

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T041 Stavba jaderně energetických zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh primárního výměníku a demonstrátoru dvoufázového proudění pro vývoj
MSR

Autor: **Bc. Jan Čulík**

Vedoucí práce: **Ing. Jan Zdebor, CSc.**

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: **2011/2012**

Prohlášení o autorství

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Autorská práva

Podle Zákona o právu autorském. č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. CR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledku diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

Tato práce by nemohla vzniknout bez odborného vedení. Proto bych rád poděkoval vedoucímu práce panu Ing. Janu Zdeborovi, CSc. Dále bych chtěl poděkovat pánům konzultantům Ing. Jiřímu Hruškovi, Ing. Otakaru Blahutovi, Ph.D. a Ing. Václavu Valentovi, CSc. V neposlední řadě děkuji i Prof. Yannicku Knappovi a Ing. Kamilu Sedlákovu za cenné rady a pomoc při PIV měření.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Čulík	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	N 2301 Strojní inženýrství		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Zdebor, CSc.	Jméno Jan	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	
NÁZEV PRÁCE	Návrh primárního výměníku a demonstrátoru dvoufázového proudění pro vývoj MSR		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2012
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	81	TEXTOVÁ ČÁST	71	GRAFICKÁ ČÁST	10
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS	Diplomová práce se v úvodu zabývá rešerší současného stavu vývoje reaktorů IV generace s palivem v tekutých solích. Následuje tepelný výpočet primárního výměníku reaktoru ADTT. V další části se práce zabývá návrhem a stavbou demonstrátoru dvoufázového proudění a měřením a analýzou parametrů přirozené konvekce a gas-liftu na tomto zařízení.
KLÍČOVÁ SLOVA	reaktory IV generace, MSR, ADTT, tekuté soli, gas-lift, PIV, tepelný výpočet

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Čulík	Name Jan
FIELD OF STUDY	N2301 Mechanical Engineering	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Zdebor, CSc.	Name Jan
INSTITUTION	ZČU - FST – KKE	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR
TITLE OF THE WORK	Design of Primary Heat Exchanger and Two-Phase Flow Demonstrator for the Development of MSR	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Energetic Machines	SUBMITTED IN	2012
----------------	------------------------	-------------------	--------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	81	TEXT PART	71	GRAPHICAL PART	10
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION	In the first part of the Diploma Thesis the author gives information about the actual situation of the development of the Generation IV molten salt nuclear reactors. It is followed by a thermal calculation of a reactor's ADTT primary heat exchanger. The second part of the Diploma Thesis deals with design and construction of a Two-Phase Flow Demonstrator and with measurement and analysis of natural convection and gas-lift parameters on this experimental stand.
KEY WORDS	Generation IV reactors, MSR, ADTT, Molten Salts, Gas-lift, PIV, thermal calculation

OBSAH

POUŽITÉ ZNAČKY A SYMBOLY	4
POUŽITÉ ZKRATKY	6
1 VYMEZENÍ OBSAHU DIPLOMOVÉ PRÁCE A ÚVOD DO PROBLEMATIKY	8
1.1 Lidé a energie.....	8
1.2 Uran-plutoniový palivový cyklus	8
1.2.1 Nakládání s použitým jaderným palivem.....	9
1.3 Thorium-uranový palivový cyklus.....	10
1.4 Generace jaderných reaktorů	10
1.4.1 Generace I, II, III a III+	10
1.4.2 Generace IV	11
2 REŠERŠE SOUČASNÉHO STAVU VÝVOJE REAKTORŮ S KAPALNOU PALIVOVOU SMĚSÍ (MSR, ADTT).....	13
2.1 Molten Salt Reactor	13
2.1.1 Klasifikace MSR reaktorů [6].....	14
2.1.2 Výhody reaktorů s kapalnou palivovou směsí ve formě tekutých solí.....	14
2.1.3 Nevýhody reaktorů s kapalnou palivovou směsí ve formě tekutých solí.....	14
2.1.4 Vývoj koncepce MSR.....	14
2.1.4.1 50. až 70. léta	14
2.1.4.2 80. až 90. léta	15
2.1.4.3 Aktuální stav vývoje	16
2.2 Accelerator Driven Transmutation Technology	18
2.2.1 Princip transmutace a spalační reakce	18
2.2.2 Klasifikace ADTT reaktorů [2].....	18
2.2.3 Základní části reaktoru ADTT	19
2.2.4 Vývoj koncepce ADTT.....	20
2.2.4.1 90. léta.....	20
2.2.4.2 Aktuální stav vývoje	21
2.3 Hodnocení současného stavu vývoje reaktorů s kapalnou palivovou směsí.....	22
3 TEPLOTNÍ VÝPOČET PRIMÁRNÍHO VÝMĚNÍKU ADTT PRO VÝKON 50 MWT	24
3.1 Varianty primárních výměníků ADTT	24

3.2	Vlastnosti použitých primárních a sekundárních solí [2],[14].....	25
3.3	Řešené varianty primárního výměníku ADTT o výkonu 50 MWt.....	26
3.4	Výpočet teplosměnné plochy primárního výměníku pro výkon 50 MWt	27
3.4.1	Protiproudý výměník s přímými trubkami s primární stranou vně trubek	27
3.4.1.1	Vstupní parametry:.....	27
3.4.1.2	Materiál teplosměnných trubek.....	28
3.4.1.3	Použité rovnice.....	29
3.4.1.4	Výpočtové parametry:.....	30
3.4.1.5	Kontrola dovoleného vnitřního přetlaku uvnitř teplosměnných trubek.....	30
3.4.1.6	Výpočet potřebných fyzikálních parametrů teplosměnných médií	30
3.4.1.7	Výpočet teplosměnné plochy výměníku	31
3.4.2	Kombinovaný výměník s trubkami ve tvaru U s primární stranou uvnitř trubek	33
3.4.2.1	Vstupní parametry:.....	34
3.4.3	Porovnání jednotlivých variant primárních výměníků.....	35
3.4.3.1	Protiproudý výměník s přímými trubkami, primární směs vně teplosměnných trubek.....	35
3.4.3.2	Protiproudý výměník s přímými trubkami, primární směs uvnitř teplosměnných trubek.....	36
3.4.3.3	Kombinovaný výměník, primární směs uvnitř teplosměnných trubek.....	36
3.5	Výpočet teplotní dilatace trubek výměníku	37
3.5.1	Výpočet namáhání vlivem teplotní dilatace – přímá trubka bez kompenzačního ohybu.....	37
3.5.1.1	Výpočet pomocí analytické teorie pružnosti a pevnosti.....	37
3.5.1.2	Výpočet pomocí MKP	38
3.5.2	Výpočet namáhání vlivem teplotní dilatace – přímá trubka se sinovým ohybem.....	39
3.5.3	Výpočet teplotní dilatace – U trubka	41
4	DOKONČENÍ NÁVRHU DEMONSTRÁTORU DVOUFÁZOVÉHO PROUDĚNÍ S OHLEDEM NA MOŽNOST MĚŘENÍ GAS-LIFTU POMOCÍ PIV	43
4.1	Dvoufázové proudění.....	43
4.1.1	Modely dvoufázového proudění [17].....	43
4.1.2	Proudové režimy [4]	44
4.2	Gas-lift	45
4.2.1	Použití gas-liftu v jaderné energetice [4].....	45
4.3	Měřicí metoda PIV	45
4.3.1	Princip metody PIV	45
4.3.2	Měřicí aparatura.....	45
4.4	Demonstrátor dvoufázového proudění.....	46
4.4.1	Konstrukční části DDP a jejich funkce	47

4.4.2	Sestavení DDP a jeho uvedení do provozu.....	49
4.4.3	Poptávané části DDP a služby:	50
5	MĚŘENÍ A ANALÝZA ZÁKLADNÍCH CHARAKTERISTIK PŘIROZENÉHO PROUDĚNÍ A GAS-LIFTU NA DDP.....	51
5.1	Měřicí zařízení a čidla na DDP.....	51
5.1.1	Měřicí zařízení a čidla:	51
5.1.2	Ověření vhodnosti referenčních částic pro PIV	52
5.2	Měření a vyhodnocení průtoku na DDP při přirozeném proudění a při použití gas-liftu.....	53
5.2.1	Průtok při přirozené konvekci.....	53
5.2.1.1	Měření průtoku pomocí indukčního průtokoměru	53
5.2.1.2	Měření průtoku pomocí PIV	55
5.2.1.3	Porovnání výsledků obou způsobů měření průtoku	57
5.2.1.4	Zhodnocení vlivu přirozené konvekce na průtok	58
5.2.2	Průtok při použití gas-liftu	58
5.2.2.1	Měřené kombinace	58
5.2.2.2	Popis výsledků	58
5.2.2.3	Shrnutí výsledků:	60
5.3	Měření a vyhodnocení rychlosti bublinek a rychlosti kapaliny v závislosti na parametrech gas-liftu	61
5.3.1	Měření rychlosti bublinek vzduchu a rychlosti vody na DDP pomocí PIV	62
5.4	Zmapování velikosti bublinek v závislosti na jejich vzdálenosti od vstupu vzduchu	64
5.5	Návrhy na další měření vícerozměrného dvoufázového proudění na DDP.....	66
5.6	Návrhy na úpravy a měření na DDP:.....	67
6	ZÁVĚR.....	69
	POUŽITÁ LITERATURA.....	70
	SEZNAM PŘEJATÝCH OBRÁZKŮ.....	71
	SEZNAM PŘÍLOH.....	71
	PŘÍLOHA Č. 1.....	1
	PŘÍLOHA Č. 2.....	1
	PŘÍLOHA Č. 3.....	1

Použité značky a symboly

Název veličiny	Značka veličiny	Značka základní jednotky
Výpočet teplosměnné plochy primárního výměníku pro výkon 50 MWt		
Výkon odváděný výměníkem	Q	W
Střední logaritmický teplotní spád	ΔT_{ln}	K
Součinitel prostupu tepla	k	$W m^{-2} K^{-1}$
Vstupní teplota primární směsi do výměníku	T_1	K
Výstupní teplota primární směsi z výměníku	T_2	K
Teplotní rozdíl na levé straně výměníku, viz obr.5	ΔT_1	K
Teplotní rozdíl na pravé straně výměníku, viz obr.5	ΔT_2	K
Rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou primární směsi	ΔT	K
Střední teplota primární směsi	$T_{stř}$	K
Teplota sekundární směsi na vstupu do výměníku	ϑ_1	K
Teplota sekundární směsi na výstupu z výměníku	ϑ_2	K
Rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou sekundární směsi	$\Delta \vartheta$	K
Střední teplota sekundární směsi	$\vartheta_{stř}$	K
Průměrná teplota ve výměníku	T_{pr}	K
Reynoldsovo číslo	Re	-
Prandtlovo číslo	Pr	-
Nusseltovo číslo	Nu	-
Součinitel tepelné vodivosti směsi vně trubek (uvnitř trubek)	$\lambda_1 (\lambda_2)$	$W m^{-1} K^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti materiálu teplosměnných trubek	λ	$W m^{-1} K^{-1}$
Součinitel přestupu tepla vně trubek (uvnitř trubek)	$\alpha_1 (\alpha_2)$	$W m^{-2} K^{-1}$
Rychlost směsi vně trubek (uvnitř trubek)	$w_1 (w_2)$	$m s^{-1}$
Hmotnostní průtok směsi vně trubek (uvnitř trubek)	$\dot{m}_1 (\dot{m}_2)$	$kg s^{-1}$
Kinematická viskozita směsi vně trubek (uvnitř trubek)	$\nu_1 (\nu_2)$	$m^2 s^{-1}$
Dynamická viskozita směsi vně trubek (uvnitř trubek)	$\mu_1 (\mu_2)$	$Pa s$
Hustota směsi vně trubek (uvnitř trubek)	$\rho_1 (\rho_2)$	$kg m^{-3}$
Měrná tepelná kapacita směsi vně trubek (uvnitř trubek)	$c_{p1} (c_{p2})$	$J kg^{-1} K^{-1}$
Ekvivalentní hydraulický průměr	d	m
Krok mříže	a	m
Vnější (vnitřní) průměr trubky výměníku	$d_1 (d_2)$	m
Vnější (vnitřní) poloměr trubky výměníku	$R_1 (R_2)$	m
Délka výměníku	l	m

Celková aktivní délka trubek výměníku	L	m
Průměr trubkovnice	D	m
Počet teplosměnných trubek (počet děr na trubkovnici)	n	-
Celkový průtočný průřez vně trubek výměníku	S_1	m^2
Celkový průtočný průřez uvnitř trubek výměníku	S_2	m^2
Teplosměnná plocha výměníku	S	m^2
Výpočet teplotní dilatace trubek výměníku		
Absolutní deformace trubky od teploty	Δl_T	m
Absolutní deformace trubky od reakce pevné trubkovnice	Δl_R	m
Modul pružnosti	E	MPa
Mez pevnosti	R_m	MPa
Smluvní mez kluzu	$R_{p0,2}$	MPa
Relativní deformace	ε	-
Délka trubky	l	m
Součinitel teplotní roztažnosti materiálu teplosměnných trubek	α	K^{-1}
Střední rozdíl teplot od najetí výměníku po nominální provoz	ΔT	K
Teplota okolí	T_0	K
Průměrná teplota výměníku při nominálním provozu	T_{pr}	K
Délka kompenzační části trubky	L	m
Poloměr kompenzačního oblouku	R	m
Počet kompenzačních oblouků	n	$[-]$
Maximální napětí v teplosměnné trubce	σ_{max}	MPa
Napětí v přímé části teplosměnné trubky	σ_0	MPa
Měření a analýza základních charakteristik přirozeného proudění a gas-liftu na DDP		
gravitační zrychlení	g	$m \cdot s^{-2}$
průměr referenční částice	d_p	m
kinematická viskozita měřené tekutiny	ν	$m^2 \cdot s^{-1}$
dynamická viskozita měřené tekutiny	μ	$Pa \cdot s$
hustota referenčních částic	ρ_p	$kg \cdot m^{-3}$
hustota měřené tekutiny	ρ_f	$kg \cdot m^{-3}$
doba odezvy referenčních částic	t_s	s
rychlost sedimentace referenčních částic	v_s	$m \cdot s^{-1}$
celkové hydraulické ztráty v okruhu	ζ	-
hmotnostní průtok chladiva	\dot{m}	$kg \cdot s^{-1}$
hustota chladiva	ρ	$kg \cdot m^{-3}$
gravitační zrychlení	g	$m \cdot s^{-2}$
střední rychlost	w	$m \cdot s^{-1}$
koeficient objemové roztažnosti chladiva	β	K^{-1}

střední výška odvodu tepla z okruhu (výměník)	Z_v	m
střední výška přívodu tepla do okruhu (AZ)	Z_{AZ}	m
teplotní rozdíl mezi místem přívodu a odvodu tepla z okruhu	ΔT	K
objemový průtok kapaliny (plynu)	$\dot{V}_l (\dot{V}_g)$	$m^3 \cdot s^{-1}$
průtočná plocha	A	m^2
průtočná plocha kapaliny (plynu) ve směsi	$A_l (A_g)$	m^2
superficiální rychlost kapaliny (plynu)	$v_{sl} (v_{sg})$	$m \cdot s^{-1}$
rychlost kapaliny (plynu)	$v_l (v_g)$	$m \cdot s^{-1}$
skluz plynu (Gas Slippage)	S	-
objemový podíl plynu ve směsi (Void Fraction)	ε_g	-
objemový podíl kapaliny ve směsi	ε_l	-
objemový průtok vzduchu před (po) jeho expanzi v tahovém komíně	$\dot{V}_{g1} (\dot{V}_{g2})$	$m^3 \cdot s^{-1}$
tlak vzduchu před (po) jeho expanzi v tahovém komíně	$p_1 (p_2)$	Pa
obsah ekvivalentní elipsy	A_{el}	m^2
maximální (minimální) rozměr bublinky vzduchu	$d_{max} (d_{min})$	m

Použité zkratky

ADEP	Accelerator Driven Energy Producer
ADS	Accelerator Driven System
ADTT	Accelerator Driven Transmutation Technology
ATW	Accelerator Driven Transmutation of Waste
AHTR	Advanced High Temperature Reactor
ARE	Aircraft Reactor Experiment
AZ	Aktivní zóna
CNRS	Centre National de la Recherche Scientifique
DDP	Demonstrátor dvoufázového proudění
DMSR	Denaturated Molten Salt Reactor
EFIT	European Facility for Industrial Transmutation
EVOL	Evaluation and Viability of Liquid Fuel Fast Reactor System
FST ZČU	Fakulta strojní Západočeské univerzity
IThEMS	International Thorium Energy & Molten-Salt Technology
JAERI	Japan Atomic Energy Research Institute
KKE	Katedra energetických strojů a zařízení na FST ZČU
KO	Kompenzátor objemu
LANL	Los Alamos National Laboratory
MARS	Micro-Particle Fuel Autonomous Molten Salt Cooled Reactor
MKP	Metoda konečných prvků
MOST	Molten Salt Technology
MPO	Ministerstvo průmyslu a obchodu
MSBR	Molten Salt Breeder Reactor

MSFR	Molten Salt Fast Reactor
MSR	Molten Salt Reactor
MSRE	Molten Salt Reactor Experiment
NI	National Instruments
ORNL	Oak Ridge National Laboratory
PIV	Particle Image Velocimetry
PJP	Použité jaderné palivo
SNETP	Sustainable Nuclear Energy Technology Platform
SPHINX	Spent Hot Fuel Incinerator by Neutron Flux
SÚRAO	Správa úložišť radioaktivních odpadů
XT-ADS	Experimental Transmutation Accelerator Driven System

1 Vymezení obsahu diplomové práce a úvod do problematiky

Tato práce je zaměřena na jaderné reaktory s palivem ve formě tekutých solí - Molten Salt Reactory (MSR). Úvodní kapitola seznamuje čtenáře s pojmy uran-plutoniový a thorium-uranový palivový cyklus, které jsou zásadní k pochopení významu MSR. Následuje stručné shrnutí vývoje jaderných reaktorů od prvních prototypů po reaktory generace III+, které představují současnou špičkovou technologii. Následně je popsán vývoj revolučních reaktorů tzv. IV generace, do nichž řadíme i MSR reaktor.

Ve druhé kapitole je provedena rešerše vývoje reaktorů s kapalnou palivovou směsí. Tato kapitola je rozdělena na dvě části, z nichž první se zabývá autonomními (kritickými) MSR reaktory a druhá podkritickými ADTT reaktory s urychlovačem. Cílem této kapitoly je přehledně popsat základní principy vývoje daných reaktorů a nastínit možnosti jejich dalšího vývoje v budoucnu.

Třetí kapitola se zabývá výpočtem teplosměnné plochy primárního výměníku tepla ADTT reaktoru o výkonu 50MWt. Je zde řešeno několik různých variant výměníků s přímými trubkami a s trubkami ve tvaru U. Výsledky jsou následně porovnány a je vybrána nejvhodnější varianta. Dále je v této kapitole proveden výpočet teplotní dilatace teplosměnných trubek zvolených variant výměníků a je navrženo vhodné řešení.

Čtvrtá kapitola pojednává o hlavní náplni této práce, kterou je konstrukce experimentálního zařízení v laboratoři katedry KKE na Fakultě strojní ZČU a následné měření na tomto zařízení. Jedná se o experimentální stand nazvaný Demonstrátor dvoufázového proudění a hlavním jeho účelem je zmapování možnosti použití metody gas-lift (viz kapitola 4.2) pro zajištění cirkulace chladiva popř. palivo-chladivové směsi v MSR reaktorech.

1.1 Lidé a energie

V historii lidstva zatím bez výjimky platilo, že společenský a ekonomický rozvoj byl spjat s rostoucí spotřebou energie. Stejně tak je faktem, že světová spotřeba energie v budoucnosti výrazně poroste, a to jak z důvodu nárůstu počtu obyvatel na Zemi, tak z důvodu výrazného růstu životní úrovně obyvatel především v rozvojových zemích [1]. Stále rostoucí poptávku po elektrické energii bude nutno pokrýt odpovídajícími zdroji. Jedno z mála reálných řešení bez nadměrného zatížení životního prostředí nabízí moderní jaderná energetika.

1.2 Uran-plutoniový palivový cyklus

V současné době všechny světové komerční jaderné reaktory pracují v tzv. uran-plutoniovém palivovém cyklu. Palivem pro štěpnou řetězovou reakci je v tomto případě uran. Uran se v přírodní rudě vykytuje ve dvou formách. Je to uran s hmotnostním číslem 238, neboli U 238, (99,7 % hmotnosti uranové rudy) a uran 235 (0,7 % hmotnosti). Pro použití v klasickém tlakovodním reaktoru je nutno uran obohatit izotopem 235, a to na 3 až 5 % hmotnostního podílu. Tepelná energie vzniká převážně štěpením uranu 235, ale v aktivní zóně reaktoru probíhá i řada dalších jaderných reakcí. Významnou reakcí je záchyt neutronu na jádru uranu 238. Výsledkem této reakce je těžší izotop, který se několika β rozpady přeměňuje na prvek Pu 239. To se dalšími β rozpady může přeměnit na ještě těžší prvky.

Všem prvkům, které se v periodické tabulce vyskytují za uranem, se říká transurany - Np 93 až Lr 103. Jde o prvky, které se ve volné přírodě nevyskytují. Připravují se uměle jako produkty jaderných reakcí. Nejtěžší prvky periodické tabulky, jež tvoří podskupinu transuranů, se nazývají minoritní aktinidy. Jedná se o nejnebezpečnější prvky na Zemi a jejich produkce je významnou nevýhodou výroby elektřiny z jaderných zdrojů. Přestože jejich množství je velmi malé - tvoří méně než 1% použitého jaderného paliva, je třeba jim věnovat velkou pozornost. Během štěpení těžkých jader v palivu jaderného reaktoru vzniká také řada dalších prvků, ve kterých je zastoupena téměř celá periodická tabulka. Těmto prvkům se říká produkty štěpení a tvoří zhruba 3 % použitého jaderného paliva (PJP).

1.2.1 Nakládání s použitým jaderným palivem

Dnes jsou známy tři možnosti jak nakládat s PJP, aby nedošlo k jeho kontaktu s biosférou.

- trvalé hlubinné uložení
- přepracování paliva
- jaderná transmutace

Trvalá úložiště se uvažují v hloubkách až 1000 metrů pod zemí v geologicky stálých masivech s minimem podzemních vod. Mluvíme o tzv. otevřeném palivovém cyklu. Nevýhodou tohoto řešení je nejen velká cena, ale i fakt, že úložiště musí spolehlivě zajistit izolaci PJP od biosféry po dobu řádově stovky tisíc let [1]. V neposlední řadě je to otázka akceptovatelnosti jaderné energetiky širokou veřejností.

Přepracování paliva je oddělení uranu a plutonia od štěpných produktů a minoritních aktinidů. Uran a plutonium je pak možno opakovaně použít v podobě paliva MOX (Mixed Oxide Fuel) v klasických jaderných reaktorech s upraveným řídicím systémem. Štěpné produkty a minoritní aktinidy jsou pak zalaty speciální pryskyřicí a trvale uloženy. Přepracování paliva dnes provádí Francie, Rusko a Velká Británie. Jednoznačnou výhodou je lepší využití paliva. Tato technologie ale nenabízí řešení jak zneškodnit minoritní aktinidy.

Poslední dnes známou variantou nakládání s PJP je jaderná transmutace. Je to přeměna atomového jádra prvku na jiné, čehož lze docílit ostřelováním daného jádra neutrony v intenzivním neutronovém poli. Velmi nebezpečné neštěpitelné minoritní aktinidy s extrémně dlouhými poločasy rozpadu tak lze teoreticky přeměnit na štěpitelné a ty následně použít jako zdroj energie. Dlouhodobé štěpné produkty lze tímto způsobem teoreticky přeměnit na jiné prvky, které mají výrazně kratší poločas rozpadu. Tato technologie má oproti přepracování paliva a hlubinnému uložení velkou výhodu, že jako jediná přímo zneškodňuje minoritní aktinidy a dlouhodobé štěpné produkty. Bohužel se jedná o proces extrémně technologicky náročný a na jeho průmyslové využití si budeme muset ještě řadu let počkat.

Za účelem transmutace probíhá vývoj tzv. transmutačních reaktorů. Používá se označení ADTT-Accelerator Driven Transmutation Technology neboli urychlovačem řízená transmutační technologie. Někdy se můžeme setkat i se zkratkou ADS (Acceleration Driven System). Převážná většina návrhů počítá s použitím tekutého paliva v podobě roztavených solí, což je technologie, kterou používá Molten Salt Reactor (MSR).

1.3 Thorium-uranový palivový cyklus

Výše zmíněné problémy uran-plutoniového cyklu spojené s produkcí minoritních aktinidů lze eliminovat ještě jedním velmi elegantním způsobem, a to přechodem na zcela jiný palivový cyklus. Jedná se o tzv. thorium-uranový cyklus, který prakticky vylučuje vznik transuranů a minoritních aktinidů [1]. Jeho princip spočívá v tom, že prvek thorium 232 je možno jadernými reakcemi přeměnit na uran 233, což je velmi kvalitní jaderné palivo. Konkrétně se jedná o reakci, kdy se thorium pomocí záchytu neutronu a dvou následných β rozpadů přemění na uran 233. Toho lze dosáhnout ostřelováním thoria neutrony například tak, že thorium umístíme do neutronového pole v okolí aktivní zóny jaderného reaktoru. Přejít od uran-plutoniového cyklu k thorium-uranovému cyklu si lze velmi zjednodušeně představit tak, že spalujeme U 235 v konvenčním jaderném reaktoru a současně vyrábíme nové palivo z thoria 232 jeho umístěním v neutronovém poli v blízkosti aktivní zóny. Následný reaktor pracující již s palivem U 233 si pak může vyrábět nové palivo opět umístěním Th 232 do neutronového pole své aktivní zóny. Významnou výhodou thorium-uranového cyklu je také fakt, že zásoby thoria na Zemi jsou velmi vysoké v porovnání s množstvím uranu.

Názvy jednotlivých typů reaktorů pracujících v thorium-uranovém cyklu souvisí s jejich schopností vyrábět nové jaderné palivo. Jaderným reaktorům, které za dobu svého života vyprodukují více štěpného materiálu, než samy spotřebují, se říká množivé reaktory nebo breedery. Mají množivý poměr (breeding ratio) vyšší než 1. Reaktory, které vyrábí štěpný materiál, avšak je ho méně než paliva, které spotřebují, se nazývají konvertory. Mají množivý poměr menší než 1. [8]

Jedním z problémů výroby paliva použitelného v thorium-uranovém cyklu v reaktorech s pevným palivem je fakt, že při procesu transmutace thoria 232 na uran 233 vzniká Pa 233, které je významným absorbérem neutronů. To zhoršuje neutronovou bilanci v aktivní zóně a může proces i zcela zastavit. Další nevýhodou je vysoká teplota, při které se slinují oxidy thoria, což komplikuje výrobu pevného paliva. Zastánci reaktorů s tekutým palivem tvrdí, že využití tekutých solí (technologie MSR) řeší řadu těchto a dalších problémů uran-thoriového cyklu. [24]

1.4 Generace jaderných reaktorů

1.4.1 Generace I, II, III a III+

Od 50. let minulého století se postupně začalo rozvíjet mírové využívání jaderné energie pro produkci elektřiny. Zhruba do poloviny 60. let byly stavěny jaderné reaktory I. generace. Jednalo se o první komerční prototypy. V 70. a 80. letech následoval bouřlivý rozvoj jaderné energetiky. Byly stavěny reaktory, které dnes označujeme jako generaci II. V současné době tvoří tyto reaktory páteř jaderné energetiky a ještě řadu desetiletí budou velmi významnou měrou přispívat k produkci elektřiny z jaderných zdrojů. V 90. letech i s ohledem na havárii v Černobylu docházelo ke stagnaci jaderné energetiky. Byly vyprojektovány reaktory III. generace, ale jen málo z nich bylo skutečně postaveno a uvedeno do provozu. Reaktory III. generace jsou konstrukčně podobné reaktorům II. generace s evolučními změnami a vylepšením jejich bezpečnostních prvků. Od začátku nového tisíciletí dochází opět k rozvoji v jaderném sektoru, a to především v asijských zemích (Čína, Indie, Jižní Korea a další). Objevily se nové faktory působící ve prospěch jaderné energetiky. Dochází k rychlému nárůstu spotřeby elektrické energie

především v rozvojových zemích. Dále se rozšiřuje obecné povědomí o důležitosti zajištění energetické bezpečnosti a v neposlední řadě probíhá rozsáhlá diskuze o potřebě omezení produkce CO₂. [15]

Od března 2011, kdy došlo k havárii ve Fukušimě, se dle mého názoru začíná psát nová etapa jaderné energetiky. V Evropě některé země v čele s Německem přehodnocují postoj k této technologii a snaží se najít cestu, jak zajistit elektrickou energii bez jaderné energetiky. Jak se bude tato situace v Evropě dlouhodobě vyvíjet a jaký to bude mít dopad na celosvětový vývoj jaderné energetiky, je obtížné odhadovat.

