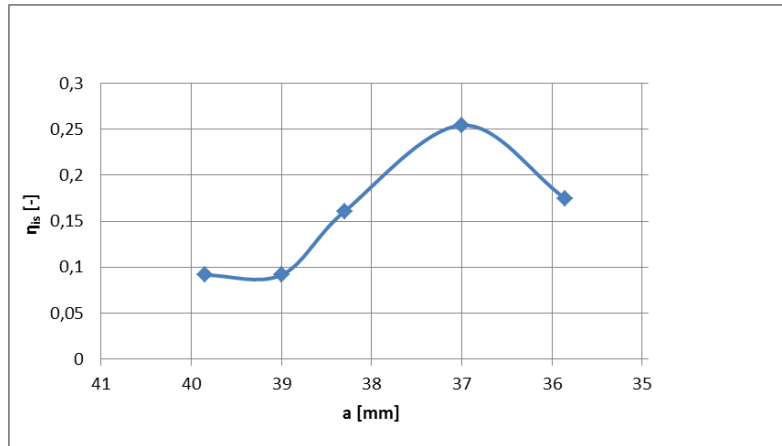
Graf 9 COP_{ch} v závislosti na ε pro různé d_c



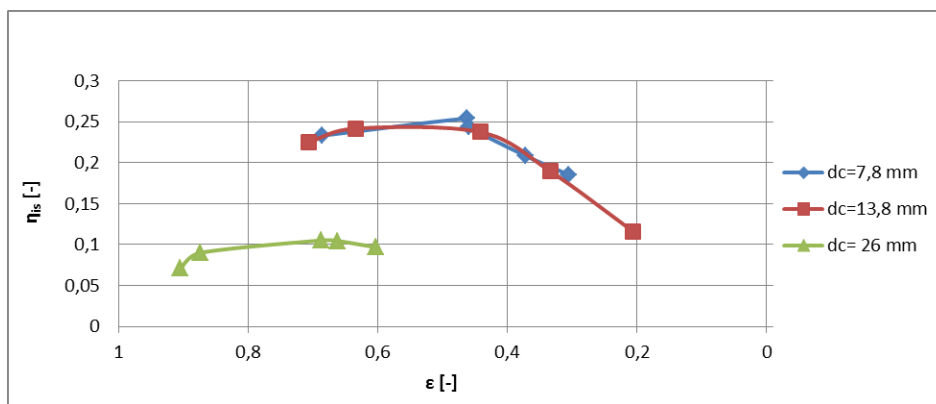
Graf 10 COP_t v závislosti na ε pro různé d_c

6.2.5 Isoentropická účinnost

Pokud zachováme konstantní vstupní teplotu a tlak, pak ze vzorce pro isoentropickou účinnost (8) plyne, že je závislá na teplotě T_c , kterou můžeme ovlivnit nastavením kuželového ventilu a tedy studenou hmotnostní frakcí ε . Grafu 4 ukazuje isoentropickou účinnost v závislosti na nastavení kuželky pro parametry na vstupu 1300 Nl/min, 4 bar a $d_c=7,8$ mm. Z grafu můžeme vidět, že isoentropická účinnost je nejvyšší pro nastavení ventilu $a=37$ mm, tedy nastavení při kterém se dosáhlo nejnižší teploty T_c .



Graf 11 Vliv nastavení kuželky na isoentropickou účinnost



Graf 12 Vliv ϵ na isoentropickou účinnost

V grafu 12 vidíme porovnání isoentropickým účinností pro různé průměry d_c v závislosti na ϵ . Stejně jako v předchozím grafu vidíme, že maximální účinnosti dosahuje vírová trubice při minimálních teplotách T_c . Nejvyšší hodnota isoentropické účinnosti je 0,254 pro $d_c=7,8$ mm.

7 Závěr

V této bakalářské práci je pojednáno o Ranque-Hilshově vírové trubici. V první části práce je uvedeno rozdělení vírových trubíc na souprroudé a protiproudé. Dále také aplikace vírových trubíc jakožto samostatných chladicích zařízení, ale hlavně pak možnost zapojení vírových trubíc do chladicích cyklů místo expanzního ventilu za účelem získání vyšší účinnosti těchto cyklů. Rovněž bylo pojednáno o existujících hypotézách ohledně principu termální separace ve vírové trubici, který není doposud plně objasněn. Na většinu těchto hypotéz existují protichůdné názory. Mezi nejpodporovanější hypotézy patří tlakový spád, který připisuje efekt termální separace expanzi a kompresi média ve vírové trubici, a tření mezi jednotlivými vrstvami víru ve vírové trubici.

