



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

RANQUE - HILSHOVA VÍROVÁ TRUBICE

RANQUE - HILSH VORTEX TUBE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Bátor

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ladislav Šnajdárek

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Lukáš Bátor**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Ladislav Šnajdárek**
Akademický rok: 2015/16

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

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede krátkou rešerši principu vírové trubice se zaměřením na zapojení do chladicího cyklu. Navrhne vlastní rozváděcí dýzu dle vlastních závěrů vycházející z rešerše. Provede měření parametrů takto upravené vírové trubice. Provede

Cíle bakalářské práce:

Rešerše zapojení Ranque-Hilshovy vírové trubice do chladicího cyklu.
Návrh optimalizace vstupní dýzy a provedení měření.

Seznam literatury:

GAO, Chengming. 2005. Experimental study on the Ranque-Hilsch vortex tube. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven. ISBN 90-386-2361-5. Technische Universiteit Eindhoven.

NELLIS, G. F. a S. A. KLEIN. International Refrigeration and Air Conditioning Conference: The Application Of Vortex Tubes to Refrigeration Cycles. Madison, 2002.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 30. 11. 2015



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

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

Abstrakt

Ranque-Hilshova vírová trubice je zařízení, které přeměňuje proud plynu o vysokém tlaku na dva nízkotlaké proudy o vyšší, resp. nižší teplotě, než je teplota vstupního proudu. Z technického hlediska se jedná o zařízení velmi jednoduché konstrukce, které se vyznačuje nízkými pořizovacími náklady, vysokou odolností, trvanlivostí a bezúdržbovostí. Jeho hlavní nevýhodou je nízký topný, resp. chladicí faktor, v porovnání s konvenčními tepelnými čerpadly za pokojové teploty. V první části této práce jsou uvedeny příklady aplikací, ve kterých je výhodné použít Ranque-Hilshovu vírovou trubici namísto jiných systémů. Následně je uvedeno několik teoretických konceptů chladicích cyklů, ve kterých je využitím vírové trubice dosaženo snížení spotřeby energie. V poslední části práce je navržena nová geometrie vstupních dýz pro zvýšení chladicího faktoru a teplotní separace vírové trubice. Ta je následně experimentálně porovnána s přímými tangenciálními dýzami kruhového průřezu. Při měření je také zaznamenán průběh povrchové teploty po délce trubice.

Abstract

Ranque-Hilsh vortex tube is a device that converts high pressure gas flow into two low pressure flows with higher and lower temperature, than a temperature of the inlet flow. Technically, it is a device of very simple construction, which is characterised by low initial costs, high endurance, durability and low maintenance. Its main disadvantage is low coefficient of performance, compared to conventional heat pumps at room temperature. In the first section of this paper, examples of applications where utilization of Ranque-Hilsh vortex tube is advantageous are given. Afterwards, several theoretical concepts of refrigeration cycles utilizing vortex tube to lower energy consumption are described. The final section of this thesis introduces new geometry of inlet nozzles for improving coefficient of performance of vortex tube. This geometry is then compared to straight tangential nozzles of circular cross-section. During the measurements, surface temperature of the vortex tube with respect to its length is monitored.

Klíčová slova

Ranque-Hilshova vírová trubice, aplikace, chlazení obráběcích nástrojů, vírový ohřívač pilotního plynu, chladicí cykly, nové koncepty, zkapalňování vodíku, geometrie vstupních dýz, povrchová teplota

Key words

Ranque-Hilsh vortex tube, applications, cooling of machine tools, vortex pilot gas heater, refrigeration cycles, novel concepts, hydrogen liquefaction, inlet nozzles geometry, surface temperature

Bibliografická citace

BÁBOR, L. *Ranque - Hilshova vírová trubice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 73 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ladislav Šnajdárek.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Ranque - Hilshova vírová trubice vypracoval samostatně pod vedením Ing. Ladislava Šnajdárka s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který je součástí této práce.

V Brně dne 27. května 2016

.....
Lukáš Bábor



Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Ladislavu Šnajdárkovi, vedoucímu této bakalářské práce, nejen za technické zajištění všech prostředků, nezbytných pro její vznik, ale také za vstřícnou pomoc, cenné rady a pozitivní motivaci do dané problematiky.

Obsah

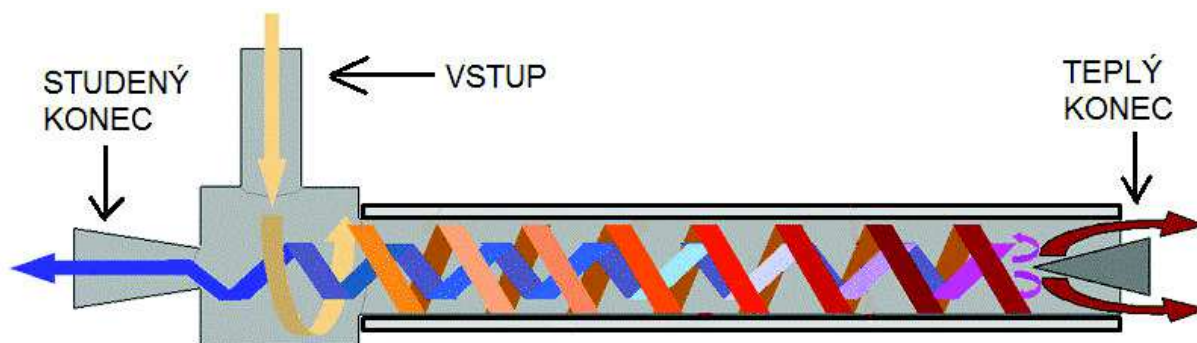
Úvod	11
1 Definice základních pojmů a veličin	13
1.1 Studená hmotnostní frakce.....	13
1.2 Teplotní diference.....	13
1.3 Izoentropická účinnost.....	13
1.4 Chladicí a topný faktor.....	14
2 Aplikace samostatné vírové trubice	15
2.1 Chlazení nástrojů při obrábění	15
2.2 Chlazené skříně pro elektroniku	16
2.3 Ohřev regulátorů tlaku pro distribuční stanice zemního plynu	18
3 Zapojení vírové trubice do chladicích cyklů.....	21
3.1 Odpařovací kompresorový cyklus	21
3.1.1 Motivace	21
3.1.2 Dříve uvažovaná zařízení pro zužitkování expanzní práce:.....	22
3.1.3 Teoretické koncepty využití vírové trubice	23
3.1.4 Parametry vírové trubice při podmínkách odpovídajících expanzi v chladicím cyklu.....	23
3.1.5 Návrh odpařovacího kompresorového cyklu s vírovou trubicí.....	26
3.2 Joule-Thomsonův cyklus.....	27
3.2.1 Návrh J-T cyklu s vírovou trubicí.....	28
3.3 Zkapalňovač vodíku	30
3.3.1 Princip činnosti navrhovaného systému.....	33
3.3.2 Předpoklady.....	34
3.3.3 Důsledky výzkumu	35
4 Návrh a výroba nového vstupního tělesa	37
4.1 Známé parametry	37
4.2 Výpočet průměru vyústění dýz pro požadované Machovo číslo a hmotnostní průtok	38
4.3 Analytické vyjádření dýz.....	38
4.4 Vytvoření vstupního tělesa	40
5 Experimentální vyšetření parametrů vírové trubice s přímými a šnekovými dýzami	43
5.1 Cíle měření.....	43

5.2	Popis měřicí trati a průběhu experimentu	43
5.3	Vliv vnitřního průměru clonky na teplotní separaci	45
5.4	Porovnání přímých a spirálových dýz	47
5.5	Průběh teploty stěny trubice po délce.....	49
5.6	Teplota stěny VT se šnekovými dýzami při sníženém průtoku teplým koncem	51
5.7	Použité měřicí přístroje	52
6	Diskuse	53
6.1	Výsledky rešerše	53
6.2	Výsledky experimentu	54
6.2.1	Technologie výroby vstupního tělesa	54
6.2.2	Průměr vyústění dýz	55
6.2.3	Vliv geometrie dýz na teplotní separaci.....	55
6.2.4	Návrh úpravy měřicí trati	57
Závěr	59	
Seznam použité literatury	61	
Seznam symbolů a zkratk	67	
Seznam příloh	73	

Úvod

Ranque-Hilshova vírová trubice je zařízení, které bez jakýchkoliv dodávek energie přeměňuje proud plynu o vysokém tlaku na dva nízkotlakové proudy o vyšší, resp. nižší teplotě. Ty vystupují na jejích protilehlých koncích. Existence takového zařízení byla i po jejím objevení považována za fyzikálně nemožnou, protože si vírová trubice vysloužila přívlastek „trubice bláznů“ a v některých zdrojích bývá spojována s Maxwellovým démonem¹. Ve skutečnosti však vírová trubice nijak neporušuje termodynamické zákony, protože k vytvoření teplotního rozdílu využívá přechod plynu z vyššího tlaku na nižší. Z tohoto pohledu jde o expanzní zařízení, které podobně jako např. expanzní turbína přeměňuje tlakovou energii proudícího plynu na jinou formu energie.

Konstrukce Ranque-Hilshovy vírové trubice je překvapivě jednoduchá. Jedná se o dutý válec, do kterého je plyn o vysokém tlaku vháněn tangenciálně umístěnými dýzami, čímž vytváří na jeho vnitřní stěně vír o vysoké obvodové rychlosti. Tento vír postupuje ke vzdálenějšímu konci válce, neboť postup v opačném směru je na obvodu zamezen clonkou, která má menší vnitřní průměr. V důsledku vnitřního tření vír postupně ztrácí svoji rychlost a současně se ohřívá. Na konci válce je umístěn ventil, kterým odchází plyn z vnější části víru, a to při vyšší teplotě, než má vstupní plyn. Proto bývá tento konec trubice označován jako „teplý konec“, nebo „teplý výstup“. Vnitřní část víru se od ventilu odráží a postupuje poblíž osy válce k jeho opačnému konci, přičemž se rozpíná a ochlazuje. Po průchodu otvorem ve clonce vystupuje z trubice při nižší teplotě, než je teplota vstupu. Tento konec trubice je označován jako „studený konec“, případně „studený výstup“. Ventil na teplém konci trubice má zpravidla kuželový tvar a bývá nastavitelný, takže umožňuje měnit poměr hmotnostních průtoků studeným koncem a vstupem.



Obrázek 1: Předpokládané teplotní a rychlostní pole v R-H vírové trubici [1]

Princi, jakým ve vírové trubici dochází k teplotní separaci, zatím nebyl přesně stanoven, a to hlavně kvůli nedostatku experimentálních dat. Rychlostní pole plynu uvnitř trubice je obtížné změřit, protože umístění měřidel do trubice by ovlivnilo proudění a při použití bezkontaktní technologie sledování trasovacích částic se tyto vlivem odstředivé síly usazují na vnitřní stěně. Existuje několik teorií, které princip

¹ Zařízení, které by bez vnějšího zdroje energie dokázalo rozdělit plyn uvnitř nádoby na studenou a teplou složku, přičemž vzniklý teplotní rozdíl by se dal přeměnit na práci. Jednalo by se tedy o perpetuum-mobile prvního druhu. Maxwellův démon je pouze teoretická konstrukce, která podle prvního zákona termodynamiky není realizovatelná.

činnosti vírové trubice vysvětlují, ale žádná z nich zatím není přijímána bezvýhradně. Nejvíce uznávané z těchto teorií jsou dobře popsány v bakalářské práci Jana Obrlíka [2].

Ačkoliv byl fyzikální jev teplotní separace plynu expandujícího v centrifugálním poli vírové trubice objeven již v roce 1930 francouzským fyzikem Georgem Ranquem, dlouho nebyl vůbec využíván. V současnosti se sice výrobou a vývojem vírových trubec zabývá několik společností (nejvýznamnější z nich je americká společnost „Vortec Corporation“, která jako první vyvinula technologii pro využití vírové trubice v praxi), přesto stále nejsou využívány v takové míře, jako například tepelná čerpadla. Důvodem je výrazně nižší chladicí, resp. topný faktor vírových trubec oproti tepelným cyklům. Stlačený vzduch je totiž v průmyslu cennou komoditou, neboť se k jeho produkci spotřebovává velké množství energie. Ranque-Hilshovy vírové trubice tak zůstávají až druhotnou alternativou k tepelným cyklům pro situace, kdy je použití těchto systémů problematické nebo nevýhodné. [3]

Cílem rešeršní části této práce je nejen ukázat výhody použití Ranque-Hilshovy vírové trubice k chlazení, resp. ohřevu v některých konkrétních aplikacích, ale také nastínit jejich potenciál ke snížení spotřeby energie chladicích zařízení, tepelných čerpadel a dalších složitějších systémů. Ve druhé části práce je zvolena nová geometrie vstupních dýz na základě rešerše J. Obrlíka [2]. Následně je vytvořen 3D model nového vstupního tělesa s těmito dýzami, které je poté vyrobeno technologií 3D tisku. Nové vstupní těleso je experimentálně porovnáno s původním vstupním tělesem se dvěma přímými tangenciálními dýzami. Současně je v průběhu měření získán průběh teploty stěny trubice po délce, který může být použit k verifikaci výsledků CFD² modelu proudění ve vírové trubici.

² Zkratka z anglického názvu „Computational fluid dynamics“. Lze přeložit jako: „Výpočty dynamických toků“

1 Definice základních pojmů a veličin

1.1 Studená hmotnostní frakce

Studená hmotnostní frakce je poměr hmotnostních průtoků studeným koncem a vstupem vírové trubice. Většinou ji lze nastavovat pomocí tlakové ztráty na teplém konci. Tlakovou ztrátou je nejčastěji kuželový ventil.

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

Ekvivalentně lze definovat teplou hmotnostní frakci jako poměr hmotnostních průtoků teplým koncem a vstupem.

$$\varepsilon_h = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{in}} \quad (2)$$

Ve většině textů se teplá hmotnostní frakce jako samostatná veličina neuvádí, ale je nahrazena doplňkem ke studené hmotnostní frakci, neboť platí:

$$\varepsilon_h = (1 - \varepsilon_c) \quad (3)$$

1.2 Teplotní diference

Teplotní diference je obecně rozdíl teplot média mezi dvěma body. V tomto textu označuje rozdíl teplot média proudícího teplým a studeným výstupem.

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

Rozdíl mezi teplotou studeného, resp. teplého výstupu a teplotou vstupu je označen jako teplotní diference studeného (ΔT_c), resp. teplého (ΔT_h) konce.

$$\Delta T_c = T_{in} - T_c \quad (5)$$

$$\Delta T_h = T_h - T_{in} \quad (6)$$

1.3 Izoentropická účinnost

Izoentropická účinnost udává poměr mezi teplotní diferencí studeného konce vírové trubice a poklesem teploty izoentropickou expanzí při stejném počátečním a koncovém tlaku.

$$\eta_{c,s} = \frac{T_{in} - T_c}{T_{in} - T_s} \quad (7)$$

T_s je teplota po izoentropické expanzi ideálního plynu a lze ji vypočítat ze vztahu:

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

kde p_{in} je tlak na vstupu, p_c je celkový tlak na výstupu ze studené větve a κ je izentropický exponent. Dosazením rovnice (8) do rovnice (7) získáme vzorec pro výpočet izentropické účinnosti.

$$\eta_{is} = \frac{T_{in} - T_c}{T_{in} \left(1 - \left(\frac{p_c}{p_{in}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (9)$$

1.4 Chladicí a topný faktor

Chladicí, resp. topný faktor (v anglicky psané literatuře označované souhrnným názvem „Coefficient of performance“) je obecně definován jako podíl tepelného toku a příkonu stroje.

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_l}{\dot{W}} \quad (10)$$

Konkrétně pro vírovou trubici je tepelný tok definován jako výkon potřebný k ochlazení, nebo ohřívání jednoho z výstupních proudů na teplotu vstupního proudu.

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_l c_p (T_{in} - T_l) \quad (11)$$

Za předpokladu ideálního plynu lze za minimální příkon vírové trubice považovat výkon vratné izotermické komprese vzduchu o teplotě vstupu z tlaku příslušného výstupního proudu na tlak vstupního proudu.

$$\dot{W} = \dot{m}_{in} r T_{in} \ln \left(\frac{p_{in}}{p_i} \right) \quad (12)$$

Dosazením vztahů (1), (2), (11) a (12) do rovnice (10) získáme vzorec pro výpočet chladicího, resp. topného faktoru:

$$COP_i = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{\varepsilon_i (T_{in} - T_l)}{T_{in} \ln \left(\frac{p_{in}}{p_i} \right)} \quad (13)$$

[2]

2 Aplikace samostatné vírové trubice

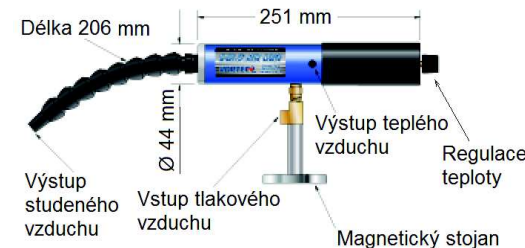
Nízký chladicí, resp. topný faktor (dále COP_C , resp. COP_H) samostatné Ranque-Hilshovy vírové trubice značně limituje její užití. Za pokojové teploty je přibližně 0,1 [4] [2], což je mnohem méně, než u běžných chladicích cyklů. Avšak díky jednoduché konstrukci bez pohyblivých součástí a relativně malým rozměrům by se vírová trubice mohla stát kompaktní, dostupnou a flexibilní alternativou k tepelným čerpadlům a chladicím zařízením pro takové aplikace, kdy nároky na spolehlivost a bezúdržbovost převáží požadavky na efektivitu provozu.

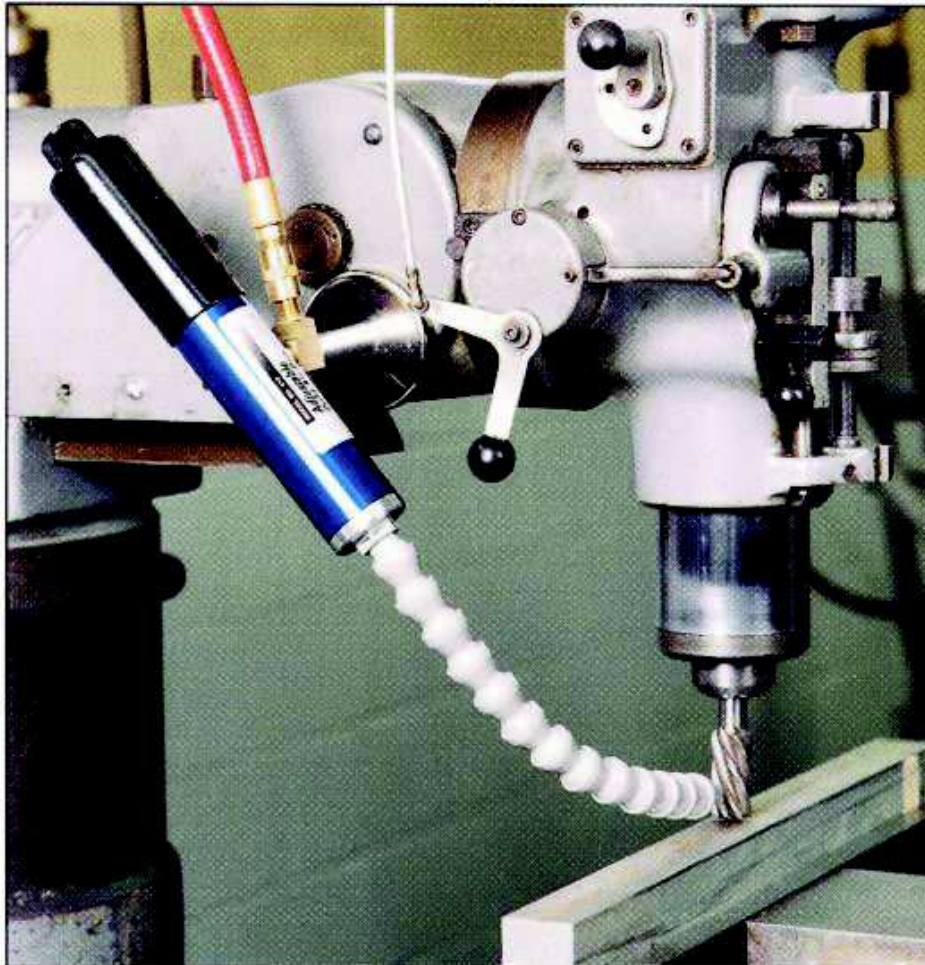
2.1 Chlazení nástrojů při obrábění

Lokální vnější chlazení obráběcích nástrojů studeným vzduchem je v současnosti nejrozšířenější aplikací vírových trubec, které se pro tento účel vyrábí v široké škále rozměrů v závislosti na požadovaném hmotnostním průtoku a teplotní diferenci. Dosahují výkonů až 1758 W a výstupní teploty chladného konce až $-46\text{ }^\circ\text{C}$ [5]. Teplotu studeného výstupu lze regulovat regulačním kolečkem na opačném konci trubice (změnou průtoku teplým koncem). Při snižování teploty studeného konce klesá také jeho průtok, takže maximálního chladicího výkonu lze dosáhnout jen při optimálním nastavení teploty a průtoku.

Hlavní výhody, které se v této oblasti projevují, jsou jednoduchá instalace, okamžitý náběh chladicího výkonu, prakticky žádné nároky na údržbu a nízké pořizovací náklady, neboť výrobní haly bývají většinou vybaveny centrálním rozvodem tlakového vzduchu. Není proto nutné pořizovat pro vírovou trubici samostatný kompresor. Parametry jednoho z modelů vírových trubec pro lokální chlazení jsou pro ilustraci uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1: Parametry a rozměry vybrané vírové trubice pro bodové chlazení nástrojů

Model	Spotřeba stlačeného vzduchu při 6,9 bar [l/min]	Chladicí výkon [W]	Rozměry
610 Cold Air Gun Vortec Corporation	425	264	



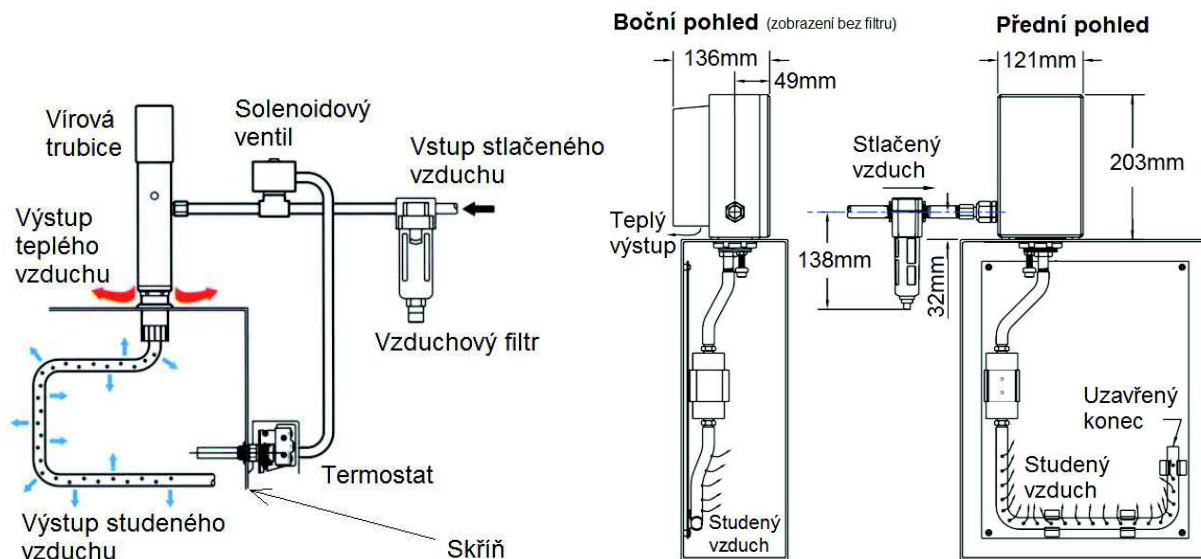
Obrázek 2: Příklad umístění vírové trubice pro chlazení obráběcích nástrojů

Firma Lontech – zastoupení společnosti Vortec Corporation pro Českou republiku – ve svém katalogu [6] uvádí některé výhody, které má chlazení studeným vzduchem oproti chlazení mlhou, nebo obrábění na sucho. V porovnání s chlazením mlhou například odpadá kontaminace výrobku a nutnost následného čištění. Pro optimální výsledky je u těchto vírových trubic doporučen tlak 550–700 kPa.