V současné době jsou ve výstavbě reaktory tzv. generace III+, které lze zjednodušeně charakterizovat jako reaktory III. generace s větším důrazem kladeným na pasivní bezpečnostní prvky. Jedná se například o trojici reaktorů, které spolu soutěží v tendru na dostavbu jaderné elektrárny Temelín.

1.4.2 Generace IV

I přes neuvěřitelný pokrok, který jaderná energetika zaznamenala od 50. let 20. století, se dnešní reaktory potýkají s některými závažnými problémy. Reaktory v současné době využívají téměř výhradně energii obsaženou v izotopu uranu U 235, který je ale v přírodním uranu zastoupen pouze v koncentraci cca 0,7 %. Vývoj se ubírá mimo jiné k tzv. rychlým reaktorům IV. generace, které jsou schopny ve výrazně větší míře využívat energii uranu 238, kterého je v přírodní rudě zbylých 99,3 %. Dnešní reaktory tedy umí využít pouze malou část energie obsažené v palivu a dochází k problémům spojeným se zbytečně velikou produkcí použitého jaderného paliva. Konkrétně jde o problém dlouhodobého uložení použitého paliva, který je sice technicky zvládnutý, ale v mnoha zemích představuje překážku pro akceptaci jaderné energetiky širokou veřejností. Významnou roli hraje také fakt, že při současném způsobu využívání energie obsažené v jaderném palivu, jsou jeho zásoby souměřitelné se zásobami fosilních paliv [1]. Trvale udržitelný rozvoj jaderné energetiky tedy záleží především na vývoji jaderných reaktorů IV. generace.

Mezi lety 2000 a 2002 zasedalo tzv. „Generation IV International Forum“. Jedná se o mezinárodní uskupení vlád zemí, ve kterých má jaderná energetika velký význam. Současnými členy GIF jsou: Argentina, Brazílie, Čína, EURATOM, Francie, Japonsko, Jihoafrická republika, Jižní Korea, Kanada, Rusko, Švýcarsko, USA a Velká Británie. EURATOM je organizační struktura Evropské komise, která zastupuje v GIF členské země EU, jež nemají v GIF samostatné členství [1]. EURATOM, jehož členem je i Česká republika, přistoupil ke GIF v roce 2006. Z 94 nabízených konceptů zde bylo vybráno 6 perspektivních reaktorových systémů, které by podle původních plánů měly postupně po roce 2030 nahrazovat současné typy reaktorů. Nutno dodat, že rok 2030 se z dnešního pohledu jeví jako poměrně optimistický. Základní požadavky na reaktory IV. generace jsou následující [10]:

- bezpečnost

Důraz je kladen na jednoduchou, robustní konstrukci reaktoru s maximálním využitím pasivních prvků bezpečnosti, založených na jednoduchých fyzikálních principech. Posuzování bezpečnosti zahrnuje celý palivový cyklus. Jsou kladeny požadavky na maximální vyhoření paliva.

- ekonomika

Je potřeba snížit náklady na výstavbu jaderné elektrárny, které tvoří velkou část z ceny takto vyrobené elektřiny. Je nutné zkrátit dobu výstavby jaderného zdroje. Životnost jaderných reaktorů IV. generace musí být minimálně 60 let. Je kladen důraz na zjednodušení obsluhy a snížení nákladů na provoz bloku.

- udržitelnost

Snahou je minimalizovat množství radioaktivních odpadů, zapojit jadernou energetiku do vodíkového hospodářství a uzavřít palivový cyklus.

Do IV. generace řadíme následujících 6 typů jaderných reaktorů:

- | | |
|--|---------------------------------------|
| • GFR-Gas cooled Fast Reactor | Plynem chlazený rychlý reaktor |
| • LFR-Lead cooled Fast Reactor | Olovem chlazený rychlý reaktor |
| • MSR-Molten Salt Reactor | Solný reaktor |
| • SFR- Sodium cooled Fast Reactor | Sodíkem chlazený rychlý reaktor |
| • SCWR- Supercritical Water cooled Reactor | Superkritickou vodou chlazený reaktor |
| • VHTR- Very High Temperature Reactor | Vysokoteplotní reaktor |

2 Rešerše současného stavu vývoje reaktorů s kapalnou palivovou směsí (MSR, ADTT)

2.1 Molten Salt Reactor

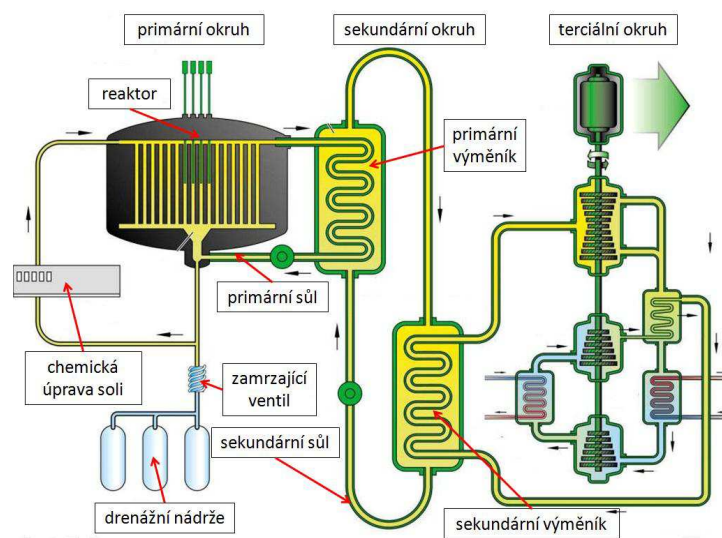
Molten Salt Reactor neboli solný reaktor je jaderný reaktor, který nepoužívá palivo v pevné formě jako dnešní jaderné reaktory, ale k produkci a zároveň odvodu tepla zde slouží směs paliva a chladiva ve formě tekutých solí. Palivo je možno doplňovat průběžně, bez nutnosti odstávky na výměnu paliva. Lze realizovat kontinuální odstraňování štěpných produktů ze směsi solí za provozu reaktoru. Nejčastěji návrh MSR reaktoru vypadá tak, že v primárním okruhu cirkuluje palivo-chladivová směs, která v primárním výměníku předává teplo do sekundárního okruhu, kde proudí sekundární chladivo, taktéž v podobě tekuté soli. V sekundárním výměníku je teplo předáváno do terciálního okruhu, kde se pomocí parní nebo plynové turbíny a generátoru vyrábí elektrický proud. Reaktor pracuje při vysokých teplotách, a je proto uvažován i pro efektivní výrobu vodíku. Jak je patrné, jedná se o koncepci, která je značně odlišná od koncepce dnešních reaktorů. Podle mého názoru jde o velmi ambiciózní projekt s velkými přísliby do budoucna.

Reaktor má řadu konstrukčních a materiálových specifik, kterým je nutno věnovat mimořádnou pozornost. Materiály primárního okruhu musí odolat korozním účinkům solí, tepelnému namáhání a radiačnímu působení. Použité soli musí mít dostatečně nízkou teplotu tuhnutí a potřebnou míru rozpustnosti štěpného materiálu, aby mohlo být dosaženo štěpné řetězové reakce.

Vývoj reaktorů MSR postupuje ve dvou základních směrech [23]:

- Reaktory s tekutým palivem rozpuštěným ve směsi solí
- Reaktory s pevným palivem a se směsí tekutých solí používanou pouze jako chladivo

MSR s pevným palivem je méně revoluční, svou koncepcí bližší ke klasickým jaderným reaktorům a jeho vývoj je tedy jednodušší. Na druhou stranu ztrácí řadu zásadních výhod reaktoru s tekutým palivem, jako je možnost spalování transuranů a kontinuální regenerace paliva. Tato práce se zabývá především první variantou koncepce MSR, tedy variantou s tekutým palivem rozpuštěným ve směsi solí.



Obr. 1: Schéma MSR

2.1.1 Klasifikace MSR reaktorů [6]

1. Reaktory na bázi thoriového cyklu (breedery nebo konvertory)

- Tepelný reaktor s grafitovým moderátorem
- Rychlý homogenní reaktor

2. Transmutory Pu a minoritních aktinidů

- Tepelný homogenní reaktor
- Rychlý homogenní reaktor

3. Vysokoteplotní reaktory

- Reaktor s dispersním palivem v grafitových koulích chlazených fluoridovými solemi
- Rychlý homogenní reaktor

2.1.2 Výhody reaktorů s kapalnou palivovou směsí ve formě tekutých solí

- palivo a chladivo tvoří jednotnou směs
- možnost kontinuální regenerace paliva → snížení počáteční zásoby reaktivity, odstranění problémů tzv. jodové jámy, výrazně nižší zbytkový výkon tepla po odstavení, nižší nebezpečnost v případě havárie s porušením integrity primárního okruhu
- záporný teplotní koeficient reaktivity → dobré samoregulační vlastnosti reaktoru
- nízký tlak v primárním okruhu
- chemická stálost tekutých solí i za vysoké teploty a v intenzivním neutronovém poli
- vysoká teplota varu tekutých solí
- netečnost tekutých solí se vzduchem a vodou
- vysoká tepelná účinnost cyklu
- možnost spalování dlouhodobých štěpných produktů a minoritních aktinidů
- možnost zapojení do thorium-uranového cyklu

2.1.3 Nevýhody reaktorů s kapalnou palivovou směsí ve formě tekutých solí

- vysoké požadavky na čistotu tekutých solí
- nutnost dokonalého odstranění vlhkosti z tekutých solí - v případě kontaktu s H₂O dochází k tvorbě kyseliny fluorovodíkové (HF), která má silné korozní účinky
- relativně vysoká teplota tuhnutí tekutých solí
- vysoké požadavky na konstrukční materiály - teplota, korozní působení tekutých solí
- potřeba vloženého sekundárního okruhu z důvodu radiační bezpečnosti

2.1.4 Vývoj koncepce MSR

2.1.4.1 50. až 70. léta

První výzkumný projekt, který se zabýval vývojem jaderného reaktoru s tekutým palivem, byl Aircraft Reactor Experiment (ARE), jenž probíhal v USA v 50. letech. Jak napovídá název, reaktor měl sloužit jako pohon letadel. Tepelný výkon byl 2,5 MW s maximální teplotou palivové směsi 860°C. Jako palivo sloužila fluoridová sůl NaF-ZrF₄-UF₄ (53-41-6 mol%) a reflektorem byl BeO. Konstrukčním materiálem byl Inconel. Reaktor byl v provozu po dobu 9 dní v roce 1954. Jako sekundární chladicí médium sloužil sodík [7]. Cílem projektu bylo experimentálně ověřit schopnost práce a stabilitu reaktoru s proudícím palivem. Během experimentů byla provedena

jedna ze základních etap regenerace paliva. Průchodem plynného fluoru solemi byl ze směsi odstraňován uran jako plynný UF_6 . [5]

Během 60. let měla vedoucí pozici při vývoji MSR Oak Ridge National Laboratory (ORNL) ve Spojených státech amerických. Práce vědců vyvrcholila projektem Molten Salt Reactor Experiment (MSRE). Tepelný výkon reaktoru byl 7,4 MW s maximální teplotou palivové směsi 663 °C [7]. Byla použita směs solí (mol %) 65.0 7LiF – 29.1 BeF_2 – 5.0 ZrF_4 – 0.9 UF_4 s teplotou tavení 434 °C. Moderátorem byl grafit a konstrukčním materiálem slitina Hastelloy-N. Od roku 1965 byl reaktor provozován s palivem v podobě U 235. Od roku 1968 pracoval reaktor s U 233. Byl zkoumán například vznik tritia (H_3) jako produkt reakce neutronů s lithiem v tekutých solích. Bylo potvrzeno, že malá část tritia difundovala skrz primární tepelný výměník. Během provozu byl také zkoumán vliv solí na korozi materiálů primárního okruhu. Přestože celková koroze byla menší, než se očekávalo, bylo zjištěno, že štěpný produkt tellur způsobuje vznik trhlin na povrchu konstrukčního materiálu Hastelloy-N [7]. Byla nastíněna řešení těchto problémů. V roce 1969 byl reaktor odstaven. V roce 1973 byl program MSRE ukončen, ale jednoznačně prokázal možnost dlouhodobě provozovat reaktor s tekutým palivem.

Na základě zkušeností z úspěšného MSRE vznikl na počátku 70. let projekt jaderné elektrárny nazvaný Molten Salt Breeder Reactor (MSBR). Zařízení existovalo pouze na papíře, skutečný prototyp nebyl nikdy sestaven. Jednalo se o systém pracující na tepelných neutronech, s grafitovým moderátorem a palivovou směsí solí o maximální teplotě 704 °C. Projekt měl klasické tříokruhové uspořádání MSR. Terciální okruh byl uvažován jako Rankin-Clausiusův cyklus s nadkritickými parametry páry. Projekt počítal s tepelným výkonem reaktoru 2250 MW a čistým elektrickým výkonem 1000 MW. Tepelná účinnost cyklu byla úctyhodných 44,4 %. Plánovaná doba životnosti grafitových bloků v primárním okruhu byla 4 roky. Reaktor byl vybaven systémem kontinuálního čištění paliva. Roku 1976 bylo zastaveno financování projektu MSBR, protože americká vláda měla v té době odlišné priority, a to především politické a vojenské [25]. Vývoj MSBR byl ukončen.

2.1.4.2 80. až 90. léta

Vývoj solných reaktorů výrazně zpomalil, přesto však ORNL nezastavilo zcela svoje aktivity v této oblasti. Byl vyprojektován reaktor DMSR (Denaturated Molten Salt Reactor). Konstrukce byla podobná reaktoru MSBR avšak s ještě většími rozměry [5]. Jednalo se o zařízení spadající do kategorie konvertory, bez odstraňování štěpných produktů z palivové směsi.

V Japonsku probíhaly a stále probíhají práce na projektu MSR o elektrickém výkonu 155 MW pod názvem FUJI. Jedná se o koncepci podobnou reaktoru DMSR bez kontinuálního odstraňování štěpných produktů.

V SSSR byly sepsány práce zabývající se použitím přirozené konvekce pro cirkulaci solné směsi v reaktoru. Dále vznikly také práce mapující podporu přirozené konvekce vhněním plynu do proudících solí [5]. Tato technologie se nazývá gas-lift (plynový výtah) a je popsána v kapitole 4.2.

V 90. letech vývoj solných reaktorů opět mírně akceleruje, především v souvislosti s využitím této technologie pro transmutaci PJP a se snahou o využití thorium-uranového palivového cyklu [9].

2.1.4.3 Aktuální stav vývoje

2.1.4.3.1 Evropa

Významnou událostí po roce 2000 bylo ustanovení GIF, o kterém bylo již hovořeno v kapitole 1.4.2. Jedním z perspektivních reaktorových systémů, který byl vybrán, je i MSR. V rámci GIF jsou vyvíjeny dvě základní koncepce MSR. První variantou je MSFR (Molten Salt Fast Reactor). Jedná se o množivý reaktor pracující na rychlých neutronech. Cílem je i možné zapojení do thorium-uranového cyklu. Druhou posuzovanou variantou je AHTR (Advanced High Temperature Reactor). Jedná se o kompaktní vysokoteplotní reaktor, který má být zapojen do vodíkového hospodářství.

Existuje řada oblastí, ve kterých se výzkum pro MSFR a AHTR prolínají. Jde například o výzkum v oblasti konstrukčních materiálů a chemie solí. Vlastnostmi tekutých solí se zabývá evropské výzkumné centrum JRC-ITU (Joint Research Centre Institute for Transuranium Elements). Studium konstrukčních materiálů se zabývá ruské vědecké centrum Kurčatovský institut. ORNL se podílí na návrhu zařízení, zabývá se i bezpečnostními systémy a studiem materiálů. Výzkumem v oblasti palivového cyklu se zabývá francouzská laboratoř CNRS (Centre National de la Recherche Scientifique). [19]

Od roku 2001 probíhá řada výzkumných projektů pod patronátem GIF. První byl projekt MOST (Molten Salt Technology), jenž probíhal od 1.11.2001 do 31.10.2003. Hlavními výzkumnými aspekty tohoto projektu bylo studium stability aktivní zóny, účinnosti čištění tekutého paliva a integrity primárního okruhu. Výstupem byla také shoda na tom, že je nutné experimentálně ověřit výsledky a získat technologické zkušenosti [21]. V letech 2007 až 2008 probíhaly práce na projektu ALISIA, kde se řešilo použití tekutých solí pro různé typy reaktorů MSR. V současnosti probíhají práce na projektu EVOL (Evaluation and Viability of Liquid Fuel Fast Reactor System), který má za cíl optimalizovat slabá místa projektu MSFR. Projekt EVOL bude probíhat do listopadu 2013 a je rozdělen na 5 dílčích oblastí. Řízení a koordinaci projektu má na starosti francouzská CNRS. Zbylými oblastmi jsou: Návrh koncepce a bezpečnost, Chemie a přepracování tekutých solí, Konstrukční materiály a Výcvik a prezentace činnosti. Probíhá taktéž spolupráce s ROSATOMem (Federální agentura pro atomovou energii Ruské federace), který se v rámci projektu MARS zabývá rozpustností minoritních aktinidů v tekutých solích a vlastnostmi tekutých solí. [22]

2.1.4.3.2 Česká republika

V České republice existuje experimentální základna pro výzkum MSR v Ústavu jaderného výzkumu Řež a.s., kde intenzivně probíhá výzkum již od roku 2000 [1].

Na konci roku 2011 se v médiích objevily informace o připravované česko-australské spolupráci při vývoji MSR reaktorů pro thorium-uranový cyklus. Austrálie má zjevný zájem na používání thoria jako paliva v jaderné energetice, protože disponuje jedněmi z největších světových zásob tohoto kovu. Za účelem spolupráce mezi oběma zeměmi vznikla v roce 2007 společnost Thorium Solution se sídlem v Sydney. Plán je velmi ambiciózní a je rozdělen na dvě etapy. Mezi lety 2012 a 2014 má probíhat studie proveditelnosti následovaná vývojem a konstrukcí neaktivního modelu MSR reaktoru. V druhé etapě mezi lety 2014 a 2024 má probíhat vývoj a výstavba demonstrační jednotky MSR reaktoru [24].

2.1.4.3.3 Rusko

Kromě projektů, na kterých Rusko spolupracuje s evropskými laboratoři, probíhá v Kurčatovském institutu vývoj jaderného reaktoru MARS (Micro-Particule Fuel Autonomous Molten Salt Cooled Reactor). Jedná se o reaktor s pevným palivem uvnitř grafitových koulí, kde tekuté soli slouží pouze jako chladivo. Uvažuje se o variantě, kde se z primárního okruhu předává teplo plynové turbíně pracující v otevřeném cyklu. Pro přenos tepla je použita směs solí o vysoké teplotě využívající přirozené cirkulace. Reaktor by měl sloužit pro výrobu elektrické energie v odlehlých oblastech nebo pro dodávku tepla o vysoké teplotě pro výrobu vodíku [23].

2.1.4.3.4 Japonsko

V Japonsku je vyvíjen systém FUJI MSR. Reaktor by měl pracovat v rámci thorium-uranového cyklu jako množivý, tepelný reaktor. Technologie FUJI reaktoru je založena na zkušenostech a poznacích ORNL získaných vývojem a provozem MSRE. Výzkum se v současné době zaměřuje zvláště na detailní studium materiálů struktury a vnitřních částí [21]. Projekt je vyvíjen japonskou společností International Thorium Energy & Molten-Salt Technology (IThEMS). Japonský vědec Dr. Furukawa, který stojí za projektem FUJI reaktoru, byl několikrát na návštěvě v České republice, která se na výzkumu podílí prostřednictvím ÚJV Řež.

Záměrem společnosti IThEMS je nejprve postavit prototyp malého reaktoru Mini-FUJI o elektrickém výkonu 10 MW a později větší 200 MWe FUJI Reactor. V současnosti se IThEMS snaží pro svůj projekt získat investora, který by poskytl 300 milionů dolarů. V případě, že takového investora společnost najde, tak dle IThEMS by mohl být reaktor Mini-FUJI uveden do provozu během osmi až devíti let od začátku kontraktu. Současně by probíhalo detailní projektování většího 200 MWe FUJI reaktoru, který by mohl být uveden do provozu během 12 až 15 let od zahájení kontraktu [23]. Zásadním problémem však zůstává, že v současné době není známo, že by společnost měla nějakého silného partnera, který by byl ochoten poskytnout odpovídající finance [16].

2.1.4.3.5 Čína

Přesto, že jaderný průmysl zaznamenává v Číně největší růst ze všech států světa, i tak je zde naprostá většina elektřiny vyráběna z fosilních paliv. Z důvodu extrémně rychle rostoucí poptávky po elektřině, má dnes Čína v některých oblastech jedno z nejhorších ovzduší na světě. I proto je pro Čínu nutné, aby význam jejího jaderného průmyslu nabíral na intenzitě.

V současné době se Čína zabývá vývojem prakticky všech reaktorových systémů IV. generace. Od počátku roku 2011 se tato země stala významným hráčem i na poli výzkumu MSR. 25. ledna 2011 bylo ohlášeno, že Čína zahajuje výzkum v oblasti thorium-uranového cyklu a MSR technologie. Cílem je nejen vyvinout danou technologii, ale i zajistit si práva na její komerční realizaci. I to je možný důvod, proč se Čína nepodílí na vývoji MSR v rámci GIF, protože součástí vývoje v rámci GIF je i předávání know-how [18]. Technologie má být vyvinuta během příštích zhruba dvaceti let. Významný pokrok je očekáván už do 5 let.

2.1.4.3.6 USA

USA se taktéž neúčastní vývoje MSR v rámci GIF. Finančně omezený výzkumný program probíhá na některých univerzitách v USA. Zde se studuje možnost využití fluoridových solí pro

chlazení vysokoteplotních reaktorů [1]. Dle zdroje [17] v současnosti probíhají také jednání mezi japonskou společností IThEMS a americkým partnerem, který by zajistil finanční podporu pro projekt FUJI, který staví na poznatcích americké ORNL.

2.2 Accelerator Driven Transmutation Technology

Kromě kritických MSR reaktorů, o nichž pojednává předcházející kapitola, využívají principu kapalné směsi paliva a chladiva i další typy jaderných reaktorů, kterým se říká transmutační nebo ADTT reaktory. Accelerator Driven Transmutation Technology neboli urychlovačem řízená transmutační technologie je technologie, která umožňuje přeměnit jádra minoritních aktinidů a dlouhodobých štěpných produktů z PJP na jádra s výrazně kratším poločasem rozpadu. Tím by v budoucnu měly být výrazně sníženy nároky na dlouhodobé ukládání PJP. Je to cesta k uzavření palivového cyklu, k udržitelnosti jaderné energetiky a dle mého názoru i k její akceptaci širokou veřejností. Kromě zkratky ADTT se můžeme setkat i se zkratkou ADS (Accelerator Driven System).

2.2.1 Princip transmutace a spalační reakce

Jaderná transmutace je proces přeměny určitého prvku na jiný prvek, čehož je docíleno změnou struktury atomového jádra. Změny struktury může být dosaženo ostřelováním daného jádra neutrony například tak, že jej umístíme do neutronového pole jaderného reaktoru. Jinou možností, jak vytvořit neutronové pole, je spalační (tříštivá) reakce. Jde o reakci, kdy těžké jádro po nárazu vysoce energetické částice vyzáří velké množství nukleonů. V praxi se jedná o tzv. terč z tekutého kovu, na nějž dopadá svazek urychlených protonů. Velmi zjednodušeně proces probíhá tak, že po prvotní kolizi mezi bombardující částicí a jádrem dochází k řadě pružných srážek mezi nukleony uvnitř jádra. Jádro atomu se tímto procesem silně excituje. Následně dochází k opětovné relaxaci jádra, doprovázené vyzařováním nukleonů. Vzhledem k Coulombovské bariéře je pravděpodobnost emise neutronů nepoměrně větší než pravděpodobnost emise protonů a jiných nabitých částic. Množství emitovaných neutronů je přímo úměrné velikosti atomového čísla prvku [2]. Z jedné spalační reakce vzniknou řádově desítky neutronů, zatímco z jedné jaderné reakce na uranu vznikají pouze 2 až 3 neutrony, z nichž je jeden potřebný k udržení řetězové reakce [2]. Z tohoto pohledu je tedy spalace pro transmutaci jader jednoznačně účinnější než umístění v neutronovém poli reaktoru. Přesto, že při spalaci je vyprodukováno na jednu reakci výrazně méně tepla než při jaderném štěpení, tak vzhledem k intenzitě dopadajícího paprsku urychlených částic může docházet k problémům s chlazením terče.

Aby bylo možno transmutovat těžká jádra, bylo nejprve třeba vyvinout výkonný urychlovač částic, který je schopen dostatečně urychlit bombardující částice tak, aby mohla proběhnout spalační reakce.

2.2.2 Klasifikace ADTT reaktorů [2]

1. Reaktory s rychlými neutrony

- reaktory s pevným palivem
- reaktory s kapalným palivem-chladivem jsou tekuté soli nebo eutektická směs Pb Bi

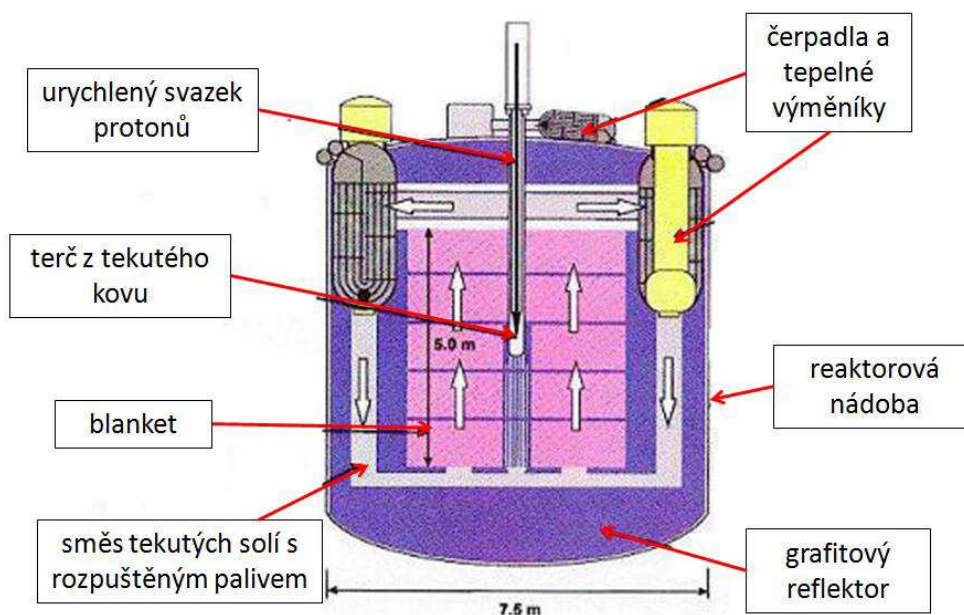
2. Reaktory s tepelnými neutrony

- reaktory s pevným palivem
- reaktory s kapalným palivem
palivo-chladičová směs tekutých solí, Th-U palivový cyklus,
systém ADEP (viz odstavec 2.2.4.1.1)

2.2.3 Základní části reaktoru ADTT

Existují různé varianty ADTT systémů. Může se jednat o reaktory pracující s tepelným spektrem neutronů nebo s rychlým spektrem. Dalším kritériem klasifikace je typ paliva, a to buď pevné, nebo kapalné. Tato práce se zabývá především systémy s kapalným palivem.