Ve druhé části je provedena rešerše experimentálních měření na vírových trubcích. Na základě této rešerše je navrhnut experiment. Je navržena optimalizovaná vírová trubice s průměrem 26 mm, délkou teplé strany 1300 mm, délkou studené strany 50 mm, průměrem chladného konce 13 mm a čtyřmi tangenciálními dýzami s průměrem 2,4 mm. Dále je navržena měřicí sestava s třemi větvemi. Na vstupní větví je měřen hmotnostní průtok, tlak a teplota a množství vstupujícího vzduchu je regulováno škrťacím ventilem. Na horké větví je měřena pouze teplota a na studené větví teplota, objemový průtok a tlak. Z hmotnostních průtoků na vstupní větví a vypočteného hmotnostního průtoku na studené větví můžeme určit studenou hmotnostní frakci ε , která je jedním z parametrů určujících výstupní teploty z vírové trubice. Dalším důležitým parametrem je tlak na vstupu do vírové trubice. S rostoucí hodnotou tlaku rostou, respektive klesají výstupní teploty. Poslední měřenou veličinou jsou rychlosti uvnitř vírové trubice. K jejich měření byla vybrána metoda LDA. Z naměřených rychlostí pak můžeme zjistit chování proudu ve vírové trubici.

Poslední část pak obsahuje vyhodnocení měření, které proběhlo na vyřazené průmyslové trubici. Měření potvrzuje fakt zjištěný v rešerši, tedy že s rostoucím tlakem na vstupu roste teplotní diference na výstupech z vírové trubice. V rozmezí tlaků 0 až 4 bar vzrostl rozdíl teplot z 3°C až na 47°C.

Nastavením kuželového ventilu ovlivňujeme studenou hmotnostní frakci ε . Z rešerše plyne, že nejnižších teplot na studeném konci by se mělo dosahovat při $\varepsilon=0,3\div 0,4$, což neodpovídá naměřeným datům, kdy byly nejnižší teploty naměřeny při $\varepsilon=0,4\div 0,6$. Měření teplot na horkém konci ukazuje, že teplota roste s rostoucím ε , což odpovídá údajům z rešerše.

Dalším měřeným faktorem byl průměr chladného konce d_c . Hodnoty d_c byli 7,8, 13,8 mm a třetí měření bylo pro trubici bez clonky, tedy s průměrem rovným 26 mm. Největší diference teplot byla naměřena pro $d_c=13,8$ mm. Na druhou stranu nejnižší teplota pro $d_c=7,8$ mm. Hodnoty změřené pro variantu bez clonky byly výrazně horší od zbylých dvou variant.

Posledními vyhodnocovanými parametry byl COP a isoentropická chladicí účinnost. Pro průměr $d_c=7,8$ mm byli naměřeny nejvyšší hodnoty $COP_{ch}=0,14$ a rovněž nejvyšší isoentropická účinnost $\eta_{is}=0,254$. Nejvyšší hodnota $COP_t=0,109$ byla naměřena pro $d_c=13,8$ mm. Z těchto výsledků můžeme vyvodit, že průměr chladného konce závisí na použití vírové trubice.

Na závěr můžeme říci, že vzhledem k účinnosti vírových trubíc se nedá předpokládat jejich rozšíření jako samostatné chladicí jednotky. Na druhou stranu se najdou provozy, kde se mohou využít. Jejich nejpravděpodobnější využití je ale zapojení do chladicích cyklů.