2.2 Chlazené skříně pro elektroniku

Systém chlazení uzavřených skříní rozvaděčů a jiné elektroniky s využitím vírových trubic si jako první nechala patentovat opět společnost Vortec Corporation, a to v roce 1991 [7]. Tento patent obsahoval dvoustupňové chlazení, ve kterém vírová trubice sloužila jen jako doplněk k tepelnému čerpadlu a spouštěla se podle termostatu jen při nadměrném tepelném zatížení. V současnosti však zmíněná společnost tepelná čerpadla ze sortimentu úplně vyřadila a používá pro tento účel jednu, nebo dvě vírové trubice poháněné pouze externě dodávaným tlakovým vzduchem. To má velkou výhodu hlavně v prašném a vlhkém prostředí, protože chladicí vzduch vytváří ve skříní mírný přetlak, který zabraňuje kontaminaci z okolního prostředí. Před vírovou trubicí je navíc předřazen vzduchový filtr pro zachycení drobných nečistot. Tento systém bývá nasazován například na ovládacích skříních svařovacích linek, kde chrání elektroniku před kouřem ze svařování a vysokou teplotou. Samotná vírová trubice není v zásadě náchylná na vlastnosti

okolního prostředí a dokáže zajistit uspokojivé podmínky uvnitř skříně až do teploty okolí 80 °C. Může být dodávána také s elektrickým, nebo mechanickým termostatem, který udržuje teplotu uvnitř skříně v rozmezí $\pm 1,6$ °C od nastavené teploty. Je také možné použít paralelní zapojení jedné vírové trubice se stálým provozem a druhé ovládané termostatem. Takovou kombinací lze snížit spotřebu tlakového vzduchu, neboť druhá vírová trubice je pak spouštěna pouze při vysokém tepelném zatížení skříně. [8] [9]



Obrázek 3: Popis činnosti systému chlazení pro elektroniku

Obrázek 4: Rozměry systému chlazení skříně pro elektroniku



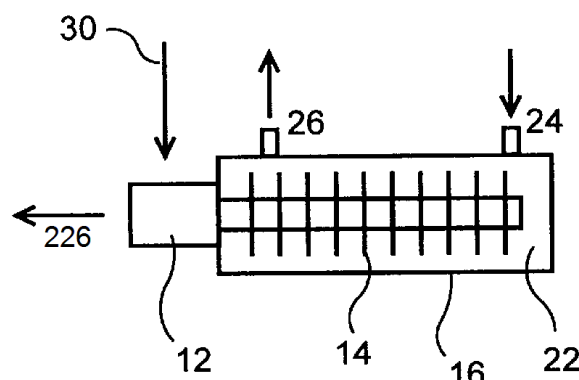
Obrázek 5: Ovládací skříň chlazená vírovou trubicí

2.3 Ohřev regulátorů tlaku pro distribuční stanice zemního plynu

Další významnou oblastí, ve které se vírové trubice (dále VT) začaly uplatňovat, je ohřev zemního plynu v redukčních stanicích pro zamezení tvorby hydrátů. Tyto stanice slouží ke snížení tlaku zemního plynu před distribucí ke spotřebitelům pomocí škrticího ventilu, pneumaticky ovládaného pilotním ventilem³. U těch v minulosti při nízké teplotě škrceného plynu docházelo k poruchám, právě v důsledku kondenzace a usazování hydrátů, proto bylo nezbytné jej před vstupem do regulátoru předeheřivat.

Teplo potřebné k předeheřivu bylo nejčastěji získáváno spalováním části dopravovaného paliva, což s sebou nese řadu nevýhod. Nejen že je tento způsob energeticky náročný a vytváří emise, ale přítomnost plamene také vytváří potenciální riziko a nutnost dohledu. Například na Ukrajině se navíc ukázalo, že většina takových ohřivačů byla naddimenzována a přibližně 75 % z nich pracuje při zatížení méně než 50 % a tedy s výrazně nižší účinností [10].

Vhodnou alternativu ke spalovacím ohřivačům objevili Dr. Lev Tunkel a Boris Krasovitski, kteří v roce 2000 získali patent na vírový ohřivač pilotního plynu (VPGH⁴). Jeho hlavní výhodou spočívá v tom, že k zajištění ohřevu nevyžaduje žádné dodávání energie (elektrické ani chemické). Využívá pouze tlakový spád, který samotná stanice vytváří, a to pomocí vírové trubice. Schéma ohřivače ilustruje obrázek 6. Vidíme, že na rozdíl od předchozích aplikací zde není využíván žádný z výstupních proudů, ale pouze vnější stěna trubice, která slouží jako teplosměnná plocha tepelného výměníku. Je použita vírová trubice s úplně uzavřeným teplým koncem, neboť ta podle zjištění Tunkela a Krasovitskeho dosahuje nejvyšší povrchové teploty. Veškerý plyn z ní tak odchází studeným koncem. Pro usnadnění tepelné výměny je stěna VT pokryta žebrováním, kolem kterého proudí ohříváný plyn. [11]



12 - vírová trubice, 14 - žebrování, 16 - vnější stěna tepelného výměníku, 22 - tepelný výměník, 24 - vstup do tepelného výměníku, 26 - výstup z tepelného výměníku, 30 - přívod k dýzám vírové trubice, 226 - výstup z vírové trubice

Obrázek 6: Schéma vírového ohřivače pilotního plynu

³ Pilotní ventil je prvek zapojený paralelně k hlavnímu regulačnímu ventilu. Tento prvek pomocí membrány a nastavitelné pružiny reaguje na tlak ve výstupním potrubí redukční stanice. Překročí-li tento tlak přednastavenou hodnotu, dojde k uzavření pilotního ventilu. Nárůst tlaku před pilotním ventilem pak pneumaticky uzavře hlavní regulační ventil. Při malých změnách tlaku systém reaguje spojitě, takže při konstantním odběru na straně nižší tlakové hladiny se nastavení hlavního ventilu ustálí na odpovídajícím průtoku.

⁴ Zkratka z anglického názvu: „Vortex Pilot Gas Heater“, v češtině: „Vírový ohřivač pilotního plynu“

Výstupní tlak: $p_{out} = (138 \div 379) \text{ kPa}$

Průtok: $\dot{m}_{VT} = (2 \div 5) \% \dot{m}_{celk}$

přičemž \dot{m}_{celk} je celkový průtok redukční stanicí. Pro ilustraci jsou v tabulce 2 uvedeny konkrétní parametry jednoho z ohřivačů. V materiálu nebyl uveden údaj o průtoku pilotního plynu, není proto možné stanovit topný výkon použité vírové trubice.

Tabulka 2: Příklad provozních parametrů VPGH [14]

Vstupní tlak	$p_{in} = 931 \text{ kPa}$
Výstupní tlak	$p_{out} = 372,4 \text{ kPa}$
Průtok	$\dot{V} \cong 1\,200 \text{ Nl/min}$
Průměr pláště výměníku	$D_v = \text{Ø}101,6 \text{ mm}$
Délka výměníku	$L = 254 \text{ mm}$
Vstupní teplota pilotního plynu	$T_1 = 4,4 \text{ °C}$
Výstupní teplota pilotního plynu	$T_2 = 37,8 \text{ °C}$

Tento způsob ohřevu nevytváří žádné emise, zásadně snižuje energetickou náročnost distribuční stanice zemního plynu a zvyšuje její spolehlivost. V současnosti je v provozu více než 2 000 těchto systémů, přičemž nebyl evidován žádný případ selhání [15]. Podle článku Tunkela a Coffmana [12] dokáže zvýšit teplotu plynu až o 50 °C a pracovat i při rozdílu tlaků více než 6,9 MPa a okolní teplotě až -42 °C. Díky tomu, že neobsahuje žádné pohyblivé části, samotný ohřivač nevyžaduje údržbu. Lze jej navíc snadno instalovat i do stávajících provozů. Podle webových stránek společnosti Universal Vortex⁶ nebylo zatím třeba vyměňovat žádný z instalovaných vírových ohřivačů, přičemž nejstarší z nich jsou v provozu již 14 let.



Obrázek 8: Regulační ventil s vírovým ohřivačem [16]

⁶ Společnost Universal Vortex je nabyvatelem patentu na vírový ohřivač pilotního plynu od roku 2000. Vynálezcem je Lev Tunkel a Boris Krasovitski. [11]

3 Zapojení vírové trubice do chladicích cyklů

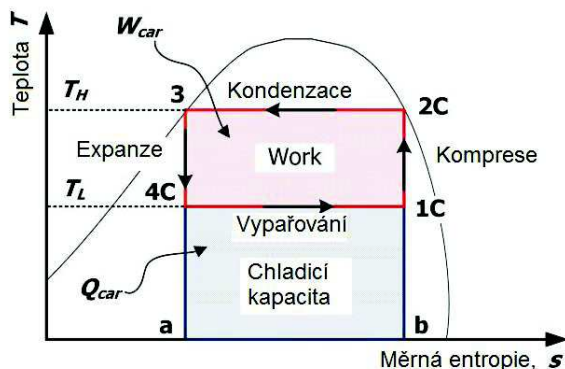
3.1 Odpařovací kompresorový cyklus

3.1.1 Motivace

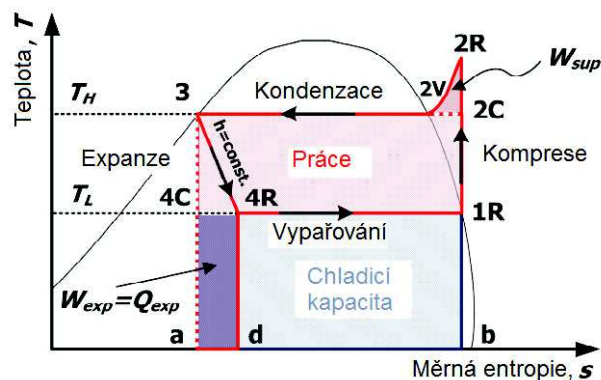
Maximální COP_c , jakého může chladicí cyklus pracující mezi dvěma teplotami dosáhnout, udává obrácený Carnotův cyklus (obrázek 9). Přímý Carnotův cyklus tvoří pouze vratné děje, takže prostým otočením jeho smyslu dojde k otočení toku výkonu a tepla. Takovýto obrácený cyklus se skládá z izoentropické komprese, izotermické kondenzace, izoentropické expanze a izotermického odpařování. Expanze probíhá v adiabatické turbíně, jejíž práce snižuje celkový příkon cyklu.

Izotermické děje lze v technické praxi snadno zajistit, pokud probíhají pouze v oblasti mokré páry, kde jsou izotermy totožné s izobarami. Zde je však naopak problematické zajistit děje izoentropické. Při kompresi by kompresor musel stlačovat směs syté páry a syté kapaliny, což je obtížně realizovatelné, takže ve skutečných chladicích zařízeních probíhá odpařování až do stavu syté páry. Expanze mokré páry o nízké suchosti přes turbínu by zase způsobovala její nadměrné opotřebení, takže se tato nahrazuje škrticím prvem. Z uvedených důvodů je obrácený Carnotův cyklus považován za nerealizovatelný a slouží pouze jako kritérium pro porovnávání COP_c reálných chladicích cyklů. Model, který zahrnuje vliv škrtení plynu a kompresi v oblasti přehřáté páry bývá označován jako „Ideální odpařovací kompresorový chladicí cyklus“, nebo „Evans-Perkinsův cyklus“ (obrázek 10) a při stejných teplotách odpařování a kondenzace dosahuje nižšího COP_c , než cyklus Carnotův. [17]

V odpařovacích kompresorových chladicích zařízeních se jako škrticí prvek běžně používají kapiláry, krátké dýzy, nebo redukční ventily, jakožto spolehlivé a nízkonákladové řešení pro expanzi chladiva z vyššího kondenzátorového tlaku na nižší výparníkovo tlak. Avšak takovéto škrtení je nevratný, a spíše izoentalpický než izoentropický děj, což do systému vnáší dvojí parazitní jev – omezení chladicí kapacity a zvýšení příkonu, jak je vidět na obrázku 10. Úbytek chladicí kapacity v důsledku škrtení je dán plochou a-d-4R-4C a o stejnou hodnotu je zvýšen příkon cyklu, což vyjadřuje rovnice (14). Q_c značí tepelný tok z chladnějšího prostředí, Q_H tepelný tok z teplejšího prostředí a Q_{exp} topný výkon disipace energie při izoentalpickém škrtení. Index „s“ označuje veličiny charakteristické pro cyklus s izoentropickou expanzí. W_0^s je příkon takového cyklu. [18]



Obrázek 9: Carnotův cyklus



Obrázek 10: Evans-Perkinsův cyklus

$$COP_{E-P} = \frac{Q_C^s - |Q_{exp}|}{|Q_H^s| - (Q_C^s - |Q_{exp}|)} = \frac{Q_C^s - |Q_{exp}|}{W_o^s + |Q_{exp}|} \quad (14)$$

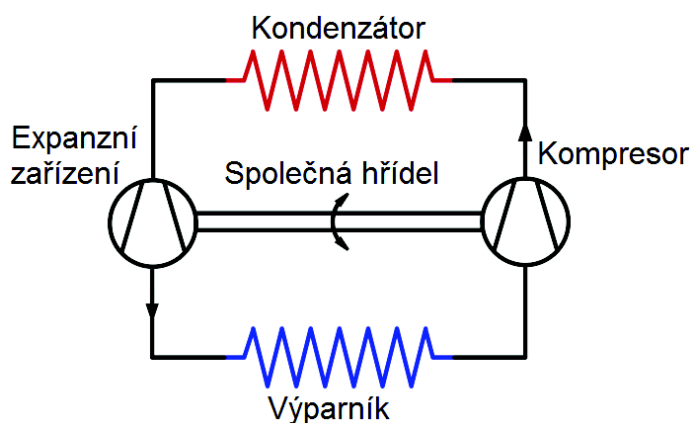
Je zřejmé, že nahrazením škrticího prvku takovým členem, který by dokázal zajistit izoentropickou expanzi, lze do jisté míry carnotizovat stávající chladicí zařízení. Mohiuddin [18] uvádí přehled doposud navržených systémů pro opětovné využití expanzní práce a následně provádí experimentální měření na komerčně dostupné vírové trubici v podmínkách, které odpovídají expanzi v chladicím cyklu. Na základě výsledků navrhuje nový způsob zapojení vírové trubice do chladicího cyklu a to tak, aby optimálně využil její parametry zjištěné měření.

3.1.2 Dříve uvažovaná zařízení pro zužitkování expanzní práce:

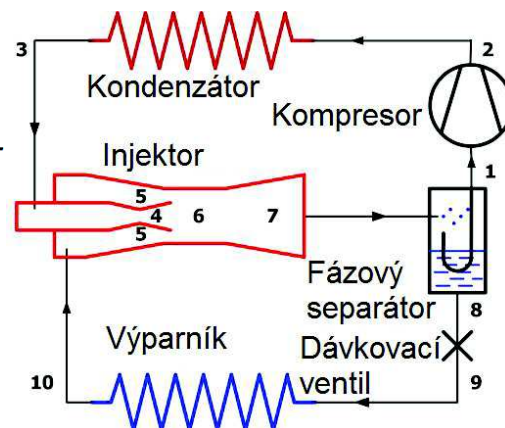
- **Expanzní turbína**

Použitím turbíny místo škrticího prvku teoreticky lze využít kinetickou energii tekutiny, vzniklou při přechodu z vyššího tlaku na nižší, místo aby disipovala při škrcení. Tím by bylo dosaženo více izoentropického, než izoentalpického děje, což by vedlo ke zvýšení chladicí kapacity díky nižší entalpii chladiva vstupujícího do výparníku. Současně by mohl být využit výstupní výkon na hřídeli turbíny k pokrytí části příkonu kompresoru. Tudiž by byl takto zvýšen COP_C cyklu dvojnásobkem.

Jednou z možností praktické realizace je připojení turbíny i kompresoru na společnou hřídel, viz obrázek 11. Robinson a Groll [19] numericky vypočítali, že při použití turbíny s izoentropickou účinností 60 % dojde ke snížení příspěvku expanze do celkové nevratnosti cyklu o 35 %. Ačkoliv tento koncept skýtá jistý potenciál ke zvýšení výkonu cyklu, naráží na některé praktické problémy naznačené výše, a to že dvoufázové proudění tekutiny přes turbínu by mohlo poškodit její povrch. Navíc vedení tepla skrz sdílenou hřídel může značně zredukovat požadovaný účinek.



Obrázek 11: Cyklus s expanzní turbínou



Obrázek 12: Cyklus se sacím injektorem

- **Sací injektor**

Další alternativou je nahrazení škrticího ventilu dvoufázovým sacím injektorem, také k zajištění více izoentropické expanze a eliminaci ztrát škrcením. Schéma typického dvoufázového injektorového cyklu je na obrázku 12. Lawrence a Elbel [20] však

uvádí, že ve skutečnosti může expanze probíhat příliš rychle na to, aby mokrá pára zůstala v hydrodynamické a termodynamické rovnováze. V takovém případě by došlo ke zpoždění vypařování proudu, což by mělo dopad na výkon injektoru.

3.1.3 Teoretické koncepty využití vírové trubice

Liu a Jin [21] na základě termodynamického modelu teoreticky vyšetřovali použití vírové trubice v transkritickém CO₂ dvoufázovém kompresorovém chladicím cyklu. Předpokládali rozdělení expandující tekutiny ve vírové trubici na tři frakce: sytou kapalinu, sytou páru a přehřátou páru. Směs syté kapaliny a syté páry by procházela výparníkem a zajišťovala chladicí účinek, zatímco přehřátá pára by byla ochlazena v tepelném výměníku a před vstupem do kompresoru smíšena s plynem odcházejícím z výparníku. Vypočtený COP_C tohoto cyklu byl o 2,4 % až 16,8 % vyšší, než u běžných výparných kompresorových cyklů. Bohužel, z praktického hlediska je jejich model považován za nerealistický, neboť získávání syté kapaliny přímo z vírové trubice by pravděpodobně bylo dost problematické. Navíc, přítomnost kapaliny uvnitř trubice potlačuje teplotní separaci, což popíšu dále. Podobný cyklus numericky analyzovali Li a spol. [22], kteří předpokládali odebírání syté kapaliny na studeném konci vírové trubice a přehřáté páry na konci horkém. Je zřejmé, že i tento model byl daleko realitě.

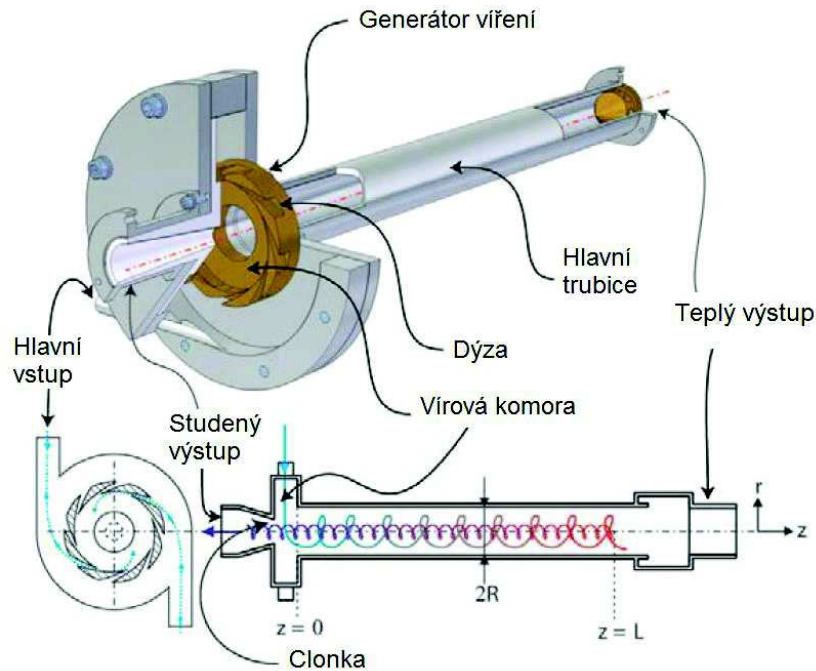
3.1.4 Parametry vírové trubice při podmínkách odpovídajících expanzi v chladicím cyklu

Aby bylo možné navrhnout reálně fungující chladicí zařízení využívající Ranque-Hilshův jev, které by dosahovalo vypočtených vlastností, je nezbytné nejprve experimentálně ověřit chování vírové trubice v takových podmínkách, které odpovídají předpokládané aplikaci – tedy s použitím chladicího média ve stavu páry blízké nasycení.

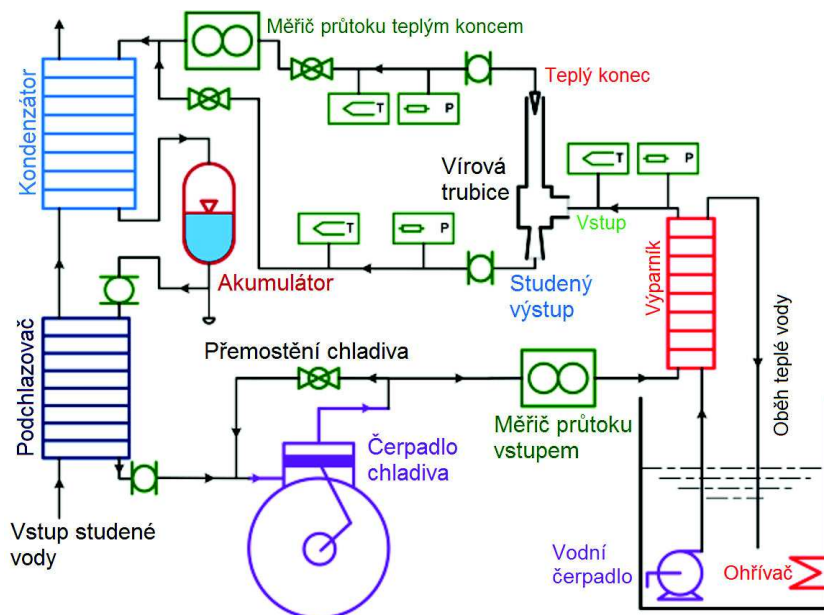
Wu a spol. [23] měřili pokles teploty na studeném konci vírové trubice vzhledem ke vstupní teplotě s použitím chladiv R728, R744, R32, R22, R161, R134a a výsledky porovnávali s výpočtem pro izoentaltické škrcení a izoentropickou expanzi. Pro chladivo R22 ve stavu přehřáté páry o vstupním tlaku 383 kPa ($t'' = 8\text{ °C}$) naměřili pokles teploty o 10 °C, přičemž hodnoty pro izoentaltický a izoentropický děj za stejných vstupních a výstupních podmínek jsou 7 °C, resp. 53 °C. Tyto výsledky prokazují, že studený výstup z vírové trubice dosahuje nižších teplot, než jakých lze dosáhnout škrcením.

Collins a Lovelace [24] zkoumali chování trubice při expanzi mokré páry propanu. Zjistili, že teplotní separace mezi horkým a chladným koncem je významná pouze tehdy, pokud je vstupní suchost vyšší než 80 %. Konkrétně při této suchosti, vstupním tlaku 791 kPa ($t'' = 31\text{ °C}$) a studené hmotnostní frakci 0,8 naměřili teplotu horkého a chladného konce 35 °C, resp. 5 °C. Na základě těchto výsledků vyvodili, že pokles teplotní separace při nižší vstupní suchosti je způsoben odstředěním chladnějších kapiček kapaliny na vnitřní stěnu trubice a jejich následným odpařením. Tento jev jasně vymezuje oblast efektivního použití vírové trubice a jeho znalost je nezbytná pro návrh realizovatelného chladicího cyklu. To vysvětluje, proč v praxi nelze aplikovat koncept navržený Liem a Jinem [21].

Mohiuddin [18] měřil parametry vírové trubice společnosti *Exair Corporation* o délce 10,5 cm jak se vzduchem, tak s chladivem R134a. Tato vírová trubice používá místo zabudovaných vstupních dýz tzv. generátor víření (v originále: „swirl generator“), jehož výměnou lze nastavit maximální průtok trubicí, viz obrázek 13. Pro účely experimentu byly použity generátory 2R, 4R a 8R, přičemž číslo udává maximální spotřebu vzduchu vyjádřenou ve standardních krychlových stopách za minutu. Mohiuddin vytvořil takovou měřicí soustavu, aby co nejdříve nasimuloval provoz reálného chladičního zařízení, viz obrázek 14. Rozsah vstupních tlaků při měření byl 400 kPa až 780 kPa pro vzduch a 1038 kPa až 1320 kPa pro chladivo.