Mezi základní konstrukční části ADTT reaktoru s kapalným palivem patří urychlovač, terč, blanket (aktivní zóna), reaktorová nádoba, řada výměníků a čerpadel a systém kontinuálního čištění palivo-chladičové směsi. Urychlovač vysílá vysokoenergetické částice, které dopadají na terč z tekutého těžkého kovu. Pomocí spalační reakce dochází k emisi velkého množství neutronů z terče do okolní aktivní zóny neboli blanketu. Ty následně v případě reaktoru určeného pro likvidaci jaderného odpadu transmutují minoritní aktinidy a transurany z PJP, jež cirkulují v blanketu v roztoku roztavených solí. Druhou variantou je reaktor pracující v thorium-uranovém cyklu, kde dochází k transmutaci thoria na U 233. Blanket reaktoru je v obou případech podkritický. Dochází zde jak k samovolnému štěpení, tak k násobení neutronů vzniklých spalací. Pro udržení řetězové reakce je nutný neustálý zdroj neutronů. Vše je umístěno v nízkotlaké reaktorové nádobě nejlépe s integrálními čerpadly a výměníky. Jelikož je palivo v tekuté formě, je v principu možno kontinuálně odstraňovat krátkodobé štěpné produkty. V případě transmutoru minoritních aktinidů a dlouhodobých štěpných produktů nejsou tyto prvky odstraňovány, protože dochází k jejich likvidaci přímo v blanketu působením neutronového pole. Přes výměníky je odváděno teplo do parního okruhu, kde se pomocí turbíny a generátoru vyrábí elektrická energie. Část vyrobené elektřiny spotřebuje urychlovač, zbytek je dodáván do sítě.



Obr. 2: Schéma ADTT

2.2.4 Vývoj koncepce ADTT

2.2.4.1 90. léta

Technologie ADTT s tekutou palivo-chladivovou směsí vychází z návrhu americké Los Alamos National Laboratory (LANL) z počátku devadesátých let. Základem tohoto návrhu jsou zkušenosti z reaktorů MSR, které byly vyvinuty a provozovány v 60. a 70. letech v ORNL a o kterých už bylo pojednáno v kapitole 2.1.4.1. Principy transmutace byly známy už mnoho let předtím, ale nebyly k dispozici částice s dostatečnou energií, které by umožnily průběh spalační reakce na těžkých jádrech. Rozvoj výzkumu v oblasti ADTT na počátku 90. let byl podmíněn novými objevy v oboru lineárních urychlovačů, jež v této době začaly být schopny generovat protony s dostatečnou energií potřebnou pro spalační reakce.

2.2.4.1.1 USA

V LANL probíhal v 90. letech vývoj systému ADEP (Accelerator Driven Energy Producer). Jedná se o tepelný reaktor pracující v thorium-uranovém palivovém cyklu. Ve středu zóny je terč z tekutého olova, množivým blanketem proudí primární palivo-chladivová směs tekutých solí. Moderátorem a současně i reflektorem je grafit. Primární nízkotlaká nádoba je navržena ze slitiny Hastelloy-N.

Paralelně s vývojem ADEP byl v LANL rozpracováván také projekt ATW (Accelerator Driven Transmutation of Waste). Zde je primárním cílem likvidace odpadů z jaderných elektráren, současně je ale produkována i elektrická energie. Systém pracuje s lineárním urychlovačem a rychlým neutronovým spektrem. Aktivní zóna je heterogenní, s palivem v pevné formě a chladivem v podobě eutektické směsi olova a bismutu. [11]

2.2.4.1.2 Evropa a Rusko

V evropské jaderné výzkumné laboratoři CERN byl rozpracován koncept CERN Energy Amplifier. Jedná se o rychlý reaktor, zde ale s pevným palivem, pracujícím v thorium-uranovém cyklu. Jako chladivo je použita tekutá směs olova a bismutu. Jako zdroj energetických částic pro spalační reakci je uvažován cyklotron - urychlovač částic využívající vysokofrekvenční elektrické pole.

Mnoho projektů probíhalo také v Rusku, které provozuje celou řadu jaderných výzkumných ústavů. Ruské laboratoře úzce spolupracují s americkou stranou, především s LANL. Jedná se například o Kurčatovský institut, zabývající se mimo jiné výzkumem v oblasti tekutých solí pro jadernou energetiku. Institut teoretické a experimentální fyziky (ITEF) pracoval na návrzích reaktoru ATW.

Řada dalších zemí, mezi něž patří Francie, Německo, Nizozemí, Švédsko, Čína a Korea, se také podílely na výzkumu transmutačních technologií v rámci národních výzkumných programů [2].

2.2.4.1.3 Česká republika

V polovině devadesátých let začal v České republice projekt později pojmenovaný SPHINX (Spent Hot Fuel Incinerator by Neutron Flux), který vycházel z poznatků LANL a který se zabýval vývojem transmutačního reaktoru pro PJP z tlakovodních reaktorů. Vědecký obsah i organizace projektu byly koordinovány konsorciem Transmutation, jež bylo založeno v listopadu 1996

společnostmi ÚJV Řež, Ústavem jaderné fyziky Akademie věd ČR, Škodou JS a FJFI ČVUT. Projekt byl financován českou vládou a firmami ČEZ, Škoda JS a SÚRAO a zabýval se především počátkem palivového cyklu MSR, konkrétně přípravou paliva pro transmutační reaktory. Druhou významnou částí projektu byl návrh aktivní zóny transmutoru. [15]

2.2.4.2 Aktuální stav vývoje

2.2.4.2.1 Evropa

Ve Francii probíhal v letech 2001 až 2003 vývoj konceptu AMSTER (Actinide Molten Salt Transmuter), což je systém spalování aktinidů navržený elektrárenskou společností EDF [21]. Evropský výzkumný program pro vývoj systémů ADS se nazývá EUROTRANS. V rámci tohoto programu jsou rozpracovány dva různé projekty. Jedná se o XT-ADS (Experimental Transmutation Accelerator Driven System), jehož cílem je konstrukce experimentálního ADS reaktoru kolem roku 2020. Druhý projekt se nazývá EFIT (European Facility for Industrial Transmutation). Zde je cílem zpracovat koncepční návrh a v dlouhodobém horizontu uvést do provozu transmutor pro komerční využití. S použitím tekutých solí jako chladiva případně palivo-chladivové směsi se v rámci EUROTRANS nepočítá. [19]

Systém XT-ADS pracuje s rychlými neutrony, pevným palivem a chladivem v podobě tekuté směsi Pb-Bi. Mezi klíčové cíle patří vyvinutí a licencování paliva a licencování materiálů, které budou schopny dlouhodobě odolat teplotám nad 600 °C v přítomnosti tekutých kovů. Materiálový výzkum pro XT-ADS má mnoho společného s výzkumem pro olovem chlazený rychlý reaktor IV. generace. Do roku 2013 má být hotová technická specifikace a dohodnuty stavební kontrakty. Podle evropské organizace SNETP má mezi léty 2014 a 2016 probíhat výstavba a v roce 2020 je plánován plný provoz. Od roku 2020 má XT-ADS sloužit jako experimentální základna pro vývoj a licencování systému ITEF, který by měl být schopen komerčního provozu mezi lety 2035 a 2040. [19]

2.2.4.2.2 Japonsko

Japonský výzkumný ústav Japan Atomic Energy Research Institute (JAERI) se zabývá výzkumem systému ADS pracujícího s výkonným protonovým urychlovačem, spalačním terčem z tekuté směsi Pb-Bi, s chladivem taktéž v podobě směsi Pb-Bi a s pevným palivem ve formě nitridů. Reaktor má být schopen transmutovat 250 kg minoritních aktinidů a dlouhodobých štěpných produktů za rok. Tepelný výkon má být 800 MW. Je plánována výstavba experimentálního zařízení Transmutation Experimental Facility (TEF), jehož účelem je potvrdit realizovatelnost ADS systému z fyzikálního i inženýrského hlediska.

2.2.4.2.3 Velká Británie

V literatuře [16] z let 2009 a 2010 jsou podrobně rozebrány návrhy britské asociace ThorEA, která má za cíl podporovat vývoj thoriových reaktorů ve Velké Británii. Je zde zdůrazňována důležitost výstavby demonstrační jednotky thoriového reaktoru nejpozději do roku 2025. Jsou zde detailně popsány plánované fáze vývoje a finanční prostředky k tomu potřebné. Vývoj má být financován kombinací veřejných a soukromých zdrojů. Žádné konkrétní dohody o poskytnutí odpovídajících financí však uvedeny nejsou.

2.2.4.2.4 Česká republika

V rámci projektu FB-C3/37 vypsaného Ministerstvem průmyslu a obchodu byla do roku 2003 pod vedením pana profesora Matala vypracována práce s názvem „Analýza podkladových návrhů pro zahájení přípravy projektového řešení sekundárního okruhu a návazných systémů transmutoru, příprava experimentů a jejich ověření“. Práce analyzuje různé návrhy konstrukčních celků pro experimentální transmutační systém o tepelném výkonu 50 MW. Je zde rozpracován především sekundární a terciální okruh systému a jsou navržena základní měření nutná pro výzkum systému [12].

Na FJFI ČVUT probíhal projekt FANTOM, v jehož rámci byly na zmenšeném modelu vloženém do aktivní zóny reaktoru VR-1 experimentálně ověřovány neutronově fyzikální vlastnosti elementárních modulů blanketu demonstračního transmutoru FANTOM [23].

Projekt SPHINX, který započal v roce 1996, pokračuje i po roce 2000. Experimentální část projektu SPHINX sloužící k návrhu aktivní zóny transmutoru je tvořena programy BLANKA a EROS (Experimental Zero Power Salt Reactor). V rámci programu BLANKA jsou ozařovány a analyzovány vzorky materiálů uvažovaných pro blanket transmutoru SPHINX ve výzkumném reaktoru LVR-15 v ÚJV Řež. Program EROS byl zahájen v roce 2007 a zabývá se experimentálním ověřením vložných zón demonstrační jednotky MSR v experimentálním reaktoru LR-0 taktéž v ÚJV Řež [23]. Podle pana Hrona z ÚJV Řež by mezi lety 2012 a 2014 měl být tento reaktor připraven v plném rozměru v podmínkách blízkých provozním a mezi lety 2015 a 2017 by mohly být zahájeny experimentální programy na plnorozměrových reaktorech nulového výkonu [21].

2.3 Hodnocení současného stavu vývoje reaktorů s kapalnou palivovou směsí

Není jednoduché fundovaně ohodnotit současný stav vývoje reaktorů MSR a ADTT, protože informace z dostupných zdrojů se rozcházejí.

V roce 2007 byla v Evropě ustanovena organizace Sustainable Nuclear Energy Technology Platform (SNETP). Jedná se o organizaci, která má za cíl pomoci výzkumných programů podporovat roli jaderné energetiky na evropském energetickém mixu [19]. V dokumentu Strategic Research Agenda z května roku 2009 SNETP definuje priority vývoje v oblasti jaderných reaktorů. Co se týče technologie MSR, je zde uvedeno, že se sice jedná o dlouhodobě udržitelnou jadernou technologii, ale je stále vzdálena od průmyslové realizace a není tudíž detailněji studována v rámci dokumentu Strategic Research Agenda. Naproti tomu společnost IThEMS, která vyvíjí již zmiňovaný reaktor FUJI založený na odzkoušené technologii MSRE z 60. let, tvrdí, že je schopna uvést do provozu reaktor FUJI 200MWe během 12 až 15 let od počátku kontraktu. Společnost Thorium Solution má neméně ambiciózní plány, jež jsou popsány v kapitole 2.1.4.3.2.

Technologie reaktorů s kapalnou palivovou směsí má předpoklady k tomu, aby minimalizovala jeden z hlavních problémů současné jaderné energetiky, to je tvorba nezanedbatelného množství velmi nebezpečných minoritních aktinidů. Stejně tak má tato technologie potenciál k využití thoria pro získávání jaderné energie, čímž by se jaderná energetika stala dlouhodobě udržitelnou. Je však zřejmé, že pro průmyslovou realizaci těchto revolučních typů reaktorů je potřeba nemalých finančních prostředků. Dle mého názoru bude rychlost vývoje technologie MSR úzce souviset

s rychlostí snižování zásob uranu, potažmo s nárůstem jeho ceny. Podle řady dostupných zdrojů o současném stavu vývoje MSR se zdá, že největší překážkou pro průmyslové využití této technologie nejsou technologické problémy, ale především nedostatek financování. Převládá názor, že největší úsilí ze všech států světa ve snaze vyvinout technologii MSR vynakládá v dnešní době Čína.

3 Teplotní výpočet primárního výměníku ADTT pro výkon 50 MWt

Výměník tepla je zařízení zajišťující přenos tepla z jednoho média do druhého. Dle způsobu přenosu tepla je dělíme na tři základní skupiny:

- rekuperátory: Výměníky s nepřetržitým přenosem tepla z jednoho média do druhého trvale odděleného celistvou stěnou (např.: radiátory, parogenerátory, kondenzátory).
- regenerátory: Výměníky, kde je přenos tepla mezi dvěma médii zajišťován pomocí třetí teplotnosné látky (vsázky), kterou prochází střídavě teplé a studené médium (např.: předehřívání spalovacího vzduchu v palivových pecích).
- směšovací výměníky: Výměníky, kde dochází k přenosu tepla pomocí smísení obou médií (např.: chladicí věže elektráren).

V energetice nejčastěji používanými typy výměníků jsou rekuperátory, konkrétně výměníky trubkové, které dle směru toku obou médií dělíme na:

- souproudé - média proudí ve stejném směru
- protiproudé - média proudí proti sobě
- kombinované - média proudí v jedné části výměníku ve stejném směru, v další části proti sobě
- křížové (cross flow) - média proudí kolmo na sebe

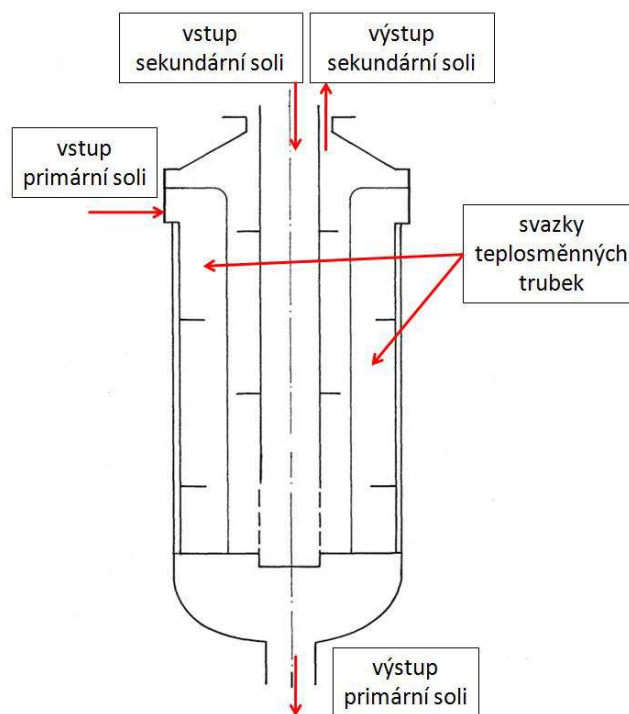
V tříokruhovém cyklu transmutačního reaktoru zajišťuje primární výměník přenos tepla z primární palivo-chladivové směsi do sekundární chladivové směsi. Následuje sekundární výměník chladivová směs-pára, který předává teplo do klasického parního cyklu.

Primární výměník musí zajistit řadu funkcí. Mezi nejdůležitější funkce z hlediska jaderné bezpečnosti patří odvedení požadovaného množství tepla při všech provozních a havarijních stavech a trvalá hermetičnost mezi primární a sekundární stranou.

Cílem této kapitoly je provést teplotní výpočet primárního výměníku pro demonstrační jednotku transmutačního reaktoru o výkonu 50 MWt. Je zde proveden výpočet teplosměnné plochy pro různé varianty trubkového primárního výměníku. Dále je provedena analýza možných konstrukčních řešení teplotní dilatace teplosměnných trubek na základě jednoduchého numerického výpočtu metodou konečných prvků.

3.1 Varianty primárních výměníků ADTT

Jako primární výměník můžeme použít mnoho typů trubkových výměníků, z nichž každý má své výhody a nevýhody. Mnoho návrhů primárních výměníků pro ADTT reaktory vychází ze zkušeností získaných při provozu reaktoru MSRE v ORNL v 60. a 70. letech. Následný projekt reaktoru MSBR pracoval se čtyřmi vertikálními protiproudými trubkovými výměníky pro přenos tepla z primární do sekundární směsi [2]. Primární směs vstupovala shora kolmo na osu výměníku a po jednom průchodu výměníkem uvnitř trubek ve varu L vystupovala v axiálním směru na spodní straně výměníku. Sekundární směs vstupovala do výměníku shora centrálním kanálem a proudila do spodní části výměníku. Zde vystupovala z kanálu a proudila vzhůru mezi trubkami s primární směsí. Schéma tohoto výměníku je zobrazeno na Obr. 3



Obr. 3: Schéma primárního výměníku MSBR

Lze uvažovat mnoho dalších variant trubkových výměníků, mezi něž patří výměník s přímými trubkami nebo trubkami ve tvaru U. Teoreticky lze použít i deskový výměník, jelikož tlaky obou médií jsou relativně nízké.

Variantu s přímými trubkami můžeme dále dělit podle způsobu kompenzace teplotní dilatace. Můžeme uvažovat následující typy: pevná horní trubkovnice a pohyblivá spodní trubkovnice, pevná spodní trubkovnice a pohyblivá horní trubkovnice, obě trubkovnice pevné a kompenzace teplotní dilatace pomocí kompenzačního ohybu trubek nebo pomocí vlnovce v plášti výměníku [2]. Mezi trubky se vkládají v určitých intervalech distanční mřížky pro zamezení vibracím a vzpěru trubek. V případě výměníku s trubkami ve tvaru U jsou oba konce trubek pevně napojeny na stejnou trubkovnici a je pouze nutné zajistit dostatečný prostor na opačné straně výměníku tak, aby trubky mohly volně dilatovat.

3.2 Vlastnosti použitých primárních a sekundárních solí [2],[14]

V následující tabulce Tab. 1 jsou uvedeny vlastnosti primární a sekundární směsi solí, které jsou použity pro výpočet teplosměnné plochy výměníku. Hodnoty v této tabulce vycházejí z literatury [2] a [14].

veličina a její rozměr	primární sůl $72\text{LiF}-21\text{BeF}_2-6,7\text{ThF}_4-0,3\text{UF}_4$	sekundární sůl $92\text{NaBF}_4-8\text{NaF}$
teplota tavení [$^{\circ}\text{C}$]	480 ± 5	385 ± 1
hustota [kg m^{-3}]	$\{3,153-5,8 \cdot 10^{-4} \cdot T[^{\circ}\text{C}]\} \cdot 1000 \pm 3\%$	1870 (500 $^{\circ}\text{C}$)
měrná tepelná kapacita [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$]	$\{0,33+12,7 \cdot 10^{-5} \cdot T[^{\circ}\text{C}]\} \cdot 4186,8 \pm 4\%$	1510 (400-600 $^{\circ}\text{C}$)

dynamická viskozita [Pa s^{-1}]	$[0,072\exp(4370/T[^\circ\text{K}])]/1000 \pm 25\%$	$12,62 \cdot 10^{-4}$ (587°C)
tepelná vodivost [$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$]	$1,0 \pm 0,2$	0,467 (538-621°C)
bod varu [$^\circ\text{C}$]		~1400

Tab. 1: Základní vlastnosti použitých primárních a sekundárních solí

Před zahájením tepelného výpočtu je zajímavé porovnat některé důležité fyzikální vlastnosti vody, se kterou většinou pracujeme při výpočtech výměníků v energetice, a tekutých solí, s nimiž bude počítáno v této práci. Fyzikální vlastnosti tekutých solí, jež hrají zásadní roli při výpočtu teplosměnné plochy primárního výměníku, jsou značně odlišné od vlastností vody. Pro porovnání primární soli a vody je vhodné volit parametry vody na primární straně parogenerátoru, protože parogenerátor lze do jisté míry považovat za obdobu primárního výměníku pro klasické tlakovodní elektrárny. Tak například kinematická viskozita zvolené primární soli při teplotě 642,5 °C (střední teplota primární směsi v řešeném primárním výměníku) má hodnotu $3,06 \cdot 10^{-6}$ [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$], zatímco hodnota kinematické viskozity vody při tlaku 15 MPa a teplotě 300°C (běžné parametry primárního okruhu tlakovodní elektrárny) je $1,22 \cdot 10^{-7}$ [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$], tedy zhruba 25 krát méně. Pro danou rychlost a průměr teplosměnných trubek toto vede k výrazně nižším Reynoldsovým číslům, což má za následek snížení součinitele přestupu tepla α dle rovnice (3.11). Na druhou stranu zvolená primární sůl má téměř o 80% větší tepelnou vodivost než voda, což mírně koriguje nepříznivý pokles α . Měrná tepelná kapacita primární soli je téměř třikrát nižší než měrná tepelná kapacita vody. Z toho plyne, že aby bylo možné přenést dané množství tepla, je nutné dle rovnice (3.1) zvýšit hmotnostní průtok nebo ΔT na výměníku. Zatímco v případě vody je běžné ΔT rovno 30°C, u tekutých solí se volí výrazně vyšší ΔT v rozmezí 100 až 200°C, je však nutno brát v potaz především teplotní omezení materiálu výměníku (maximální povolená teplota, teplotní dilatace, teplotní gradienty).

veličina a její jednotky	primární sůl $72\text{LiF}\cdot 21\text{BeF}_2\cdot 6,7\text{ThF}_4\cdot 0,3\text{UF}_4$ při teplotě 642,5°C	voda při teplotě 300°C a tlaku 15MPa
hustota [kg m^{-3}]	2780	726
měrná tep. kapacita [$\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$]	1723	5470
kinematická viskozita [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]	$3,06 \cdot 10^{-6}$	$1,22 \cdot 10^{-7}$
tepelná vodivost [$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$]	1	0,56

Tab. 2: Porovnání vybraných vlastností primární soli a vody

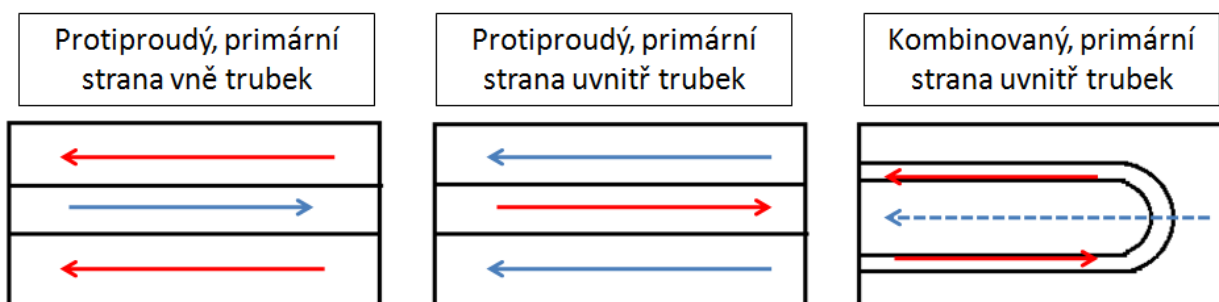
3.3 Řešené varianty primárního výměníku ADTT o výkonu 50 MWt

Jsou řešeny dva základní typy výměníků, a to trubkový protiproudý výměník s přímými trubkami a kombinovaný výměník s trubkami ve tvaru U. Oba tyto výměníky vynikají svou jednoduchostí, cenovou dostupností a provozní spolehlivostí [2]. Pro protiproudý výměník s přímými trubkami jsou řešeny dvě varianty, a to výměník s primární stranou vně trubek a výměník s primární stranou uvnitř trubek. Pro kombinovaný výměník je řešena pouze varianta s primární stranou uvnitř trubek. Celkem se tedy jedná o tři varianty, jejichž schémata jsou znázorněna na Obr. 4. Každá ze

tří variant je navíc počítána pro dvě různé světlosti teplosměnných trubek, a to 10,9 mm a 19,05 mm, takže celkem dostáváme 6 řešených variant, které jsou pro přehlednost znázorněny v Tab. 3. Na závěr jsou porovnány všechny varianty a vyhodnocena ta nevhodnější.

TYP VÝMĚNÍKU	protiproudý s přímými trubkami				kombinovaný s trubkami ve tvaru U	
PRIMÁRNÍ STRANA VÝMĚNÍKU	vně trubek		uvnitř trubek		uvnitř trubek	
SVĚTLOST TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK	10,2mm	19,05mm	10,2mm	19,05mm	10,2mm	19,05mm

Tab. 3: Řešené varianty primárních výměníků



Obr. 4: Schéma řešených variant

3.4 Výpočet teplosměnné plochy primárního výměníku pro výkon 50 MWt

3.4.1 Protiproudý výměník s přímými trubkami s primární stranou vně trubek

V následující kapitole je detailně popsán výpočet teplosměnné plochy protiproudého výměníku s přímými trubkami a primární stranou vně trubek. Ostatní řešené varianty protiproudého výměníku zde nejsou rozepsány, protože jejich výpočet je totožný se zde uvedenou variantou, pouze parametry se liší. Ohledně výpočtu kombinovaného výměníku s trubkami ve tvaru U jsou v této práci uvedeny pouze vztahy, které se liší od základní řešené varianty.

Výpočtové vztahy byly zpracovány pomocí jednoduchého programu vytvořeného v MS Excel. Tento program je k dispozici na přiloženém DVD ve složce *primární výměník / tepelný výpočet*. Výsledky výpočtu teplosměnné plochy všech variant jsou uvedeny v Tab. 1. Základními výstupy tepelného výpočtu jsou teplosměnná plocha a z ní vyplývající aktivní délka výměníku, průměr trubkovnice a počet teplosměnných trubek. Výsledné počty teplosměnných trubek všech variant byly rozkresleny na trubkovnice. Výkresy všech trubkovnic jsou k dispozici na přiloženém DVD ve složce *primární výměník / trubkovnice / výkresy trubkovnic*.

3.4.1.1 Vstupní parametry:

V literatuře [12] je proveden návrh výměníku pro demonstrační jednotku transmutačního reaktoru o výkonu 50 MWt, který proběhl v rámci etapy E06 projektu MPO číslo FB-C3/37. S ohledem na tento návrh byly zvoleny následující vstupní parametry:

$$Q = 50 \text{ MWt}$$

$$T_1 = 705^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 580^{\circ}\text{C}$$

$$T_{stř} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{705 + 580}{2} = 642,5^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = T_1 - T_2 = 705 - 580 = 125^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta_1 = 454^{\circ}\text{C}$$

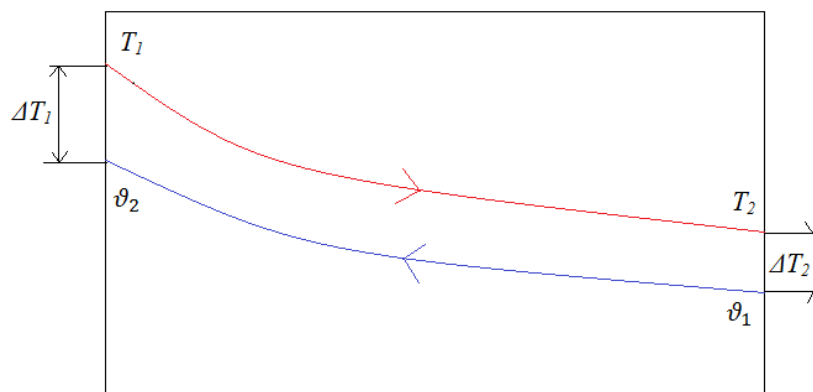
$$\vartheta_2 = 621^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta_{stř} = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2} = \frac{454 + 621}{2} = 537,5^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_1 = 621 - 454 = 167^{\circ}\text{C}$$

Rozdíl teplot na levé straně výměníku: $\Delta T_1 = T_1 - \vartheta_2$

Rozdíl teplot na pravé straně výměníku: $\Delta T_2 = T_2 - \vartheta_1$



Obr. 5: Průběh teplot ve výměníku

3.4.1.2 Materiál teplosměnných trubek

Jako materiál teplosměnných trubek i pláště výměníku je zvolen Hastelloy N. Jedná se o slitinu na bázi niklu, která byla vyvinuta v ORNL pro použití v MSR reaktorech. Tento materiál má velmi dobrou korozní odolnost v tekutých fluoridových solích až do teplot kolem 870°C , je dobře za tepla tvařitelný i svařitelný a není náchylný ke křehnutí za tepla [25]. Ve slitině Hastelloy N jsou zastoupeny následující chemické prvky:

Ni	Cr	Mo	Fe	Si	Mg	C	ostatní
71	7	16	max 5	max 1	max 0,8	max 0,08	max 1,5

Pro potřeby tepelného výpočtu byly s využitím tabulek fyzikálních vlastností slitiny Hastelloy N v literatuře [25] pomocí lineární interpolace vypočteny hodnoty potřebných materiálových parametrů pro průměrnou teplotu ve výměníku. Tato teplota se určí jako aritmetický průměr střední teploty primárního a sekundárního média:

$$T_{pr} = \frac{T_{stř} + \vartheta_{stř}}{2} = \frac{642,5 + 537,5}{2} = 590^{\circ}\text{C}$$

Součinitel tepelné vodivosti slitiny Hastelloy N pro teplotu T_{pr} :

$$\lambda = 20,07 \text{ W m}^{-1}\text{K}^{-1}$$

3.4.1.3 Použité rovnice

Rovnice tepelných bilancí:

$$Q = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta T = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot \Delta \vartheta \quad (3.1)$$

c_{p1} (c_{p2}) je střední hodnota měrné tepelné kapacity primární (sekundární) směsi pro teplotu $T_{stř}$ ($\vartheta_{stř}$).