Seznam použité literatury

- [1] XUE, Yunpeng, Maziar ARJOMANDI a Richard Malcolm KELSO. *The working principle of a Ranque-Hilsch vortex tube*. Adelaide (Austrálie), 2013. Disertační práce. The University of Adelaide, School of Mechanical Engineering.
- [2] RANQUE, G. J. *Method and apparatus for obtaining from a fluid under pressure two currents of fluids at different temperatures*. Spojené státy americké. Patentový spis US Patent 1,952,281. Uděleno 27. 3. 1934.
- [3] DE VERA, Giorgio. *The Ranque-Hilsch Vortex Tube*. Berkeley, 2010. Dostupné z: <http://www.me.berkeley.edu/~gtdevera/notes/vortextube.pdf>.
- [4] LIEW, R, J C H ZEEGERS, J G M KUERTEN a W R MICHAŁEK. Temperature, Pressure and Velocity measurements on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. *Journal of Physics: Conference Series* [online]. 2012, vol. 395, č. 1 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.1088/1742-6596/395/1/012066. Dostupné z: databáze Iopscience.
- [5] NELLIS, G. F. a S. A. KLEIN. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference: The Application Of Vortex Tubes to Refrigeration Cycles*. Madison, 2002. Dostupné také z: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/537>. Akademická práce.
- [6] MOHIUDDIN, Muhammad a Stefan ELBEL. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference: A Fresh Look At Vortex Tubes Used As Expansion Device In Vapor Compression Systems*. Illinois, 2014. Dostupné také z: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1393>. Akademická práce.
- [7] GAO, Chengming. 2005. *Experimental study on the Ranque-Hilsch vortex tube*. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. ISBN 90-386-2361-5. Disertační práce. Technische Universiteit Eindhoven.
- [8] XUE, Yunpeng, Maziar ARJOMANDI a Richard KELSO. A critical review of temperature separation in a vortex tube. *Experimental Thermal and Fluid Science* [online]. 2010, roč. 34, č. 8, s. 1367-1374 [cit. 2015-03-23]. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2010.06.010. Dostupné z: databáze Sciencedirect
- [9] AHLBORN, Boye a Stuart GROVES. Secondary flow in a vortex tube. *Fluid Dynamics Research* [online]. 1997, roč. 21, č. 2, s. 73-86 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: databáze Iopscience
- [10] TAKAHAMA, Heishichiro. Studies on Vortex Tubes: (1) Experiments on Efficiency of Energy Separation. *Bulletin of JSME* [online]. 1965, roč. 8, č. 31, s. 433-440 [cit. 2015-04-07]. DOI: 10.1299/jsme1958.8.433. Dostupné z: databáze J-STAGE
- [11] IM, S.Y. a S.S. YU. 2012. Effects of geometric parameters on the separated air flow temperature of a vortex tube for design optimization. *Energy* [online]. 37(1): 154-160 [cit. 2015-05-11]. DOI: 10.1016/j.energy.2011.09.008. Dostupné z: databáze Sciencedirect

- [12] SHAMSODDINI, Rahim a Alireza Hossein NEZHAD. Numerical analysis of the effects of nozzles number on the flow and power of cooling of a vortex tube. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2010, vol. 33, issue 4, s. 774-782 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.12.029. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [13] DINCER, K., S. BASKAYA a B. UYSAL. Experimental investigation of the effects of length to diameter ratio and nozzle number on the performance of counter flow Ranque–Hilsch vortex tubes. *Heat and Mass Transfer* [online]. Berlin/Heidelberg: Springer-Verlag, 200801, vol. 44, issue 3, s. 367-373 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.1007/s00231-007-0241-z. Dostupné z: databáze Springer link
- [14] POURMAHMOUD, Nader, Hassan ZADEH, Omid MOUTABY a Abdolreza BRAMO. CFD analysis of helical nozzles effects on the energy separation in a vortex tube. *Thermal Science* [online]. 2012, vol. 16, issue 1, s. 151-166 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.2298/tsci110531085p. Dostupné z: databáze Doiserbia
- [15] POURMAHMOUD, Nader, Amir HASSANZADEH a Omid MOUTABY. Numerical analysis of the effect of helical nozzles gap on the cooling capacity of Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Refrigeration* [online]. 201208, vol. 35, issue 5, s. 1473-1483 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.03.019. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [16] EIAMSA-ARD, S. Experimental investigation of energy separation in a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube with multiple inlet snail entries. *International Communications in Heat and Mass Transfer* [online]. 2010, vol. 37, issue 6, s. 637-643 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.02.007. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [17] WU, Y.T., Y. DING, Y.B. JI, C.F. MA a M.C. GE. Modification and experimental research on vortex tube. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2007, roč. 30, č. 6, s. 1042-1049 [cit. 2015-04-15]. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.01.013. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [18] NIMBALKAR, Sachin U. a Michael R. MULLER. An experimental investigation of the optimum geometry for the cold end orifice of a vortex tube. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2009, vol. 29, issue 2, s. 509-514 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.03.032. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [19] POURARIA, H. a M.R. ZANGOEE. Numerical Investigation of Vortex Tube Refrigerator with a Divergent Hot Tube. *Energy Procedia* [online]. 2012, vol. 14, č. 2, s. 1554-1559 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.1016/j.egypro.2011.12.1132. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [20] DEVADE, Kiran a Ashok PISE. Effect of Cold Orifice Diameter and Geometry of Hot end Valves on Performance of Converging Type Ranque Hilsch Vortex Tube. *Energy Procedia* [online]. 2014, vol. 54, č. 4, s. 642-653 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.07.306. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [21] BRAMO, Reza, Nader POURMAHMOUD, Chang-Su KIM, Doo-Seuk CHOI a Sung-Young PARK. CFD simulation of length to diameter ratio effects on the energy separation in a vortex tube. *Thermal Science* [online]. 2011, vol. 15, issue 3, s. 143-150 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.1007/978-3-642-35248-5_21. Dostupné z: databáze Doiserbia