Obrázek 13: Vírová trubice s generátorem víření [25]



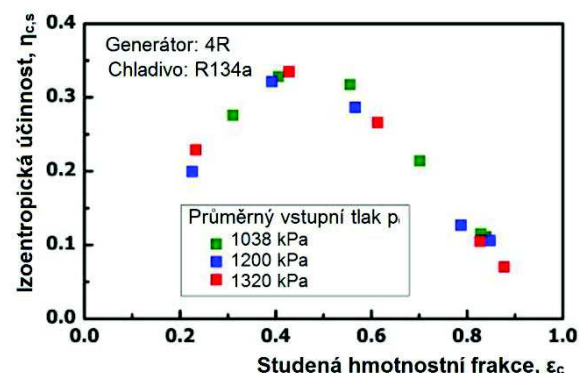
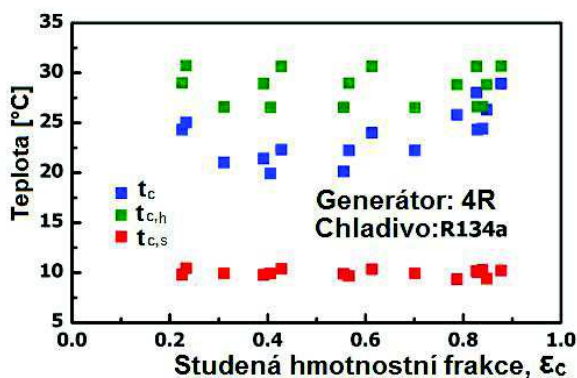
Obrázek 14: Schéma měřicí soustavy

Výsledky ukazují, že u chladiva R134a lze při provozu za vyšších tlaků dosáhnout teplotní separace pomocí vírové trubice. Rozdíly mezi teplotami výstupů však byly nižší, než při použití vzduchu a teplota horkého konce nepřesáhla teplotu vstupní. Důvod poklesu teplotní separace chladiva může být spojen se vznikem kapiček syté kapaliny, neboť vstupující pára byla ve stavu blízkém nasycení. Nejvyšší teploty na teplém konci a nejnižší teploty na studeném konci bylo dosaženo při studené hmotnostní frakci 0,8, resp. 0,4.

S generátory víření 2R a 8R měla vírová trubice nižší účinek, než s generátorem 4R. U generátoru 2R může nízký účinek při proudění chladiva R134a souviset s příliš malým hmotnostním tokem, který nedostačoval k vytvoření potřebného víru. Použitím generátoru 8R pravděpodobně vznikalo větší množství kapiček kapaliny, které snižují teplotní separaci.

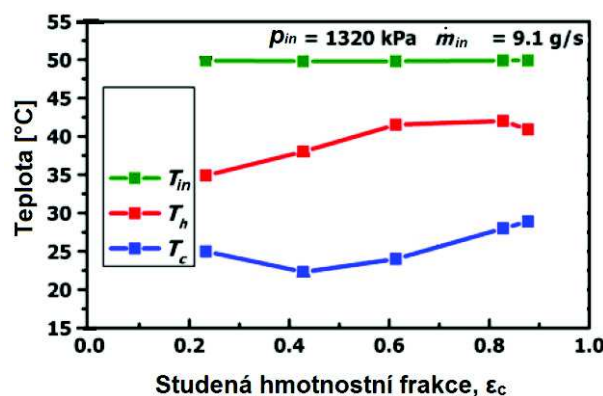
Experiment prokázal, že vírová trubice za daných podmínek poskytuje nižší teplotu na studeném konci, než jaké lze dosáhnout izoentalpickým škrcením, a to o 4 °C až 8 °C. Obrázek 15 porovnává naměřené teploty studeného konce (modrou barvou) s vypočtenými hodnotami pro izoentalpickou (zelenou barvou) a adiabatickou (červenou barvou) expanzi při stejných vstupních a výstupních podmínkách. Izoentropická účinnost expanze byla vypočtena podle rovnice (15) a při vstupním stavu blízkém nasycení dosáhla maximální hodnoty 33 %.

$$\eta_{c,s} = \frac{h_0 - h_c}{h_0 - h_{c,s}} \quad (15)$$



Obrázek 15: Porovnání měření s teorií

Obrázek 16: Izoentropická účinnost VT

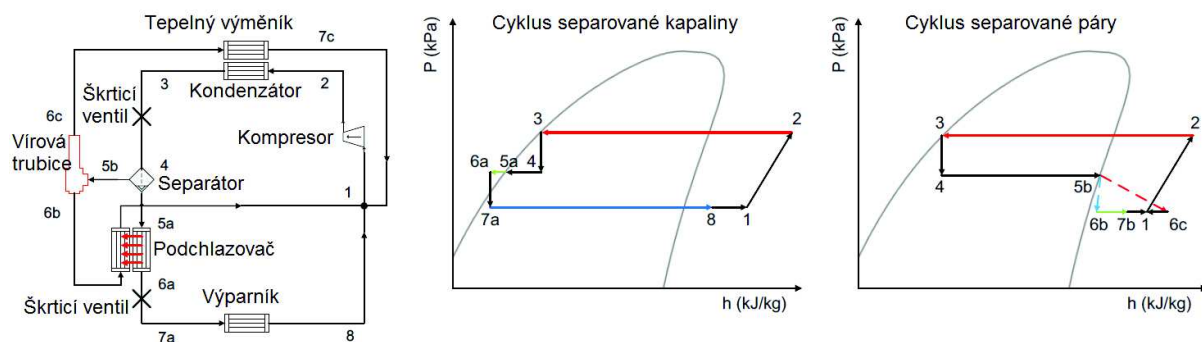


Obrázek 17: Výstupní teploty v závislosti na ϵ_c pro chladivo R134a, vstupní tlak 1320 kPa a generátor 4R

3.1.5 Návrh odpařovacího kompresorového cyklu s vírovou trubicí

Z výzkumu, který Mohiuddin provedl, je zřejmé, že vírová trubice je neúčinnější, když pracovní médium ve všech proudech zůstane v plynném stavu. Proto při návrhu nového chladicího cyklu bylo prioritou tuto podmínku zajistit. Na obrázku 18 je schéma a p-h diagram jeho nově navrženého cyklu, ve kterém používá fázový separátor pro zajištění jednofázového provozu vírové trubice.

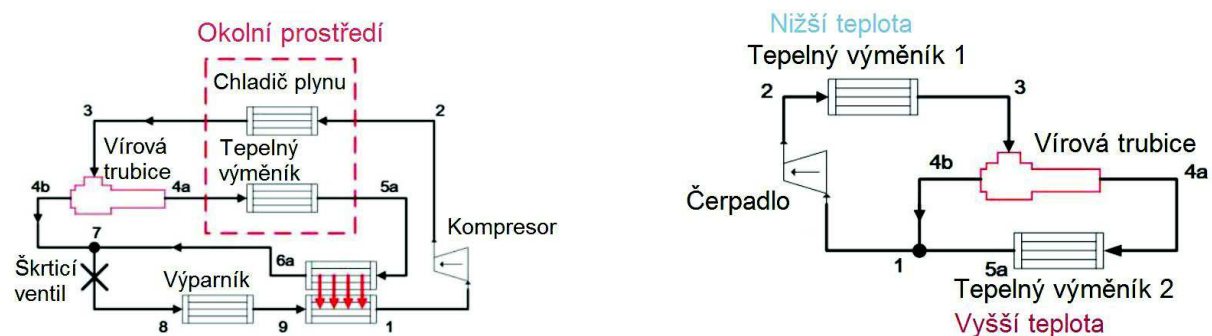
V kondenzátoru dochází k úplnému zkapalnění média, které je po prvním stupni škrcení rozděleno na sytou kapalinu a sytou páru. Pára následně druhotně expanduje ve vírové trubici, jejíž studený výstup zajišťuje podchlazení kapaliny odcházející ze separátoru pod teplotu varu. Ta po podchlazení prodělá druhý stupeň škrcení. Tím je zvýšena chladicí kapacita cyklu. Z pravého p-h diagramu na obrázku 18 je vidět, že díky poklesu tlaku je médium chlazené ve vírové trubici stále ve stavu syté, až přehřáté páry.



Obrázek 18: Mohiuddinův odpařovací kompresorový cyklus s vírovou trubicí

V závislosti na chladicím médiu a provozních podmínkách předpokládá termodynamický model pro tento cyklus zvýšení COP_C o 5 až 10 %. Dalšího zdokonalení lze dosáhnout přidáním vnitřního tepelného výměníku, který by podporoval jednofázové proudění ve vírové trubici.

Následně Mohiuddin ve své práci navrhl dvě další alternativní zapojení vírové trubice. Schéma na obrázku 19 vlevo by bylo vhodné zejména pro transkritické CO_2 chladicí cykly. V tomto zapojení je, na rozdíl od předchozího, dosaženo nárůstu COP_C využitím teplého konce vírové trubice ke zvýšení množství odevzdávaného tepla. Zjednodušený termodynamický model tohoto cyklu předpovídá zvýšení COP_C o 40 % pro transkritický CO_2 cyklus při teplotě okolí 45 °C.

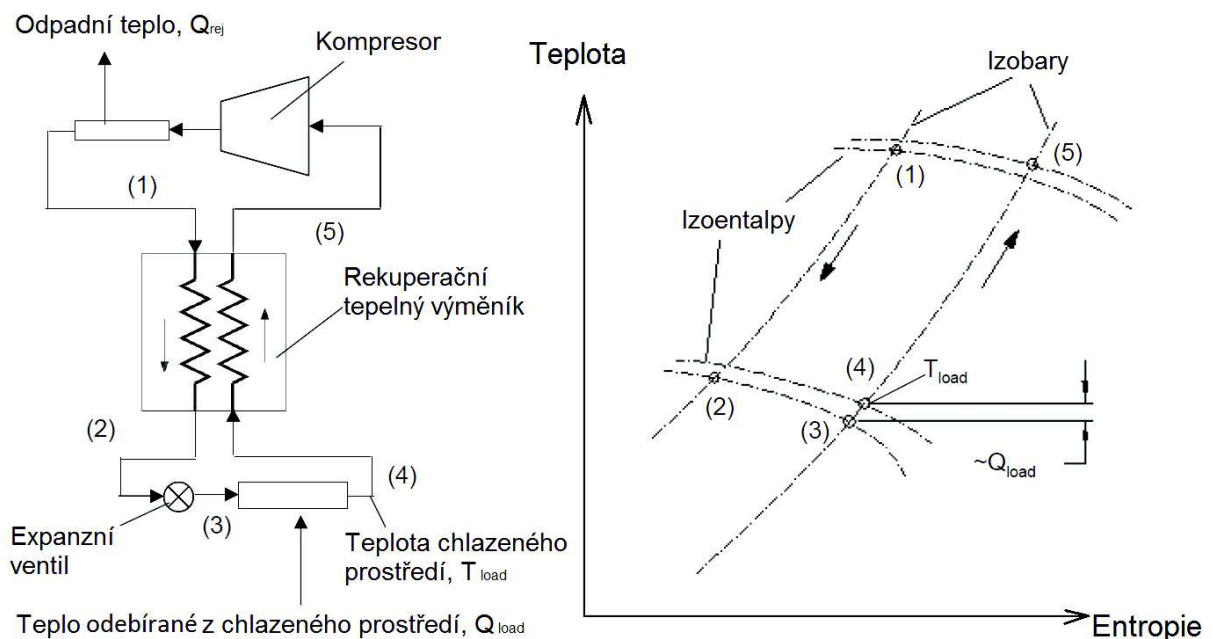


Obrázek 19: Schémata alternativních tepelných cyklů s vírovou trubicí

Schéma na obrázku 19 vpravo znázorňuje tepelný cyklus pro zvýšení kvality odpadního tepla, který může být výhodný například pro tvorbu páry, nebo ohřev vody. K pohonu tepelného cyklu zde slouží kapalinové čerpadlo, které vhání médium do výparníku. Zdroj odpadního tepla zajišťuje úplné odpaření média, které následně expanduje ve vírové trubici. Teplota horkého konce trubice je vyšší než teplota odpadního tepla a může být využita v tepelném výměníku 2.

3.2 Joule-Thomsonův cyklus

Zatímco u odpařovacích kompresorových cyklů navržených Mohiuddinem se od vírové trubice požaduje teplotní separace páry ve stavu blízkém nasycení, Nellis a Klein [4] se soustředili na její využití pro zvýšení chladicího faktoru Joule-Thomsonova chladicího cyklu (obrázek 20), ve kterém nedochází ke změně skupenství (do expanzního prvku vstupuje plyn v nadkritické oblasti). Konkrétně uvádí jako příklad cyklus s oxidem uhličitým, který má několik výhodných vlastností: je to přirozeně se vyskytující, nehořlavá, netoxická a snadno dostupná látka. Proto je mu v současné době věnována zvýšená pozornost, jako možné alternativě k syntetickým chladivům. Teoretický COP_C cyklu s oxidem uhličitým však není tak vysoký, jako u většiny syntetických chladiv a to převážně kvůli ztrátám škrcením (ty způsobují více než 40 % celkových ztrát [19]). Proto existuje vysoký potenciál pro zvýšení výkonu tohoto cyklu modifikací expanzního mechanismu.



Obrázek 20: Joule-Thomsonův chladicí cyklus

Standardní Joule-Thomsonův chladicí cyklus závisí stejně jako odpařovací cykly na expanzi přes škrticí ventil, nedochází v něm však ke kondenzaci. Stlačené chladivo po odevzdání odpadního tepla Q_{rej} vnějšímu prostředí zůstává v plynném stavu (bod 1) a prochází přes protiproudý rekuperační tepelný výměník, kde prodělává tepelnou výměnu s nízkotlakým chladivem vracejícím se z chlazeného prostředí. Je nezbytné, aby se teplota stlačeného média za rekuperačním výměníkem (bod 2) co nejvíce blížila teplotě chlazeného prostředí. Následně expanduje ve škrticím ventilu, čímž jeho teplota poklesne mírně pod teplotu chlazeného prostředí (bod 3) a umožní tak

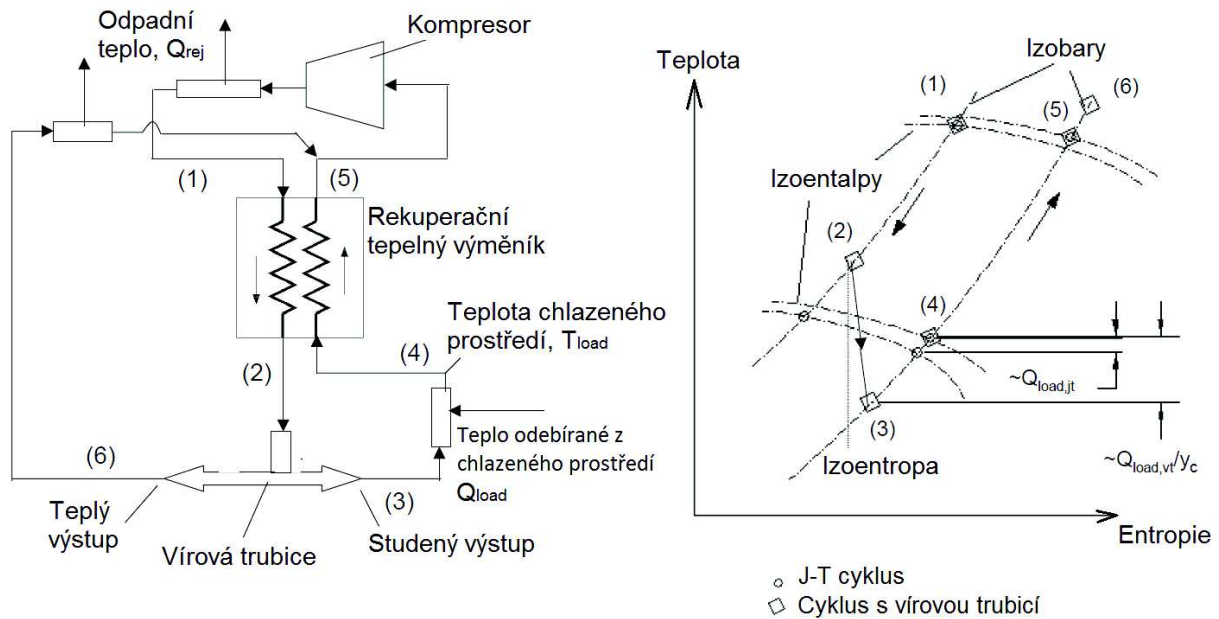
absorbovat chladicí teplo Q_{load} v tepelném výměníku s chlazeným prostředím. Poté médium o již nízkém tlaku vstupuje zpět do rekuperačního výměníku (bod 4), kde ochlazuje stlačené médium a samo se tím ohřívá. Nakonec je stlačeno kompresorem a odevzdává odpadní teplo Q_{rej} okolnímu prostředí.

J-T cykly bývají nejčastěji nasazovány jak v nízkonákladových aplikacích, tak v situacích, kdy jsou kladeny velké nároky na spolehlivost. Jejich výkon však silně závisí na hodnotě Joule-Thomsonova koeficientu. Na T-s diagramu na obrázku 20 si všimněme, že aby médium mohlo odebírat teplo chlazenému prostředí, musí při škrcení docházet k poklesu teploty, tedy musí probíhat v oblasti kladného J-T koeficientu. Navíc pro dosažení dostatečného chladicího výkonu tyto cykly často operují s velmi vysokým tlakovým poměrem a vyžadují velký rekuperační výměník s vysokou celkovou tepelnou vodivostí. [4]

Tato omezení by podle Nellise a Kleina [4] bylo možné odstranit využitím Ranque-Hilshova jevu, neboť VT poskytuje větší pokles teploty na studeném konci, než jaký je dosažitelný škrcením. Navíc zajišťuje chlazení bez ohledu na Joule-Thomsonův koeficient. Například izoentalpický pokles teploty při expanzi vzduchu o pokojové teplotě z 300 kPa na 100 kPa je pouze 0.2 °C, zatímco vírovou trubicí lze dosáhnout poklesu až 27 °C. Ještě vyšších výkonů dosahuje vírová trubice při použití helia, se kterým lze při vstupním tlaku 300 kPa dosáhnout teplotního poklesu až 37 °C. Díky tomu by její využití umožnilo provozovat cyklus při nižším tlakovém poměru a také pružněji přizpůsobovat velikost rekuperačního výměníku podle potřeb.

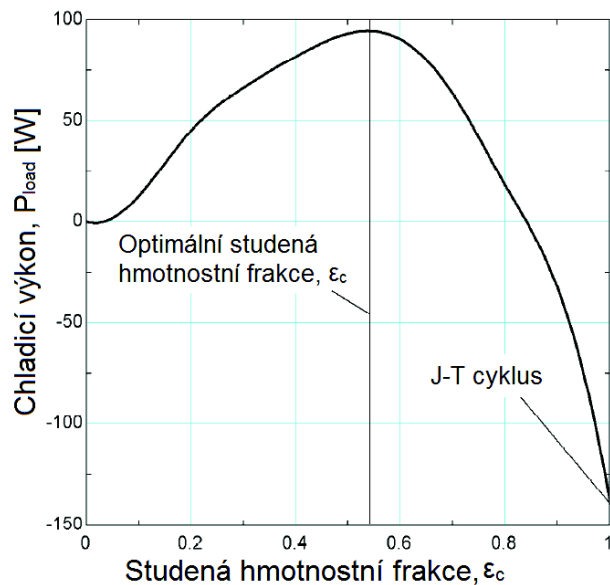
3.2.1 Návrh J-T cyklu s vírovou trubicí

Nellis a Klein [4] použili polo-empirický model pro popis vlastností vírové trubice a na základě něj navrhli kryogenní chladicí cyklus využívající vírovou trubicí namísto škrticího ventilu (obrázek 21). Plyn ze studeného konce je využit k absorpci chladicího tepla Q_{load} , zatímco plyn z teplého konce obchází rekuperační výměník, odevzdává část tepla do okolí a je smísen s tekutinou, která vystupuje z rekuperačního výměníku a je nasávána kompresorem. Na T-s diagramu můžeme vidět porovnání s původním Joule-Thomsonovým oběhem. Při stejné teplotě výstupu z výměníku s okolním prostředím (stav 1) je teplota vstupu do expanzního prvku (stav 2) vyšší v porovnání s běžným J-T cyklem. To kvůli porušení rovnováhy mezi hmotnostními průtoky protiběžných proudů. Následně je však ve vírové trubicí dosaženo podstatně vyššího teplotního poklesu a teplota studeného konce (stav 3) je nižší, než po škrcení v J-T cyklu, avšak část proudu byla obětována k dosažení tohoto efektu. Před vstupem do výměníku je plyn ohřát chladicím teplem Q_{load} na stejnou teplotu, jako u porovnávaného J-T oběhu.

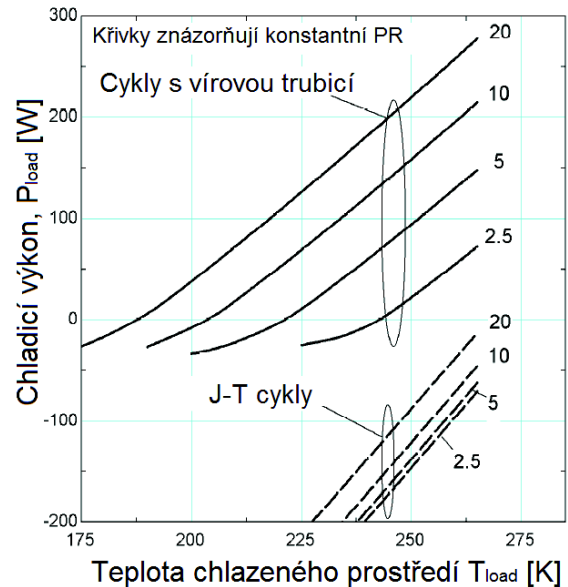


Obrázek 21: Kryogenní chladicí cyklus s vírovou trubicí

Chladicí výkon navrženého cyklu lze odhadnout jako funkci studené hmotnostní frakce (ϵ_c) na základě zadaného hmotnostního toku (\dot{m}), tlakového poměru (PR), celkové tepelné vodivosti výměníku (UA), vlastností vírové trubice, teploty chlazeného prostředí (T_{load}) a teploty okolního prostředí (T_{rej}). Obrázek 22 znázorňuje tuto závislost při použití vzduchu jako pracovní tekutiny a těchto provozních podmínkách: $T_{rej} = 300 \text{ K}$, $PR = 5$, $\dot{m} = 10^{-2} \text{ kg/s}$, $UA = 10 \text{ W/K}$, $T_{load} = 250 \text{ K}$. Pokud je studená hmotnostní frakce rovna jedné, pak je cyklus ekvivalentní Joule-Thomsonově cyklu – veškerý plyn procházející trubicí prodělá izoentropické škrcení, absorbuje chladicí teplo a vrací se ke kompresoru přes rekuperační výměník. Všimněme si, že za těchto podmínek je chladicí výkon záporný, protože tlakový poměr je příliš malý a rekuperační výměník má příliš nízkou tepelnou vodivost. Snižováním ϵ_c však výkon narůstá a dosahuje maximální hodnoty 94 W při optimální studené hmotnostní frakci zhruba 0,5. Při snižování ϵ_c se projevují dva negativní jevy – vznik rozdílu mezi hmotnostními průtoky rekuperačním výměníkem a snížení hmotnostního průtoku výměníkem s chlazeným prostředím – proti kterým působí jeden důležitý pozitivní jev, a to pokles teploty média v bodě 3. Optimální hodnota studené hmotnostní frakce vhodně vyvažuje všechny tři jevy a je proto o něco vyšší, než nastavení s maximálním teplotním poklesem, které je zhruba 0,25.