Stacionární rovnice kontinuity:

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot S \quad (3.2)$$

ρ je hustota proudícího média pro danou střední teplotu $T_{stř}$ ($\vartheta_{stř}$).

Rovnice prostupu tepla:

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} \quad (3.3)$$

Pro teplo přenášené stěnou trubky kruhového průřezu platí:

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{R_1}{\lambda} \cdot \ln \frac{R_1}{R_2} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{R_1}{R_2}} \cdot 2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot \Delta T_{ln} \quad (3.4)$$

Dittus-Boelterova kritériální rovnice:

Jedná se o jednoduchou kritériální rovnici sloužící pro výpočet Nusseltova čísla, potažmo koeficientu přestupu tepla α . Tato rovnice byla odvozena pro přenos tepla na vnitřní stěně teplosměnných trubek, ale lze ji použít i pro proudění na vnější stěně trubek v případě, že je toto proudění přibližně rovnoběžné s osou trubek.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^m \quad (3.5)$$

Tekutina je ochlazována $\rightarrow m = 0,33$

Tekutina je ohřívána $\rightarrow m = 0,4$

Dittus-Boelterova rovnice platí pro následující případy:

$$0,7 \leq Pr \leq 160 \quad (3.6a)$$

$$Re \geq 10000 \quad (3.6b)$$

Součinitel prostupu tepla k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{R_1}{\lambda} \cdot \ln \frac{R_1}{R_2} + \frac{1}{\alpha_2} \frac{R_1}{R_2}} \quad (3.7)$$

Střední logaritmický teplotní spád ΔT_{ln} :

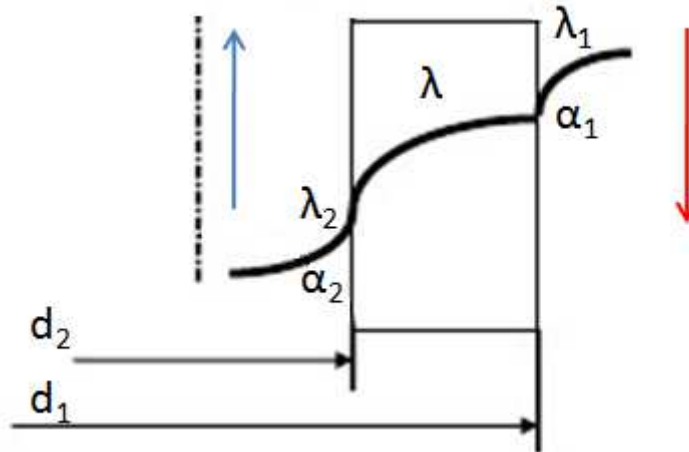
$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (3.8)$$

Celková aktivní délka trubek výměníku L :

$$L = \frac{Q}{2\pi \cdot R_1 \cdot k \cdot \Delta T_{ln}} \quad (3.9)$$

Aktivní délka jedné trubky výměníku (=délka výměníku):

$$l = \frac{L}{n} \quad (3.10)$$



Obr. 6: Schéma prostupu tepla ve stěně trubky

3.4.1.4 Výpočtové parametry:

Teplosměnná trubka:

Vnější průměr trubky: $d_1 = 12 \text{ mm}$

Vnitřní průměr trubky: $d_2 = 10,2 \text{ mm}$

Tloušťka stěny trubky: $s = 0,9 \text{ mm}$

Součinitel podélného svaru: $\varphi_p = 1$ (bezešvá trubka)

Maximální projektový tlak uvnitř trubky: $p_2 = 0,5 \text{ MPa}$ [12]

Maximální dovolené napětí: $\sigma_{DOV} = 24,132 \text{ MPa}$ při 704°C [2]

3.4.1.5 Kontrola dovoleného vnitřního přetlaku uvnitř teplosměnných trubek

Vzorec pro dovolený vnitřní přetlak platí v případě, že: $\frac{s}{d_2} \leq 0,3$

$\frac{s}{d_2} = \frac{0,9}{10,2} = 0,088 \leq 0,3 \rightarrow$ výpočtový vzorec platí

Dovolený vnitřní přetlak: $p_{DOV} = \frac{2 \cdot \sigma_{DOV} \cdot \varphi_p \cdot s}{d_2 + s} = \frac{2 \cdot 24,132 \cdot 1 \cdot 0,9}{10,2 + 0,9} = 3,91 \text{ MPa}$

$p_{DOV} = 3,91 \text{ MPa} > p_2 = 0,5 \text{ MPa} \rightarrow$ zvolená trubka vyhovuje z hlediska projektového tlaku

3.4.1.6 Výpočet potřebných fyzikálních parametrů teplosměnných médií

Pro výpočet teplosměnné plochy je nezbytné znát hustotu, viskozitu, tepelnou vodivost a měrnou tepelnou kapacitu primární a sekundární soli. Tyto fyzikální parametry, případně jejich funkční

závislosti na teplotě jsou uvedeny v Tab. 1. Pro sekundární sůl byly z literatury [2] zjištěny potřebné hodnoty těchto parametrů jako konstanty pro určitý rozsah teplot. Pro primární sůl je nutné z funkčních závislostí daných Tab. 1 určit následující fyzikální parametry:

$$c_{p1} = (0,33 + 12,7 \cdot 10^{-5} \cdot T_{stř} [^{\circ}\text{C}]) \cdot 4186,8$$

$$c_{p1} = (0,33 + 12,7 \cdot 10^{-5} \cdot 642,5) \cdot 4186,8 = 1723,28 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\rho_1 = (3,153 - 5,8 \cdot 10^{-4} \cdot T_{stř} [^{\circ}\text{C}]) \cdot 1000$$

$$\rho_1 = (3,153 - 5,8 \cdot 10^{-4} \cdot 642,5) \cdot 1000 = 2780,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\mu_1 = \frac{\left[0,072 \exp\left(\frac{4370}{T_{stř} [K]}\right) \right]}{1000}$$

$$\mu_1 = \frac{\left[0,072 \exp\left(\frac{4370}{642,5 + 273,15}\right) \right]}{1000} = 8,512 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

3.4.1.7 Výpočet teplosměnné plochy výměníku

Hmotnostní průtok \dot{m}_1 primární směsi vypočítáme z rovnice tepelných bilancí:

$$Q = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot \Delta T \rightarrow \dot{m}_1 = \frac{Q}{c_{p1} \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m}_1 = \frac{50 \cdot 10^6}{1723,28 \cdot 125} = 232,12 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Průtočný průřez vně trubek výměníku určíme z rovnice kontinuity:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 w_1 S_1 \rightarrow S_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 w_1}$$

$$S_1 = \frac{232,12}{2780,35 \cdot 2,3} = 0,0363 \text{ m}^2$$

Hustota primární soli ρ_1 je opět funkcí teploty a je vypočtena ze vztahu uvedeného v Tab. 1. Rychlost $w_1 = 2,3$ m/s byla zvolena po několika iteracích s ohledem na řadu kritérií, o kterých je diskutováno v kapitole 3.4.3.

Hmotnostní průtok \dot{m}_2 sekundární směsi vypočítáme z rovnice tepelných bilancí:

$$\dot{m}_2 = \frac{Q}{c_{p2} \Delta \theta} = \frac{50 \cdot 10^6}{1510 \cdot 167} = 198,28 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

kde hodnota c_{p2} vychází z Tab. 1

Počet teplosměnných trubek lze vypočítat dosazením do rovnice kontinuity:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 w_2 S_2 = \rho_2 w_2 n \cdot \frac{\pi d_2^2}{4} \rightarrow n = \frac{\dot{m}_2}{\frac{\pi d_2^2}{4} \rho_2 w_2}$$

$$n = \frac{\dot{m}_2}{\frac{\pi d_2^2}{4} \rho_2 w_2} = \frac{198,28}{\frac{\pi \cdot 0,0109^2}{4} \cdot 1870 \cdot 5} = 259,52 \rightarrow 260 \text{ trubek}$$

Hodnota ρ_2 vychází z Tab. 1. Rychlost $w_2 = 5$ m/s byla zvolena po několika iteracích s ohledem na řadu kritérií, o kterých je diskutováno v kapitole 3.4.3.

Vnitřní průměr válcového výměníku:

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4} - n \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi} + nd_1^2}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0363}{\pi} + 260 \cdot 0,012^2} = 0,289m$$

Po rozkreslení na trubkovnici (viz výkres KKE_01) byl zvolen průměr trubkovnice $D = 295$ mm a počet trubek $n = 265$.

Výpočet součinitele přestupu tepla α_1 na primární straně

Součinitel přestupu tepla α_1 vypočítáme z Dittus-Boelterovy kritériální rovnice. Protože je primární směs ochlazována, exponent Prandtlova čísla je $m = 0,33$ viz rovnice (3.5).

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,33} \quad (3.11)$$

$$\text{Nusseltovo číslo: } Nu = \frac{\alpha_1 d}{\lambda_1}$$

$$\text{Reynoldsovo číslo: } Re = \frac{w_1 d}{\nu_1}$$

$$\text{Prandtlovo číslo: } Pr = \frac{\nu_1}{\alpha_1} = \frac{\mu_1 c_{p1}}{\lambda_1}$$

Výpočet ekvivalentního hydraulického průměru d :

$$d = \frac{4S_1}{O} = \frac{4S_1}{\pi \cdot D + n \cdot \pi \cdot d_1}$$

$$d = \frac{4 \cdot 0,0363}{\pi \cdot 0,289 + 260 \cdot \pi \cdot 0,012} = 0,013556m$$

Kinematickou viskozitu vypočítáme ze vztahu:

$$\nu_1 = \frac{\mu_1}{\rho_1} = \frac{8,512 \cdot 10^{-3}}{2780,35} = 3,06 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot s^{-1}$$

Hodnoty μ_1 a ρ_1 vychází z Tab. 1.

Vypočítáme Reynoldsovo a Prandtlovo číslo:

$$Re_1 = \frac{w_1 d}{\nu_1} = \frac{2,3 \cdot 0,013556}{3,0615 \cdot 10^{-6}} = 10184,2$$

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{\alpha_1} = \frac{\mu_1 c_{p1}}{\lambda_1} = \frac{8,512 \cdot 10^{-3} \cdot 1723,276}{1} = 14,67$$

Z Dittus-Boelterovy rovnice vyjádříme součinitel přestupu tepla α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1 \cdot 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33}}{d} = \frac{1 \cdot 0,023 \cdot 10184,2^{0,8} \cdot 14,67^{0,33}}{0,013556} = 6619,81 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla α_2 na sekundární straně

Výpočet α_2 je analogický s výpočtem α_1 , pouze zaměníme index 1 za index 2 a ekvivalentní hydraulický průměr nahradíme vnitřním průměrem d_2 teplosměnné trubky. Protože je sekundární směs ohřívána, exponent Prandtlova čísla je $m = 0,4$.

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (3.12)$$

$$v_2 = \frac{\mu_2}{\rho_2} = \frac{1,262 \cdot 10^{-3}}{1870} = 6,75 \cdot 10^{-7} m^2 \cdot s^{-1}$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_2}{v_2} = \frac{5 \cdot 0,0102}{6,749 \cdot 10^{-7}} = 75570,52$$

$$Pr_2 = \frac{v_2}{\alpha_2} = \frac{\mu_2 c_{p2}}{\lambda_2} = \frac{1,262 \cdot 10^{-3} \cdot 1510}{0,467} = 4,08$$

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2 \cdot 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}}{d_2} = \frac{0,467 \cdot 0,023 \cdot 75570,52^{0,8} \cdot 4,08^{0,4}}{0,0102} = 14771,15 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla k

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{R_1}{\lambda} \cdot \ln \frac{R_1}{R_2} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{R_1}{R_2}}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{6619,81} + \frac{0,006}{20,07} \ln \frac{0,006}{0,0051} + \frac{1}{14771,15} \cdot \frac{0,006}{0,0051}} = 3580,46 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Celková aktivní délka trubek výměníku L

$$L = \frac{Q}{2\pi \cdot R_1 \cdot k \cdot \Delta T_{ln}} = \frac{50 \cdot 10^6}{2\pi \cdot 0,006 \cdot 3580,46 \cdot 103,585} = 3576 m$$

Délka výměníku

$$l = \frac{L}{n} = \frac{3576,06}{260} = 13,754 m$$

3.4.2 Kombinovaný výměník s trubkami ve tvaru U s primární stranou uvnitř trubek

Druhou řešenou variantou primárního výměníku je varianta s trubkami ve tvaru U, jejíž schéma je na Obr. 4. Tepelný výpočet je principálně totožný s výpočtem protiproudého výměníku s přímými trubkami, dochází však k mírné úpravě rovnice (3.3) prostupu tepla. Pravá strana rovnice je dle vztahu (3.13) násobena koeficientem F , který bere v úvahu konstrukci výměníku, tedy jeho tvar, počet průchodů a směr průtoku teplosměnných médií. Pro jednodušší konstrukční varianty, což

platí pro zde navrhovaný výměník, lze tento koeficient F odvodit teoreticky, pro složitější případy se F získává experimentálně.

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln} \cdot F(P, R) \quad (3.13)$$

Koeficient F je funkcí dvou parametrů P a R , které jsou definovány následovně:

$$P = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - \vartheta_1} \quad (3.14)$$

$$R = \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{T_1 - T_2} \quad (3.15)$$

Teoretický vztah pro F [19] pro kombinovaný výměník s trubkami ve tvaru U:

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln \frac{1-P}{1-PR}}{\ln \frac{2-P(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})}} \quad (3.16)$$

Hodnota F nabývá hodnot od nuly do jedné. Dle rovnice (3.13) bude mít v limitním případě, kdy $F = 1$, kombinovaný výměník o daných vstupních parametrech stejnou teplosměnnou plochu jako výměník s přímými trubkami. V reálných případech je $F < 1$ a kombinovaný výměník má tedy větší teplosměnnou plochu než výměník stejných vstupních parametrů s přímými trubkami. Snahou je nastavit uspořádání výměníku a vstupní a výstupní teploty teplosměnných médií tak, aby se F co nejvíce blížilo k jedné.

3.4.2.1 Vstupní parametry:

$$Q = 50 \text{ MWt}$$

$$T_1 = 705^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 605^\circ\text{C}$$

$$T_{stř} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{705 + 605}{2} = 655^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T_1 - T_2 = 705 - 605 = 100^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_1 = 454^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_2 = 600^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_{stř} = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2} = \frac{454 + 600}{2} = 527^\circ\text{C}$$

$$\Delta \vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_1 = 600 - 454 = 146^\circ\text{C}$$

$$T_{pr} = \frac{T_{stř} + \vartheta_{stř}}{2} = \frac{655 + 527}{2} = 591^\circ\text{C}$$

V porovnání s variantami s přímými trubkami byly vstupní a výstupní teploty mírně upraveny tak, aby bylo dosaženo co nejvyššího koeficientu $F(P, R)$. Pro dané vstupní a výstupní teploty vychází hodnoty P , R a F následovně:

$$P = \frac{705 - 605}{705 - 454} = 0,40$$

$$R = \frac{600 - 454}{705 - 605} = 1,46$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln \frac{1 - P}{1 - PR}}{\ln \frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}} = 0,82$$

Tepelná vodivost slitiny Hastelloy N pro teplotu T_{pr} :

$$\lambda = 20,09 \text{ [W m}^{-1}\text{K}^{-1}\text{]}$$

Stejným postupem jako v kapitole 3.4.1 vypočítáme celkovou aktivní délku L trubek výměníku. Jelikož se jedná o výměník s trubkami ve tvaru U, je délka výměníku zjednodušeně počítána jako:

$$l = \frac{L}{2n} \quad (3.15)$$

Výsledky této i dalších variant jsou uvedeny v Tab. 4 a porovnány v následující kapitole 3.4.3.

3.4.3 Porovnání jednotlivých variant primárních výměníků

3.4.3.1 Protiproudý výměník s přímými trubkami, primární směs vně teplosměnných trubek

Je poměrně složité jednoznačně určit nejlepší variantu, protože lze hodnotit řadu kritérií a neexistuje varianta, která by vynikala ve všech. První otázkou je, zda má být primární směs uvnitř nebo vně teplosměnných trubek. Primární směs je specifická tím, že má velmi vysokou vazkost a hustotu. Vzhledem k její vysoké vazkosti se nacházíme v oblasti poměrně nízkých Reynoldsových čísel, což má negativní vliv na přestup tepla a dokonce hrozí, že se dostaneme do oblasti přechodového proudění, tzn. na hodnoty $Re < 10000$, kdy již k výpočtu přestupu tepla nelze použít Dittus-Boelterovu kritériální rovnici (3.5). V případě, že se primární směs nachází vně teplosměnných trubek, nelze její Reynoldsovo číslo výrazně ovlivnit změnou rychlosti, a to hned ze dvou důvodů. Při nárůstu rychlosti klesá dle rovnice kontinuity (3.2) průtočný průřez, aby bylo zachováno požadované průtočné množství dané rovnicí tepelných bilancí (3.1). S klesajícím průtočným průřezem samozřejmě klesá průměr výměníku (průměr trubkovnice), a s ním i hydraulický průměr potřebný pro výpočet Reynoldsova čísla. Nárůst rychlosti je v tomto případě tedy kompenzován poklesem hydraulického průměru, a tudíž nárůst rychlosti nepřináší výrazné zvýšení Re . Druhým důvodem, proč nelze zvyšovat rychlost primární směsi je to, že s rostoucí rychlostí klesá průměr trubkovnice, na kterou se poté nevejde požadované množství teplosměnných trubek s vyhovující roztečí.

Rychlost sekundární směsi w_2 uvnitř teplosměnných trubek musí být značně vysoká a je nutné se pohybovat v poměrně úzkém rozmezí rychlostí. Snížení rychlosti w_2 by mělo za následek zvýšení průtočného průřezu, aby byl zachován potřebný průtok, což vede k nárůstu počtu teplosměnných trubek, což dále způsobuje problémy nejen s umístěním trubek na trubkovnici a i s poklesem hydraulického průměru na vnější straně trubek a následným nízkým Re . Pro snížení délky výměníku by bylo vhodné rychlost w_2 paradoxně snížit, protože to sice mírně zhorší přestup tepla, ale na druhou stranu výrazně zvýší počet teplosměnných trubek, což má v konečném důsledku za následek snížení potřebné délky výměníku dle vztahu (3.10).

Je vhodnější použít trubky s menší světlostí, protože dávají lepší koeficient prostupu tepla a tím nižší celkovou teplosměnnou plochu. Celková délka tepelného výměníku je také výrazně kratší v porovnání s obdobným výměníkem s trubkami o větší světlosti. Na druhou stranu je při použití trubek s nižší světlostí nutná vyšší rychlost uvnitř trubek mimo jiné proto, aby bylo dosaženo dostatečně vysokého Re , čímž výrazně narůstají hydraulické ztráty.

Jak je vidět, je poměrně obtížné optimalizovat rychlosti proudění primární a sekundární směsi a další parametry, protože téměř vše souvisí se vším - jakákoliv změna ovlivní řadu jiných parametrů, které následně ať už pozitivně či negativně působí na další parametry.

3.4.3.2 Protiproudý výměník s přímými trubkami, primární směs uvnitř teplosměnných trubek

Jestliže přesuneme primární směs do teplosměnných trubek a sekundární směs naopak vně trubek, dostáváme se na odlišné parametry a rozměry výměníku. V tomto případě je jednoznačně výhodnější použít trubky s nižší světlostí především z toho důvodu, že umožňují výrazné zmenšení délky výměníku v porovnání s variantou s vyšší světlostí trubek. Délku výměníku lze snížit poklesem rychlosti v trubkách, tedy nárůstem počtu trubek rovnice (3.2), ale za cenu snížení koeficientu prostupu tepla, navíc dochází ke snížení hydraulického průměru vně trubek a následně k problémům s nízkým Re . Varianta protiproudého výměníku s přímými trubkami s nižší světlostí trubek je ze všech posuzovaných variant nejlepší z hlediska součinitele prostupu tepla a celkové teplosměnné plochy, ale i tak vychází výměník relativně dlouhý a úzký, což je problém z hlediska tepelné dilatace trubek.

3.4.3.3 Kombinovaný výměník, primární směs uvnitř teplosměnných trubek

Jelikož se při výpočtech výměníku s přímými trubkami ukázalo, že z hlediska teplosměnné plochy, potažmo rozměrů výměníku, je výhodnější varianta s primární směsí uvnitř trubek, kombinovaný výměník byl počítán pouze v této konfiguraci.

Aby bylo možné umístit teplosměnné trubky na trubkovnici, je v porovnání s výměníky s přímými trubkami výrazně nižší rychlost proudění vně trubek. To je pozitivní z hlediska tlakových ztrát, negativní z hlediska prostupu tepla. Varianta s vyšší světlostí trubek má nejnižší součinitel prostupu tepla ze všech porovnávaných variant, tedy největší teplosměnnou plochu, což je z hlediska rozměrů i ceny zařízení nevýhodné. Varianta s nižší světlostí vychází v tomto ohledu lépe, i když výměníky s přímými trubkami mají teplosměnnou plochu ještě menší, což je v souladu s rovnicí (3.16), jelikož $F < 1$. Zásadní výhodou kombinovaného výměníku je především jeho nižší délka v porovnání s výměníkem s přímými trubkami. Jelikož všechny varianty výměníků vycházejí velmi dlouhé a úzké, je délka výměníku jedním z rozhodujících parametrů. Z tohoto důvodu volím jako nejlepší variantu výměník kombinovaný s trubkami ve tvaru U s primární směsí uvnitř teplosměnných trubek, s trubkami s nižší světlostí. Tato varianta je v Tab. 4 označena červenou barvou. Další zajímavou variantou je především z důvodu nejmenší teplosměnné plochy protiproudý výměník s přímými trubkami a primární stranou uvnitř trubek, opět s trubkami s nižší světlostí.

TYP VÝMĚNÍKU	protiproudý s přímými trubkami				kombinovaný s trubkami ve tvaru U	
	vně trubek		uvnitř trubek		uvnitř trubek	
PRIMÁRNÍ STRANA VÝMĚNÍKU						
SVĚTLOST TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK	10,2mm	19,05mm	10,2mm	19,05mm	10,2mm	19,05mm
Q [MW]	50	50	50	50	50	50
k [$W m^{-2} K^{-1}$]	3580	3081	3811	3489	3458	2832
Re_1 [-]	10184	12621	60904	93263	32942	46381
Re_2 [-]	75571	90329	13660	20534	16655	22502
Pr_1 [-]	14,7	14,7	4,1	4,1	4,1	4,1
Pr_2 [-]	4,1	4,1	14,7	14,7	13,8	13,8
α_1 [$W m^{-2} K^{-1}$]	6620	6342	9254	7701	6729	5537
α_2 [$W m^{-2} K^{-1}$]	14771	9122	11127	9963	12782	8707
w_1 [$m s^{-1}$]	2,3	2,3	3	3	1,6	1,7
w_2 [$m s^{-1}$]	5	3,2	4,1	3,3	4,7	3,4
S [m^2]	135	157	127	138	139	170
l [m]	13,75	20,44	13,44	23,74	6,78	11,99
D [m]	0,295	0,320	0,285	290	0,462	0,510
n [-]	265	121	253	91	538*	220*

Tab. 4: Souhrn základních výsledků

*Hodnota udává počet děr na trubkovnici, jde o dvojnásobek počtu teplosměnných trubek, jelikož se jedná o výměník s trubkami ve tvaru U.

3.5 Výpočet teplotní dilatace trubek výměníku

Jedním ze zásadních problémů při návrhu výměníku je vyřešení teplotní dilatace. V daném případě hraje teplotní dilatace zvláště významnou roli, protože teplosměnné trubky jsou značně dlouhé a provozní teploty výměníku vysoké. V následující kapitole je proveden jednoduchý výpočet namáhání přímé trubky výměníku vlivem teplotní dilatace pomocí teorie pružnosti a pevnosti. Identický výpočet je proveden s využitím metody konečných prvků (MKP) pomocí programu Catia V5. Následuje MKP výpočet několika variant přímých trubek se sinovým ohybem a je zhodnocena účinnost těchto opatření pro kompenzaci teplotní dilatace. V dalším odstavci je proveden MKP výpočet teplotní dilatace vybraných U trubek zvoleného kombinovaného výměníku.

3.5.1 Výpočet namáhání vlivem teplotní dilatace – přímá trubka bez kompenzačního ohybu

3.5.1.1 Výpočet pomocí analytické teorie pružnosti a pevnosti

Pro výpočet teplotního namáhání přímé trubky uložené na obou koncích v pevné trubkovnici uvažujeme model prutu pevně vetknutého na obou koncích. Teplotní deformace je

vykompenzována reakcí vetknutí tak, že deformace nosníku ve vetknutí je nulová dle deformační podmínky (3.16):

$$\Delta l_T - \Delta l_R = 0 \rightarrow \Delta l_T = \Delta l_R \quad (3.16)$$

Pro teplotní deformaci přímého prutu platí následující vztah:

$$\Delta l_T = \alpha \cdot l \cdot \Delta T \quad (3.17)$$

Dosažením rovnice (3.17) do Hookova zákona lze odvodit následující vztah pro namáhání vlivem teplotní dilatace:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta l_T}{l} = E \cdot \frac{\alpha \cdot l \cdot \Delta T}{l} = E \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (3.18)$$

Potřebné fyzikální parametry materiálu Hastelloy N pro teplotu T_{pr} vypočtené lineární interpolací pomocí hodnot v literatuře [25]:

$$R_m = 599 \text{ MPa}$$

$$R_{p0,2} = 227 \text{ MPa}$$

$$\alpha = 13,68 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$$

$$E = 181\,124 \text{ MPa}$$

Průměrná teplota výměníku při nominálním provozu a střední rozdíl teplot od najetí po nominální provoz:

$$T_{pr} = \frac{T_{stř} + \vartheta_{stř}}{2} = \frac{642,5 + 537,5}{2} = 590^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T_{pr} - T_0 = 590 - 20 = 570^\circ\text{C}$$

Napětí vlivem teplotní dilatace:

$$\sigma = E \cdot \alpha \cdot \Delta T = 181124 \cdot 13,86 \cdot 10^{-6} \cdot 570 = 1431 \text{ MPa}$$

Je zjevné, že napětí vlivem teplotní dilatace je obrovské a je nutné teplotní dilataci teplosměnných trubek řešit z hlediska dovoleného napětí i z hlediska vzpěru.