- [22] SAIDI, Mh a MS VALIPOUR. Experimental modeling of vortex tube refrigerator. *Applied Thermal Engineering* [online]. PERGAMON-ELSEVIER SCIENCE LTD, 200310, roč. 23, č. 15, s. 1971-1980 [cit. 2015-04-23]. DOI: 10.1016/S1359-4311(03)00146-7. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [23] DINCER, K., Y. YILMAZ, A. BERBER a S. BASKAYA. Experimental investigation of performance of hot cascade type Ranque-Hilsch vortex tube and exergy analysis. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2011, vol. 34, issue 4, s. 1117-1124 [cit. 2015-03-06]. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2011.01.017. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [24] SADI, Meisam a Mahmood FARZANEH-GORD. Introduction of Annular Vortex Tube and experimental comparison with Ranque-Hilsch Vortex Tube. *International Journal of Refrigeration* [online]. Elsevier Ltd, 201401, vol. 46, s. 142-151 [cit. 2015-03-06]. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2014.07.004. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [25] EIAMSA-ARD, S., K. WONGCHAREE a P. PROMVONGE. Experimental investigation on energy separation in a counter-flow Ranque-Hilsch vortex tube: Effect of cooling a hot tube. *International Communications in Heat and Mass Transfer* [online]. 2010, vol. 37, issue 2, s. 156-162 [cit. 2015-03-06]. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.09.013. Dostupné z: databáze Scencedirect
- [26] POURMAHMOUD, Nader, Hassan ZADEH, Omid MOUTABY a Abdolreza BRAMO. Numerical investigation of operating pressure effects on the performance of a vortex tube. *Thermal Science* [online]. 2014, vol. 18, issue 2, s. 507-520 [cit. 2015-02-26]. DOI: 10.2298/TSCII10907030P. Dostupné z: databáze Doiserbia
- [27] KIRMACI, Volkan, Onuralp ULUER a Kevser DINCER. An Experimental Investigation of Performance and Exergy Analysis of a Counterflow Vortex Tube Having Various Nozzle Numbers at Different Inlet Pressures of Air, Oxygen, Nitrogen, and Argon. *Journal of Heat Transfer*. 2010, vol. 132, issue 12, s. 121701-. DOI: 10.1115/1.4002284. Dostupné z: databáze ASME DC

Seznam symbolů a zkratek

- \dot{m}_{in} – hmotnostní průtok na vstupu do vírové trubice
 \dot{m}_c – hmotnostní průtok studenou větví vírové trubice
 \dot{m}_h – hmotnostní průtok horkou větví vírové trubice
 ε – studená hmotnostní frakce
 ρ – hustota vzduchu
 D – vnitřní průměr vírové trubice
 R – vnitřní poloměr vírové trubice
 r – vzdálenost od osy vírové trubice v radiálním směru
 d_{in} – průměr vstupních dýz
 d_c – průměr studeného konce
 S_{in} – plocha vstupních dýz
 N – počet vstupních dýz
 L – délka vírové trubice
 L_h – délka horké větve vírové trubice
 L_c – délka studené větve vírové trubice
 a – vzdálenost určující nastavení ventilu
 T_{in} – teplota na vstupu do vírové trubice
 T_c – teplota na výstupu studené větve vírové trubice
 T_h – teplota na výstupu horké větve vírové trubice
 ΔT – celková teplotní diference
 ΔT_c – teplotní diference studené větve
 ΔT_h – teplotní diference horké větve
 T_s – teplota po isoentropické expanzi
 η_{is} – isoentropická účinnost
 p_{in} – tlak na vstupu do trubice
 p_c – tlak na výstupu studené větve vírové trubice
 w_{in} – rychlost na vstupu do vírové trubice
 Ma – Machovo číslo
 a – místní rychlost zvuku
 κ – isoentropický exponent
 r – měrná plynová konstanta
 c_p – měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
 Q_i – tepelný tok
 β – úhel rozbíhavosti
 COP_{vch} – chladicí/topný faktor
 CFD – výpočetní metoda, pro modelování dynamiky proudění kapalin a plynů