Obrázek 22: Chladicí výkon jako funkce studené hmotnostní frakce



Obrázek 23: Chladicí výkon jako funkce teploty chlazeného prostředí

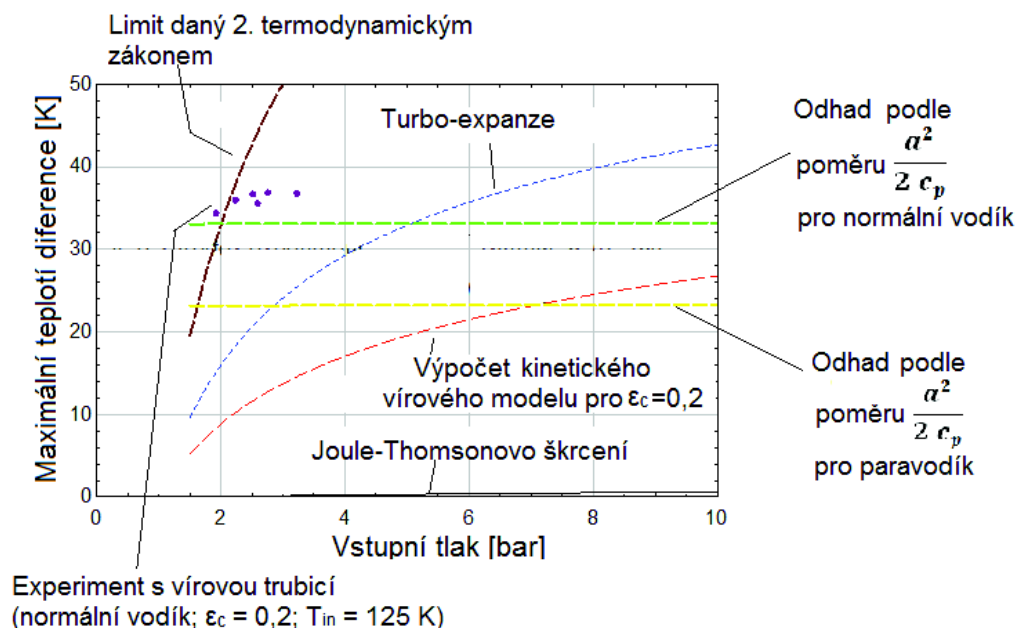
Obrázek 23 porovnává závislost chladicího výkonu na teplotě chlazeného prostředí pro navržený cyklus a Joule-Thomsonův cyklus při různých tlakových poměrech za podmínek: $T_{rej} = 300$ K, $\dot{m} = 10^{-2}$ kg/s a $UA = 10$ W/K. Je zřejmé, že cyklus s vírovou trubicí výkonem značně převyšuje Joule-Thomsonův cyklus a to při všech uvedených tlakových poměrech a rozsazích teplot. Rozdíl mezi výkony obou cyklů je tím větší, čím je menší celková vodivost rekuperačního výměníku, nebo tlakový poměr. Podle Miropolskeho a Sozieva [26] umožňuje nahrazení J-T ventilu vírovou trubicí zvýšit výkon zkapalňování, resp. chlazení helia ve zkapalňovacím cyklu o 12, resp. 30 %.

Navržený koncept ukazuje ten nejjednodušší způsob, jak lze nahradit škrticí prvek Joule-Thomsonova cyklu vírovou trubicí a již u něj je odhadován silný potenciál vírové trubice pro zvýšení chladicího výkonu a flexibility použití, aniž by zásadně ovlivňovala spolehlivost a finanční náklady. Nellis a Klein [4] závěrem své práce motivují k dalšímu zkoumání zapojení vírové trubice do složitějších víceúrovňových cyklů, které by mohly zásadně překonat výkon současně dostupných Joule-Thomsonových systémů.

3.3 Zkapalňovač vodíku

V předchozích kapitolách jsem uváděl, že vírové trubice jako samostatná zařízení mají mnohem nižší chladicí faktor, než chladicí cykly. To však není pravda při velmi nízkých teplotách – konkrétně pod 77 K (teplota varu dusíku) – kde chladicí cykly začínají být velmi neefektivní, a to kvůli absenci vhodného chladiva. Naproti tomu, vírové trubice tento pokles výkonu s klesající teplotou nepostihuje, a mohou tudíž mít značný potenciál pro chlazení při kryogenních teplotách. Obrázek 24 zobrazuje výsledky experimentálního měření teplotního rozdílu dosažitelného vírovou trubicí ve srovnání s ostatními technologiemi pro kryogenní chlazení. Chlazeným médiem byl vodík o vstupní teplotě 125 K. Je vidět, že VT při těchto podmínkách teplotní diferencí studeného konce významně převyšuje ostatní systémy. Musíme si ale

uvědomit, že k dosažení takto velkého poklesu teploty bylo obětováno 80 % hmotnostního průtoku.



Obrázek 24: Srovnání vírové trubice s dalšími technologiemi pro kryogenní chlazení [27] [28]

Zmíněné vlastnosti chce využít team HYPER⁷ Dr. Leachmana na Washington State University, který se zabývá zcela novým konceptem aplikace Ranque-Hilshovy vírové trubice. Tato skupina si stanovila cíl vyvinout středně velký až malý zkapalňovač vodíku, který by se svojí účinností vyrovnal existujícím 500 MW zkapalňovacím systémům. Jedinečnost jejich výzkumu spočívá v tom, že jako první chtějí k zajištění části chlazení na teplotu varu využít katalyzovaného přechodu vodíku mezi jeho dvěma alotropickými formami (ortho a para)⁸. Ten je přitom v současnosti jednou z

⁷ Zkratka z anglického: „Hydrogen Properties for Energy Research“. Laboratorní skupina studentů Washington State University založená Dr. Leachmanem v roce 2010 za účelem zkoumání vlastností vodíku a jejich možného využití.

⁸ Molekula vodíku má právě dvě alotropické formy: orthovodík a paravodík. Tyto odlišné kvantové modifikace mohou existovat současně při identických termodynamických podmínkách. Rovnovážný poměr mezi koncentracemi těchto dvou modifikací je závislý na teplotě a významně se mění v rozsahu 20 – 150 K. K přechodu molekul mezi ortho a para modifikací dochází v plynném stavu pouze za přítomnosti katalyzátoru. V kapalném skupenství může probíhat i bez katalyzátoru, avšak jen omezenou rychlostí.

Orthovodík a paravodík mají při stejné teplotě a tlaku odlišné izobarické tepelné kapacity a tudíž i měrné entalpie. Para-orthovodíková přeměna je endotermní reakcí, ortho-paravodíková exotermní. Následující graf znázorňuje tepelnou závislost izobarických tepelných kapacit směsi orthovodíku a paravodíku o různých poměrech koncentrací (plnými čarami) a tepelnou závislost rovnovážné poměrné koncentrace orthovodíku (čerkovanou čarou). Při pokojové teplotě je rovnovážný poměr mezi orthovodíkem a paravodíkem 3:1 – taková směs je označována jako normální vodík. Čárkovanou čarou je znázorněna tepelná kapacita směsi, která je za přítomnosti katalyzátoru udržována na rovnovážné koncentraci a zahrnuje tudíž i energii potřebnou k přechodu molekul mezi modifikací ortho a para. [1]

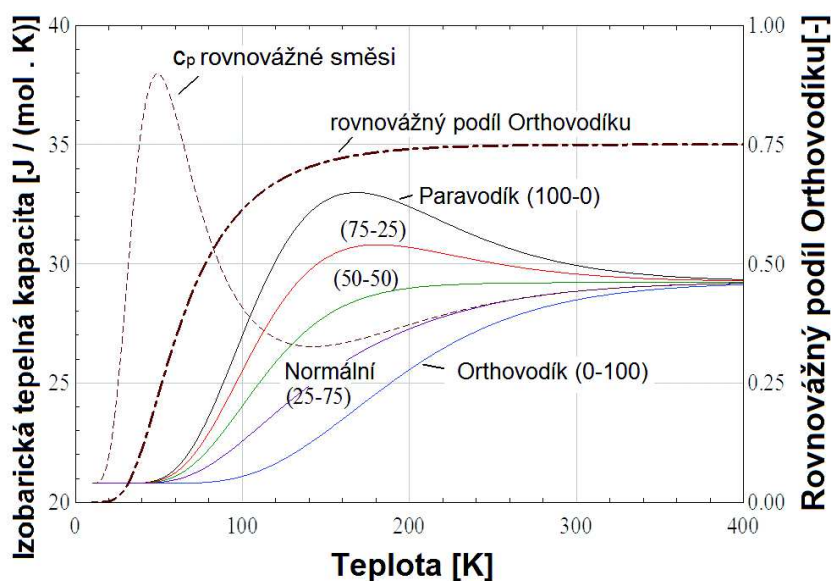
hlavních příčin vysoké energetické náročnosti zkapalňování vodíku. Zatímco v plynném vodíku o pokojové teplotě je rovnovážná koncentrace ortho modifikace 75 %, v kapalném vodíku je to pouze 0,2 % [29]. Pokud by při zkapalňování nebyla umožněna konverze na paravodík, pak by pomalu probíhala až v kapalném skupenství. V takovém případě uvolněná energie této reakce znesnadňuje skladování. Mezi jednotlivé stupně chlazení je proto třeba umístit rozměrná lože katalyzátorů, na kterých se obnovuje rovnovážný poměr zmíněných modifikací. Tato lože jsou významnými původci energetických ztrát. Navíc se při přechodu orthovodíku na paravodík uvolňuje další teplo, které se musí chlazením odvádět. Z tabulky 3, porovnávající minimální práci ke zkapalnění vodíku a jiných kryogenních plynů, je vidět, že jen odvádění tepla ortho-paravodíkové přeměny spotřebuje 16 % celkové minimální práce.

Tabulka 3: Porovnání minimální práce ke zkapalnění vybraných kryogenů [1]

$$\text{Minimální práce: } W = T_0 \cdot \Delta s - \Delta h$$

Kryogen	Teplota varu [K]	Chlazení	Kondenzace	Ortho – para přeměna	Celkem
Kyslík	90,19	0,0372	0,1345	--	0,1717
Dusík	77,36	0,0524	0,1557	--	0,2081
Paravodík	20,27	1,735	1,681	0,6529	4,07
Helium	4,22	1,465	0,3956	--	1,861

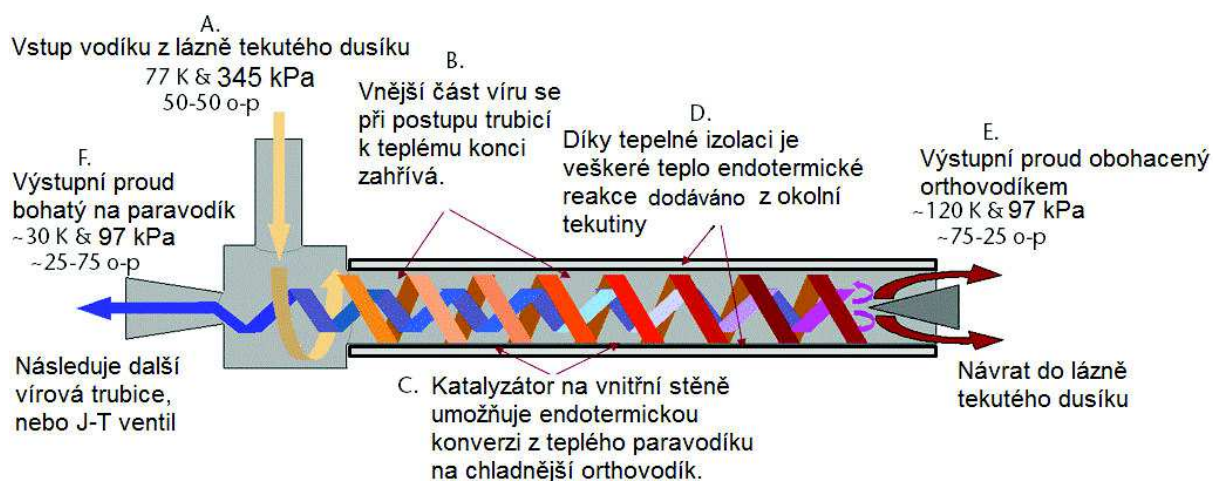
U běžných zkapalňovacích cyklů je první fází chlazení plynného vodíku tepelná výměna s katalyzačním ložem v lázni tekutého dusíku. Další dochlazování bývá problematické, neboť všechny následující katalyzační plochy musí být udržovány na teplotě nižší, než 77 K. Standardní systém na zkapalňování vodíku vyžaduje nejméně šest katalyzačních loží pro různá teplotní stádia. Jak jsem již zmínil,



odvádění tepla při takto nízkých teplotách je i s nejmodernějšími technologiemi⁹ hodně energeticky náročné. Je zřejmé, že snížením počtu nezbytných katalyzačních loží a usnadněním odvodu tepla ortho-para přeměny lze znatelně zvýšit účinnost těchto systémů.

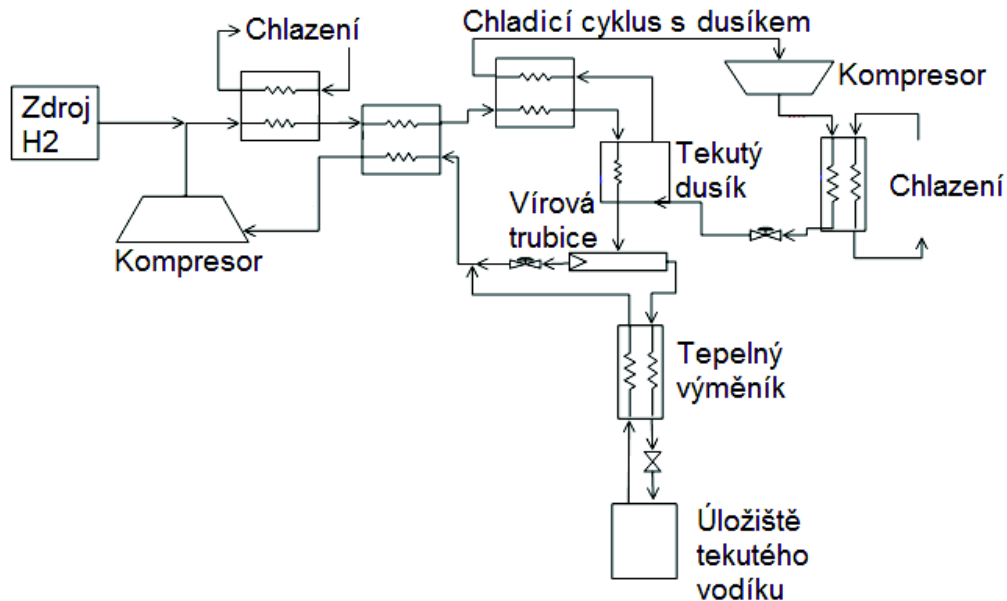
3.3.1 Princip činnosti navrhovaného systému

Výzkumný tým Dr. Leachmana ve svém konceptu nahrazuje katalyzační lože pomocí tepelně izolované vírové trubice s vrstvou katalyzátoru na vnitřní stěně, ve které probíhá paravodíkovo-orthovodíková konverze a separace. Jeho primární hypotéza je taková, že aplikace katalyzátoru na vnější povrch vířivého proudění způsobí endotermickou para-ortho reakci a tím zesílí chladicí účinek VT. Tento koncept je znázorněn na obrázcích 25 a 26. Do VT vstupuje v bodě A vodík z lázně tekutého dusíku o teplotě 77 K a rovnovážné koncentraci ortho-para modifikací 50:50. Při postupu k teplému konci dosahuje vnější část víru teploty zhruba 120 K, při níž se rovnovážný poměr orthovodíku zvýší na téměř 70 %. Díky přítomnosti katalyzátoru se teplo vznikající ve vnější části vířivého proudu spotřebovává na endotermickou přeměnu paravodíku na orthovodík. Tepelná izolace na vnější stěně trubice zajišťuje, že veškeré teplo spotřebovávané touto reakcí je odebíráno z objemu proudící směsi. Teplým koncem trubice odchází v bodě E směs bohatá na orthovodík, která se vrací do katalyzačního lože v lázni tekutého dusíku k recyklaci. Vnitřní část proudu bohatá na paravodík je odebírána studeným koncem při teplotě zhruba 30 K a poměru ortho-para 25:75. Následně může být dochlazena na teplotu varu 20 K pomocí další vírové trubice, nebo přes J-T ventil či fázový separátor k finálnímu zkapalnění. Hlavní výhodou tohoto konceptu je, že tepelná energie je při chlazení přeměňována přímo samotnou tekutinou na energii chemickou, a tudíž jako kdyby byla odváděna dokonalým tepelným výměníkem. Podle výpočtů by vírová trubice se stěnou pokrytou katalyzátorem měla dosahovat přibližně dvojnásobného chladicího účinku oproti trubici bez katalyzátoru.



Obrázek 25: Schéma kinetické paravodíkovo-orthovodíkové konverze a separace ve vírové trubici

⁹ Mezi hlavní systémy chlazení pod teplotou 77 K patří: tepelná výměna s heliem, turbo – expanze, expanze v pístu, Joule – Thomsonova expanze a magneto – kalorické systémy.



Obrázek 26: Schéma navrženého zkapalňovacího cyklu vodíku s vírovou trubicí [30]

Koncept navržený skupinou HYPER odstraňuje ze systému všechna katalyzační lože, která by bylo třeba chladit při teplotě nižší, než 77 K. Veškeré teplo ortho-para přeměny je odváděno v jediné lázni tekutého dusíku, jejíž provoz je efektivnější oproti systémům pro nižší teploty. Podle Dr. Leachmana je tím možné zvýšit účinnost až o 20 % a umožnit tak vývoj malých zkapalňovačů s účinností srovnatelnou s velkými 500 MW systémy. Tuto předpověď je však třeba brát pouze jako odhad, protože v dokumentu není explicitně uvedeno, jak byla hodnota získána. Navíc se některé vedlejší číselné hodnoty uvedené v dokumentu [27] mírně odchylojí od citovaných zdrojů. To je ale pochopitelné vzhledem k rozsahu celého projektu.

3.3.2 Předpoklady

Zmíněný koncept vychází z některých předpokladů, které zatím nebyly experimentálně ověřeny. Dr. Leachman uvádí, že funkčnost systému silně závisí na způsobu, jakým dochází ve vírové trubici k teplotní separaci. Ačkoliv lze analyticky¹⁰ určit teplotu studeného výstupu VT s velmi dobrou přesností (s odchylkou do 3 % vůči experimentálním hodnotám), přesný popis, jak vírová trubice funguje, zatím není znám. Hlavní otázkou zůstává, jestli je přenos energie uskutečňován primárně tepelnou výměnou mezi jednotlivými vrstvami vířivého proudu, nebo jestli naopak dochází ke „třídění“ molekul na základě molekulární kinetiky. To definitivně určí maximální dosažitelný účinek chlazení podpořeného endotermickou reakcí. Když se zahřátá molekula paravodíku při kontaktu s katalyzátorem přemění na molekulu orthovodíku čímž se ochladí, pak záleží, jestli migruje do vnitřní části proudu a uvolní místo jiné molekule, nebo jestli zůstane na vnější části proudu. Ideální situací by byla kombinace obou jevů, tedy částečná migrace v radiálním směru, která by umožnila přístup nových molekul paravodíku ke stěně s katalyzátorem při současném odebírání tepla z jádra víru pomocí tepelné výměny. Ochlazené molekuly orthovodíku se nesmí posouvat příliš blízko k ose trubice, aby bylo možné je na teplém konci separovat.

¹⁰ Na základě Bernoulliho rovnice pro turbínu.

Ze schématu na obrázku 25 je vidět, že autor předpokládá kromě teplotní separace podpořené endotermickou přeměnou také odloučení orthovodíku z centrální oblasti víru, neboť na studeném výstupu předpokládá vyšší koncentraci paravodíku než na vstupu. K tomuto jevu by mělo docházet na základě ekvipartičního teorému, který tvrdí, že každému stupni volnosti stejné molekuly náleží ekvivalentní střední hodnota kinetické energie, která je dána její termodynamickou teplotou. Vzhledem k tomu, že orthovodík nemůže samovolně přejít do nulté hladiny rotační energie¹¹, měl by při kryogenních teplotách preferenčně difundovat do oblastí s vyšší teplotou. Navíc by separace orthovodíku měla být podpořena odlišnými intenzivními¹² vlastnostmi zmíněných spinových isomerů, způsobujícími preferenční adsorpci¹³ orthovodíku. [31]

Ověření těchto dvou předpokladů v podstatě tvoří dva ze tří hlavních výstupů výzkumného projektu Dr. Leachmana. V popisu projektu je podrobně popsána posloupnost všech experimentálních měření, která budou nezbytná k přesnému stanovení: a) principu, jakým ve VT dochází k teplotní separaci; b) možnosti využití katalyzovanou endotermickou přeměnou k posílení účinku chlazení; c) míry separace orthovodíku a paravodíku ve vírové trubici. Pro účel experimentů plánuje využití vybavení laboratoří týmu HYPER, která dokáží pro pohon VT vytvořit vodík, resp. deuterium o požadovaném složení ortho-para a následně vyhodnotit poměr těchto složek ve výstupních proudech z VT. Dr. Leachman věří, že díky unikátním možnostem které vodík nabízí, bude schopen dokázat, jak přesně vírová trubice funguje.

3.3.3 Důsledky výzkumu

V dokumentu [27] autor uvádí hlavní výhody, jaké by mělo vytvoření sítě malých zkapalňovacích stanic pro severoamerický kontinent. Proto zde použiji stejné údaje, neboť je zřejmé, že vyvozené důsledky platí globálně.

V Severní Americe aktuálně existuje pouze 8 zkapalňovacích stanic vodíku, což znamená, že tento je často třeba přepravovat k distributorům pomocí cisternových vozů na velké vzdálenosti. Tím zásadně roste jeho cena. Pro ilustraci, náklady na produkci tekutého vodíku dělaly v r. 2015 zhruba \$5/kg, zatímco cena za přepravu se pohybovala v rozmezí \$2-12/kg. Současně, vzrůstající počet obnovitelných zdrojů energie v elektrifikační soustavě vytváří potřebu jejího ekonomického ukládání. Oba tyto problémy se potkávají v jednom možném řešení, kterým je právě vytvoření sítě menších zkapalňovacích stanic vodíku, které by mohly být spouštěny při přebytku elektrického napětí a navíc by ušetřily náklady spojené s jeho dopravou. Lepší dostupnost tekutého vodíku by navíc podpořila vývoj a produkci automobilů s palivovými články.

Jako důkaz praktického významu jejich výzkumu, vypracovali členové týmu HYPER kompletní návrh vodíkové čerpací stanice s vlastní výrobou a zkapalňováním vodíku. Součástí jejich článků [32] [30] je i celková ekonomická analýza. Celý systém je přitom navržen tak, aby mohl být umístěn do několika lodních kontejnerů. Díky tomu

¹¹ Orthovodík může podle kvantové mechaniky zaujímat pouze liché hladiny kinetické energie rotace; paravodík zaujímá pouze sudé energetické hladiny. Nejnižší je nultá hladina kinetické energie rotace.

¹² Fyzikální vlastnost, jejíž velikost je nezávislá na rozměrech a množství materiálu systému. [39]

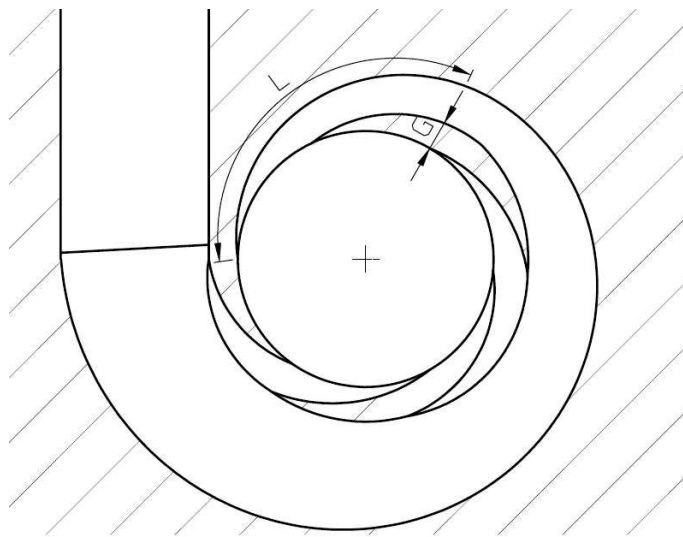
¹³ Ulpění molekul na povrchu pevného tělesa.

bude podle návrhu možné tyto stanice relativně snadno rozmístit do oblastí s vysokou koncentrací obnovitelných zdrojů energie. Výrobní cena stanice je odhadnuta na \$ 423 000 a množství paliva potřebného na ujetí 483 km (300 mil) má nabízet za zhruba \$ 50, tedy jen o málo draž, než je cena za benzín. Na vývoji a konstrukci takovéto stanice aktuálně pracují studenti WSU na vyhrazené ploše v areálu univerzity. Podle Dr. Leachmana je stát Washington ideálním místem pro zbudování prototypu takové stanice, neboť zde pravidelně dochází k přebytku elektrické energie z větrných a vodních elektráren, která by mohla být využita k výrobě kapalného vodíku s nulovými emisemi. [33]

K dalším oblastem, kde lze výhodně využít tekutý paravodík je letecký a vesmírný průmysl, a to k tepelné izolaci nádob na zkapalněné plyny a kryogenní paliva. Dr. Leachman spolupracuje se společností Boeing na vytvoření tepelné izolace nádrží na vodík s využitím endotermické para-ortho přeměny za účelem eliminace externích odpařovacích tepelných výměníků. Para-ortho přeměna byla také využita např. Meierem a spol. [34] k vytvoření znovuzkapalňovacího cyklu vodíku s využitím katalyzačního lože a odpouštění orthovodíku. [1] [27]

4 Návrh a výroba nového vstupního tělesa

Tato kapitola popisuje návrh nové geometrie vstupních dýz pro zlepšení parametrů VT a vytvoření nového vstupního tělesa pro trubici navrženou v bakalářské práci J. Obrlíka [2]. Při návrhu jsem vycházel z řešeršní části zmíněné práce, ze které vyplývá, že nejlepších výsledků dosahují tělesa s maximálním možným počtem spirálových dýz s kruhovým průřezem. Jako výchozí geometrii dýz jsem zvolil spirálu definovanou přes parametr GPL¹⁴, což je poměr vzdálenosti dýzy od vnitřní stěny VT a její délky. Z numerické analýzy Pourmahmouda a spol. [35] vyplývá, že největší chladicí účinek a teplotní diference VT nastane při použití dýz s $GPL = 0,034$. Navíc by nahrazení přímých dýz spirálovými mělo zvýšit teplotní diferenci. Maximální počet dýz o dané geometrii je tři, neboť při větším počtu by se již překrývaly.