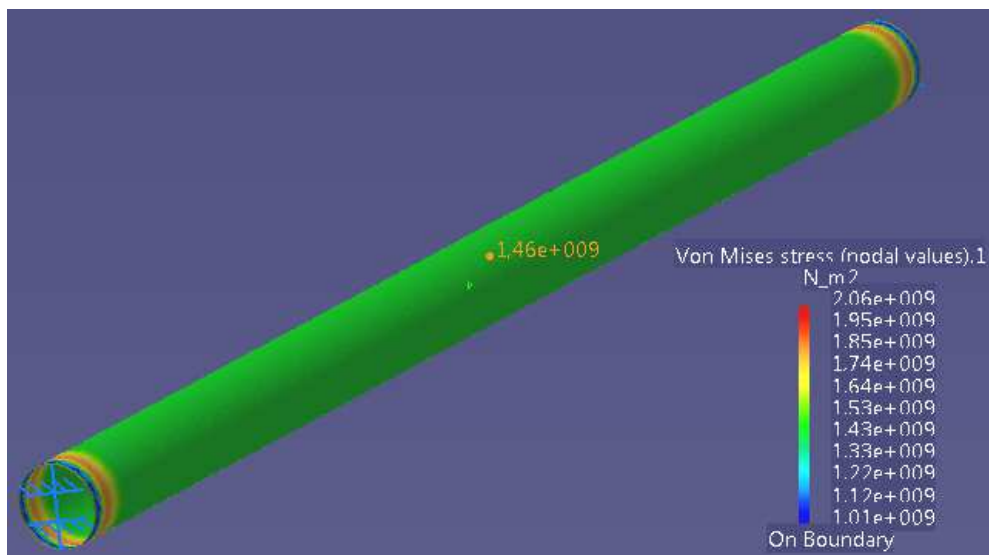
3.5.1.2 Výpočet pomocí MKP

K výpočtu byl použit systém Catia V5. Jelikož stěna trubky má malou tloušťku v porovnání s ostatními rozměry trubky, je použit 2D model (teorie skořepin) s definovanou tloušťkou stěny trubky 0,9 mm. Tímto způsobem se zkrátí doba výpočtu se zanedbatelným vlivem na přesnost. Jelikož dle vztahu (3.18) nezávisí napětí vyvolané teplotní dilatací přímého prutu na délce prutu, je v případě přímé trubky modelována pouze část o délce 200mm, což je dostatečná délka na to, aby výsledek odpovídal skutečnému stavu. Toto opatření dovoluje zkrátit dobu výpočtu a použít drobnější elementy. Model je síťován 2D trojúhelníkovými elementy parabolického typu s charakteristickým rozměrem 1mm. Byly vyzkoušeny i jemnější elementy, ale na hodnotě napětí se to neprojevilo, zatímco doba výpočtu se značně prodloužila. Na obou koncích trubky je jako okrajová podmínka definováno nulové posunutí i rotace ve všech třech směrech (vetknutí). Teplota trubky je zjednodušeně modelována jako konstantní hodnota T_{pr} .

Výstupem z výpočtu je hodnota redukovaného napětí dle hypotézy HMH (von Mises):

$$\sigma_{HMH} = 1461 \text{ MPa}$$

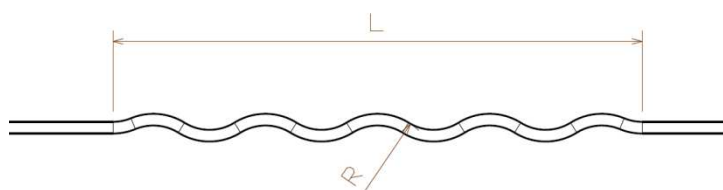
Tato hodnota je mírně vyšší než hodnota vypočtená pomocí analytické teorie pružnosti, avšak lze říci, že mezi oběma výsledky panuje dobrá shoda. Jelikož metoda MKP na rozdíl od analytické metody nezanedbává například změnu průřezu trubky vlivem namáhání, je její výsledek možno považovat za bližší realitě.



Obr. 7: Grafické zobrazení napětí v přímé trubce vlivem teplotní dilatace

3.5.2 Výpočet namáhání vlivem teplotní dilatace – přímá trubka se sinovým ohybem

Jak již bylo řečeno, enormní namáhání přímých trubek výměníku vlivem teplotní dilatace v případě, že jsou trubky pevně uchycené na obou koncích, lze snížit pomocí kompenzačního ohybu na trubce, případně pomocí řady kompenzačních ohybů. Jeden ohyb si lze představit jako pružinu, která snižuje tuhost trubky, a tím snižuje namáhání vlivem teplotní dilatace. V případě, že na trubce vytvoříme několik ohybů v řadě, lze si je představit jako soustavu sériově řazených pružin.



Obr. 8: Parametry kompenzační části teplosměnné trubky

Jelikož mez kluzu slitiny Hastelloy N při teplotě T_{pr} je 227 MPa a dovolené namáhání tedy ještě podstatně menší, je velmi nepravděpodobné, že by se podařilo kompenzovat enormní teplotní namáhání ohybem trubek. Tato hypotéza je výpočtově ověřena na několika různých variantách, z nichž každá je definována pomocí počtu kompenzačních oblouků n a pomocí parametrů L a R viz Obr. 8. MKP výpočty teplotního namáhání přímé trubky s kompenzačním ohybem uprostřed byly provedeny pro nejvhodnější variantu přímých trubek, která vzešla z výpočtu teplosměnné plochy v kapitole 3.4 Jedná se o trubku se světlostí 10,2 mm, tloušťkou stěny 0,9 mm a délkou

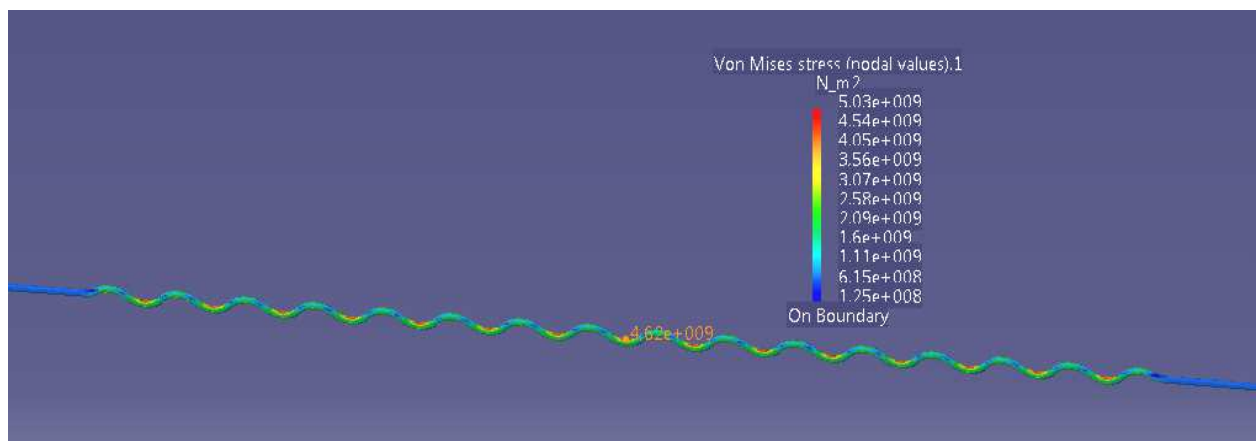
13,44 m. Byly zjišťovány hodnoty redukovaného napětí σ_{HMH} (napětí von Mises). Výsledky jednotlivých variant jsou uvedeny v následující tabulce Tab. 5.

L [mm]	R [mm]	n [-]	σ_{max} [MPa]	σ_o [MPa]
200	100	2	6230	1410
400	100	2	8950	582
400	100	4	6650	1290
800	100	4	4180	242
1000	50	13	6220	746
1000	100	13	4680	1270
2000	100	13	2690	224
2000	50	31	4620	771
3000	50	31	1660	161

Tab. 5: Souhrn výsledků pro teplotní namáhání přímých trubek s kompenzačním ohybem uprostřed

Z výsledků v Tab.5 vyplývá, že v žádném případě nelze kompenzovat teplotní dilataci přímých trubek výměníku pomocí sinového ohybu. Nejlépe z tohoto výpočtu vychází logicky varianta s nejvyšší délkou kompenzační části trubky a s největším počtem kompenzačních oblouků. Toto řešení je na jedné straně schopno snížit napětí v přímé části trubky na 161MPa, což je pod hodnotou meze kluzu slitiny Hastelloy N, avšak maximální napětí v kompenzační části je rovno zcela neúnosným 1660 MPa.

Aby bylo možné takto kompenzovat teplotní namáhání, musela by být teplosměnná trubka buď výrazně kratší, nebo být vyrobena z materiálu s výrazně nižší teplotní dilatací. Z hlediska teplotní dilatace je nejvhodnější mít kompenzační délku trubky co nejvyšší s vysokým množstvím kompenzačních oblouků. Na druhou stranu, aby bylo možno zabránit vzpěru a vibracím teplosměnných trubek, je třeba po délce trubky v dostatečně krátkých intervalech umísťovat distanční mřížky, proto nesmí být kompenzační část trubky příliš dlouhá. Na Obr. 9 je graficky zobrazen stav napjatosti jedné z řešených variant. Grafické znázornění napjatosti u ostatních řešených variant je k dispozici na přiloženém DVD ve složce *primární výměník / teplotní namáhání trubek / foto*.



Obr. 9: Namáhání trubky s kompenzačním ohybem (L=2000mm, R=50mm)

V případě použití přímých trubek je tedy nutné teplotní dilataci kompenzovat jinak než kompenzačním obloukem na teplosměnných trubkách. Jako nejvýhodnější se jeví kompenzace teplotní dilatace teplosměnných trubek pomocí jedné plovoucí trubkovnice.

3.5.3 Výpočet teplotní dilatace – U trubka

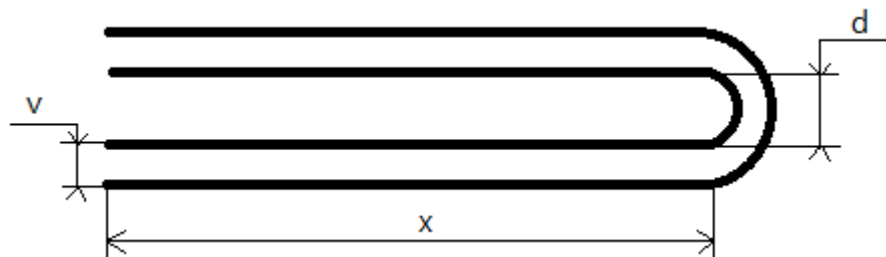
Dalším způsobem, jak učinit výměník kompaktnějším a současně vyřešit problém teplotní dilatace, je uspořádání teplosměnných trubek do tvaru U. Každá trubka je ohnutá do tvaru U a na obou koncích je upevněna do téže trubkovnice. V případě, že na opačné straně výměníku zajistíme dostatek prostoru, mohou trubky volně dilatovat a vlivem teploty v nich vzniká pouze minimální napětí.

V této kapitole je vypočtena teplotní dilatace nejkratší a nejdelší U trubky pro kombinovaný výměník s trubkami se světlostí 10,2 mm a tloušťkou stěny 0,9 mm, s primární směsí uvnitř trubek. Rozmístění trubek na trubkovnici je znázorněno na výkresu KKE 05 na příloženém DVD.

Každá teplosměnná trubka se skládá z rovné části o délce x a oblouku o určitém průměru v v závislosti na poloze trubky na trubkovnici. Celková teplosměnná plocha je $S = 138,964 \text{ m}^2$, čemuž odpovídá celková délka teplosměnných trubek $L = 3686,137 \text{ m}$. Ze znalosti rozteče a poloh trubek na trubkovnici dle výkresu KKE 05 lze pomocí jedné lineární rovnice určit délku x rovné části teplosměnných trubek.

$$L = m \cdot x + \sum \text{délek všech oblouků} \quad (3.19)$$

L je celková délka teplosměnných trubek, m je počet děr v trubkovnici, součet délek všech oblouků teplosměnných trubek je funkcí d a v viz následující schéma:



$d = 84 \text{ mm}$ (viz výkres KKE 05)

$$v = \frac{\sqrt{3}}{2} a = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 16 = 13,856 \text{ mm}$$

$$m = 548$$

Vzhledem k tomu, že na trubkovnici se vyskytují U trubky o 10 různých rozměrech, má lineární rovnice (3.19) mnoho členů a není detailně rozepsána v této práci. Jejím výsledkem je:

$$x = 6639,22 \text{ mm}$$

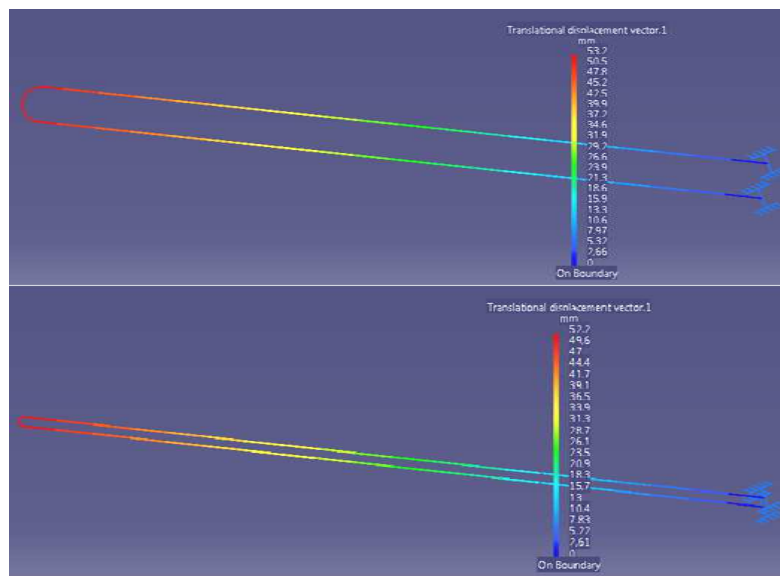
Ze znalosti tohoto rozměru můžeme postupně modelovat všechny trubky U výměníku a počítat jejich teplotní dilatace. Jelikož daný U výměník je poměrně úzký, délky teplosměnných trubek se od sebe příliš neliší a jejich teplotní dilatace jsou velmi podobné. V této práci je počítána pouze dilatace nejkratší a nejdelší teplosměnné trubky. Z Tab. 6 je patrné, že rozdíly v teplotní dilataci trubek jsou minimální. Rozteč trubek $a = 16 \text{ mm}$ je dostatečná na to, aby se trubky při teplotní

dilataci vzájemně nedotýkaly. Na opačné straně výměníku než je umístěna pevná trubkovnice, je nutné zajistit alespoň 70 mm prostoru tak, aby mohly trubky volně dilatovat s dostatečnou rezervou na přechodové stavy.

	teplotní dilatace [mm]
nejdelší teplosměnná trubka	53,2
nejkratší teplosměnná trubka	52,2

Tab. 6: Teplotní dilatace trubek výměníku

Teplotní dilatace nejdelší a nejkratší trubky výměníku je graficky znázorněna na Obr. 10.



Obr. 10: Teplotní dilatace nejdelší a nejkratší U trubky výměníku

4 Dokončení návrhu demonstrátoru dvoufázového proudění s ohledem na možnost měření gas-liftu pomocí PIV

Dle zadání pana doktora Václava Valenty byl v rámci bakalářské práce kolegy Vítězslava Zpěváka zpracován návrh demonstrátoru dvoufázového proudění (DDP). Jedná se o experimentální zařízení, které zjednodušeným způsobem modeluje primární okruh reaktoru. V souvislosti s vysokou střední teplotou primárního okruhu MSR a agresivitou tekutých solí mohou být v primárním okruhu takového systému problémy se zajištěním cirkulace chladiva pomocí klasického odstředivého čerpadla, jak je tomu běžně u tlakovodních reaktorů. V tomto světle je možné uvažovat o gas-liftu jako o alternativním způsobu čerpání chladiva, popřípadě palivo-chladivové směsi. Cílem DDP je zmapovat možnosti použití systému gas-lift pro zajištění cirkulace chladiva v primárním okruhu reaktoru s tekutými solemi.

Aby bylo možné detailně sledovat dvoufázové proudění v tahovém komínu DDP (viz Obr. 12), je vhodné použít optickou měřicí metodu PIV. Za tímto účelem je jedním z bodů této práce úprava DDP s ohledem na možnost měření gas-liftu pomocí PIV. Na tomto místě je vhodné uvést základní popis dvoufázového proudění, krátce představit systém gas-lift a měřicí metodu PIV.

4.1 Dvoufázové proudění

Dvoufázové proudění je specifický druh vícefázového proudění. Jako dvoufázové proudění je označován typ proudění, kdy proudící médium obsahuje dvě různé fáze neboli dvě různé složky s odlišnými termodynamickými vlastnostmi. Dvoufázové proudění se objevuje v nepřeberném množství technologických, chemických a energetických procesů. Z energetických procesů uveďme například proudění v parních kotlích a v parogenerátorech, kde se jedná o dvoufázové proudění voda - pára. Schopnost předpovídat chování dvoufázového proudění je zásadní pro zlepšení efektivity těchto procesů.

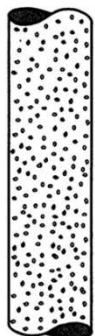
4.1.1 Modely dvoufázového proudění [17]

Pro studium dvoufázového proudění je zapotřebí modelovat a předpovídat řadu procesů probíhajících v proudící směsi, čehož lze dosáhnout buď experimentálně pomocí laboratorních zařízení s potřebnými čidly, nebo teoretickým studiem s využitím rovnic a matematických modelů. V současné době ani v blízké budoucnosti není a nebude možné přesně popsat pomocí zákonů zachování všechny detaily procesů, jež se odehrávají ve dvoufázovém proudění. Přímá numerická simulace (DNS - Direct Numerical Simulation) průmyslových aplikací dvoufázového proudění není myslitelná s ohledem na současné možnosti výpočetní techniky. Proto je nezbytné provádět řadu zjednodušení a vytvářet věrohodné teoretické modely dvoufázového proudění. U většiny veličin je zapotřebí počítat jejich střední hodnoty, což je často problematické. Modelování okrajových podmínek je taktéž velmi obtížné. Obě fáze ve dvoufázovém proudění se velmi silně ovlivňují a složitost této vzájemné vazby představuje hlavní problém v modelování dvoufázového proudění. V této oblasti stále zůstává celá řada procesů, jež dnes nejsou dostatečně pochopeny.

Z praktického inženýrského pohledu je nejdůležitější znalost informací o přenosu hmoty, hybnosti a energie v dvoufázovém proudění. Tyto procesy jsou výrazně ovlivňovány hmotnostním podílem, prostorovým rozložením a tvarem jednotlivých fází.

4.1.2 Proudové režimy [4]

Pro proudění ve vertikálním kanálu kruhového průřezu byla experimentálně určena řada proudových režimů a byly popsány přechody mezi nimi v závislosti na rychlosti, hmotnostním podílu obou složek a dalších parametrech.



Bublincový režim

Bublincový proud (Bubble Flow) nastává při nízké střední rychlosti plynné i kapalně fáze, kdy plyn tvoří malé bublinky rovnoměrně rozmístěné po průřezu kanálu. V případě gas-liftu platí, že pokud chceme dosáhnout bublincového proudu, je vhodné, aby byla plynná fáze do kanálu vefukována co nejmenšími otvory. Dále je nutné, aby průměr kanálu byl větší, než jistá limitní hodnota. Výpočet tlakových ztrát je v tomto režimu snadný, jelikož lze uvažovat, že se stěny kanálu dotýká pouze kapalná fáze.

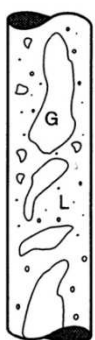
Pokud narůstá objem plynné fáze ve směsi, dochází při malých a středních rychlostech k přechodu do tzv. režimu střely (Slug Flow). Přechod nastává pro objemový podíl plynné fáze $\alpha \approx 0,25$.

Bublinky plynu se shlukují do větších útvarů, které zaujímají prakticky celý průřez kanálu, kromě úzkých oblastí u stěny, kde proudí kapalná fáze. Mezi dvěma velikými bublinami se nachází ucelený proud kapaliny bez větších bublin.



Režim střely

Pokud je rychlost kapaliny vysoká, tak turbulence rozbíjí veškeré větší shluky bublin a plynná fáze se nachází ve velmi jemných bublinkách rovnoměrně rozmístěných v objemu kapaliny. V tomto případě nenastává režim střely ani v situaci, kdy $\alpha > 0,25$ a takovému režimu se říká rozptýlený bublincový tok (Dispersed Bubble Flow). Plynná a kapalná fáze mají stejné střední rychlosti a proudění lze považovat za homogenní a jednofázové. Výpočet je pak značně zjednodušen.

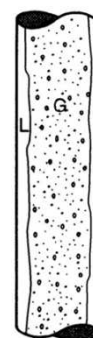


Přechodový režim

V případě, že α dosáhne hodnoty kolem 0,5, nastává přechodový režim (Churn Flow), kdy se velké shluky bublin z režimu střely stávají nestabilními a rozpadají se na menší útvary doprovázené řadou drobných bublinek.

Při vysokých objemových podílech a rychlostech plynné fáze nastává prstencový proud (Annular Flow), kdy souvislá plynná fáze s obsahem malých kapiček kapaliny proudí středem trubky a na stěnách se vytváří souvislý film kapalně fáze.

Při nejvyšších objemových podílech plynné fáze nastává rozptýlený proud (Dispersed/Mist Flow), kdy plynná fáze zaujímá většinu prostoru a kapalina je rozptýlena uvnitř v podobě malých rovnoměrně rozmístěných bublinek.



Prstencový režim



Rozptýlený režim

Pro základní typy dvofázového proudění, jako je proudění ve svislém či vodorovném kanálu, bylo provedeno mnoho měření s cílem určit závislost výskytu jednotlivých proudových režimů a přechodů mezi nimi na parametrech obou fází jako jsou objemový podíl složek, rychlost, hustota, viskozita nebo povrchové napětí. Tyto závislosti jsou zobrazovány v podobě map proudových režimů (Flow Pattern Maps).

4.2 Gas-lift

Gas-lift neboli plynový výtah je systém používaný dnes především v petrolejářském průmyslu pro čerpání ropy z hlubokých vrtů. Základní princip je velmi jednoduchý. Vefukováním plynu do kapaliny dojde k jejímu proplynění a tím ke snížení hustoty. Tlak kapaliny nacházející se pod místem vstupu plynu poté tlačí dvoufázovou směs plynu a kapaliny vzhůru. Jedná se tedy o systém, který tvoří alternativu ke klasickému čerpadlu. Plyn může být vstřikován kontinuálně nebo přerušovaně [4]. Existuje určité optimální množství plynu, které je třeba vstřikovat pro maximalizaci objemu čerpané kapaliny. Toto množství závisí na celé řadě parametrů a obvykle se určuje pomocí experimentu na konkrétním vrtu. Nejzákladnějšími částmi systému jsou plynový ventil, který zajišťuje regulaci množství vstřikovaného plynu, a kompresor, který vytváří potřebný tlak plynu. [22]

4.2.1 Použití gas-liftu v jaderné energetice [4]

U reaktorů pracujících s přirozenou konvekcí chladiva nebo palivo-chladivové směsi je možné uvažovat o gas-liftu pro zvýšení průtoku a tím intenzifikaci odvodu tepla. Základní myšlenka spočívá v tom, že nad aktivní zónou se nachází tahový komín o délce až 10 metrů, který využívá vztlaku ohřátého chladiva. Na spodní části tahového komína se nacházejí vstupy pro tlakový plyn, který je vefukován do chladiva nebo palivo-chladivové směsi, proplyňuje ji, tak snižuje její hustotu a zvyšuje tahový efekt komína. Stoupá rychlost směsi a průtočné množství, čímž roste odvod tepla z aktivní zóny. Jako vefukovaný plyn je uvažováno inertní helium, které u MSR kromě podpory přirozené konvekce zajišťuje i kontinuální odvod plynných štěpných produktů ze směsi.

4.3 Měřicí metoda PIV

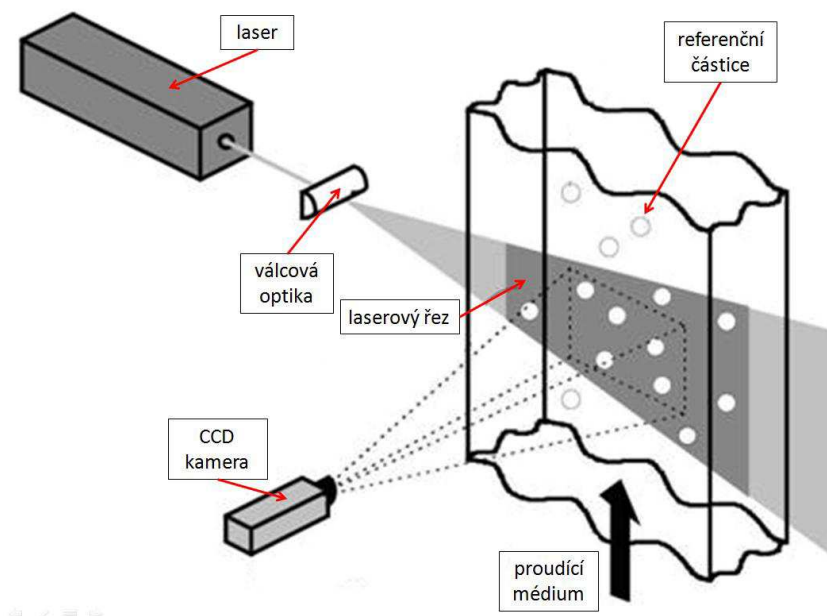
Metodou PIV jsem se detailně zabýval v mojí bakalářské práci. Pro účely této práce však postačuje pouze nastínit princip metody a popsat základní součásti měřicí aparatury.

4.3.1 Princip metody PIV

Zkratka PIV pochází z anglického Particle Image Velocimetry. Jedná se o optickou metodu měření, která umožňuje určit rozložení okamžitých rychlostí v určitém řezu vedeném proudící tekutinou. Tekutina je sycena tzv. referenčními částicemi. Při splnění předpokladu, že referenční částice věrně sledují proudění, je na základě zachycení průměrné změny polohy těchto částic v čase možné určit okamžité rychlosti proudění ve sledovaném řezu. To vše za pomoci nezbytného matematického aparátu.

4.3.2 Měřicí aparatura

Řez tekutinou, ve kterém jsou vyhodnocovány okamžité rychlosti, je realizován pomocí laseru. Laserový paprsek je s využitím speciální optiky tvarován do světelné roviny. Obraz referenčních částic v této rovině je zaznamenán kamerou, jejíž osa je umístěna kolmo na rovinu řezu.



Obr. 11: Schéma uspořádání PIV měření

Zaznamenávané obrazy jsou rozděleny na menší čtvercová pole, kterým se říká vyhodnocované oblasti (Interrogation Area). Aby bylo možno měřit rychlost proudění, je třeba mít k dispozici dva záběry dané vyhodnocované oblasti s přesně definovaným časovým odstupem. Získané obrazy jsou zpracovávány pomocí softwaru, jenž využívá matematického aparátu rychlé Fourierovy transformace a vzájemné korelace pro vyšetření průměrného posunutí částic v každé vyhodnocované oblasti. Výsledky měření lze poté velmi názorně vizualizovat pomocí vektorového pole.

Pro záznam obrazu se používají digitální CCD kamery. Hlavní parametry, které určují kvalitu kamery, jsou rychlost, citlivost a rozlišení. Užívají se pulzní lasery, které jsou schopny emitovat dostatečně silné záření, což umožňuje dosáhnout velmi krátké expozice, a tudíž zachytit co nejpřesnější obrazy. Nezbytnou součástí aparatury je synchronizátor, jenž zajišťuje časovou synchronizaci závěrky kamery a pulzu laseru. Synchronizátor je schopen také přesně určit časový rozdíl mezi dvěma pulzy, což je jedna z nezbytných podmínek pro správné určení rychlosti proudu.

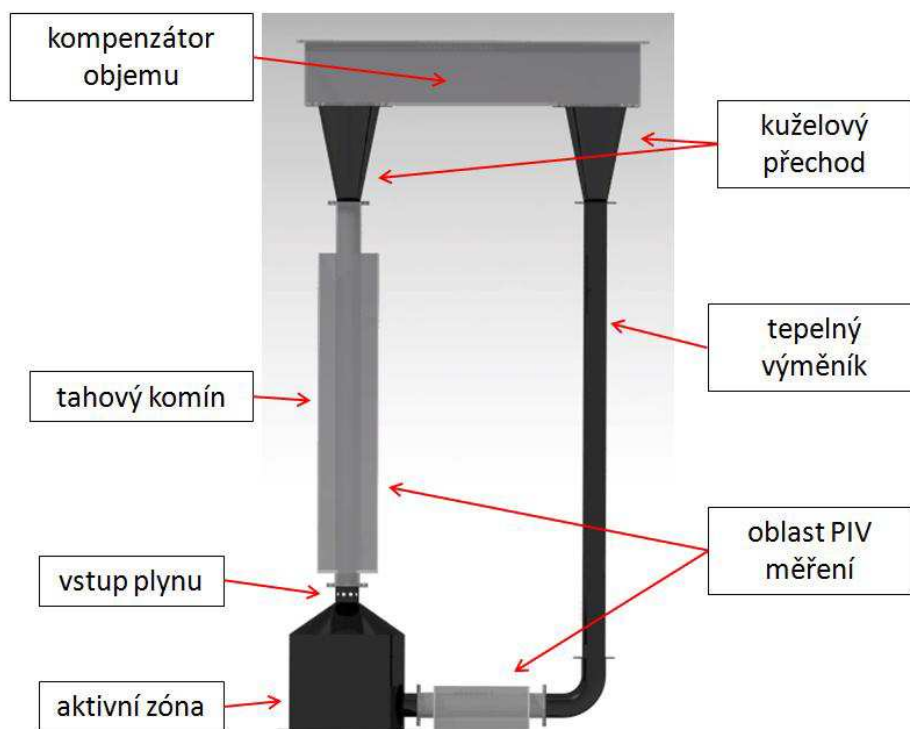
4.4 Demonstrátor dvoufázového proudění

Experimentální zařízení, které je v této práci označováno jako Demonstrátor dvoufázového proudění (dále jen DDP), je modelové zařízení, které slouží k experimentálnímu studiu systému gas-lift a jeho vlivu na podporu přirozené konvekce. Návrh DDP pochází od pana doktora Václava Valenty z Katedry energetických strojů a zařízení na FST ZČU. Jedním z cílů v rámci této diplomové práce je upravit návrh DDP s ohledem na měření gas-liftu pomocí PIV a sestavit a uvést do provozu toto zařízení. Pro daný účel byly poskytnuty prostory v laboratoři L 136 na Katedře energetických strojů a zařízení na FST ZČU. Cena za výrobu a nákup konstrukčních částí DDP bez započítání měřicích sond a přístrojů se pohybuje okolo 40 000 Kč. Výkresy všech základních částí DDP jsou k dispozici na přiloženém DVD ve složce *DDP / výrobní výkresy / výkresy PDF*.