Obrázek 27: Výchozí rozměry pro určení parametru GPL

Počáteční fáze návrhu byla identická, jako u přímých dýz – výpočet průměru vyústění na základě známých parametrů. Podle doporučení Gaa [36] bylo zvoleno Machovo číslo ve vyústění dýz $Ma = 1$ při maximálním hmotnostním průtoku kompresoru. Všechny výpočty ovlivňující geometrii dýz byly provedeny v softwaru MS Excel a výsledky byly propojeny se softwarem Autodesk Inventor k řízení geometrie 3D modelu vstupního tělesa.

4.1 Známé parametry

hmotnostní tok	$\dot{m}_{in} = 100,62 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$
izoentropický koeficient vzduchu	$\kappa = 1,41$
měrná plynová konstanta vzduchu	$r_{vz} = 287,04 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
teplota vstupního vzduchu	$T_{in} = 293,15 \text{ K}$
tlak vstupního vzduchu	$p_{in} = 400 \text{ kPa}$
počet dýz	$n = 3$

¹⁴ Zkratka anglického označení „Gap Per Length“

4.2 Výpočet průměru vyústění dýz pro požadované Machovo číslo a hmotnostní průtok

Vycházím z odmocninového tvaru Machova čísla, který udává poměr střední rychlosti proudění a místní rychlosti zvuku.

$$Ma = \frac{w}{a} \quad (16)$$

Pro místní rychlost zvuku v plynném prostředí platí vztah:

$$a = \sqrt{\kappa r_{vz} T_{in}} \quad (17)$$

a střední rychlost proudění lze na základě rovnice kontinuity vyjádřit v závislosti na průměru dýz a hmotnostním průtoku takto:

$$w = \frac{\dot{V}_{in}}{n S} = \frac{4 \dot{m}_{in}}{\rho_{in} n \pi d_d^2} \quad (18)$$

kde za hustotu vzduchu je možné dosadit ze stavové rovnice ideálního plynu výraz:

$$\rho_{in} = \frac{p_{in}}{r_{vz} T_{in}} \quad (19)$$

Pro $Ma \in (0;1)$ po dosazení vztahů (17, 18, 19) do rovnice (16) a vyjádření průměru dýzy obdržíme výraz:

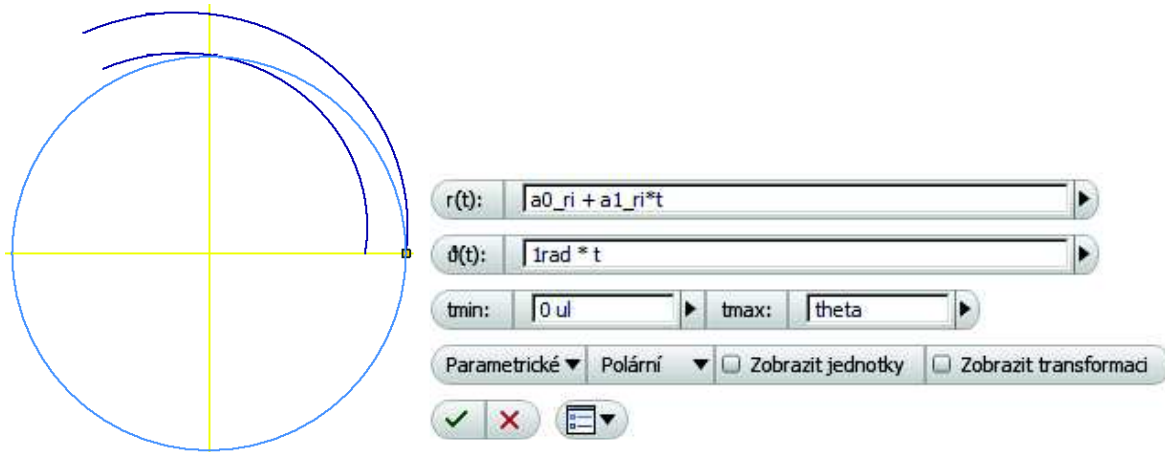
$$d_d = \sqrt{\frac{4 \dot{m}_{in}}{n \pi p_{in} Ma} \sqrt{\frac{r_{vz} T_{in}}{\kappa}}} \quad (20)$$

ze kterého pro naše podmínky vychází průměr ústí jedné dýzy $d_d = 2,69$ mm.

4.3 Analytické vyjádření dýz

K vytvoření 3D modelu vstupního tělesa bylo třeba definovat vnější a vnitřní ohraničení dýz (obrázek 28). Pro tento účel bylo nejvhodnější použít parametrické zadání křivek v polárních souřadnicích. Závislost radiální souřadnice na úhlové souřadnici pro vnější i vnitřní ohraničení jsem hledal ve formě polynomů (obrázek 29). Je zřejmé, že geometrii doporučenou Pourmahmoudem a spol. [35] lze popsat pomocí polynomů prvního stupně, jejichž koeficienty můžeme určit z okrajových podmínek (21, (22, (23, (24). Jako výpočtovou úhlovou délku dýzy jsem zvolil $2\pi/3$. Vnější ohraničení jsem definoval přes vlastní parametr GWPL¹⁵, aby bylo možné nezávisle upravovat obě křivky.

¹⁵ Zkratka označení v angličtině: „Sum of gap and widening per length“



Obrázek 28: Příklad vnějšího a vnitřního ohraničení dýzy

Obrázek 29: Příklad parametrického zápisu vnitřního ohraničení dýzy

Okrajové podmínky vnitřního ohraničení s využitím parametru GPL:

$$\text{pro } \vartheta = 0 \text{ rad} \quad \Rightarrow r_{in}(\vartheta) = \frac{D}{2} - d_d \quad (21)$$

$$\text{pro } \vartheta = \frac{2\pi}{3} \text{ rad} \quad \Rightarrow r_{in}(\vartheta) = \frac{D}{2} + GPL \, l \quad (22)$$

Okrajové podmínky vnějšího ohraničení s využitím parametru GWPL:

$$\text{pro } \vartheta = 0 \text{ rad} \quad \Rightarrow r_{out}(\vartheta) = \frac{D}{2} \quad (23)$$

$$\text{pro } \vartheta = \frac{2\pi}{3} \text{ rad} \quad \Rightarrow r_{out}(\vartheta) = \frac{D}{2} + d_d + GWPL \, l \quad (24)$$

Všimněme si, že pro číselné vyjádření koeficientů hledaného polynomu je třeba znát vnější délku dýzy L , která je však zase závislá na hodnotě těchto koeficientů. Analytické řešení problému by proto bylo komplikované, lze jej však nahradit iteračním numerickým výpočtem. Vhodnou počáteční iterací délky dýzy je délka oblouku o poloměru vnitřní stěny VT a zvolené výpočtové úhlové délce. Na základě tohoto odhadu je pak možné vyčíslit koeficienty určující geometrii vnějšího obvodu dýzy a použít je v následující iteraci pro zpřesnění uvažované délky L .

Obecně lze délku dýzy počítat ze vzorce pro délku křivky zadané v polárních souřadnicích [37]:

$$l = \int_{\alpha}^{\beta} \sqrt{(r(\vartheta))^2 + (r'(\vartheta))^2} \, d\vartheta \quad (25)$$

kde α a β jsou počáteční a koncová úhlová souřadnice. Pro případ křivky určené lineárním polynomem však lze snadno vypočítat střední hodnotu poloměru, který je roven aritmetickému průměru počáteční a koncové radiální souřadnice:

$$r_{stř} = \frac{r(\beta) + r(\alpha)}{2} \quad (26)$$

Délka takové křivky je pak dána součinem střední hodnoty poloměru $r_{stř}$ a její úhlové délky.

$$l = r_{stř} \vartheta \quad (27)$$

Numerický výpočet pro určení střední hodnoty poloměru byl proveden v softwaru Octave pomocí následujícího skriptu:

```
%% Střední výpočtový poloměr dýzy

clear all;
clc
close all;

D = 24; %[mm] – vnitřní průměr VT
d_d = 2.691588; %[mm] – průměr vyústění dýzy
theta = 2*pi/3; %[rad] – úhlová délka
L0 = D/2 * theta; % - počáteční iterace vnější délky
L = L0;
n = 10000; % - počet iterací
GWPL = 0.034;

for i = 1:n
    r_str = ((D/2) + (D/2 + GWPL * L + d_d))/2;
    L = r_str * theta ;
end

r_str
```

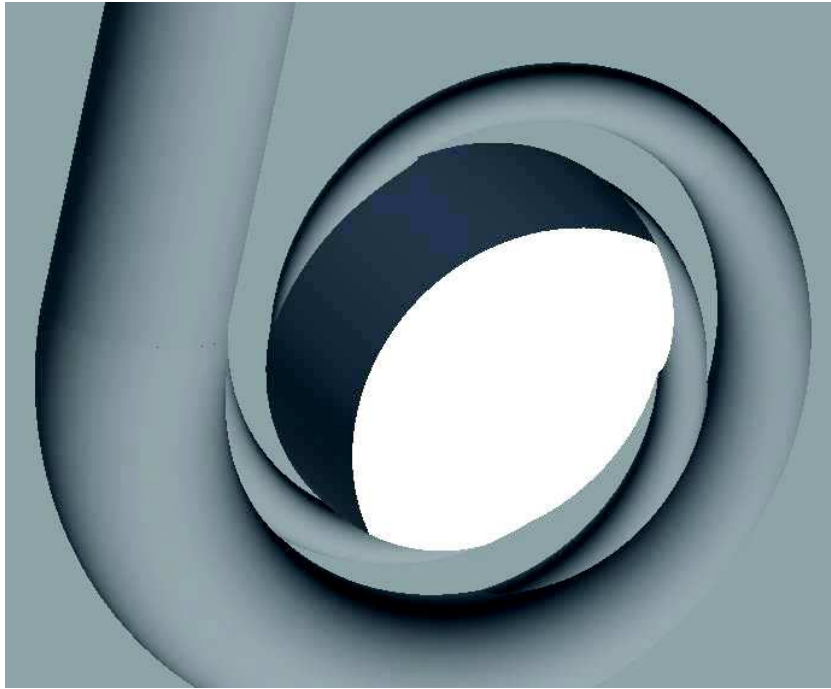
Po dosazení vztahu (27) do soustavy OP a vyjádření koeficientů získáváme tyto závislosti:

$$r_{in}(\vartheta) = \frac{D}{2} - d_d + \left(\frac{3 d_d}{2 \pi} + GPL r_{stř} \right) \vartheta \quad (28)$$

$$r_{out}(\vartheta) = \frac{D}{2} + \left(\frac{3 d_d}{2 \pi} + GWPL r_{stř} \right) \vartheta \quad (29)$$

4.4 Vytvoření vstupního tělesa

Číselné hodnoty koeficientů získaných závislostí byly vypočteny v MS Excel a použity k vytvoření modelu vstupního tělesa (obrázek 30). Prívod tlakového vzduchu k dýzám uvnitř tělesa byl vymodelován tak, aby zajistil plynulé napojení všech dýz za účelem minimalizace místních tlakových ztrát. Pro výrobu byla zvolena technologie 3D tisku, která umožňuje vytvoření takto složité vnitřní struktury a bylo proto možné nechat vyrobit těleso jako jeden celek (obrázek 31).



Obrázek 30: Model vnitřní struktury vstupního tělesa



Obrázek 31: Vstupní těleso vyrobené aditivní technologií

5 Experimentální vyšetření parametrů vírové trubice s přímými a šnekovými dýzami

5.1 Cíle měření

Hlavním cílem bylo ověření vlivu navržené geometrie vstupních dýz na teplotní separaci ve vírové trubici. Žádoucí bylo zvětšení teplotního rozdílu mezi studeným a teplým koncem a snížení teploty studeného konce. Druhým úkolem bylo získání průběhů teplot na povrchu vířivého proudění po délce trubice pro různé vstupní tlaky a vnitřní průměr clonky. Tato data měla být použita k verifikaci výsledků CFD modelu proudění ve vírové trubici.

Kromě splnění těchto úkolů byl na VT se šnekovou dýzou naměřen průběh teplot stěny trubice při téměř uzavřeném ventilu na teplém konci. Toto nastavení se používá k ohřevu redukčních ventilů zemního plynu, o čemž je pojednáno v rešeršní části této práce.

5.2 Popis měřicí trati a průběhu experimentu

Měření byla provedena na nové vírové trubici navržené J. Obrlíkem [2]. Její parametry jsou následující:

Tabulka 4: Parametry měřené vírové trubice

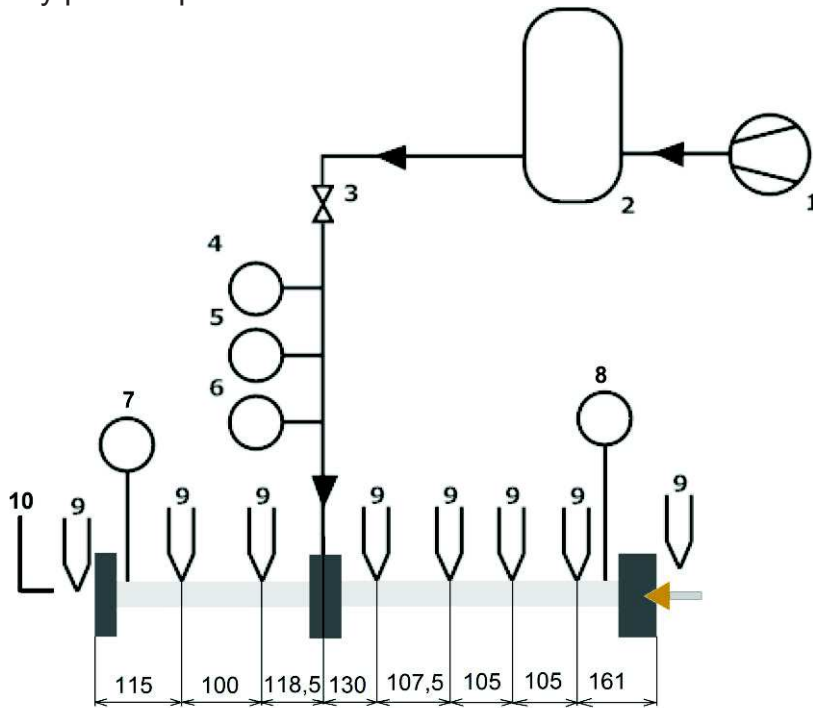
Vnitřní průměr trubice D [mm]	24
Tloušťka stěny t [mm]	3
Délka teplé větve L_h [mm]	541
Délka studené větve L_c [mm]	303
Vrcholový úhel kuželky ¹⁶ [°]	60

Dodávku stlačeného vzduchu zajišťovala dvojice kompresorů, která vháněla vzduch do tlakové nádoby, z níž byl odebírán podle potřeb měření. Požadovaný tlak na vstupu do vírové trubice byl nastavován pomocí redukčního ventilu v rozsahu 150 až 750 kPa. Před vstupem do trubice byly snímány a zaznamenávány absolutní tlak, teplota a průtok vstupního vzduchu. Na obou výstupech byly snímány teplota a statický přetlak, na studeném konci pak byla umístěna také Prandtlova trubice. Navíc bylo na vnější stěnu trubice rovnoměrně rozmístěno šest termočlánků pro sledování povrchové teploty po délce VT.

Prandtlova trubice byla vsunuta 15 až 20 mm do vyústění studeného konce a umístěna tečně ke směru proudění do oblasti s největší rychlostí. Při změně rychlostního profilu v průběhu měření byla její poloha upravena. Natočení Prandtlovy

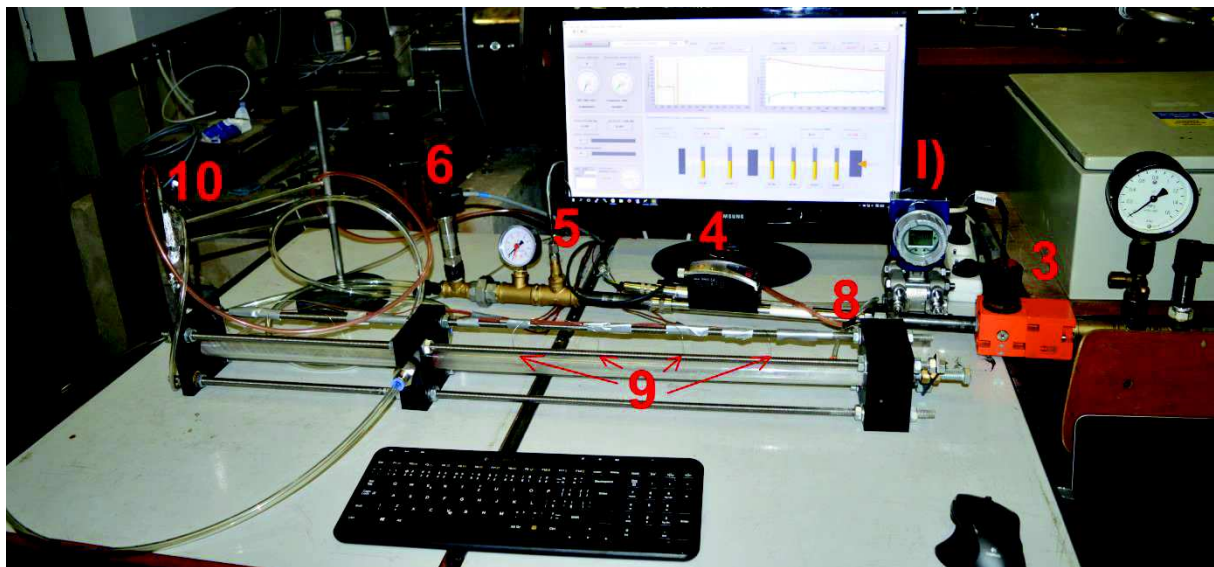
¹⁶ Kuželový ventil na teplém konci vírové trubice

trubice vůči ose VT a její vzdálenost od vnitřní stěny byly pro každé nastavení zaznamenány pomocí pravítka a úhlooměru.



1 - Kompresor, 2 - Tlaková nádoba, 3 - Redukční ventil, 4 - Průtokoměr, 5 - Teploměr, 6 - Snímač absolutního tlaku, 7,8 - Snímače přetlaku, 9 - Termočlánky, 10 - Prandtlůva trubice

Obrázek 32: Schéma měřicí sestavy



Obrázek 33: Měřicí sestava

Výstupní veličiny měřících přístrojů byly snímány a přenášeny do počítače pomocí instrumentace NI cDAQ. Jejich přepočítání na měřené veličiny, vizualizace a záznam probíhaly v softwaru NI LabVIEW. Přepočtená data byla ukládána ve formátu CSV k dalšímu zpracování.

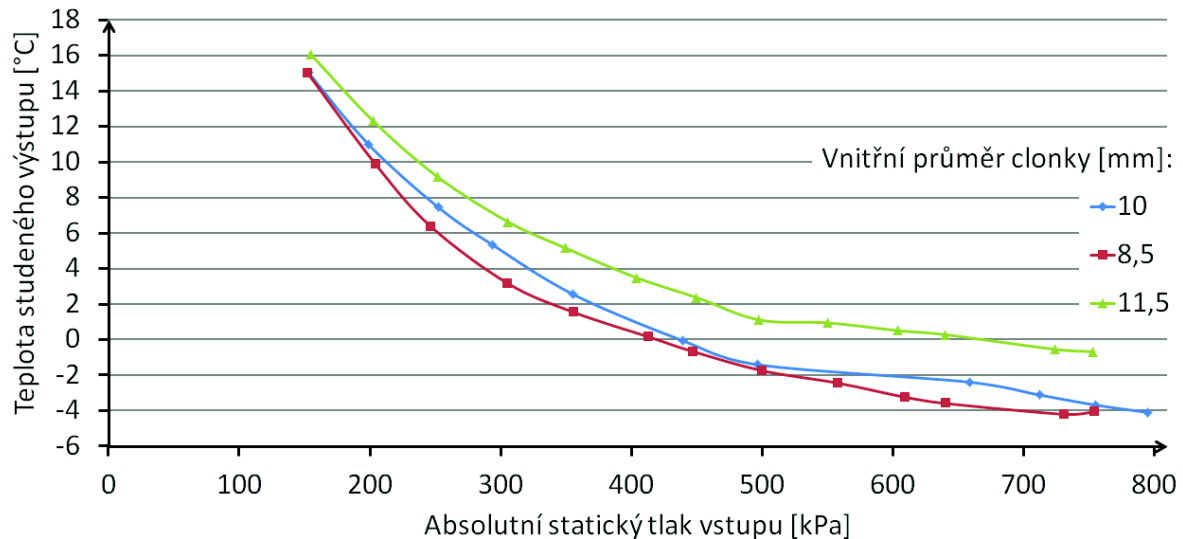


Obrázek 34: Ukázka měřicího panelu v programu NI LabVIEW

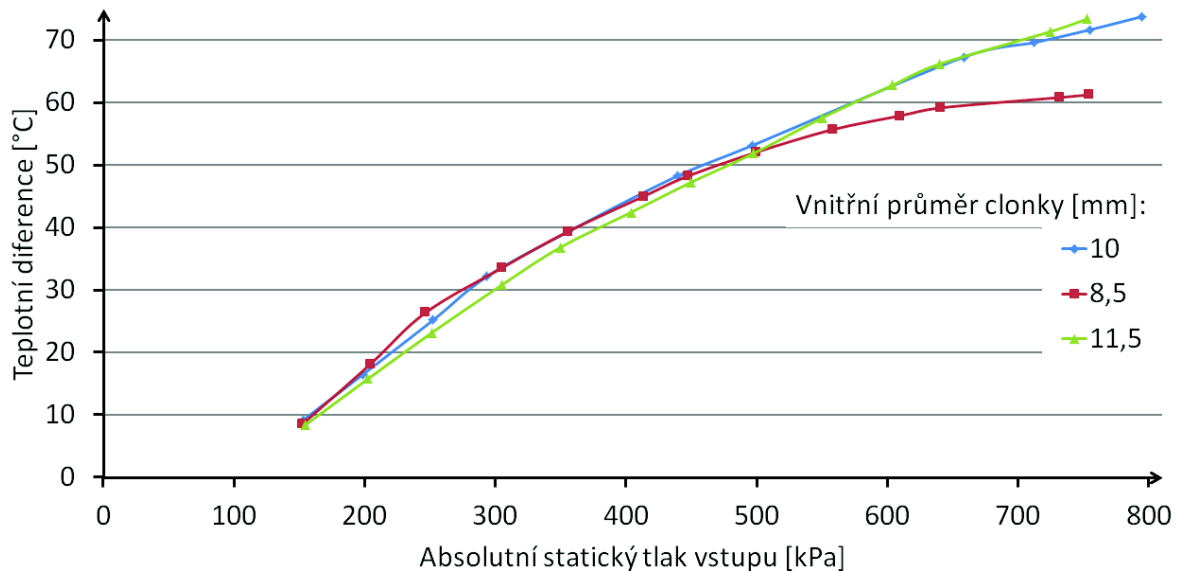
Nejprve bylo provedeno porovnávací měření na vírové trubici s přímými dýzami, a to pro tři různé vnitřní průměry clonky: 8,5 mm; 10 mm a 11,5 mm. Následně bylo původní vstupní těleso demontováno a nahrazeno vstupním tělesem se šnekovými dýzami (viz kapitola 4), se kterým byla provedena stejná série měření. Posunutí kuželového ventilu na teplém konci vůči uzavřenému stavu bylo pro tato měření zachováno na $a_{kv} = 0,5 \text{ mm}$. U konfigurace se šnekovými dýzami a clonkou s vnitřním průměrem 10 mm bylo navíc provedeno měření s nastavením minimálního průtoku teplým koncem.

5.3 Vliv vnitřního průměru clonky na teplotní separaci

Naměřené závislosti teploty studeného výstupu a teplotní difference na vstupním tlaku pro přímé dýzy a clonky s různými vnitřními průměry zobrazují grafy na obrázcích 35 a 36.



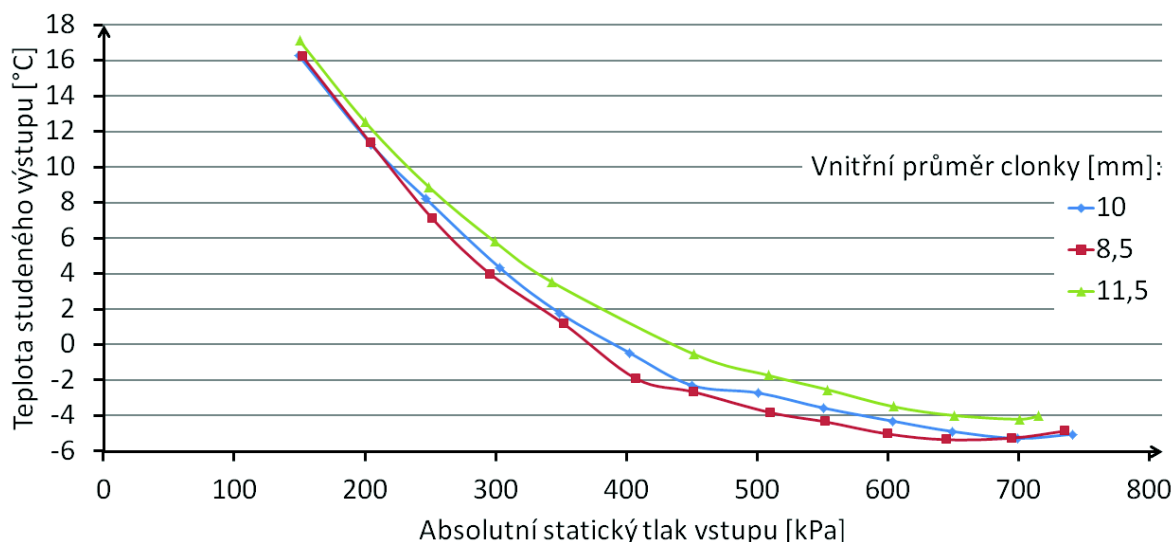
Obrázek 35: Teplota studeného výstupu VT s přímými dýzami v závislosti na vstupním tlaku



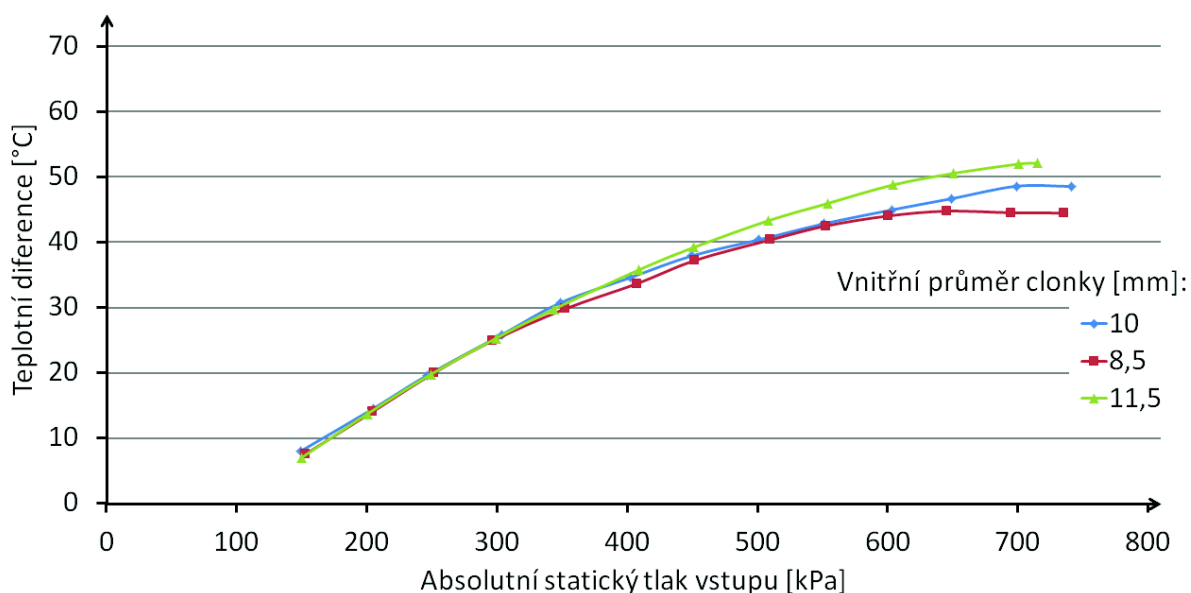
Obrázek 36: Teplotní diference VT s přímými dýzami v závislosti na vstupním tlaku

Je vidět, že nejnižší teploty studeného konce dosahuje clonka s otvorem 8,5 mm (-4,2 °C při 730 kPa), avšak největší teplotní diference dosahuje s vnitřním průměrem 10 a 11,5 mm (73,4 °C při 750 kPa). Clonka 10 mm zřejmě optimálně kombinuje získání nízké teploty studeného konce a vysoké teplotní diference.

Výsledky měření se šnekovými dýzami ilustrují obrázky 37 a 38.



Obrázek 37: Teplota studeného výstupu VT se šnekovými dýzami v závislosti na vstupním tlaku



Obrázek 38: Teplotní diference VT se šnekovými dýzami v závislosti na vstupním tlaku

Je vidět, že i zde platí závěry vyvozené pro VT s přímými dýzami – tedy že clonka 10 mm je vhodným kompromisem mezi nízkou teplotou studeného konce a vysokou teplotní diferencí. Proto je měření při tomto vnitřním průměru použito k posouzení vlivu geometrie dýz.

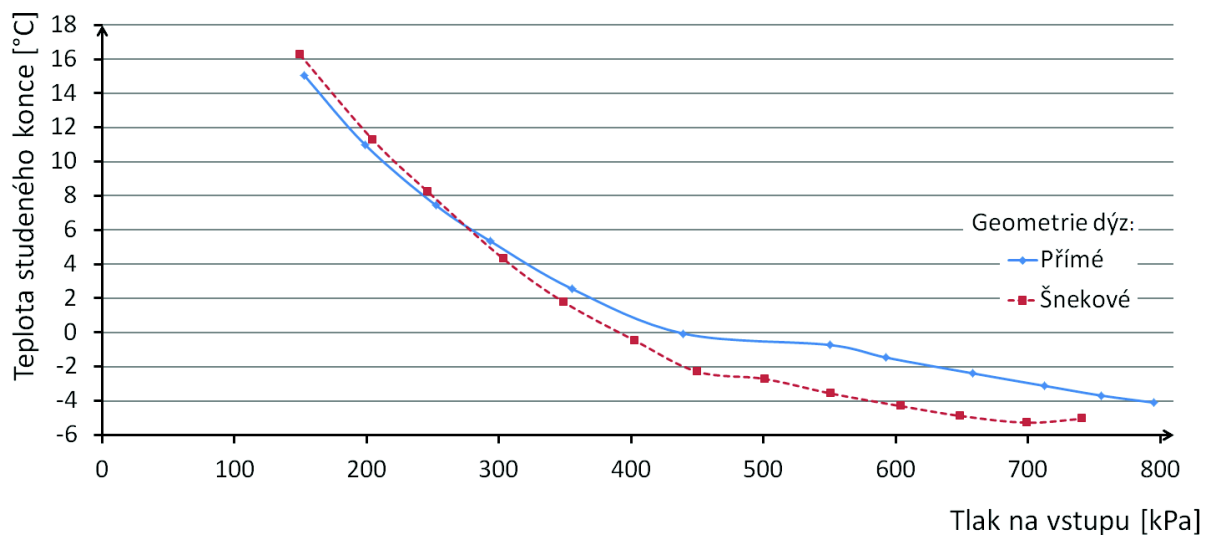
5.4 Porovnání přímých a spirálových dýz

Z tabulky 5 vidíme, že nahrazením rovných dýz spirálovými došlo ke snížení teploty studeného konce VT o 2,2 °C na úkor teplotní diference. Došlo také k nárůstu průtoku na vstupu, z čehož vyplívají vyšší nároky na výkon kompresoru. Uvedené hodnoty byly naměřeny na stejné vírové trubici, při stejném nastavení ventilu na teplém konci a stejných provozních podmínkách.

Tabulka 5: Provozní parametry VT s přímými a šnekovými dýzami při vstupním tlaku 700 kPa, vysunutí kuželky 0,5 mm a vnitřním průměru clonky 10 mm

Tvar dýz	Vstupní tlak [kPa]	Vstupní průtok [Nl ¹⁸ /min]	Teplota studeného konce [°C]	Teplotní diference [°C]	Izoentropická účinnost [-]	Příkon ¹⁷ [W]
přímé	712	980	-3,1	69,6	0,191	3566
šnekové	699	1187	-5,3	48,6	0,215	4289

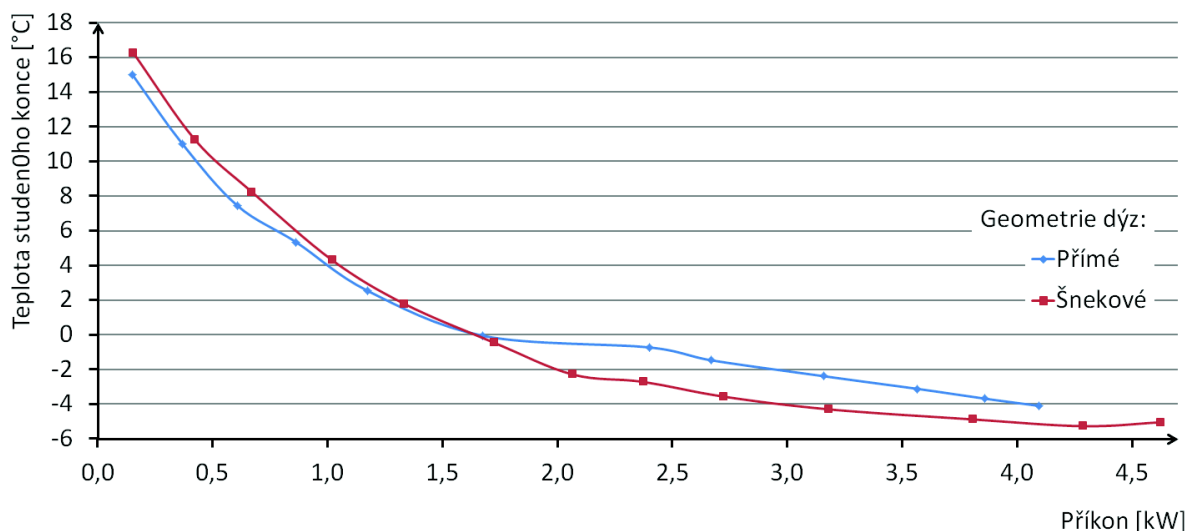
Z uvedených dat by se mohlo zdát, že poklesu teploty studeného konce bylo dosaženo pouze v důsledku zvýšení příkonu VT. Grafy na obrázcích 39 a 40 však ukazují, že při posuzování pouze teploty studeného výstupu poskytují nové dýzy energetickou úsporu. Oproti přímým dýzám lze totiž jejich použitím dosáhnout stejné teploty při nižším vstupním tlaku a příkonu.



Obrázek 39: Závislost teploty studeného výstupu na vstupním tlaku pro clonku 10 mm

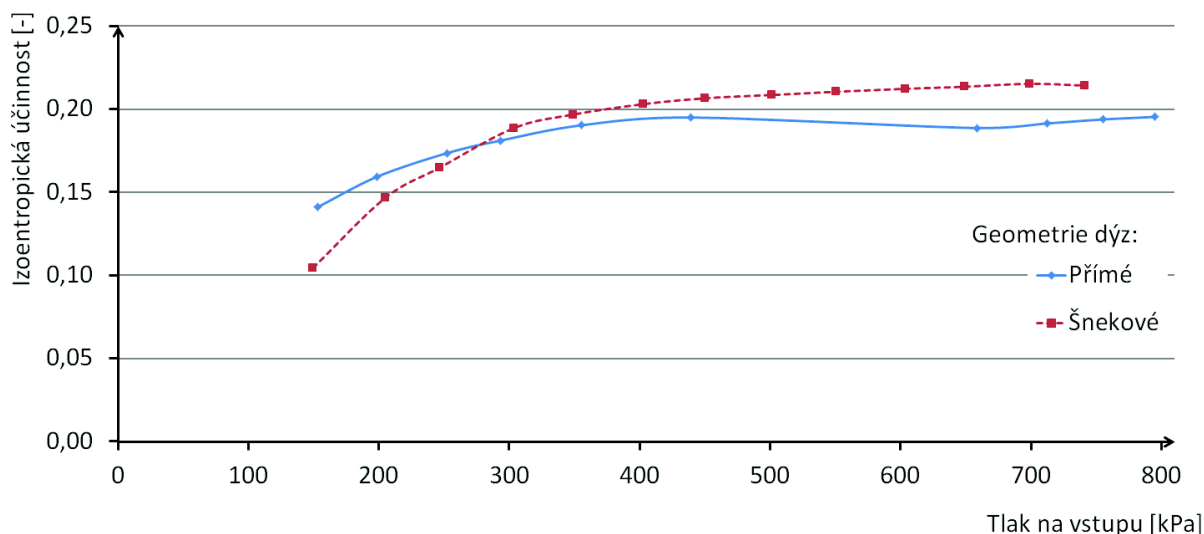
¹⁷ Za příkon VT je uvažován výkon vratné izotermické komprese ideálního plynu, viz vzorec (12). Za počáteční tlak stlačovaného vzduchu je dosazen tlak atmosferický.

¹⁸ „Normální litr“ – jednotka udávající množství plynu obsažené v objemu 1 litr za normálních podmínek ($p = 101\,325\text{ Pa}$; $T = 273,15\text{ K}$)



Obrázek 40: Závislost teploty studeného výstupu na příkonu pro clonku 10 mm

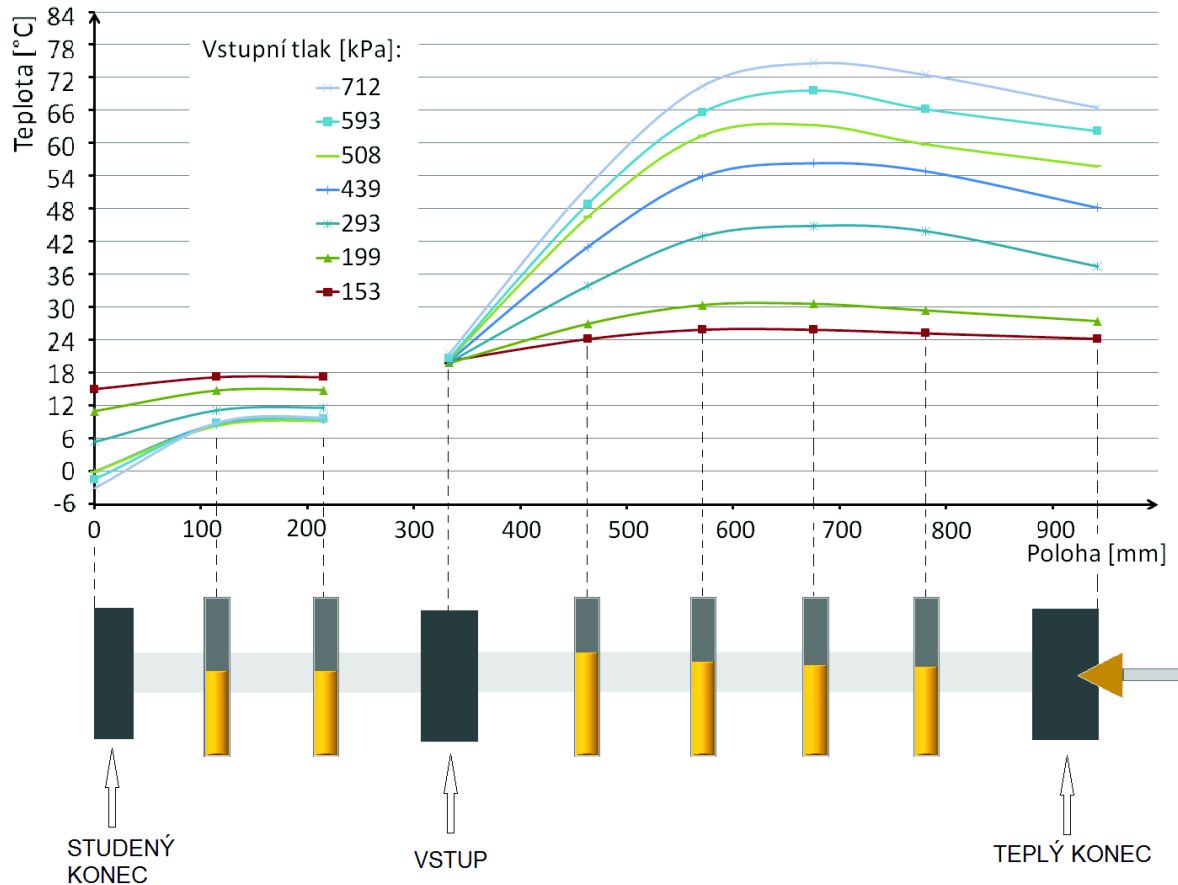
Z tabulky 5 také vyplývá, že byla zvýšena izoentropická účinnost expanze ze vstupního tlaku na tlak studeného konce. Srovnání v celém rozsahu měření je na obrázku 41.



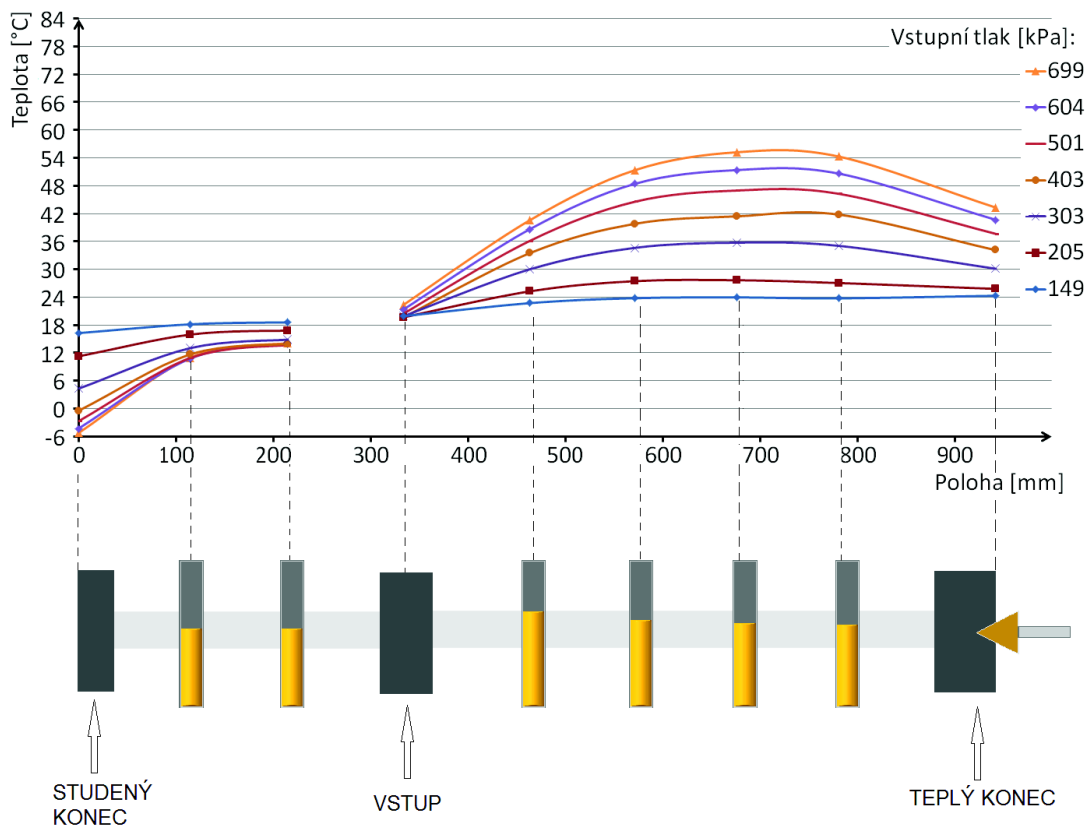
Obrázek 41: Izoentropická účinnost VT s přímými a šnekovými dýzami pro clonku 10 mm

5.5 Průběh teploty stěny trubice po délce

Při každém z měření byly kromě teplot výstupních proudů měřeny také teploty stěny VT na šesti různých místech. Na obrázcích 42 a 43 je porovnán průběh teplot při přímých a spirálových dýzách naměřený na vírové trubici se clonkou s vnitřním průměrem 10 mm. Na koncích trubice je průběh doplněn o teplotu příslušného výstupního proudu. Grafy získané při clonkách s vnitřním průměrem 8,5 mm a 11,5 mm jsou umístěny v příloze.



Obrázek 42: Povrchové teploty vírové trubice s přímými dýzami a clonkou 10 mm



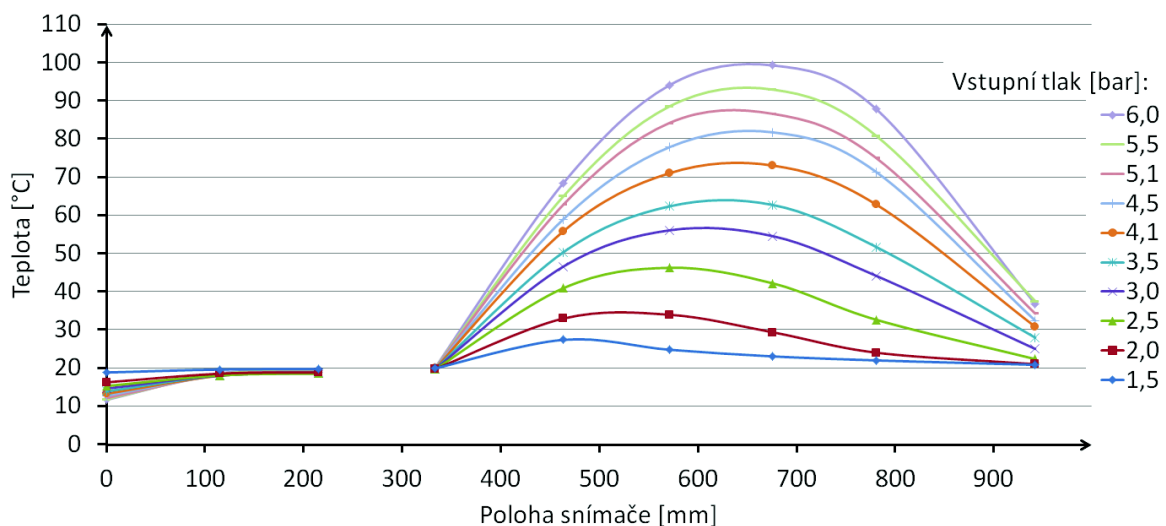
Obrázek 43: Povrchové teploty VT se spirálovými dýzami a clonkou 10 mm

U obou typů dýz je zřejmé, že maximální teploty v teplé větvi¹⁹ je dosaženo již před teplým koncem, a to přibližně 27 cm u trubice s přímými dýzami a 21 cm u trubice se spirálovými dýzami. Lze tedy předpokládat, že zkrácení teplé větve by mělo pozitivní vliv na velikost teplotní difference, jak vyplývá z rešerše J. Obrlíka [2].

Mezi teplotou vstupu a teplotou začátku studené větve²⁰ je přirozeně nespojitost, neboť stěna teplé větve je v kontaktu s vnější částí víru, zatímco do studené větve proudí vzduch z vnitřní části víru, který se po průchodu clonkou dostává k obvodu průřezu trubice.

5.6 Teplota stěny VT se šnekovými dýzami při sníženém průtoku teplým koncem

Účelem tohoto měření bylo zjistit, do jaké míry lze s nově navrženou geometrií dýz využít tlakového spádu k ohřevu stěny trubice. Takového systému využívají například vírové ohříváče pilotního plynu (viz kapitola 2.3), ve kterých je teplý konec VT úplně uzavřen. Pro simulaci těchto podmínek byl kuželový ventil na teplém konci nastaven na minimální průtok, a to proto, aby bylo možné snímat teplotu tohoto konce termočlánkem umístěným za ventilem. Výsledek ilustruje obrázek 44.