Zařízení představuje značně zjednodušený model primárního okruhu reaktoru s palivem v tekutých solích. V DDP na rozdíl od MSR proudí obyčejná voda a vefukovaným plynem je vzduch, jelikož fundovaný výzkum analogického okruhu byť s neradioaktivními tekutými solemi dalece přesahuje možnosti této práce a to především z finančního hlediska. Přesto však měření na vodě a vzduchu poskytuje řadu zajímavých výsledků a poukazuje na problémy, které se mohou vyskytnout při konstrukci díla s proudícími tekutými solemi.

4.4.1 Konstrukční části DDP a jejich funkce

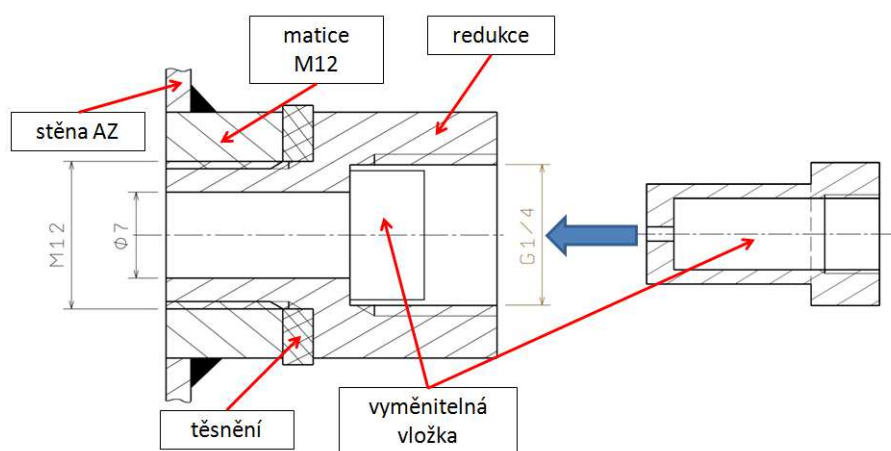
V následující kapitole jsou popsány všechny části DPP a jejich funkce. Experimentální zařízení se skládá z řady konstrukčních částí, které byly nazvány podle částí primárního okruhu, jež reprezentují. Model celého zařízení včetně popisu jeho základních částí je zobrazen na Obr. 12. Byly použity dva druhy konstrukčních materiálů, a to plech z uhlíkaté oceli a plexisklo. Většina částí je svařena z plechu o tloušťce stěny 2 mm. Zbylé části, do kterých je zapotřebí mít optický přístup, aby mohla být prováděna PIV měření, jsou z plexiskla o tloušťce 5 nebo 10 mm v závislosti na namáhání dané součásti. Maximální rozměry zařízení jsou 2160 x 1100 x 360 mm (výška x délka x šířka).



Obr. 12: Model demonstrátoru dvoufázového proudění

Aktivní zónu (AZ) zde představuje plechová válcová nádoba o průměru 360 mm a výšce 300 mm. V její horní části je kuželový přechod, na nějž navazuje oblast vstupu vzduchu pro gas-lift. Zdroj tepla v modelové AZ zajišťuje topné těleso o výkonu 2000 W, které je přišroubováno a řádně utěsněno na stěnu nádoby v její spodní části tak, aby co nejméně bránilo proudící vodě a nezvyšovalo tak tlakové ztráty. Dno AZ, které musí být demontovatelné z důvodu montáže a případné výměny topného tělesa, je s válcovou částí AZ spojeno pomocí příruby dvanácti šrouby M 10. V nejspodnější části AZ je přišroubován kulový ventil pro plnění a drenáž DDP.

Nad kuželovým přechodem je navařena krátká trubka o vnitřním průměru 70 mm s deseti otvory pro vstup vzduchu. Ve stěně trubky bylo pro tyto účely vyvrtáno deset děr a následně navařeny matice M12. Přes vloženou redukci je ke každé matici připevněna jedna tlaková hadice sloužící pro dopravu stlačeného vzduchu z kompresoru do místa vstupu do tahového komína. Jedním z bodů měření je určit vliv velikosti bublinek vefukovaného vzduchu na průtok vody okruhem DDP. Z tohoto důvodu je zásadní, aby bylo možné snadno měnit průměr jednotlivých otvorů pro vstup vzduchu, a tak regulovat velikost tvořených bublinek v tahovém komíně. Pro tyto účely slouží vyměnitelné mosazné vložky, které se umísťují do redukce mezi tlakovou hadici a vstup do tahového komína. Redukce, což je v podstatě provrtaný šroub s jedním vnitřním a jedním vnějším závitem, a vyměnitelná mosazná vložka určující velikost otvoru vstupu vzduchu a jsou znázorněny na Obr. 13. Je k dispozici několik sad vyměnitelných vložek s otvory o průměrech 0,5 mm, 1 mm a 2 mm. V případě, že se vložka do redukce nevloží, je průměr vstupního otvoru 7 mm, celkem tedy máme k dispozici čtyři varianty velikosti otvoru pro vstup vzduchu.



Obr. 13: Redukce s vyměnitelnou vložkou

Tahový komín je tvořen plexisklovou trubkou kruhového průřezu s vnitřním průměrem 70 mm a tloušťkou stěny 5 mm. Jeho výška je 1200 mm. Pomocí příruby je napojen na plechovou trubku, do které vstupuje vzduch již zmiňovanými deseti otvory. Pro dosažení maximální rychlosti kapaliny je zapotřebí zajistit vhodné parametry vefukovaného vzduchu a současně mít dostatečně dlouhý tahový komín. Co se týče odvodu tepla z AZ přirozenou konvekcí, je zapotřebí mít taktéž co nejdelší tahový komín, jelikož délka tahového komína v zásadě udává výškový rozdíl mezi místem přívodu tepla do okruhu (AZ) a odvodu tepla z okruhu (primární výměník). Tento výškový rozdíl je jedním ze základních parametrů ovlivňujících množství odvedeného tepelného výkonu z AZ přirozenou konvekcí. Je to dáno tím, že tepelný výkon odváděný z AZ je přímo úměrný hmotnostnímu průtoku chladiva a hmotnostní průtok chladiva je dle rovnice (5.3) [24] úměrný odmocnině z rozdílu středních výšek přívodu a odvodu tepla, přičemž teplo musí být přiváděno samozřejmě v nižší výšce, než je odváděno.

Podél výšky tahového komína se nachází bazén čtvercového průřezu z plexiskla o tloušťce stěny 5 mm, který je podmínkou pro možnost měření proudění pomocí PIV. Bazén je při měření naplněn vodou a eliminuje tak vliv odlišného indexu lomu světla ve vodě a ve vzduchu. Ve vzduchu se světlo šíří rychleji než ve vodě, zatímco ve vodě a v plexiskle jsou rychlosti světla velmi podobné. Jestliže má obraz zaznamenaný kamerou odpovídat realitě, je nutné, aby přechod mezi vzduchem a vodou tvořila rovina kolmá na osu kamery, což je při naplněném bazénu zajištěno.

Maximální teplota, při které je použité plexisklo schopné dlouhodobě pracovat, je 60 stupňů, čímž je udána maximální provozní teplota DDP.

Mezi tahovým komínem a kompenzátorem objemu (KO) je pomocí přírub připevněn plechový kuželový přechod o výšce 300 mm, který plynule zpomaluje proudění, aby v KO nevznikal nad hladinou gejzír. V případě, že je pro cirkulaci vody v DDP použita pouze přirozená konvekce nebo gas-lift s nízkými parametry vstupujícího vzduchu, vytvoření gejzíru nad hladinou nehrozí. V případě vyšších parametrů gas-liftu však ke vzniku gejzíru může docházet a právě pro tyto případy je zde kuželový přechod, který navíc snižuje místní tlakové ztráty při přechodu z tahového komína do kompenzátoru objemu. KO je v podstatě shora otevřený plexisklový bazén ve tvaru kvádrů s rozměry 1050 x 300 x 200 mm, jenž má v podstavě otvory pro vstup a výstup vody. KO pro potřeby DDP zajišťuje jednak kompenzaci objemových změn vody v okruhu vlivem změny její teploty, což ale pro takto nízké rozdíly teplot není zásadní, ale především umožňuje odvod vzduchu použitého pro gas-lift.

Z KO proudí voda přes kuželový přechod do svislé plechové trubky o vnitřním průměru 70 mm, která spolu s oběma plechovými kužely a vlastním povrchem vody v KO zajišťuje funkci tepelného výměníku. Odvod tepla je zajištěn nucenou konvekcí vzduchu kolem trubky výměníku a to zcela obyčejným foukáním vzduchu pomocí dvou ventilátorů. Zbylé části DDP jsou tepelně izolovány, aby nedocházelo k nežádoucím tepelným ztrátám.

Na svislou plechovou trubku je ve spodní části pomocí přírub připevněno plechové koleno, které obrací tok do horizontálního směru. Voda následně prochází trubkou z plexiskla, která je taktéž osazená plexisklovým bazénem, jenž umožňuje PIV měření. Na závěr se voda vrací opět do AZ a cyklus se opakuje.

Všechny plechové části jsou pozinkovány, aby nedocházelo k jejich korozi. Dále jsou z vnějšku nastříkány matnou černou barvou, která snižuje odrazy světla laseru při PIV měření. Na všech rozebíratelných spojích jsou umístěna měkká těsnění z mikroporézní pryže.

Jelikož celé zařízení je poměrně veliké (maximální rozměry: 2160 x 350 x 440 mm) a při jeho naplnění vodou tedy i značně těžké (provozní náplň vody cca 100 litrů), musí být drženo opěrnou konstrukcí. Pro její stavbu posloužily čtvercové hliníkové profily, které jsou cenově dostupné, lehké a zajišťují dostatečnou nosnost a tuhost konstrukce.

Zdroj tlakového vzduchu pro gas-lift zajišťuje kompresor Atmos s tlakovou nádobou o velikosti 150 litrů, z něž je vzduch jednou tlakovou hadicí veden do rozbočovače a následně deseti hadicemi do jednotlivých vstupů. Před rozbočovačem je umístěn ventil pro regulaci průtoku tlakového vzduchu.

4.4.2 Sestavení DDP a jeho uvedení do provozu

Časově nejnáročnějším bodem této diplomové práce bylo bez pochyby sestavení DDP a jeho uvedení do provozu, s čímž bylo spojeno řešení nepřehledného množství drobných problémů a zádrhelů. V červnu 2011 byly zpracovány podklady pro výrobu jednotlivých částí DDP a opěrného rámu. Začátkem července byl poptán hliníkový rám a části DDP z plexiskla a plechu, které byly následně dodány během srpna 2011. V témže měsíci probíhala kompletace základních dílů DDP v Laboratoři mechaniky tekutin a termomechaniky (L 136) na KKE FST. Poté se práce na DDP na čas zastavily. Na začátku roku 2012 byla na DDP namontována přídatná měřicí

zařízení a čidla pro měření teplot, tlaku a průtoku, která jsou stručně popsána v kapitole 5.1. V březnu 2012 byl DDP poprvé napuštěn vodou, byla ověřena pevnost a těsnost spojů a funkčnost přirozené konvekce a gas-liftu na DDP. Následně v dubnu a květnu 2012 probíhalo měření a zpracování výsledků.

4.4.3 Poptávané části DDP a služby:

- plechové části: EKA-KOMPLET s.r.o.
- plexisklové části: Plexivýroba Kozler
- těsnění: Styl Plzeň, výrobní družstvo
- redukce, tlakové hadice, spojky: VSK Profi, s.r.o., MD KOMPRESORY
- topné těleso: Vladimír Musil – ELEKTROSERVIS
- žárové zinkování: MEA MEISINGER, s.r.o.
- hliníkové profily pro opěrnou konstrukci: Alutec K&K, a.s.

5 Měření a analýza základních charakteristik přirozeného proudění a gas-liftu na DDP

Cílem této kapitoly je přehledně popsat a zhodnotit naměřená data vypovídající o charakteru přirozeného proudění a proudění při gas-liftu v okruhu DDP. Na základě naměřených dat je možno určit vhodné parametry gas-liftu (průtok vzduchu, průměr vstupu do tahového komína) z hlediska maximalizace průtoku smyčkou a poukázat na některé problémy, které se mohou vyskytnout při konstrukci díla s chladičem ve formě tekutých solí.

5.1 Měřicí zařízení a čidla na DDP

Aby bylo možné zkoumat gas-lift a přirozené proudění vlivem ohřátí vody v AZ, je nutno nainstalovat na DDP některé měřicí přístroje a čidla. Průtok vody je měřen indukčním průtokoměrem z vybavení laboratoře připevněným přes příruby na svislé plechové trubce pod oblastí tepelného výměníku. Při montáži průtokoměru byl respektován požadavek výrobce na minimální uklidňovací délku před a za průtokoměrem. Výstupem z průtokoměru je napěťový signál 0 až 10V, který je pomocí A/D převodníku od National Instruments (NI) a softwaru LabView převáděn ke zpracování do počítače.

Na začátku roku 2012 byly dodány 3 rotametry o různých rozsazích na měření objemového průtoku vzduchu, které byly umístěny vedle sebe na jednoduchý panel, kde je možno pomocí ventilů přepínat proud vzduchu mezi jednotlivými přístroji. Takto lze měřit průtok vzduchu v rozsahu 0,1 až 60 l/min. Průtok vzduchu se odečítá na stupnici a výrobce uvádí při přímém odečtu přesnost $\pm 5\%$. S ohledem na požadavek měření malého průtoku vzduchu a zároveň značně vysokého rozsahu průtoků, je rotametr nejvhodnější z dostupných variant.

Tlak vzduchu je měřen za výstupem z tlakové nádoby kompresoru klasickým analogovým manometrem s rozsahem 0 až 10 bar, který je součástí kompresoru. Měření byla prováděna pro tři různé tlaky vzduchu, a to 1,5; 3 a 5 bar.

Pro potřeby studia přirozené konvekce je měřena teplota vody pomocí termočlánků na třech různých místech, a to na výstupu z AZ (maximální teplota v okruhu), nad tahovým komínem a za tepelným výměníkem (minimální teplota v okruhu). Studený konec termočlánků je elektronicky kompenzován v převodníku pro termočlánky od NI. Výhodou termočlánků je jejich nízká cena, pokud nebereme v úvahu cenu hardwaru a softwaru od NI, jež je k dispozici na KKE. Dalšími výhodami termočlánků jsou rychlá reakce na změnu teploty, jednoduché použití, široký rozsah i relativně dobrá přesnost.

Poslední a nejrozsáhlejší měřicí zařízení je PIV aparatura, která byla popsána v samostatné kapitole. Pomocí PIV měření lze detailně sledovat proudění v tahovém komíně. Výhodou této metody je přesný popis proudového pole v určitém místě a možnost rozsáhlé numerické analýzy výsledků. Nevýhodou je vysoká pořizovací cena zařízení a náročnost samotného měření z hlediska času i odbornosti.

5.1.1 Měřicí zařízení a čidla:

- Indukční průtokoměr Flomag-ICM, rozsah 0,2 až 6 l/s, napěťový výstup 0 až 10V, přesnost 0,5%

- Rotametry AAalborg od firmy Chromservis s.r.o., 3ks, celkový rozsah: 0,1 až 60 l/min, přesnost 5%
- Termočlánky: 3 ks, typ J (železo – konstantan), rozsah -40 až 750°C, přesnost 0,5%
- Manometr: analogový, součást kompresoru, rozsah 0 až 10 bar, přesnost cca 2%
- PIV aparatura: Dantec Dynamics, CCD kamera Flow Sense 2048 x 2048 pix, pulsní laser Nd:YAG 532 nm
- Zařízení pro sběr dat od National Instruments: sběrnice pro převodníky NIcDAQ 9172, převodník pro termočlánky: NI 9211, napěťový převodník: NI 9205, software LabView

5.1.2 Ověření vhodnosti referenčních částic pro PIV

Pro PIV měření je nejprve nutné vybrat vhodné referenční částice. Pro měření přirozené konvekce posloužily kulové duté skleněné částice od Dantec Dynamics (Hollow Glass Spheres) o středním průměru 10 μm - rozsah průměrů je 2 μm až 20 μm .

Vhodnost částic pro danou aplikaci je možno ověřit pomocí dvou následujících vztahů:

$$t_s \cong d_p^2 \frac{\rho_p}{18\mu} \quad (5.1)$$

$$v_s = \left(\frac{g d_p^2}{18\nu_f} \right) \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_f} - 1 \right) \quad (5.2)$$

Veličina t_s je doba odezvy referenčních částic, závisí na rozměru a hustotě referenčních částic a na dynamické viskozitě měřené tekutiny. Je nutné, aby doba odezvy referenčních částic byla výrazně nižší, než je charakteristická doba PIV měření, za kterou se bere časový rozdíl mezi dvěma snímky.

Veličina v_s je rychlost sedimentace referenčních částic, která závisí na rozměru a hustotě referenčních částic a na kinematické viskozitě a hustotě měřené tekutiny. Je nutné, aby rychlost sedimentace byla výrazně nižší, než je střední rychlost proudění měřené tekutiny.

PIV měření bylo provedeno pro dvě základní varianty proudění v DDP - proudění při přirozené konvekci vlivem ohřátí vody v AZ a proudění při nucené konvekci vlivem gas-liftu. Pro PIV měření na DDP při přirozené konvekci byly použity duté skleněné částice o hustotě 1,1 g/cm^3 a středním průměru 10 μm . Měření je prováděno na vodě, jejíž fyzikální parametry jako je hustota a vazkost jsou dobře známé a ze vztahů (5.1) a (5.2) lze jednoduše vypočítat t_s a v_s .

Pro PIV měření při gas-liftu, kde se vyskytují bublinky vzduchu, není kvůli výrazným odrazům světla na povrchu bublinek možné použít klasické referenční částice. Řešením je použití fluorescenčních částic, jež jsou obaleny tenkou vrstvou rhodaminu. Takto upravené částice pohltí světlo laseru o vlnové délce 532 nm a vyzáří světlo na vlnové délce okolo 580 nm. Na kameru, jež zaznamenává proudové pole, se současně umístí optický filtr, který odstíní naprostou většinu záření o vlnové délce nižší než je 580 nm, tedy včetně záření laseru. Odrazy laserového paprsku na povrchu bublinek poté nejsou pro kameru téměř viditelné. Fluorescenční částice mají střední rozměr 30 μm a hustotu 1,19 g/cm^3 .

Ze vztahů (5.1) a (5.2) poté vychází následující hodnoty doby odezvy referenčních částic a rychlosti sedimentace:

	skleněné částice	Fluorescenční částice
v_s	$5,5 \cdot 10^{-6}$	$6 \cdot 10^{-5}$
t_s	$6,1 \cdot 10^{-6}$	$9,3 \cdot 10^{-5}$

Tab. 7: Rychlost sedimentace a doba odezvy referenčních částic

Fluorescenční částice jsou větší a těžší než skleněné částice, proto sedimentují rychleji a mají i delší čas odezvy. Minimální rychlost v DDP je v řádech 10^{-2} , což je alespoň o 3 řády větší, než je rychlost sedimentace. Z tohoto pohledu referenční částice vyhovují. Minimální čas mezi dvěma snímky kamery při PIV měření je v řádech 10^{-3} sekundy, což je opět výrazně více, než je doba odezvy obou druhů částic. I z tohoto hlediska částice pro dané měření vyhovují a lze je tedy bez obav použít.

5.2 Měření a vyhodnocení průtoku na DDP při přirozeném proudění a při použití gas-liftu

Jestliže se zajímáme o možnost využití přirozené konvekce a gas-liftu pro odvod tepla z AZ, pak základní veličinu, kterou je třeba stanovit, je průtok. Cílem této kapitoly je popsat výsledky měření průtoku ve dvou následujících případech:

- průtok je dán přirozenou konvekcí chladiwa vlivem jeho ohřátí v AZ
- průtok je zajištěn systémem gas-lift.

5.2.1 Průtok při přirozené konvekci

Průtok při přirozené konvekci byl měřen dvěma různými způsoby. Prvním způsobem je kontinuální měření průtoku indukčním průtokoměrem, kdy se údaje přímo zaznamenávají do počítače. Druhým způsobem je měření průtoku pomocí PIV tak, že z řady zaznamenaných snímků je určeno průměrné vektorové pole a z něj profil rychlosti. Integrací profilu rychlosti lze získat střední rychlost v daném průtočném řezu a následně průtok.

Je patrné, že měření průtoku indukčním průtokoměrem je značně jednodušší a rychlejší. Na druhou stranu neznáme údaj o konkrétním profilu rychlosti a navíc při přirozené konvekci jsou průtoky tak nízké, že se pohybujeme na spodní hranici rozsahu daného průtokoměru, jež je na KKE k dispozici. Nejen z těchto důvodů je zajímavé proměření průtoku pomocí PIV a porovnání výsledných hodnot.

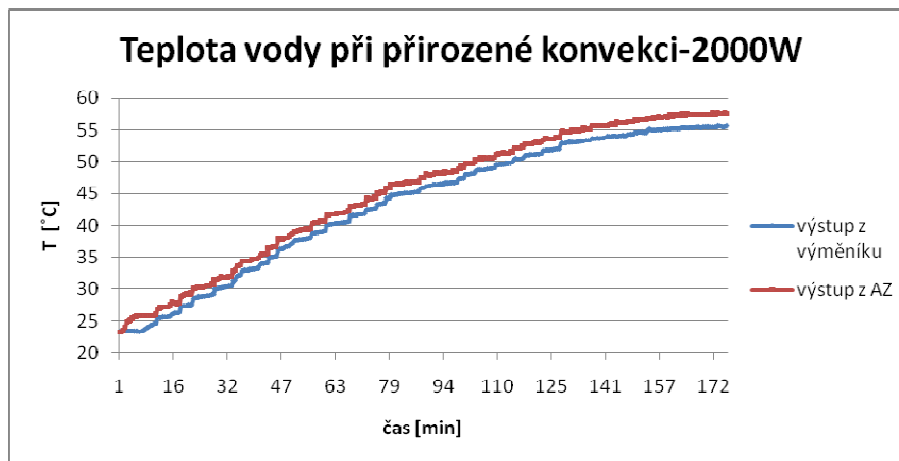
Průtok při přirozené konvekci vlivem ohřátí vody v AZ byl měřen pro dva různé výkony topného tělesa, a to 1000 W a 2000 W. Nominální výkon odporového tělesa je 2000 W. Snížení výkonu odporového tělesa na 1000 W bylo dosaženo změnou napájecího napětí pomocí transformátoru.

5.2.1.1 Měření průtoku pomocí indukčního průtokoměru

5.2.1.1.1 Průtok při výkonu topného tělesa 2000W

Jedním z problémů DDP, který by bylo vhodné v následujících letech vyřešit, je nedostatečný odvod tepla z okruhu. Jelikož současný výměník je chlazen pouze nucenou konvekcí vzduchu, není odvod tepla z DDP v rovnováze s přívodem tepla do AZ.

Na grafu 1 je zobrazena teplota vody v DDP v závislosti na čase. Červená křivka udává teplotu na výstupu z AZ (maximální teplota v DDP) a modrá křivka udává teplotu na výstupu z tepelného výměníku (minimální teplota v DDP). Jak je vidět, střední teplota vody postupně narůstá a ustaluje se téměř na konstantní hodnotě až při teplotách těsně pod 60°C, což je maximální provozní teplota DDP. Při této teplotě se tedy teprve dostává výkon výměníku do rovnováhy s výkonem topného tělesa. Doba, za kterou se voda v DDP ohřeje z pokojové teploty 25°C na teplotu těsně pod 60°C je 176 minut, tedy zhruba 3 hodiny.



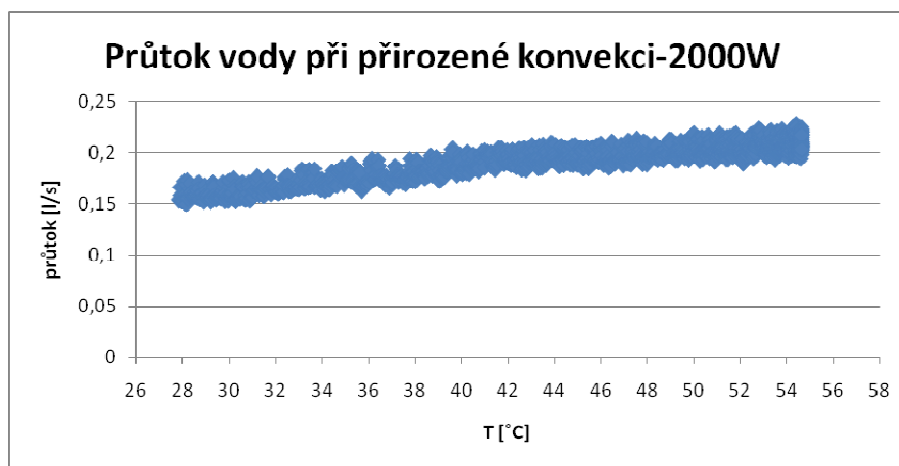
Graf 1: Teplota vody při přirozené konvekci v závislosti na čase pro 2000W

Z rovnice kontinuity, vztahu pro tepelnou roztažnost vody a Bernoulliho rovnice lze pro proudění vlivem přirozené konvekce v uzavřeném okruhu odvodit následující vztah [24]:

$$\frac{\xi}{A^2} \cdot \frac{m^2}{2 \cdot \rho} - \rho \cdot g \cdot \beta \cdot (Z_V - Z_{AZ}) \cdot \Delta T = 0 \quad (5.3)$$

Z rovnice (5.3) je patrné, že pokud chceme maximalizovat proudění vlivem přirozené konvekce v primárním okruhu, je vhodné použít chladivo s velkou hustotou a teplotní roztažností, což jsou ale parametry, které jsou pro tekuté soli málo ovlivnitelné. Dále je nutné zajistit co největší rozdíl geometrických výšek přívodu a odvodu tepla, přičemž odvod tepla musí být samozřejmě výše než přívod tepla, jinak by žádná přirozená konvekce nenastala. Posledním důležitým parametrem s vlivem na průtok okruhem je teplotní rozdíl mezi místem přívodu a odvodu tepla.

Na grafu 2 je zobrazen průtok vody v závislosti na teplotě. Při teplotách nižších než 28°C je průtok tak nízký, že je pod minimální měřitelnou hodnotou indukčního průtokoměru a na grafu 2 není zobrazen. Jak narůstá střední teplota vody v DDP, narůstá i teplotní rozdíl ΔT mezi maximální a minimální teplotou ve výměníku z hodnoty zhruba 1,5°C na 2°C. V souladu s očekáváním má nárůst ΔT za následek postupné zvyšování průtoku z hodnoty 0,16±0,015 l/s na 0,22±0,02 l/s. Rozptyl naměřených průtoků kolem střední hodnoty na grafu 2 je způsoben nepřesností měření, která je pro použitý průtokoměr a dané průtoky pohybující se na hranici rozsahu průtokoměru maximálně 10%. V příloze 1 je navíc možné dohledat Graf 8 zobrazující průtok vody při přirozené konvekci v závislosti na čase.



Graf 2: Průtok vody při přirozené konvekci v závislosti na teplotě pro výkon 2000W

5.2.1.1.2 Průtok při výkonu topného tělesa 1000W

V případě, že je výkon topného tělesa snížen na 1000W, je průtok při přirozené konvekci tak nízký, že jej lze indukčním průtokoměrem měřit až od střední teploty vody v DDP 45°C a i tak se v tomto případě pohybujeme mírně pod minimální hodnotou měřitelného průtoku udávanou výrobcem. Měření je proto značně nepřesné s možnou chybou i větší než 10 %.

V příloze 1 jsou uvedeny grafy závislosti průtoku na čase (Graf 9) a teploty vody na čase (Graf 10). Snížení výkonu topného tělesa z 2000W na 1000W má za následek, že přívod a odvod tepla jsou téměř v rovnováze a nárůst teploty probíhá velmi pomalu. Z toho důvodu bylo měření dvakrát přerušeno, a to při teplotách 33°C a 50°C, kdy byla voda přehřána výkonem 2000 W bez záznamu hodnot do grafu, čemuž odpovídají skoky teplot v grafu Graf 10. Z grafu Graf 10 je vidět, že nárůst střední teploty vody z hodnoty 37°C na 40°C trvá více než 30 minut a nárůst z 47°C na 48°C už trvá cca 50 minut.

Z grafu Graf 9 je vidět, že průtok je měřitelný až od 55. minuty, což odpovídá střední teplotě vody 47°C. Hodnota průtoku v tomto případě činí 0,16 l/s, ale je zde velký rozptyl a nepřesnost, což je dáno nízkým průtokem.

5.2.1.2 Měření průtoku pomocí PIV

5.2.1.2.1 Základní informace o měření

Jak již bylo řečeno, pro měření průtoku při přirozené konvekci pomocí PIV byly použity skleněné referenční částice o hustotě 1,1 g/cm³ a středním průměru 10 μm. Pro sycení objemu vody v DDP referenčními částicemi bylo použito 0,25 g částic na 100 l vody. Použité vyhodnocované oblasti (Interrogation Area) pro analýzu snímků mají rozměr 64 x 64 pixelů, což pro daný případ zajišťuje dostatečný počet referenčních částic v jedné oblasti a tedy vysokou přesnost. Čas mezi dvěma snímky byl nastaven na 25 ms, což je optimum z hlediska posunutí částic ve vyhodnocované oblasti. Bylo použito plné rozlišení kamery, to je 2048 x 2048 pixelů.

S ohledem na ustalovací délku proudění byl profil rychlosti sledován ve vzdálenosti 70 cm od vstupu do tahového komína, což je desetinásobek jeho vnitřního průměru. Pro každou měřenou variantu bylo naříceno 300 snímků, z nichž byl vyhodnocen jeden průměrný snímek, ze kterého vychází profil rychlosti a následně průtok.

5.2.1.2.2 Výsledky měření průtoku

Průtok pomocí PIV byl měřen pro dvě různé střední teploty vody v DDP, a to 30°C a 40°C. V souladu s očekáváním je průtok při střední teplotě 40°C větší než při 30°C, protože vlivem nárůstu střední teploty narůstá i teplota povrchu tepelného výměníku, čímž roste teplotní spád mezi výměníkem a okolním prostředím a tedy i přenesený tepelný výkon. Větší přenesený tepelný výkon dovolí dosáhnout větší ΔT mezi AZ a výměníkem a tedy i větší průtok přirozenou konvekcí dle rovnice (5.3).

Průtok vlivem přirozené konvekce zobrazený v Tab. 8 se pohybuje od 0,122 l/min do 0,186 l/min v závislosti na střední teplotě a výkonu topného tělesa. Při střední teplotě 30°C a výkonu topného tělesa 2000 W je průtok o 25 % větší než průtok při výkonu 1000 W. V případě, že je střední teplota 40°C, je rozdíl průtoků 28%.

teplota [°C]	průtok měřený PIV [l/min]		rozdíl průtoků [%]
	1000W	2000W	
30	0,122	0,152	25
40	0,145	0,186	28

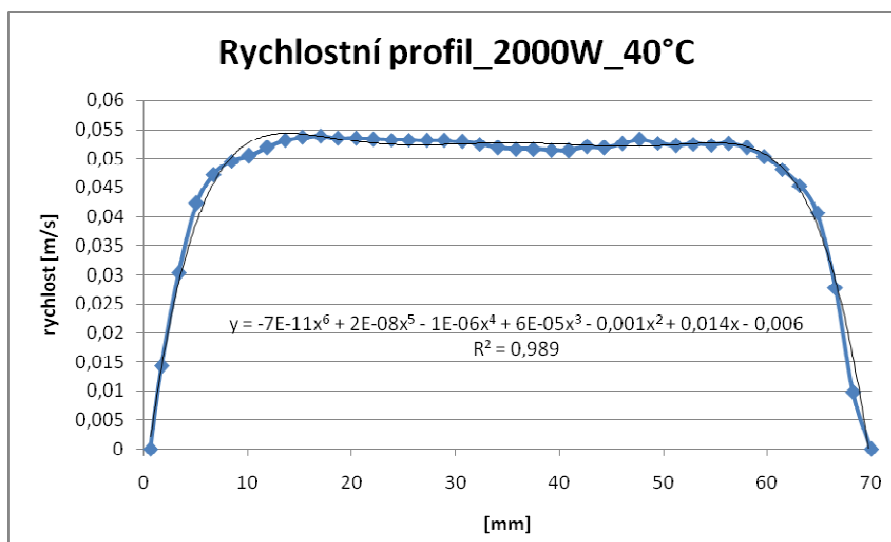
Tab. 8: Průtok při proudění vlivem přirozené konvekce

V Tab. 9 je uvedeno Reynoldsovo číslo v závislosti na střední teplotě vody a výkonu topného tělesa při přirozené konvekci. Reynoldsova čísla se pohybují v rozmezí od 2764 do 5132 podle střední teploty vody a přiváděného výkonu. Jak je vidět, jedná se o přechodovou oblast, kdy může teoreticky nastat laminární i turbulentní proudění.

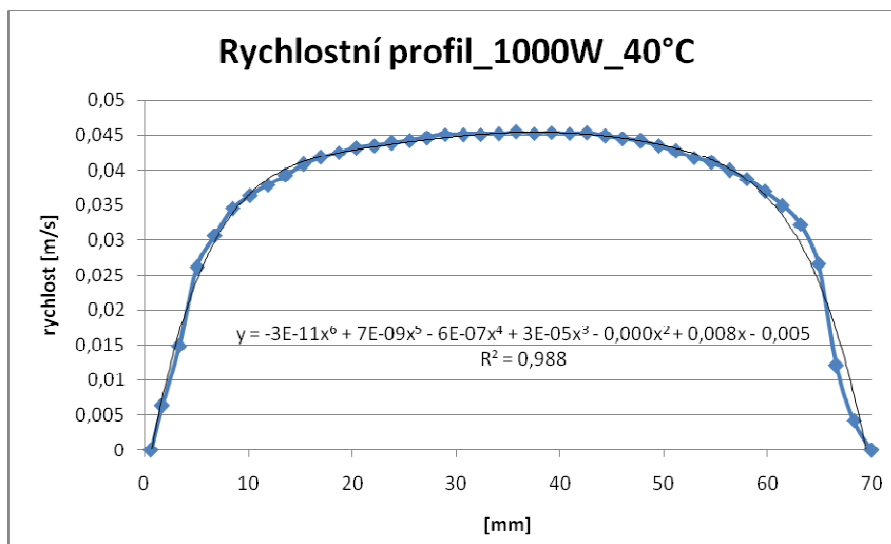
teplota [°C]	Reynoldsovo číslo [-]	
	1000W	2000W
30	2 764	3 459
40	4 004	5 132

Tab. 9: Reynoldsovo číslo při proudění vlivem přirozené konvekce

V této kapitole jsou uvedeny pouze grafy rychlostních profilů varianty $T_{stř} = 40^\circ\text{C}$. Grafy pro variantu s $T_{stř} = 30^\circ\text{C}$ jsou uvedeny v příloze 1. Z rychlostního profilu zobrazeného na grafu Graf 3 je patrné, že v tomto případě se jedná pravděpodobně již o turbulentní proudění, jelikož profil rychlosti je ve střední části kanálu značně vyrovnaný a rychlost prudce klesá k nule až u stěn. Profil rychlosti zobrazený na grafu Graf 4 je pravděpodobně také již z oblastí turbulentního proudění, ale přece jenom se více blíží ideálnímu parabolickému profilu při laminárním proudění.



Graf 3: Rychlostní profil při přirozené konvekci pro výkon 2000 W a $T_s = 40^\circ\text{C}$



Graf 4: Rychlostní profil při přirozené konvekci pro výkon 1000 W a $T_s = 40^\circ\text{C}$

5.2.1.3 Porovnání výsledků obou způsobů měření průtoku

V Tab. 10 jsou porovnány výsledky měření průtoku oběma použitými metodami, tedy indukčním průtokoměrem a PIV metodou. Pro hodnotu výkonu 1000 W je průtok tak nízký, že jej nelze indukčním průtokoměrem, který byl k dispozici měřit, a proto jsou uvedeny pouze hodnoty průtoku změřené PIV. Při výkonu 2000 W je průtok měřitelný oběma způsoby a hodnoty se od sebe liší o 2,2 % pro variantu $T_{stř} = 40^\circ\text{C}$ a o 4,9 % pro variantu $T_{stř} = 30^\circ\text{C}$. Jelikož se průtokoměr pohybuje na spodní hranici svého rozsahu, je jeho chyba měření poměrně velká, což dokazuje i značný rozptyl naměřených hodnot průtoku v grafu 2. Z tohoto pohledu je tedy vhodnější metoda PIV, která je však výrazně pracnější.

teplota [°C]	průtok měřený PIV [l/min]		průtok měřený průtokoměrem [l/min]		odchylka [%]
	1000W	2000W	1000W	2000W	
30	0,122	0,152	-	0,160	4,9
40	0,145	0,186	-	0,182	-2,2

Tab. 10: Porovnání výsledků měření průtoku

5.2.1.4 *Zhodnocení vlivu přirozené konvekce na průtok*

Z naměřených hodnot je patrné, že princip přirozené konvekce v DDP funguje. Na druhou stranu je její efekt na průtok okruhem značně omezený. Pro zvýšení jejího vlivu pro odvod tepla z AZ je potřeba především navrhnout výkonnější tepelný výměník, který by umožnil dosáhnout vyššího ΔT mezi minimální a maximální teplotou v DDP. Pokud budeme schopni odvádět dostatečné množství tepla, abychom udrželi DDP v tepelné rovnováze, můžeme dále zvyšovat i výkon topného tělesa a sledovat nárůst průtoku.

5.2.2 Průtok při použití gas-liftu

5.2.2.1 *Měřené kombinace*

Průtok vody demonstrátorem dvoufázového proudění při použití gas-liftu byl proměřen indukčním průtokoměrem pro řadu variant. Při tomto měření se pohybujeme bezpečně v rozsahu měřitelných průtoků a maximální chyba udávaná výrobcem zařízení je pod hodnotou 0,5%. Hodnoty průtoků byly zaznamenávány do počítače a jsou k dispozici na příloženém DVD ve složce *DDP / měření / výsledky / nucená konvekce / indukční průtokoměr*.

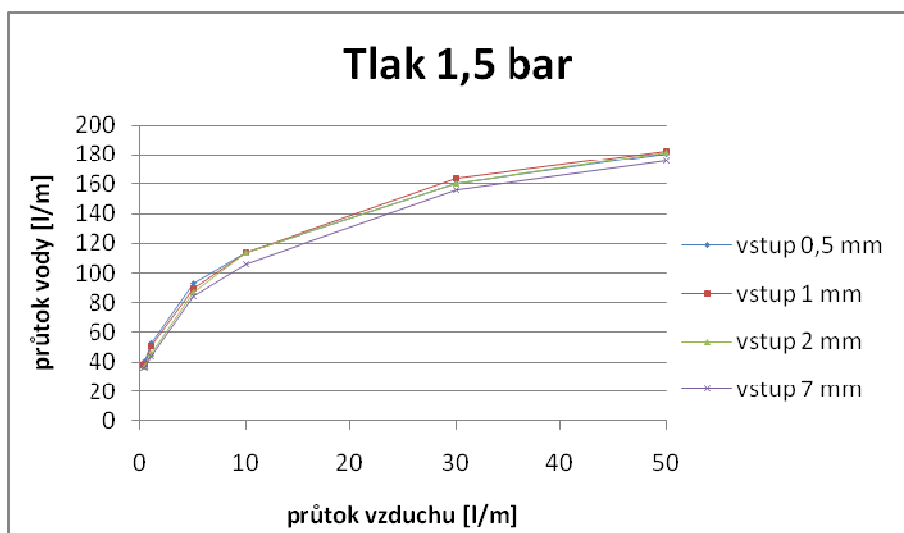
Byly měněny 3 základní parametry gas-liftu a sledován vliv jejich změn na průtok vody okruhem. Třemi měněnými parametry jsou tlak vefukovaného vzduchu, objemový průtok vefukovaného vzduchu a rozměry otvorů, jimiž vzduch vstupuje do tahového komína. Byly proměřeny tři tlakové hladiny vefukovaného vzduchu: 1,5 bar, 3 bar a 5 bar. Objemový průtok vzduchu použitého pro gas-lift byl měněn v rozmezí 0,5 l/min až 50 l/min, a to celkem na 6 úrovních: 0,5 l/min, 1 l/min, 5 l/min, 10 l/min, 30 l/min a 50 l/min. Všechny předešlé kombinace byly proměřeny pro 4 různé velikosti vstupních otvorů vefukovaného vzduchu, kde se jedná o kruhové vstupy s průměry: 0,5 mm, 1 mm, 2 mm a 7 mm. Celkem tedy bylo proměřeno $3 \cdot 6 \cdot 4 = 72$ různých kombinací.

V příloze 2 jsou uvedeny kompletní tabulky výsledků a v příloze 1 jsou uvedeny 3 skupiny grafů zobrazující závislost průtoku vody na průtoku vzduchu, tlaku vzduchu a velikosti vstupních otvorů – grafy Graf 14 až Graf 27.

V této kapitole je uveden a slovně popsán pouze jeden graf z každé skupiny a shrnuty závěry, které lze z měření vyvodit.

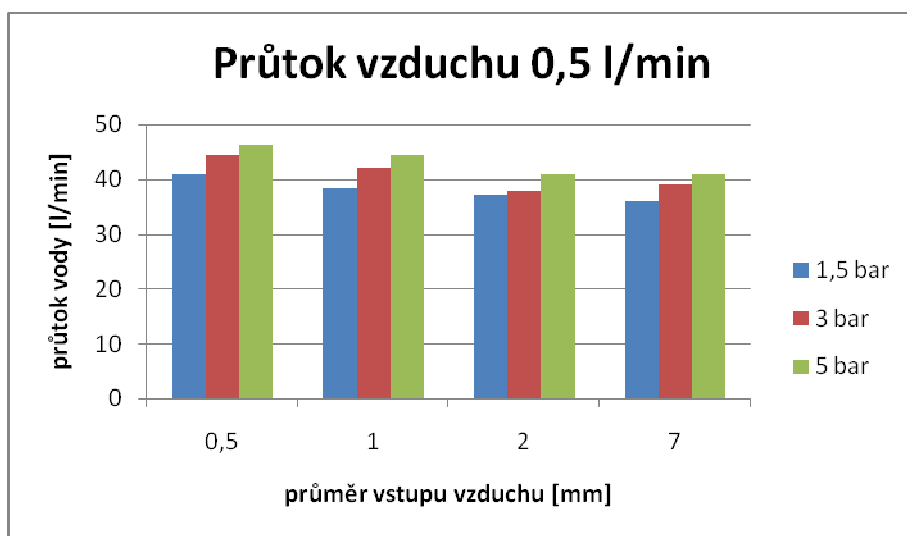
5.2.2.2 *Popis výsledků*

Na grafu 5 je zobrazen průtok vody okruhem v závislosti na průtoku vzduchu použitého pro gas-lift v případě varianty s tlakem vzduchu 1,5 bar. Z grafu je patrné, že pro všechny velikosti vstupních otvorů vzduchu platí velmi podobná závislost průtoku vody okruhem na průtoku vzduchu. Minimální vefukované množství vzduchu bylo 0,5 l/min a už takto malé množství dokáže v DDP vytvořit úctyhodný průtok vody cca 40 l/min. Čím více vzduchu vefukujeme, tím je nárůst průtoku méně strmý a například při zvýšení průtoku vody z 30 na 50 l/min dochází již k pouze malému nárůstu průtoku vody z hodnoty 160 na hodnotu 180 l/min.



Graf 5: Průtok vody okruhem v závislosti na průtoku vzduchu (tlak vzduchu 1,5 bar)

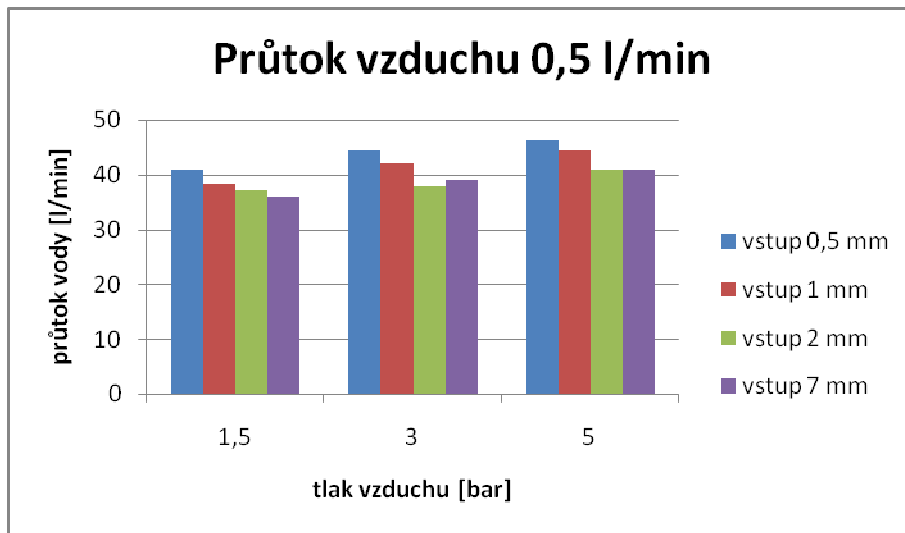
Na grafu 6 je zobrazen průtok vody okruhem v závislosti na průměru vstupních otvorů vzduchu a tlaku vzduchu. Přestože v souladu s očekáváním je vliv velikosti vstupního otvoru vzduchu méně významný než vliv průtoku vzduchu, lze vypořádat určité zákonitosti. Pro hodnotu průtoku vzduchu 0,5 l/min platí, že nejvýhodnější je nejmenší velikost vstupních otvorů, která zajistí tvorbu nejmenších a nejrovnoměrněji rozmístěných bublinek vzduchu. Pro větší vstupní otvory se vytvoří méně větších bublin s různými tvary a velikostmi, a přestože celkový průtok vzduchu je stejný, tak průtok vody je nižší. Například pro průtok vzduchu 0,5 l/min a tlak vzduchu 1,5 bar je 10 % rozdíl mezi průtokem při použití otvorů s průměrem 0,5 mm oproti otvorům s průměrem 2 mm, což jistě není zanedbatelný vliv. Obdobné zákonitosti platí do hodnot průtoku kolem 5 l/min, viz grafy Graf 16, Graf 17, Graf 18 v příloze 1. Při dalším zvyšování průtoku vzduchu je již objemový podíl vzduchu ve směsi tak vysoký, že nelze rozlišit jednotlivé bublinky a vliv velikosti vstupního otvoru vzduchu prakticky vymizí.



Graf 6: Průtok vody okruhem v závislosti na průměru vstupu vzduchu (průtok vzduchu 0,5 l/min)

Na grafu 7 je zobrazena závislost průtoku vody okruhem na tlaku vstupního vzduchu a velikosti vstupních otvorů vzduchu. Je patrné, že s rostoucím tlakem vzduchu stoupá i průtok vody okruhem, což je zjevné, protože pro daný objemový průtok s tlakem plynu roste jeho hmotnostní

průtok, jehož zásluhou roste průtok vody okruhem. Stejně tak je z grafu 7 evidentní, že vhodnější jsou vstupy vzduchu s malým průměrem. Mezi vstupy o průměrech 2 mm a 7 mm jsou již rozdíly v průtoku vody velmi malé. Lze to vysvětlit tím, že průměr 2 mm je již tak velký, že jeho další zvyšování nemá přílišný vliv na velikost a tvar bublinek vzduchu, což lze doložit i obrázky proudového pole uvedenými v příloze 3.



Graf 7: Průtok vody okruhem v závislosti na tlaku vzduchu (průtok vzduchu 0,5 l/min)

5.2.2.3 Shrnutí výsledků:

- Velmi malé vefukované množství vzduchu je schopno zajistit vysoký průtok vody okruhem DDP.
- S rostoucím průtokem vefukovaného vzduchu roste průtok vody okruhem, při nízkých průtocích vzduchu je vliv nárůstu průtoku vzduchu na nárůst průtoku vody velmi výrazný, při vysokých průtocích vzduchu je vliv menší a ze zjištěných závislostí lze předpokládat, že existuje určitá hodnota průtoku vzduchu, pro kterou je průtok vody maximální a nelze ho již nárůstem průtoku vzduchu zvyšovat.
- Při malých průtocích vzduchu nastává vyšší průtok vody v případě, že použijeme otvory vzduchu s nižším průměrem. Pro vysoké průtoky vzduchu závislost průtoku vody na velikosti vstupního otvoru vzduchu prakticky vymizí. Tato závislost je s největší pravděpodobností dána tvarem a velikostí vznikajících bublinek vzduchu, kdy menší a homogenně rozmístěné bublinky jsou vhodnější než velké bublinky různých tvarů.
- Mezi vstupy o průměrech 2 mm a 7 mm jsou při konstantních ostatních parametrech rozdíly v průtoku vody velmi malé. Lze to vysvětlit charakterem proudového pole, kdy rozmístění, tvar a velikost bublin již téměř nezávisí na průměru vstupu vzduchu.

Ze zjištěných závislostí lze učinit zajímavý závěr, a to že efektivita gas-liftu na DDP klesá s narůstajícím průtokem vzduchu tahovým komínem. Průtok vody okruhem DDP sice se vzrůstajícím průtokem vzduchu narůstá, avšak nepoměrně méně v porovnání s nárůstem průtoku vhaněného vzduchu. Z tohoto důvodu si lze při praktickém využití gas-liftu k zajištění cirkulace v primárním okruhu představit více paralelně uspořádaných tahových komínů, přičemž do každého z nich by bylo vhaněno malé množství plynu. Toto uspořádání je účinnější, než použít jeden tahový komín s velkým množstvím vhaněného plynu.

5.3 Měření a vyhodnocení rychlosti bublinek a rychlosti kapaliny v závislosti na parametrech gas-liftu

Nejprve uveďme několik základních vztahů dle literatury [24], které se při výpočtu rychlosti jednotlivých fází dvoufázového proudění využívají. Index g v následujících vztazích označuje plyn (gaz), index l značí kapalinu (liquid). Názvy a rozměry všech veličin jsou uvedeny v seznamu použitých značek a symbolů v úvodu práce.

Pro výpočet rychlosti jednotlivých složek dvoufázového proudění je vhodné zavést veličinu zvanou superficiální rychlost v_{sg} , která je dle vztahu (5.4) definována jako poměr objemového průtoku dané fáze a celkového průtočného průřezu.

$$v_{sg} = \frac{\dot{V}_g}{A}; v_{sl} = \frac{\dot{V}_l}{A} \quad (5.4)$$

Rovnice (5.5) určuje plošný podíl ε určité složky v dvoufázové směsi.

$$\varepsilon_g = \frac{A_g}{A}; \varepsilon_l = \frac{A_l}{A} \quad (5.5)$$

Vztah (5.6) popisuje fakt, že součet plošných podílů jednotlivých složek směsi je roven jedné.

$$\varepsilon_g + \varepsilon_l = 1 \quad (5.6)$$

Rychlost dané složky ve směsi je rovna podílu jejího objemového průtoku a průtočné plochy dle rovnice (5.7).

$$v_g = \frac{\dot{V}_g}{A_g}; v_l = \frac{\dot{V}_l}{A_l} \quad (5.7)$$

Dosazením rovnic (5.4) a (5.5) do rovnice (5.7) dostáváme vztah (5.8).

$$v_g = \frac{v_{sg}}{\varepsilon_g}; v_l = \frac{v_{sl}}{\varepsilon_l} \quad (5.8)$$

Dosazením vztahu (5.4) do (5.8) dostáváme vztah (5.9), z něž je patrné že pro určení rychlosti dané složky ve dvoufázovém proudění musíme znát nejen její objemový průtok \dot{V} , ale i objemový podíl ε .

$$v_g = \frac{\dot{V}_g}{A \cdot \varepsilon_g}; v_l = \frac{\dot{V}_l}{A \cdot \varepsilon_l} \quad (5.9)$$

Jednou ze základních veličin charakterizujících dvoufázové proudění kapaliny a plynu ve vertikálním kanálu je poměr rychlosti plynu a rychlosti kapaliny, který se nazývá skluz plynu (Gas Slippage). S využitím rovnic (5.6) a (5.8) lze skluz plynu zapsat ve tvaru rovnice (5.10).

$$S = \frac{v_g}{v_l} = \frac{v_{sg}(1-\varepsilon_g)}{v_{sl}\varepsilon_g} \quad (5.10)$$

Získání informace o rychlosti jednotlivých fází ve dvoufázovém proudění je obtížný úkol. Principiálně existují dva základní způsoby, jak rychlost jednotlivých fází zjistit. Prvním způsobem je přímé měření rychlosti jednotlivých fází ve směsi, což je ale pro většinu aplikací velmi obtížné. Druhým způsobem je výpočet rychlosti jednotlivých fází s využitím rovnice (5.9) na základě měření jejich objemového průtoku a objemového podílu ve směsi. Měření objemového průtoku jednotlivých složek bývá zpravidla relativně snadné, jestliže je možné měřit obě fáze odděleně.

Toto platí u DDP, kdy rotametrem měříme samostatně průtok vzduchu pro gas-lift a indukčním průtokoměrem měříme průtok vody okruhem. Měření objemového podílu jednotlivých složek ve směsi je obtížnější, protože závisí i na relativním rozdílu rychlostí jednotlivých složek. O měření objemového podílu plynné fáze je pojednáno v kapitole 5.5.

Situace se výrazně zjednodušuje, jestliže lze učinit předpoklad, že se obě fáze pohybují stejnými rychlostmi, jak je tomu v případě rozptýleného bublinkového toku (Dispersed Bubble Flow). Poté se rychlost směsi vypočte jednoduše, jako by se jednalo o jednofázové proudění, tedy jako podíl objemového průtoku směsi a průtočného průřezu.

5.3.1 Měření rychlosti bublinek vzduchu a rychlosti vody na DDP pomocí PIV

Rychlost obou fází v tahovém komínu DDP byla měřena ve vzdálenosti 70 cm od místa vstupu vzduchu, což je současně cca 1 metr pod hladinou vody v KO. Je zřejmé, že vlivem stlačitelnosti vzduchu a rozdílného tlaku vodního sloupce po výšce kanálu se mění také rychlost vzduchových bublinek po výšce kanálu. Proměření kompletní závislosti rychlosti plynné fáze na parametrech gas-liftu a na poloze v tahovém komíně je však úkol nesmírně časově náročný a není ani cílem této práce.

Měření rychlosti vody při dvoufázovém proudění pomocí PIV bylo provedeno s využitím fluorescenčních referenčních částic a optického flitru umístěného na kameru, který nepropustí vlnovou délku laserového paprsku. Princip tohoto typu PIV měření je vysvětlen v kapitole 5.1.2. Bylo sejmuto 100 obrázků pro každou variantu a vykreslena vektorová pole. Pro každou variantu bylo určeno 5 řezů, ve kterých se nenachází žádná bublinka vzduchu a v těchto řezech byl proměřen profil rychlosti a následně střední rychlost. Jelikož se v řezu nenachází žádná bublinka, jedná se pouze o rychlost vody.