Obrázek 44: Teploty stěny VT se spirálovými dýzami, clonkou 10 mm a minimálním průtokem teplým koncem

Můžeme vidět, že při tomto nastavení a vstupním tlaku 600 kPa lze lokálně dosáhnout povrchové teploty trubice až 100 °C. Pro posouzení použití VT jako topného tělesa je vhodné alespoň odhadnout její topný výkon. Pro tepelný tok povrchem válcové stěny konvekcí platí vztah:

$$\dot{Q} = \alpha_k S_w (T_w - T_\infty) \quad (30)$$

¹⁹ Část trubice mezi vstupem a teplým koncem

²⁰ Část trubice mezi vstupem a studeným koncem

kde T_w je teplota stěny, T_∞ je teplota okolní tekutiny a α značí součinitel přestupu tepla. Pro přirozenou konvekci²¹ bývá α v rozsahu 2 až 25 W m⁻² K⁻¹ [38]. Teplota okolního vzduchu T_∞ byla v průběhu měření 21 °C. Za zjednodušujícího předpokladu, že střední hodnota teploty stěny mezi prvním a posledním termočlánkem na teplé větvi je rovna aritmetickému průměru teplot termočlánků této větve, vyjde tepelný tok touto oblastí v intervalu 4 až 50 W. Při příkonu 3301 W byla tedy účinnost ohřevu trubici v ustáleném stavu 0,1 až 1,5 %.

5.7 Použité měřicí přístroje

I)	Diferenční tlakoměr	AX2 – XMD
	Rozsah:	0 až 75 mbar
	Měřená veličina:	Dynamický tlak na studeném konci (Prandtlovou trubicí)
II)	Průtokoměr	testo 6441
	Rozsah:	0,25 až 75 Nm ³ /h
	Měřená veličina:	Průtok na vstupu (pozice 4)
III)	Snímač relativního tlaku	DLM6/A
	Rozsah:	0 až 6 bar (přetlak)
	Měřená veličina:	Statický přetlak na teplém konci (pozice 8)
IV)	Snímač relativního tlaku	Typ Heim
	Rozsah:	0 až 4 bar (přetlak)
	Měřená veličina:	Statický přetlak na studeném konci (pozice 7)
V)	Snímač absolutního tlaku	DMP 331I
	Rozsah:	0 až 10 bar (absolutní tlak)
	Měřená veličina:	Celkový absolutní tlak na studeném konci (Prandtlovou trubicí)
VI)	Snímač absolutního tlaku	DMP 331
	Rozsah:	0 až 16 bar (absolutní tlak)
	Měřená veličina	Statický absolutní tlak na vstupu (pozice 6)
VII)	8x Termočlánek	typ T, neuzemněný
	Průměr:	0,5 mm
	Měřená veličina:	Teplota vnější stěny VT a teplota vystupujícího vzduchu na obou koncích (pozice 9)
VIII)	Prandtlova trubice	
	Průměr:	3,2 mm

²¹ Proudění tekutiny indukované místní změnou hustoty v důsledku tepelné výměny s pevným tělesem.

6 Diskuse

6.1 Výsledky rešerše

V rešeršní části této práce byly stručně shrnuty výhody a nevýhody Ranque-Hilshovy vírové trubice jako chladicího, resp. topného zařízení, na základě nichž byly vyhledány vhodné oblasti použití. Její nejběžnější aplikací je chlazení obráběcích nástrojů, kde se uplatňuje díky kompaktním rozměrům, snadné instalaci a bezúdržbovému provozu. Oproti ostatním systémům, jako je chlazení vodou, emulzí, nebo olejovou mlhou má však vyšší spotřebu energie. Proto je její nasazení vhodné spíše jen v případech, kdy je žádoucí vyhnout se kontaminaci obrobku chladicím médiem.

Podobně častou oblastí je chlazení interiéru skříní rozvaděčů a jiné elektroniky. I zde platí zmíněné vyšší energetické nároky, přidanou hodnotou je však ochrana skříně před kontaminací vnějším prostředím. Přiváděním tlakového vzduchu z vnějšího zdroje totiž ve skříně vzniká mírný přetlak, který zabraňuje vniknutí prachu, kouře, nebo vlhkosti. Tím dokáže zajistit spolehlivou funkci například ovládacích systémů svařovacích linek, které chrání před vnějšími vlivy, jako jsou právě kouř a vysoká teplota.

Existuje také aplikace, ve které se vírová trubice používá jako topné těleso – tou jsou vírové ohřívače pilotního plynu. Jedná se o soustavu, která chrání redukční ventily v distribučních stanicích zemního plynu před vznikem kondenzátu. Teplo zde však není získáváno z teplého konce VT, ale z vnějšího povrchu stěny teplé větve, který slouží jako teplosměnná plocha v tepelném výměníku. Teplý konec trubice je přitom úplně uzavřen. V experimentální části této práce bylo ověřeno, že při tomto nastavení dosahuje stěna trubice vyšší teploty, než při běžné konfiguraci s částečně otevřeným teplým koncem, topný faktor však zůstává velmi nízký (maximálně do 0,015). Přesto pro distribuční stanice poskytuje VT energetickou úsporu, protože je pro její pohon použit tlakový spád zemního plynu, u nějž je snížení tlaku žádoucí. Tento systém tak umožňuje využít energii, která by jinak bez užítku disipovala.

Ve druhé části rešerše byly popsány koncepty zapojení VT do komplexnějších chladicích cyklů, které jsou zatím pouze ve fázi teoretického návrhu. Prvním z nich je odpařovací kompresorový chladicí cyklus, který by využíval VT místo škrticího prvku. Hlavní komplikací pro vytvoření tohoto návrhu byl fakt, že Ranque-Hilshův jev dává uspokojivé výsledky pouze při jednofázovém proudění tekutiny. Tento požadavek má být zajištěn pomocí fázového separátoru. Autor konceptu navrhl celkem 3 konfigurace v závislosti na oblasti použití. Na základě termodynamických modelů odhadl zvýšení COP_c o 5 až 10 % oproti cyklům se škrticím ventilem pro chladivo R134a a o 40 % pro transkritický cyklus s CO_2 . Při experimentu s chladivem R134a zjistil, že v rozsahu vstupních tlaků 1038 až 1320 kPa je teplota studeného výstupu VT o 4 až 8 °C nižší, než při škrcení se stejným počátečním a koncovým tlakem. Z tohoto výsledku vyvodil závěr, že vírovou trubicí sice lze u daného chladiva dosáhnout nižší teploty než škrcením, teplotní separace je však výrazně menší, než u vzduchu. Snížení teplotní separace je pravděpodobně způsobeno tím, že vstupní chladivo je ve stavu blízkém nasycení. Navrhuje proto přidání vnitřního tepelného výměníku, který by zajistil přehřátí páry před vstupem do VT. V závěru autor sám

uvádí, že uvedené odhady zvýšení COP_c je třeba brát pouze jako motivaci k dalšímu experimentálnímu ověření.

V další podkapitole je popsán návrh zapojení vírové trubice do Joule-Thomsonova cyklu. Zde je předem vyřešen problém s nízkou teplotní separací při dvoufázovém proudění. Podle citovaného zdroje by nahrazení umožnilo snížit rozměry vnitřního rekuperačního výměníku a nezbytný tlakový poměr. Podle jiného dokumentu by také mohlo vést ke zvýšení výkonu chlazení ve zkapalňovacím cyklu helia až o 30 %. I v tomto případě zatím chybí experimentální ověření těchto odhadů, které bude nezbytné pro posouzení ekonomické výhodnosti konceptu.

Poslední podkapitola rešeršní části je věnována projektu vytvoření malého zkapalňovače vodíku, který by chlazení na teplotu varu zajišťoval expanzí přes vírovou trubici. Od předchozích se liší tím, že má teplotní separaci posílit katalyzovaným přechodem molekul vodíku mezi jejich dvěma alotropickými formami. V podstatě spočívá ve spotřebování tepla vznikajícího ve vnějších částech víru endotermní chemickou reakcí. Pro tento účel by měla být použita vírová trubice s vnitřním povrchem stěny pokrytým katalyzátorem dané reakce. Navíc návrh předpokládá separaci zmíněných dvou forem v důsledku teplotního spádu. Pokud by byla potvrzena úvodní hypotéza, umožnila by podle účastníků projektu sestavit menší zkapalňovač vodíku, který by se svojí účinností rovnal současným velkoobjemovým zkapalňovačům. Tím by bylo možné nejen snížit náklady na dopravu vodíku a podpořit tak vývoj v oblasti automobilů s palivovými články, ale také využít časté přebytky elektrické energie v oblastech s vysokou koncentrací její výroby z obnovitelných zdrojů.

Je zřejmé, že realizovatelnost konceptu závisí na existenci jevů, které doposud nebyly zkoumány. Tvůrce projektu, Dr. Jacob Leechman, proto navrhl sérii měření, které jednoznačně určí, do jaké míry je jeho navržený zkapalňovací cyklus realizovatelný. Projekt získal grant v říjnu 2015 a podle plánu by měl být zakončen v září 2016 stohodinovým zkušebním provozem zkapalňovacího cyklu při produkci 20 kg kapalného vodíku za den. Informace o dosavadním průběhu zatím nejsou známy. V případě úspěchu by se tyto zkapalňovače mohly stát stěžejním řešením pro snižování emisí CO_2 .

6.2 Výsledky experimentu

V první fázi byl vytvořen model nového vstupního tělesa pro již existující vírovou trubici, navrženou v bakalářské práci Jana Obrlíka. Byla zvolena trojice spirálových dýz na základě doporučení vyplývajícího z rešeršní části zmíněné práce. Těleso bylo následně vyrobeno aditivní technologií, která umožňuje vytvoření složitých vnitřních struktur, a experimentálně porovnáno s předchozím tělesem se dvěma přímými dýzami. Současně byl při všech měřeních snímán průběh teploty stěny VT.

6.2.1 Technologie výroby vstupního tělesa

Při tvorbě 3D modelu jsem se podle doporučení z rešerše J. Obrlíka [2] snažil vytvořit vstupní těleso s co nejnižší tlakovou ztrátou, a to minimalizací místních ztrát (plynulou změnou průřezu a hladkým napojením dýz na přívod tlakového vzduchu). Délkové ztráty pak byly ovlivněny drsností vnitřního povrchu dýz a napojení k přívodu vzduchu – tedy kvalitou výroby. Model byl vytvořen tak, aby umožňoval výrobu jak

frézováním ze dvou částí, tak 3D tiskem v jednom kuse. Následně zvolená technologie 3D tisku sice umožnila dodržení navržené geometrie, nebylo však možné vyrobit celé těleso v nejvyšší kvalitě povrchu, neboť taková výroba byla neadekvátně časově náročná. Proto pro případný opakovaný návrh dýz pro výrobu 3D tiskem doporučuji vytvořit dělené vstupní těleso s vyměnitelným generátorem víření, jak je ilustrováno na obrázku 13. Díky malým rozměrům generátoru víření je možné vyrobit jej ve vysoké třídě kvality při nižším čase a finančních nákladech. Navíc je v takovém případě možné snáze vyrábět nové geometrie dýz.

6.2.2 Průměr vyústění dýz

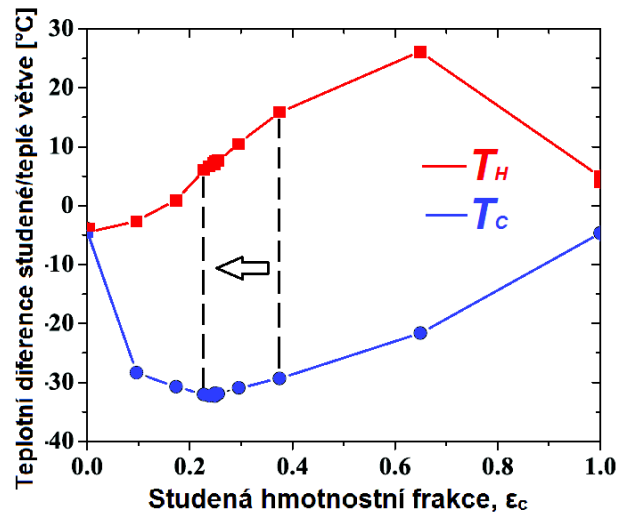
Průměr dýz byl navržen pro průtok 100,62 kg/h při vstupním tlaku 400 kPa. Při tomto tlaku byl však při skutečném provozu průtok pouze 52 kg/h. Maximální dosažený průtok při měření byl 96 kg/h při vstupním tlaku 740 kPa. Vyššího vstupního tlaku nebylo možné dosáhnout, neboť kompresor již v tomto stavu nedokázal poskytnout vyšší průtok. Z toho vyplývá, že Machovo číslo v ústí dýz bylo nižší než navržené. S ohledem na to by při případném novém návrhu dýz bylo vhodné snížit jejich průměr.

6.2.3 Vliv geometrie dýz na teplotní separaci

U nového tělesa byla snížena teplota studeného konce o 2,2 °C (z -3,1 na -5,3 °C) při vstupním tlaku přibližně 700 kPa. Obecně bylo s novými dýzami možné dosáhnout stejné teploty studeného konce jako u původních dýz, při nižším vstupním tlaku a výkonu kompresoru. Zásadně však klesla teplota teplého výstupu (z 66,5 °C na 43,3 °C). Výpočty numerického modelu, na základě nichž byla geometrie zvolena, přitom naopak předpokládají nárůst teplotní difference [35]. Neshoda experimentu s numerickým výpočtem může být způsobena buďto nepřesností výroby dýz, nebo chybou numerického modelu.

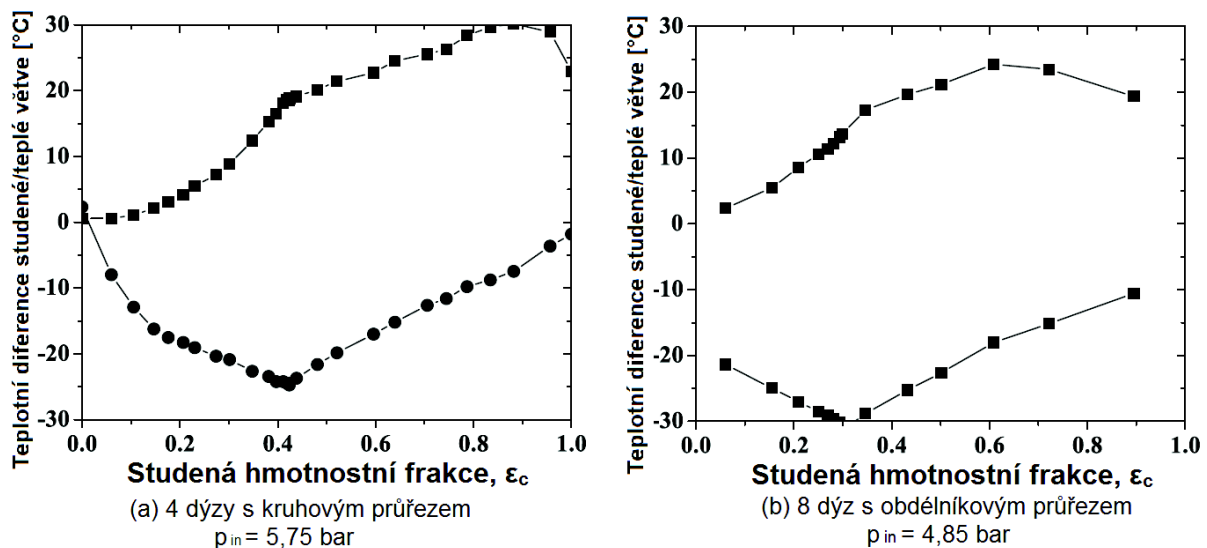
Pozitivní vliv spirálové geometrie dýz na velikost teplotní difference tedy nebyl potvrzen. Pokles teploty studeného konce byl u nového tělesa naměřen, nelze však s jistotou prohlásit, že byl způsoben geometrií dýz. Můžeme jej totiž vysvětlit i jinými vlivy.

Jednou z přípustných příčin je změna studené hmotnostní frakce vlivem změny vstupního tělesa. Vzhledem k typickému průběhu teplot studeného a teplého konce v závislosti na ε_c (viz obrázek 45) lze předpokládat, že v takovém případě by změnou nastavení kuželového ventilu při přímých dýzách bylo dosaženo stejného efektu.



Obrázek 45: Příklad typické závislosti výstupních teplot na studené hmotnostní frakci [36]

Další možností je, že zvýšením počtu dýz došlo k posunu obou závislostí směrem k nižším teplotám, což by odpovídalo experimentu provedenému Gaem [36] (viz obrázek 46).



Obrázek 46: Závislost výstupních teplot na studené hmotnostní frakci pro různé počty dýz

Ani jedna z hypotéz zatím nebyla ověřena. Lze však vyvodit závěr, že pro dokonalé porovnání vstupních těles by bylo třeba proměřit závislost výstupních teplot na studené hmotnostní frakci. Ta měla být při našem měření stanovena pomocí Prandtlovy trubice umístěné ve studeném výstupu, výsledky však byly neprůkazné. Ukázalo se, že ve studené větvi zůstává významná složka obvodové rychlosti, která soustřeďuje proudění do úzkého paprsku v blízkosti vnitřní stěny. Pro určení objemového toku by proto bylo třeba znát obsah průřezu tohoto paprsku. Ze stejného důvodu nebylo s naší sestavou možné určit chladicí faktor trubice. Další komplikací byl současný stav uchycení ventilu na teplém konci, který neumožňuje přesné určení nastavené vzdálenosti. Při změně jeho nastavení by tudíž výsledky nebyly srovnatelné.

6.2.4 Návrh úpravy měřicí trati

Řešením problému se stanovením ε_c by bylo napojení alespoň jednoho z výstupů VT na potrubí, ve kterém by průtok mohl být snímán pomocí průtokoměru. Pro odstranění obvodové složky rychlosti by také mohl být předřazen usměrňovač proudění.

K umožnění přesné regulace ε_c by bylo výhodné osadit teplý konec trubice elektronicky řízenou tlakovou ztrátou – například ventilem ovládaným servomotorem. Podle jednoho z experimentů Gaa [36] má totiž tvar ventilu na teplém konci jen zanedbatelný vliv na teplotní separaci. Pomocí takového zapojení by pak bylo možné vzdáleně řídit měření závislosti teplot výstupů na ε_c . Pro možnost plně automatizovaného měření všech provozních parametrů by bylo třeba doplnit sestavu také o elektronické řízení vstupního tlaku, nebo protitlaku na studeném konci.

Pro zpřesnění měření navrhuji připojit každý z konců trubice k samostatnému potrubí, ve kterém by byly snímány teplota, tlak a průtok příslušného výstupního proudu. Toto opatření vyžaduje vytvoření nových těles studeného a teplého konce VT.

Doporučuji také upravit rozměry vírové trubice. Z naměřeného průběhu teploty stěny vyplývá, že bod stagnace se nachází nejméně 21 cm před teplým koncem. Pro zvýšení teplotní separace je tedy vhodné zkrátit teplou větev o tuto délku. Stejně tak je možné zkrátit délku studené větve, neboť v ní již nedochází k poklesu teploty. Rozdíl mezi teplotou stěny studené větve a teplotou studeného výstupu v naměřených datech je způsoben přestupem tepla z okolního prostředí.

Závěr

Účelem rešeršní části této práce bylo vyhledat vhodné oblasti použití vírové trubice. Výsledkem je, že i přes její nízký chladicí a topný faktor v porovnání s konvenčními tepelnými čerpadly existují aplikace, ve kterých je jejich nasazení výhodné.

Další část byla věnována možnosti zapojení vírové trubice do komplexnějších tepelných cyklů. Pro účinné využití VT je podle dostupných údajů třeba vytvořit takové cykly, ve kterých bude zajištěno jednofázové proudění trubicí. Tento požadavek splňuje například Joule-Thomsonův cyklus.

Existuje několik návrhů takového zapojení, nepodařilo se mi ale najít přímý experimentální důkaz o jejich výhodnosti. Některé teoretické koncepty však předpokládají natolik příznivé výsledky, že dle mého názoru stojí za další výzkum. Prvním praktickým důkazem potenciálu takových systémů by se mohl stát zkapařovač vodíku popsáný v kapitole 3.3.

V praktické části práce bylo pro již existující vírovou trubicí vyrobeno nové vstupní těleso se spirálovými dýzami. Tato geometrie byla zvolena na základě numerické analýzy, podle které měla zvýšit teplotu teplého konce a snížit teplotu studeného konce. Tato předpověď byla experimentálně vyšetřena porovnáním nového tělesa s původním tělesem s přímými dýzami.

Při měření nebylo prokázáno, že by spirálová geometrie dýz zvyšovala teplotní separaci. Mírné snížení teploty studeného konce sice bylo zaznamenáno, může však být vysvětleno nezávisle na geometrii dýz. V diskusi výsledků byly uvedeny možné příčiny rozporu mezi experimentem a numerickou předpovědí. Tyto příčiny však nemohly být ověřeny důsledkem nedostatků měřicí sestavy. Proto byla navržena opatření, která umožní přesnější naměření všech provozních parametrů vírové trubice. Klíčovou úpravou by měla být výroba nových těles studeného a teplého konce, která by umožnila připojení výstupů ke sběrnému potrubí. Tím by bylo možné nezávisle monitorovat průtok teplým a studeným koncem.

Dalším výstupem měření byl záznam povrchové teploty trubice pomocí šesti rovnoměrně rozmístěných termočlánků, a to při různých vstupních tlacích a vnitřních průměrech clonky. Tato data mohou být použita k verifikaci numerického modelu proudění ve vírové trubicí. Pokud by výsledky numerického výpočtu souhlasily s experimentem, umožnily by popsat rychlostní a teplotní pole proudění v Ranque-Hilshově vírové trubicí, a tím objasnit, na jakém principu funguje.

Vedlejším výstupem experimentu byl odhad topného výkonu stěny trubice při uzavřeném teplém konci. V takové konfiguraci bylo na stěně trubice lokálně dosaženo teploty až 100°C. Vzhledem k vysokému příkonu je však tento způsob ohřevu za běžné situace nevhodný. Výjimkou je použití v distribučních stanicích zemního plynu, kde je redukce tlaku žádoucí.

Seznam použité literatury

- [1] LEACHMAN, Jacob W. *Kinetic orthohydrogen-parahydrogen separation to enable small-modular hydrogen liquefaction* [online]. Pullman, Washington: Washington State University, 2015, 5 s. [cit. 31-03-2016]. Dostupné z: https://hydrogen.wsu.edu/wp-content/uploads/sites/44/2014/08/1002-2086_Washington_State_University_Concept_Paper.pdf
- [2] OBRLÍK, Jan. *Ranque-Hilshova vírová trubice*. Brno, 2015. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Ladislav Šnajdárek.
- [3] KABÁT, Miroslav. *Experimentální vyšetření možnosti sušit vzduch pomocí vírové trubice*. Plzeň, 2013, 44 s. Dostupné také z: <https://otik.uk.zcu.cz/handle/11025/7776>. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni. Vedoucí práce Prof. Ing. Jiří Linhart, CSc.
- [4] NELLIS, Gregory F. a Sanford A. KLEIN The Application Of Vortex Tubes to Refrigeration Cycles. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* [online]. 2002 [cit. 2016-02-09]. Dostupné z: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/537/>
- [5] Přehled modelů vírových trubic. In: *Lontech - statická elektřina, elektrostatika, antistatika, ESD, ionizátory, electrostatics* [online]. Býšť (Pardubice): Optimato, b.r. [cit. 2016-05-26]. Dostupné z: http://www.lontech.cz/files/virove_trubice/prehled_modelu_virovych_trubic.pdf
- [6] LONTECH - SURFACE TREATMENT, S.R.O. Cold Air Gun – chlazení nástrojů při obrábění a další aplikace. b.r.. Dostupné také z: http://www.lontech.cz/files/virove_trubice/cold-air-gun-specifikace.pdf
- [7] COOLING SYSTEM FOR ENCLOSURES. b.r.. United States. 5,010,736. Přihlášeno 16.4.1990. Uděleno 30.4.1991.
- [8] Vortec Enclosure Coolers. Vortec 2014 Catalog: Innovative Compressed Air Technologies [online]. Cincinnati (Ohio, Spojené státy), 2014, , 4-9 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <https://www.vortec.com/Images/brochures/Vortec%202014%20Catalog.pdf>
- [9] LONTECH – SURFACE TREATMENT, S.R.O. Enclosure Cooler – chlazení uzavřených skříní řídicích systémů, rozvaděčů, atd. Býšť (okres Pardubice), 2014, 4 s. Dostupné také z: http://www.lontech.cz/files/virove_trubice/enclosure-coolers-specifikace.pdf
- [10] YURKEVYCH, Yuriy a Olena SAVCHENKO. Justification for use of energetic separators for gas distributive stations. In: *Національний університет "Львівська політехніка". Вісник Національного університету "Львівська*

- політехніка": Теорія і практика будівництва [online]. 756. Lvov (Ukrajina): Видавництво Львівської політехніки, 2013, s. 328–332, 339 s. [cit. 2016-03-16]. UDC 622.691.4. Dostupné z: <http://ena.lp.edu.ua:8080/handle/ntb/21024>*
- [11] Vortex pilot gas heater. 1998. Spojené státy. US6082116 A. Uděleno 4. červenec 2000. Zapsáno 10. červenec 1998.
- [12] TUNKEL, Lev a John COFFMAN. Vortex Pilot Gas Heater Design Needs No External Energy Source. *Pipeline & Gas Journal [online]. 2007, 234(11), 65-66 [cit. 2016-03-11]. ISSN 00320188. Dostupné z: <http://connection.ebscohost.com/c/articles/27738720/vortex-pilot-gas-heater-design-needs-no-external-energy-source>*
- [13] Vortex Pilot Gas Heater (VPGH) Manual. In: Environmental XPRT: The Environmental Industry Online [online]. *XPRT Media, b.r. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.environmental-expert.com/downloads/vortex-pilot-gas-heater-vpgh-manual-392177>*
- [14] The Vortex Pilot Gas Heater (VPGH) Brochure. In: Environmental XPRT: The Environmental Industry Online [online]. *XPRT Media, b.r. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.environmental-expert.com/downloads/the-vortex-pilot-gas-heater-vpgh-brochure-392176>*
- [15] Vortex Pilot Gas Heater. Use Vortex Tubes For Fuel-Free Thermal Energy Heating, Cooling|UVI [online]. Princeton (USA): *Universal Vortex Inc., c2000-2016 [cit. 2016-05-24]. Dostupné z: <http://www.universal-vortex.com/VortexPilotGasHeater/tabid/93/Default.aspx>*
- [16] VPGH-Field Installations. Use Vortex Tubes For Fuel-Free Thermal Energy Heating, Cooling|UVI [online]. Princeton (USA): *Universal Vortex Inc., c2000-2016 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://www.universal-vortex.com/PilotGasHeater/VPGHDPFfieldInstallations/tabid/99/Default.aspx>*
- [17] ÇENGEL, a BOLES. THERMODYNAMICS: AN ENGINEERING APPROACH. EIGHTH EDITION. 2 Penn Plaza, New York, NY 10121: *McGraw-Hill Education, 2015. ISBN 978-0-07-339817-4.*
- [18] MOHIUDDIN, . A Fresh Look at Vortex Tubes used as Expansion Device in Vapor Compression Systems. In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference [online]. 2014 [cit. 2016-02-11]. Dostupné z: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1393>*
- [19] ROBINSON, Douglas M. a Eckhard A. GROLL Efficiencies of transcritical CO2 cycles with *and without an expansion turbine. International Journal of Refrigeration [online]. 1998, 21(7) [cit. 2016-02-14]. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700798000243>*
- [20] LAWRENCE, Neal a Stefan ELBEL. Experimental and Analytical Investigation of Automotive Ejector Air-Conditioning Cycles Using Low-Pressure Refrigerants. In:

- International Refrigeration and Air Conditioning Conference [online]. 2012 [cit. 2016-02-14]. Dostupné z: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1169/>*
- [21] LIU, Ying Fu a Guang Ya JIN. Vortex Tube Expansion Two-Stage Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle. In: *Advanced Materials Research [online]. 2012, 516-517, s. 1219-1223 [cit. 2016-02-14]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.516-517.1219. ISSN 1662-8985. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMR.516-517.1219>*
- [22] LI, D., J. S. BAEK, E. A. GROLL a P. B. LAWLESS *Thermodynamic analysis of vortex tube and expansion work output devices for the transcritical carbon dioxide cycle.* In: *Science et technique du froid [online]. 2000 [cit. 2016-02-14]. ISBN 2-913149-16-2. ISSN 0151-1637. Dostupné z: <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=1021329>*
- [23] HAN, X., N. LI, K. WU, Z. WANG, L. TANG, G. CHEN a X. XU *The influence of working gas characteristics on energy separation of vortex tube.* *Applied Thermal Engineering [online]. 2013, 61(2), 171-177 [cit. 2016-02-14]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.027. ISSN 13594311. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113005310>*
- [24] COLLINS, R. L. a R. B. LOVELACE *Experimental Study of Two-Phase Propane Expanded through the Ranque-Hilsch Tube.* *Journal of Heat Transfer [online]. 1979, 101(2), 300-305 [cit. 2016-02-18]. DOI: 10.1115/1.3450964. ISSN 00221481. Dostupné z: <http://HeatTransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1437003>*
- [25] SAHA, D., J. C. H. ZEEGERS a J. G. M. KUERTEN *Experiments on water droplet separation in a Ranque-Hilsch vortex tube (RHVT).* In: *Computational Methods in Multiphase Flow VIII.* Southampton: WIT Press, 2015, s. 117-126. ISBN 978-1-84564-946-3. ISSN 1746-4471. Dostupné také z: https://books.google.cz/books?id=Fe_BBwAAQBAJ
- [26] MIROPOLSKY, Z. L. a R. I. SOZIEV *Fluid dynamics and heat transfer in superconducting equipment.* New York: Hemisphere Pub., 1990. ISBN 0891168524.
- [27] LEACHMAN, Jacob W. HYDROGEN PROPERTIES FOR ENERGY RESEARCH (HYPER) LAB. CAREER: *Elucidating transport in Ranque-Hilsch vortex tubes via para-orthohydrogen conversion – enabling efficient small-scale hydrogen liquefaction [online].* Pullman, Washington: Washington State University, 2015 [cit. 2016]. Dostupné z: <https://hydrogen.wsu.edu/wp-content/uploads/sites/44/2014/08/Leachman-NSF-Career-Final.pdf>
- [28] POLIHRONOV, Jeli azko G. a Anthony G. STRAATMAN *Thermodynamics of Angular Propulsion in Fluids.* *Physical Review Letters [online]. 2012, 109(5) [cit. 2016-05-10]. DOI: 10.1103/PhysRevLett.109.054504. ISSN 0031-9007. Dostupné z: <http://link.aps.org/doi/10.1103/PhysRevLett.109.054504>*

- [29] ROCK, Peter A. Chemical thermodynamics: principles and applications. 1. vyd. New York (*Spojené státy americké*): Macmillan, 1969. ISBN 1891389327.
- [30] SHOEMAKE, Eli, Ian RICHARDSON, Brian KARLBERG et al.. Modular Hydrogen Fueling Station: *A Design Report Submitted to the H2-Refuel Competition. Pullman (WA, Spojené státy)*, 2015, 72 s. Dostupné také z: <https://hydrogen.wsu.edu/wp-content/uploads/sites/44/2015/11/WSU-H2-Refuel-Report.pdf>. Zpráva. Washington State University. Vedoucí práce Dr. Jacob Leachman.
- [31] KWAN, Takao. SEPARATION OF PARAHYDROGEN, ORTHOHYDROGEN, HYDROGEN DEUTERIDE, ORTHODEUTERIUM AND PARADEUTERIUM BY GAS ADSORPTION CHROMATOGRAPHY. HOKKAIDO UNIVERSITY. JOURNAL OF THE RESEARCH INSTITUTE FOR CATALYSIS HOKKAIDO UNIVERSITY [online]. Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP, 1960, 8(1), 18-28 [cit. 2016-04-20]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/2115/24714>
- [32] RICHARDSON, Ian A., Jacob T. FISHER, Patrick E. FROME et al. *Low-cost, transportable hydrogen fueling station for early market adoption of fuel cell electric vehicles*. International Journal of Hydrogen Energy [online]. 2015, 40(25), 8122–8127 [cit. 2016-04-14]. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2015.04.066. ISSN 03603199. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360319915009787>
- [33] Bright Idea: Why Not Hydrogen?. Seattle Business [online]. Seattle (Washington, *Spojené státy*): Tiger Oak Media, 2015, 4 [cit. 2016-04-21]. Dostupné z: <http://www.seattlebusinessmag.com/article/bright-idea-why-not-hydrogen>
- [34] MEIER, R. N., J. R. MARPLE a C. J. LEE *A miniature heat exchanger for simultaneous para-orthohydrogen conversion and heat transfer*. In: Advances in Cryogenic Engineering: Proceedings of the 1968 Cryogenic Engineering Conference. 14. 1968, s. 185-193.
- [35] 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. ZIEGLER, F. International Journal of Refrigeration [online]. Elsevier, 2012, 35(5), 1473–1483 [cit. 2016-05-09]. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.03.019. ISSN 0140-7007. Dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700712000771>
- [36] GAO, Chengming. Experimental Study on the Ranque-Hilsch Vortex Tube. Eindhoven, 2005, 151 s. ISBN 90-386-2361-5. Dostupné také z: <http://repository.tue.nl/240f167e-3d90-4442-8389-b82961bf94dc>. Disertační práce. Technische Universiteit Eindhoven. Vedoucí práce Prof.dr. A.T.A.M. de Waele.
- [37] SCHLESINGEROVÁ, Eva. Web k tématu: Integrální počet. Brno, 2009, 103 s. Dostupné také z: http://www.math.muni.cz/~xschlesi/dp/DP_integralni_pocet.pdf.

Diplomová práce. Masarykova univerzita, Přírodovědecká fakulta. Vedoucí práce RNDr. Roman Plch, Ph.D.

- [38] ŠTĚTINA, Josef. ZÁKLADY PŘENOSU TEPLA. In: Study Energy Web - elearning [online]. Brno: FSI VUT v Brně, 2011 [cit. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://studyenergyweb.fme.vutbr.cz/elearning/file.php/90/10/TT-JS2015-16Z-23-PrenosTepla.pdf>
- [39] Intensive and extensive properties. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2016-04-20]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Intensive_and_extensive_properties

Seznam symbolů a zkratek

Veličiny

Značka	Jednotka	Název
a	m/s	Místní rychlost zvuku
a_{kv}	mm	Posun kuželového ventilu VT vůči uzavřenému stavu.
COP	-	Souhrnné označení pro chladicí a topný faktor
COP_C	-	Chladicí faktor
COP_{E-P}	-	Chladicí faktor Evans-Perkinsova cyklu
COP_H	-	Topný faktor
COP_i	-	Zobecněné označení pro chladicí a topný faktor
c_p	J/(kg K)	Izobarická měrná tepelná kapacita
D	mm	Vnitřní průměr VT
D_v	mm	Vnější průměr pláště tepelného výměníku
d_d	m	Průměr vstupních dýz VT
g	mm	Vzdálenost mezi dýzou a vnitřní stěnou vírové trubice
GPL	-	Poměr mezery mezi dýzou a vnitřní stěnou vírové trubice a délky dýzy.
$GWPL$	-	Pomocný parametr. Podíl součtu rozšíření dýzy a její vzdálenosti od vnitřní stěny trubice a délky dýzy
h	J/kg	Měrná entalpie
h_0	J/kg	Měrná entalpie vstupujícího média
h_c	J/kg	Měrná entalpie média odcházejícího studeným koncem vírové trubice
$h_{c,s}$	J/kg	Teoretická měrná entalpie média po izoentropické expanzi na tlak studeného výstupu z vírové trubice
L_c	mm	Délka studené větve VT
L_h	mm	Délka teplé větve VT
l	mm	Vnější délka dýzy

\dot{m}	kg/s	Hmotnostní průtok
\dot{m}_c	kg/s	Hmotnostní průtok studeným koncem VT
\dot{m}_{celk}	kg/s	Celkový hmotnostní průtok redukční stanicí zemního plynu
\dot{m}_h	kg/s	Hmotnostní průtok teplým koncem VT
\dot{m}_i	kg/s	Hmotnostní průtok příslušným koncem VT
\dot{m}_{in}	kg/s	Hmotnostní průtok vstupem VT
\dot{m}_{VT}	kg/s	Hmotnostní průtok VT
Ma	-	Machovo číslo
n	-	Počet dýz
p	Pa	Absolutní tlak
p_c	Pa	Absolutní celkový tlak studeného výstupu VT. Součet statického a dynamického tlaku.
p_i	Pa	Absolutní celkový tlak příslušného výstupu VT
p_{in}	Pa	Absolutní tlak na vstupu VT
p_{out}	kPa	Absolutní tlak na výstupu VT
PR	-	Tlakový poměr
Q_C^S	W	Tepelný tok odebíraný z chladnějšího prostředí chladicím cyklem s izoentropickou expanzí
Q_{exp}	W	Topný výkon disipace kinetické energie při izoentropické škrcení
Q_H^S	W	Tepelný tok dodávaný z teplejšího prostředí chladicímu cyklu s izoentropickou expanzí
\dot{Q}_t	W	Zobecněné označení pro tepelný tok
Q_{load}	W	Tepelný tok odebíraný z chlazeného prostředí
$Q_{load, JT}$	W	Tepelný tok odebíraný z chlazeného prostředí J-T cyklem
$Q_{load, VT}$	W	Tepelný tok odebíraný z chlazeného prostředí cyklem s vírovou trubicí
Q_{rej}	W	Odpadní tepelný tok
r	J/(kg K)	Měrná plynová konstanta

r_{in}	mm	Radiální souřadnice vnitřního ohraničení dýzy
r_{out}	mm	Radiální souřadnice vnějšího
$r_{stř}$	mm	Střední poloměr vnějšího ohraničení dýzy
r_{vz}	J/(kg K)	Měrná plynová konstanta vzduchu
S	m ²	Obsah průřezu dýz
S_w	m ²	Obsah povrchu stěny
s	J/(kg K)	Měrná entropie
t	mm	Tloušťka stěny VT
t''	°C	Teplota nasycení
t_c	°C	Teplota studeného konce vírové trubice
$t_{c, h}$	°C	Teplota po izoentalpické expanzi
$t_{c, s}$	°C	Teplota po izoentropické expanzi
T	K	Termodynamická teplota
T_c	K	Teplota studeného výstupu VT
T_H	K	Teplota teplejšího prostředí
T_h	K	Teplota teplého výstupu VT
T_i	K	Teplota příslušného výstupu VT
T_{in}	K	Teplota vstupního proudu VT
T_L	K	Teplota chladnějšího prostředí
T_{load}	K	Teplota chlazeného prostředí
T_{rej}	K	Teplota okolního prostředí
T_s	K	Koncová teplota izoentropické expanze
T_w	K	Teplota stěny
T_∞	K	Teplota okolní tekutiny
ΔT	K	Teplotní diference. Rozdíl teplot studeného a teplého výstupu VT
ΔT_c	K	Teplotní diference studeného konce. Rozdíl teplot studeného výstupu a vstupu VT

ΔT_h	K	Teplotní diference teplého konce. Rozdíl teplot teplého výstupu a vstupu VT
UA	W/K	Celková tepelná vodivost tepelného výměníku
\dot{V}	l/min	Průtok
\dot{V}_{in}	m ³ /s	Objemový průtok vstupem VT
\dot{W}	W	Příkon
w	m/s	Střední rychlost proudění
W_o^s	W	Příkon chladicího cyklu s izoentropickou expanzí
W_{car}	W	Příkon Carnotova cyklu
W_{exp}	W	Výkon expanze
W_{sup}	W	Příkon komprese přehřáté páry
α	rad	Počáteční úhlová souřadnice dýzy
α_k	W/(m ² K)	Součinitel přestupu tepla
β	rad	Koncová úhlová souřadnice dýzy
ε_c	-	Studená hmotnostní frakce
ε_h	-	Teplá hmotnostní frakce
ε_i	-	Hmotnostní frakce příslušného výstupu VT
κ	-	Izoentropický exponent
$\eta_{c,s}$	-	Izoentropická účinnost expanze
ρ_{in}	kg/m ³	Hustota vstupního vzduchu VT
θ	rad	Úhlová souřadnice

Zkratky

CFD	Výpočty dynamických toků (z angl. originálu: „Computational Fluid Dynamics“)
CO ₂	Oxid uhličitý
FSI	Fakulta strojního inženýrství



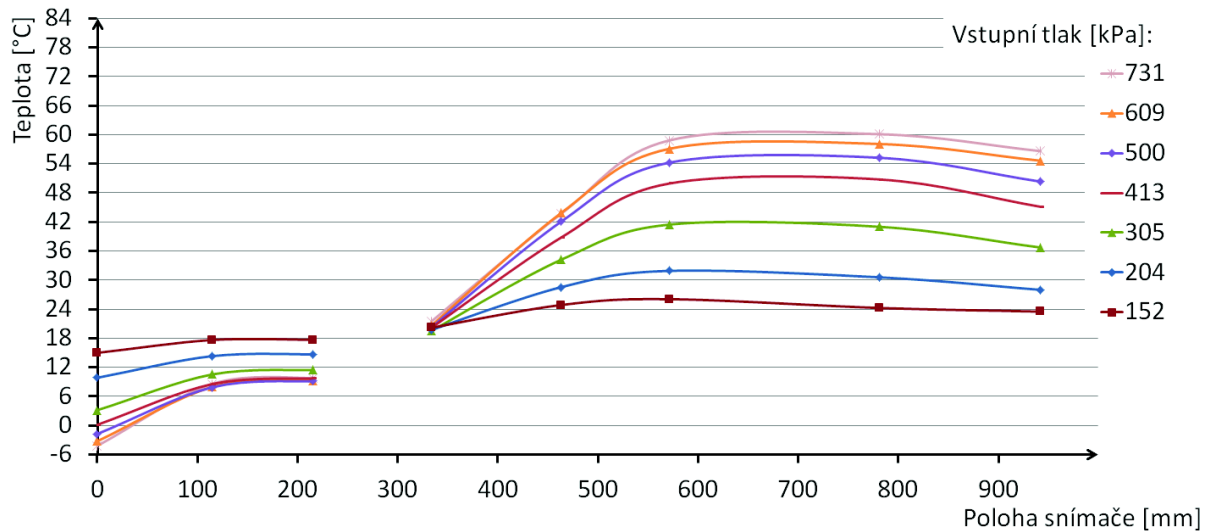
HYPER	Název laboratorní skupiny „Výzkum vlastností vodíku využitelných v energetice“ (v angl. originále: Hydrogen Properties for Energy Research)
J-T	Joule-Thomsonův(-ova, -ovy)
OP	Okrajová podmínka
VPGH	Vírový ohřívač pilotního plynu
VT	Vírová trubice
VUT	Vysoké učení technické
WSU	Washington State University

Seznam příloh

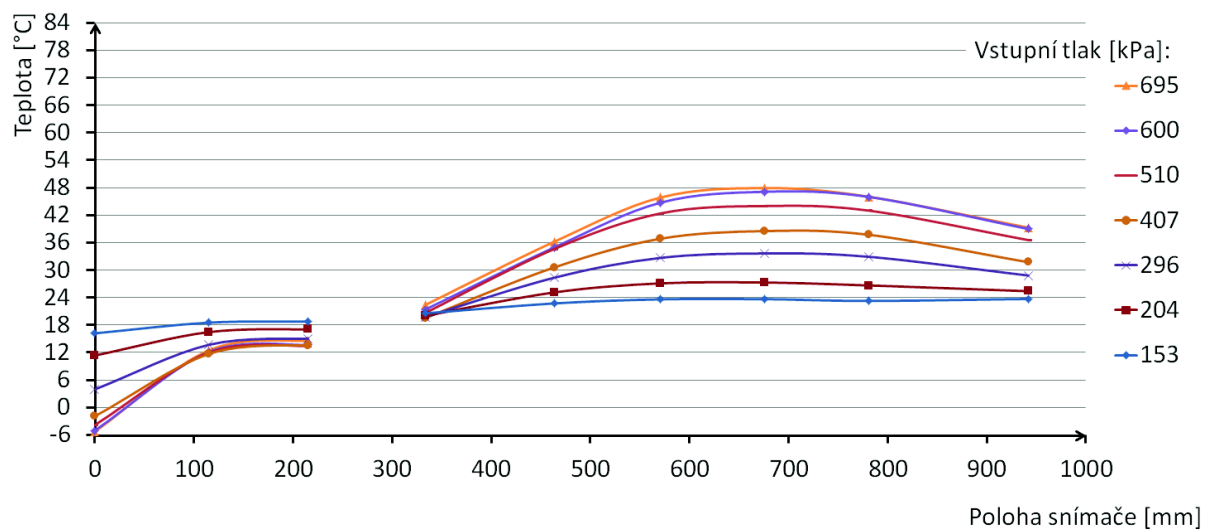
- A) Grafy průběhu teploty vnější stěny vírové trubice I
- B) CD s elektronickou verzí práce

Přílohy

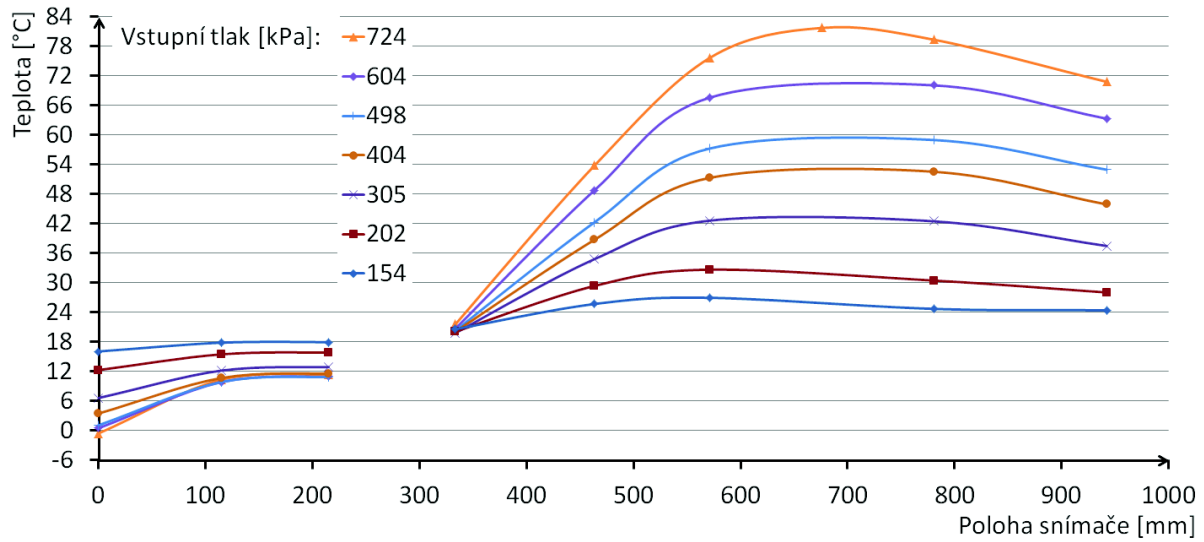
A) Grafy průběhu teploty vnější stěny trubice



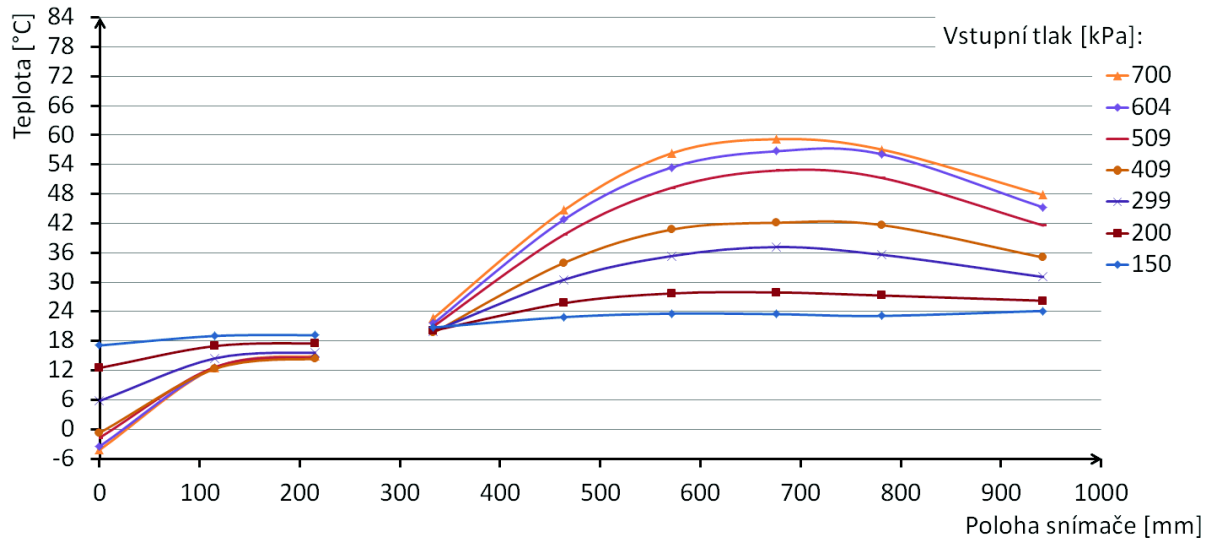
Obrázek 47: VT s přímými dýzami a clonkou s vnitřním průměrem 8,5 mm



Obrázek 48: VT se spirálovými dýzami a clonkou s vnitřním průměrem 8,5 mm



Obrázek 49: VT s přímými dýzami a clonkou s vnitřním průměrem 11,5 mm



Obrázek 50: VT se spirálovými dýzami a clonkou s vnitřním průměrem 11,5 mm