Rychlosti bublinek vzduchu byly měřeny při výrazně nižším světelném výkonu laseru kvůli silným odrazům světla na povrchu bublinek, jež by mohly zničit CCD čip kamery. Opět bylo sejmuto 100 obrázků pro každou variantu. Rychlost jedné konkrétní bublinky byla vyhodnocena ze dvou po sobě jdoucích snímků změřením jejího posunutí při znalosti časového kroku mezi dvojicí snímků. Pro každou variantu bylo takto náhodně vybráno 10 konkrétních bublinek na 10 různých snímcích, byly vyhodnoceny jejich rychlosti a z nich byla vypočtena průměrná rychlost bublinek pro danou variantu.

Pomocí PIV je možné měřit rychlost jednotlivých fází v tahovém komínu DDP pouze při malých objemových podílech vzduchu, jelikož pro výpočet je nutné, abychom byli schopni rozlišit jednotlivé bublinky. Z tohoto důvodu byly proměřeny pouze varianty s průtokem vzduchu 0,5 l/min a 1 l/min. Verze vyhodnocovacího softwaru PIV, která je k dispozici na KKE, nemá však zabudován algoritmus pro vyhodnocení rychlosti jednotlivých fází, a proto je jejich určení časově náročné a navíc zatížené relativně velkou chybou.

Výsledky měření jsou znázorněny v Tab. 11.

Lze učinit následující závěry:

- Rychlost bublinek v tahovém komíně je zhruba 2 až 3 krát větší, než je rychlost vody. Rychlost bublinek pro jednotlivé měřené varianty se pohybuje v rozmezí 457 mm/s až 560 mm/s, rychlost vody se pohybuje mezi hodnotami 142 mm/s a 299 mm/s.

- Varianty s nižším tlakem a nižším průtokem vzduchu mají větší skluz, což je podíl rychlostí obou fází, než varianty s vyšším tlakem a průtokem vzduchu.

průměr vstupu 0,5 mm				
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/min]	střední rychlost vody [mm/s]	střední rychlost bublinek [mm/s]	skluz [-]
1,5	0,5	204	503	2,46
1,5	1	223	523	2,35
5	0,5	235	547	2,33
5	1	299	553	1,85
průměr vstupu 1 mm				
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/min]	střední rychlost vody [m/s]	střední rychlost bublinek [mm/s]	skluz [-]
1,5	0,5	157	475	3,03
1,5	1	230	490	2,13
5	0,5	205	500	2,43
5	1	275	550	2,00
průměr vstupu 2 mm				
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/min]	střední rychlost vody [m/s]	střední rychlost bublinek [mm/s]	skluz [-]
1,5	0,5	142	457	3,21
1,5	1	190	505	2,65
5	0,5	175	530	3,02
5	1	261	560	2,15
průměr vstupu 7 mm				
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/min]	střední rychlost vody [m/s]	střední rychlost bublinek [mm/s]	skluz [-]
1,5	0,5	173	460	2,66
1,5	1	231	480	2,08
5	0,5	208	480	2,31
5	1	256	545	2,13

Tab. 11: Střední rychlost bublinek a vody v závislosti na parametrech gas-liftu

Především výpočet rychlosti bublinek prováděný tím způsobem, jak je prezentováno v této práci, je značně časově náročný a nedovoluje pro výpočet střední rychlosti bublinek použít velké množství snímků. Z tohoto důvodu je nutné počítat s relativně velikou chybou měření. Tuto chybu by bylo možné výrazně snížit, pokud by se střední rychlost bublinek vypočítávala z většího množství hodnot, k čemuž by však byl třeba odpovídající software.

Chybu měření rychlosti bublinek lze odhadnout porovnáním průtoku vzduchu změřeného pomocí rotometru s průtokem vzduchu vypočítaným z měřené rychlosti bublinek a z objemového podílu vzduchu v tahovém komíně.

Pro průtok vzduchu tahovým komínem platí rovnice:

$$\dot{V}_g = v_g \cdot A \cdot \varepsilon_g \quad (5.11)$$

Objemový podíl ε_g vzduchu ve směsi, který potřebujeme znát, abychom mohli vyřešit rovnici (5.11), se určí z rovnice (5.12), jež vznikne dosazením vztahu (5.4) do vztahu (5.10) a následnou úpravou.

$$\varepsilon_g = \frac{\dot{V}_{g2}}{S \cdot \dot{V}_l + \dot{V}_{g2}} \quad (5.12)$$

V rovnici (5.12) známe skluz S , což je podíl změřených rychlostí bublinek a vody, objemový průtok vody \dot{V}_l změřený indukčním průtokoměrem a objemový průtok vzduchu \dot{V}_{g2} změřený rotametrem a přepočítaný na tlak v tahovém komíně. Známe všechny hodnoty na pravé straně rovnice (5.12), můžeme tedy vypočítat ε_g .

Pro určení ε_g z rovnice (5.12) je nutné přepočítat objemový průtok vzduchu \dot{V}_{g1} změřený pomocí rotametru na objemový průtok vzduchu v tahovém komíně, kde je odlišný tlak. Toto provedeme s využitím rovnice (5.13) polytropické změny ideálního plynu.

$$p \cdot \dot{V}^n = konst \rightarrow p_1 \cdot \dot{V}_{g1}^n = p_2 \cdot \dot{V}_{g2}^n \rightarrow \dot{V}_{g2} = \dot{V}_{g1} \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (5.13)$$

Indexem 1 v rovnici (5.13) označujeme tlak a objemový průtok vzduchu v místě měření rotametrem, index 2 značí hodnoty v tahovém komíně. Statický tlak v tahovém komíně je přibližně roven součtu atmosférického tlaku a hydrostatického tlaku 1 metr pod hladinou, což je celkem 1,1 bar. Polytropický exponent byl zvolen jako $n = 1,2$. V případě, že by se jednalo o izotermickou expanzi, byl by polytropický exponent roven jedné. Naopak pokud by šlo o expanzi izoentropickou, byl by exponent n roven hodnotě 1,4 (Poissonova konstanta κ). Přesně o izotermickou expanzi se nejedná, protože při expanzi dochází k ochlazení plynu, které pravděpodobně nestíhá být kompenzováno dodávkou tepla z okolí. Na druhou stranu se nejedná přesně ani o expanzi izoentropickou, protože plyn je zahříván vlivem tlakových ztrát v hadicích. Proto byl zvolen exponent $n = 1,2$, který je mezi dvěma limitními hodnotami pro izotermickou a izoentropickou expanzi. Pro přesný výpočet polytropického exponentu by bylo nutné měřit teplotu plynu před expanzí, to je na výstupu z kompresoru, a po expanzi, to je na vstupu do tahového komína.

Přibližná chyba měření se určí ze dvou hodnot objemového průtoku v tahovém komíně získaných různými způsoby dle vztahu (5.14).

$$chyba = \left(1 - \frac{\dot{V}_{g2}}{\dot{V}_g}\right) \cdot 100[\%] \quad (5.14)$$

V příloze 2 se nachází tabulka Tab. 13 obsahující všechny měřené a počítané parametry dvoufázového proudění. V Tab. 13 jsou zapsány i chyby měření. Maximální takto odhadnutá chyba je 15%, což je dobrý výsledek, uvážíme-li všechna omezení, která byla popsána v této kapitole.

5.4 Zmapování velikosti bublinek v závislosti na jejich vzdálenosti od vstupu vzduchu

Na účinnost gas-liftu má vliv nejen množství vefukovaného plynu, ale také tvar, velikost a prostorové rozmístění bublinek plynné fáze, které se ve vertikálním kanálu běžně charakterizuje pomocí proudových režimů dvoufázového proudění uvedených v kapitole 4.1.2. Na DDP je

velikost bublinek vzduchu ovlivňována velikostí vstupních otvorů vzduchu. Jak již bylo řečeno, jsou k dispozici různé skupiny redukčních vložek, které se zakládají mezi tlakovou hadici a vstup vzduchu do DDP (viz Obr. 13), pomocí nichž lze měnit průměr vstupního otvoru ve čtyřech úrovních – 0,5 mm, 1 mm, 2 mm a 7 mm.

Z Graf 6 v kapitole 5.2.2 je zřetelné, že průtok vody okruhem DDP je závislý na velikosti vstupních otvorů vzduchu, potažmo na velikosti bublinek. Z tohoto důvodu je zajímavé mít představu o velikosti bublinek vzduchu při různých režimech gas-liftu.

Jelikož vzduch je stlačitelný, tak se ve dvoufázové směsi mění velikost jeho bublinek vlivem okolního tlaku, potažmo vlivem vzdálenosti bublinky od volné hladiny. Navíc jak bublinky stoupají tahovým komínem, mají za určitých podmínek tendenci se shlukovat, čímž klesá jejich počet a narůstá velikost.

Pro zmapování velikosti bublinek v závislosti na jejich vzdálenosti od vstupu, případně pro popsání charakteru konkrétních proudových režimů vyskytujících se v tahovém komínu DDP bylo pro vybrané měřené varianty pomocí PIV aparatury zaznamenáno proudové pole po výšce tahového komína. Při záznamu snímků byl vypnutý pulzní laser a k osvětlení snímků byl použit stroboskop, časově synchronizovaný se záběrem kamery. Kontinuální osvětlení není vhodné, protože vzhledem k charakteristikám kamery dochází k rozmazání obrázků.

Vybrané kombinace snímků jsou k nahlédnutí v příloze 3. Všechny pořízené fotografie jsou k dispozici na přiloženém DVD ve složce *DDP / měření / výsledky / nucená konvekce / foto_proudění*.

Z pořízených snímků je možné ve vyhodnocovacím softwaru pro PIV určit rozměry jednotlivých bublinek. Aby bylo možné porovnávat velikost bublinek, je zvolen následující postup, který připodobňuje bublinky k elipse. Vždy je změřen maximální a minimální rozměr bublinky d_{max} a d_{min} . Na základě těchto údajů se vypočte obsah ekvivalentní elipsy s rameny a a b :

$$A_{el} = \pi \cdot a \cdot b = \pi \cdot \frac{d_{max}}{2} \cdot \frac{d_{min}}{2} \quad (5.15)$$

Ze získaného A_{el} se následně vypočte tzv. ekvivalentní průměr, což je průměr kružnice s obsahem rovným A_{el} . Na základě takto vypočteného ekvivalentního průměru jsou pak porovnávány velikosti bublinek.

Z analýzy pořízených snímků lze o charakteru dvoufázového proudění v tahovém komínu DDP učinit následující závěry:

- Pro všechny varianty platí, že posuzovat rozměry jednotlivých bublinek lze pouze pro průtoky do 5 l/min, protože nad touto hodnotou je již množství plynné fáze tak velké, že nelze rozlišit jednotlivé bublinky. V následujících bodech jsou proto porovnávány především varianty s nízkými průtoky vzduchu.
- Kromě varianty s průměrem vstupu 0,5 mm se u všech variant vyskytuje problém, že při nižších průtocích neproudí vzduch do tahového komína všemi vstupy. Tento jev je tím výraznější, čím nižší je průtok vzduchu a větší průměr vstupu. Pro nejhorší kombinaci, to je pro vstup s průměrem 7 mm a průtok 0,5 l/min při tlaku 1,5 bar, proudí vzduch do tahového komína pouze dvěma otvory. Toto je pravděpodobně způsobeno nerovnoměrností tlakových ztrát v různých přívodech vstupu.

- Pro vysoké průtoky vzduchu, to je od 10 l/min výše, je pro daný průtok vzduchu charakter dvoufázového proudění téměř nezávislý na velikosti vstupu vzduchu viz Obr. 14 a Obr. 15 v příloze 3. Tomu odpovídá i průtok vody, který je pro vysoká množství vefukovaného vzduchu nezávislý na průměru vstupu viz Graf 20 Graf 21 v příloze 1.
- V případě varianty se vstupem vzduchu o průměru 0,5 mm vznikají nejmenší bublinky vzájemně podobných rozměrů a tvarů, které jsou po průřezu nejrovnoměrněji rozmístěné. Jedná se o bublinkový režim proudění, viz kapitola 4.1.2. V případě, že je nízký průtok vzduchu, to je pod 5 l/min, nemají bublinky tendenci vytvářet větší shluky a lze rozlišit jednotlivé bublinky po celé výšce komína. Bublinky mají kulové či eliptické tvary a ekvivalentní průměr naprosté většiny z nich se pohybuje od 3 mm do 8 mm v závislosti na vzdálenosti bublinek od vstupu vzduchu.
- U varianty s průměrem vstupu 1 mm a nejmenším průtokem je větší rozptyl ve velikosti i tvaru bublinek, jejichž ekvivalentní průměr nabývá hodnot od 5 mm do 10 mm, stále se však jedná o bublinkový režim. Při vyšších průtocích mají bublinky tendenci tvořit větší shluky. Pro nejmenší průtoky vzduch proudí do tahového komína pouze třemi až pěti vstupy.
- Varianta s průměrem vstupu 2 mm je, co se týče charakteru bublinek, poměrně výrazně odlišná od předchozích dvou variant, kde se jednalo o typický bublinkový režim. V tomto případě dochází ke shluku bublinek ihned po jejich vstupu do tahového komína a ekvivalentní průměr vzniklých shluků se pohybuje mezi 20 a 30 mm. Kolem těchto velkých shluků proudí malé množství drobných bublinek.
- Charakter dvoufázového proudění u varianty s průměrem vstupu 7 mm se téměř neliší od charakteru proudění u varianty se vstupem 2 mm, čemuž odpovídá i velmi podobný průtok vody generovaný gas-liftem. Lze tedy usoudit, že zvyšování průměru vstupu vzduchu nad hodnotu 2 mm má na velikost bublinek i průtok vody okruhem minimální vliv.

5.5 Návrhy na další měření vícerozměrného dvoufázového proudění na DDP

Jednou ze základních veličin, která udává charakter dvoufázového proudění a která umožňuje počítat rychlosti obou fází, je objemový podíl jednotlivých fází ve směsi. Pokud lze rychlosti obou fází považovat za shodné, což platí v případě disperzního bublinkového režimu, je možné objemový podíl plynné fáze ε_g jednoduše vypočítat ze znalosti objemových průtoků obou složek. Pokud se však obě fáze pohybují rozdílnými rychlostmi, což je většinový případ, tak je nutné navíc měřit rychlost obou fází a ε_g dopočítat ze vztahu (5.12). Tímto způsobem byl výpočet proveden v případě DDP. Jak ale již bylo řečeno, měření rychlosti jednotlivých složek dvoufázového proudění je značně problematické a většinou se postupuje obráceně. Tedy měří se zvlášť průtok obou fází a objemový podíl ε_g plynné fáze a ze znalosti těchto dvou hodnot se počítá rychlost jednotlivých fází. Pro DDP tedy platí, že při znalosti objemového průtoků vzduchu a vody je informace o ε_g ekvivalentní s informací o rychlosti obou složek.

Na DDP bylo pomocí PIV možno proměřit rychlosti plynné fáze pouze pro varianty s průtokem vzduchu 0,5 l/min a 1 l/min, kdy je možné rozlišit jednotlivé bublinky. Pro vyšší objemové průtoky vzduchu tento postup není možný. I z tohoto důvodu je vhodné doplnit DDP přídatným měřicím zařízením, které by umožňovalo získat informaci o ε_g , potažmo o rychlosti jednotlivých fází v případě vysokých průtoků vzduchu.

V literatuře je popsána řada možných metod měření objemového podílu plynné fáze. V zásadě lze tyto metody rozdělit na tři základní skupiny, podle dimenze měřicí oblasti [25]:

- lokální metody měření

Měřicí oblast je co nejmenší a má představovat jeden určitý bod v prostoru. Sonda musí být co nejmenší a její odezva co nejrychlejší. Z metod spadajících do této kategorie lze pro měření na DDP reálně uvažovat pouze o drátkových anemometrech. Na KKE jsou však k dispozici pouze anemometry pro měření v plynu.

- měření průměrné hodnoty po přímce nebo po ploše vedené měřenou oblastí

Základním principem je, že zeslabení paprsku určitého záření při průchodu dvoufázovou směsí je závislé na objemovém podílu plynné fáze. Může se jednat o záření β , γ , rentgenové, případně neutronové. Tyto metody však není možné uvažovat pro měření na DDP především vzhledem k vysoké ceně měřicí aparatury.

- objemové metody měření

Výsledkem měření je v tomto případě informace o průměrném podílu fází v určitém objemu. Z těchto metod připadá v úvahu jednoduchá metoda měření tlakového spádu, kdy se měří statický tlak ve dvou různých výškách tahového komína a z rozdílu tlaků lze usuzovat na hustotu dvoufázové směsi, potažmo na objemový podíl plynu ε_g . Toto lze však provést pouze pro dostatečně malé rychlosti proudění, kdy můžeme zanedbat tlakovou ztrátu vzniklou vlivem proudění směsi.

Lze také uvažovat o měření na principu změny elektrického odporu dvoufázové směsi v komínu DDP v závislosti na podílu plynné fáze. V principu se do měřeného úseku umístí dvě elektrody a měří se elektrický odpor mezi nimi. Problémem je, že pokud jsou tyto elektrody více vsunuty do proudu směsi, tak značně ovlivňují proudění, a pokud jsou naopak velmi blízko u stěny kanálu, tak je měření zatíženo relativně velkou chybou. Řešením je použití většího množství elektrod, které jsou součástí stěny trubky.

5.6 Návrhy na úpravy a měření na DDP:

S využitím zkušeností získaných při konstrukci a provozu DDP jsou v následující kapitole navrženy některé konstrukční úpravy a uvedeny náměty na další měření a výpočty.

- Výměník tepla

Zásadní úpravou pro zvýšení parametrů přirozené konvekce je návrh a konstrukce výkonnějšího výměníku tepla, což by umožnilo dosáhnout většího ΔT mezi AZ a výměníkem. Mělo by se jednat pravděpodobně o výměník typu trubka v trubce, případně jiný typ výměníku chlazený vodou. V halové laboratoři KKE je k dispozici nádrž o objemu 1 m^3 s destilovanou vodou, která by mohla sloužit jako zdroj chladicí vody. V případě dostatku chladicího výkonu by bylo možné i zvýšit výkon topného tělesa v AZ.

- Homogenizační nádoba

Další úpravou je návrh a konstrukce jakési homogenizační nádoby umístěné mezi přívody vzduchu od tlakových hadic a vstupy do tahového komína tak, aby byl zajištěn rovnoměrný vstup tlakového vzduchu do tahového komína všemi otvory.

- Regulační obvod

Až bude připraven výkonnější tepelný výměník, bylo by také vhodné navrhnout jednoduchý regulační obvod, jehož akční orgán by působil na výkon topného tělesa, a tak udržoval vodu v DDP na konstantní střední teplotě.

- Systém odvodu plynu z KO

Původně bylo zamýšleno navrhnout systém odvodu plynu z KO. Byly obavy, že drobné bublinky vzduchu, které vznikají v tahovém komíně při průtoku plynu, by mohly ve vodě zůstat a procházet i částí okruhu, kde jsou bublinky nežádoucí. Pokud by se bublinky dostávaly do oblasti měření průtoku vody, zanášelo by to do měření výraznou chybou. Tyto obavy se však nepotvrdily a do spodní části DDP se nedostává prakticky žádný vzduch. Z tohoto důvodu tedy není systém odvodu plynu z KO nutný. Avšak na skutečném zařízení pracujícím s tekutými solemi a heliem jako plynem pro gas-lift je takovýto systém nezbytný pro čištění helia od plynných štěpných produktů a jeho odvod zpět do tahového komína. Systém odvodu plynu z KO na DDP by mohl být navržen jako model takového systému.

- Měření teploty tlakového vzduchu

Aby bylo možné přesně určit objemový průtok vzduchu tahovým komínem, je nutné znát parametry jeho expanze z tlaku v kompresoru na tlak v tahovém komíně na úrovni vstupů vzduchu. Proto je nutné znát kromě tlaků i teploty před a po expanzi vzduchu. Bylo by tedy vhodné navrhnout odpovídající měření.

- Měření objemového podílu vzduchu

Jak již bylo řečeno, momentálně není možné měřit rychlosti jednotlivých fází ve směsi pro oblasti vyšších průtoků vzduchu. Pro získání informace o rychlostech obou fází by bylo vhodné provést měření objemového podílu vzduchu v tahovém komíně. Lze využít měřicí metody popsané v kapitole 5.5.

- Numerický výpočet dvoufázového proudění

Bylo by vhodné vypočítat vliv přirozené konvekce a gas-liftu na průtok okruhem DDP pomocí softwaru ANSYS, který je k dispozici na KKE FST a jehož aktuální verze má implementováno velké množství numerických metod pro výpočty dvoufázového proudění. S využitím výsledků v této práci by poté bylo možné validovat numerický výpočet a následně propočítat obdobný systém s tekutými solemi a heliem namísto vody a vzduchu. Pro tvorbu výpočtové sítě pro numerický výpočet je možné využít CAD modelu DDP provedeného v programu Catia V5, který je k dispozici na přiloženém DVD ve složce DDP / výrobní výkresy / CAD model DDP. Tento model je možné importovat do systému ANSYS a následně využít pro tvorbu výpočtové sítě.

6 Závěr

Tato práce má tři základní části. První částí je rešerše současného stavu vývoje reaktorů IV. generace s kapalnou palivovou směsí. Jsou zde popsány jednotlivé typy systémů, uveden postup vývoje reaktorů MSR a ADTT od jejich počátku do současnosti a v závěru jsou zhodnoceny výhledy této technologie do budoucna.

V druhé části je proveden výpočet teplosměnné plochy primárního výměníku reaktoru ADTT o výkonu 50 MWt. Jsou zde popsány charakteristické fyzikální parametry tekutých solí, které výrazně vstupují do tepelného výpočtu, a tím ovlivňují konstrukci výměníku. Je řešeno více variant a na základě řady kritérií je vybrána ta nejvhodnější. Následuje jednoduchý výpočet teplotní dilatace teplosměnných trubek výměníku a návrh vhodného řešení.

V poslední a nejrozsáhlejší části je popsána konstrukce a uvedení do provozu experimentálního zařízení s názvem Demonstrátor dvoufázového proudění (DDP). Cílem stavby tohoto zařízení je zmapovat možnosti použití systému gas-lift pro zajištění cirkulace chladiva v primárním okruhu reaktoru MSR. Jsou popsána měření přirozené konvekce a gas-liftu na DDP, dále jsou prezentovány a vyhodnoceny výsledky těchto měření. Na konci práce jsou navrženy některé konstrukční úpravy DDP a uvedeny náměty na další měření a výpočty.

Tato práce má dle mého názoru přínos ve dvou směrech. Za prvé přináší ucelený pohled na vývoj a význam technologie jaderných reaktorů s kapalnou palivovou směsí. Za druhé vidím přínos práce ve zkonstruování DDP a v měření na tomto zařízení. Tímto jsou poskytnuty první experimentální podklady pro Katedru energetických strojů a zařízení na FST ZČU pro výzkum gas-liftu za účelem zajištění cirkulace chladiva v primárním okruhu reaktorů s kapalnou palivovou směsí.

Použitá literatura

KNIŽNÍ PUBLIKACE

- [1] HRON, M.: *Jaderné reaktory IV generace, ÚJV Řež*
- [2] BLAHUT, O.: *Analýza dispozičního a konstrukčního řešení primárního výměníku reaktoru ADTT, ZČU Plzeň, 2001*
- [3] BEČVÁŘ, J.; a kol.: *Jaderné elektrárny. SNTL Praha, 1981*
- [4] VALENTA, V.: *Problémy plynového výtahu (Gas-lift), ZČU*
- [5] VALENTA, V.: *Charakteristiky reaktorů MSR, ZČU, 2011*
- [6] VALENTA, V.: *Podklady pro projektové zadání transmutoru vyšších aktinidů na bázi fluoridových solí, Ústav jaderné fyziky AV ČR, 2003*
- [7] ROSENTHAL, M.W.: *An Account of Oak Ridge National Laboratory's Thirteen Nuclear Reactors, ORNL/TM-2009/181*
- [8] LEBLANC, D.: *Denaturated Molten Salt Reactors (DMSR): An Idea Whos Time Has Finally Come?, Carleton Univ., Ottawa, Canada*
- [9] WARCHILOVÁ, T.: *Laterální mapování povrchu kovových materiálů pomocí LA-ICP-MS, Masarykova Univerzita, Brno 2011*
- [10] ZDEBOR, J.: *Přednášky z předmětu primární okruh jaderné elektrárny, KKE ZČU, 2011*
- [11] VENNERI, F.; WILLIAMSON, M.; LI, N.; HOUTS, M.; MORLEY, R.; BELLER, D.; SAILOR, W.; LAWRENCE, G.: *Disposition of Nuclear Wastes Using Subcritical Accelerator-Driven Systems, LANL, 1999*
- [12] MATAL, O.; ŠIMON, T.; FIEDLER, J.; MATAL, O.; ŽALOUDEK, J.: *Analýza podkladových návrhů pro zahájení přípravy projektového řešení sekundárního okruhu v návazných systémech transmutoru, příprava experimentů a jejich ověření, 2003*
- [13] ČULÍK, J.: *Měření proudového pole pomocí PIV s využitím boroskopů, ZČU Plzeň, 2010*
- [14] CANTOS, S. a kol.: *Physical Properties of Molten-Salt Reactor Fuel, Coolant, and Flush Salts, ORNL, 1968*
- [15] HRON, M.: *Development of a New Nuclear Reactor Concept with Liquid Fuel Based on Molten Fluorides for Reducing the Amount and Hazard of Nuclear Waste and an Effective Changeover to Th-U233 Fuel Cycle in the Frame of the National Consortium "Transmutation" in the Czech Republic, ÚJV Řež*
- [16] CYWINSKI, R a kol.: *Towards an Alternative Nuclear Future, ThorEA, 2009-2010*
- [17] BRENNEN, CH.: *Fundamentals of Multiphase Flows, California Institute of Technology, Pasadena, California, USA, 2005*
- [18] LINHART, J.: *Termomechanika-stručné učební texty, ZČU*
- [19] JAKOB, M.: *Heat Transfer, Illinois Institute of Technology, John Wiley & Sons Inc, 1949*
- [20] SKLENÁŘ, O.: *Návrh výměníku tepla v uzavřeném okruhu s plynovou turbínou, Fakulta strojního inženýrství, VUT Brno, 2008*
- [21] HRON, M.: *Jaderné reaktory IV. generace-Role jaderné energie v udržitelném rozvoji a současný stav a nejbližší budoucnost světového projektu vývoje jaderných reaktorů s kapalným palivem a Th-U palivovým cyklem, ÚJV Řež a.s., přednáška ze dne 21.3.2012 na půdě KKE ZČU*
- [22] RENAULT, C.; GUÉRARD, C.: *The Molten Salt Reactor GIF System Development Progress Status, 4th INPRO-GIF Interface Meeting, Vienna, 2010*

- [23] SUCHOPÁR, M.: *Příprava měření vlastností neutronového pole v okolí solného kanálu umístěného v aktivní zóně reaktoru LR-0 pomocí neutronové aktivační analýzy*, FJFI ČVUT, Praha, 2010
- [24] VALENTA, V.: *Dvoufázové proudění v problémech jaderné energetiky a techniky*, ZČU, 2012
- [25] CHEXAL, B.; MERILO, M.; MAULBETSCH, J.; a kolektiv: *Void Fraction Technology for Design and Analysis*, UB/TIB Hannover, 1997

PUBLIKACE NA INTERNETU

- [26] <http://world-nuclear.org/info/inf54.html>
- [27] http://en.wikipedia.org/wiki/Thorium_fuel_cycle
- [28] <http://nextbigfuture.com/2010/10/partnerships-toward-miniFUJI-thorium.html>
- [29] <http://nucleargreen.blogspot.com/2010/10/furukawa-and-mrfukushima-reveal-future.html>
- [30] <http://energyfromthorium.com/2011/01/30/china-initiates-tmsr/>
- [31] SNEPT: *Strategic Research Agenda*, květen 2009
- [32] <http://itheo.org/information>
- [33] *The Molten Salt Reactor: GIF System Development and Progress Status, 4th INPRO and GIF Interface Meeting*, Vienna, 2010
- [34] <http://nextbigfuture.com/2007/12/FUJI-molten-salt-reactor.html>
- [35] http://en.wikipedia.org/wiki/Gas_lift, 2011
- [36] *Status of Small Reactor Designs Without On-Site Refuelling*, IAEA, 2007
- [37] <http://thoriumcouncil.com/introduction.htm>
- [38] HAYNESS INTERNATIONAL INC.: *Haltelloy N alloy*, Kokomo, Indiana, USA, 2002

Seznam přejetých obrázků

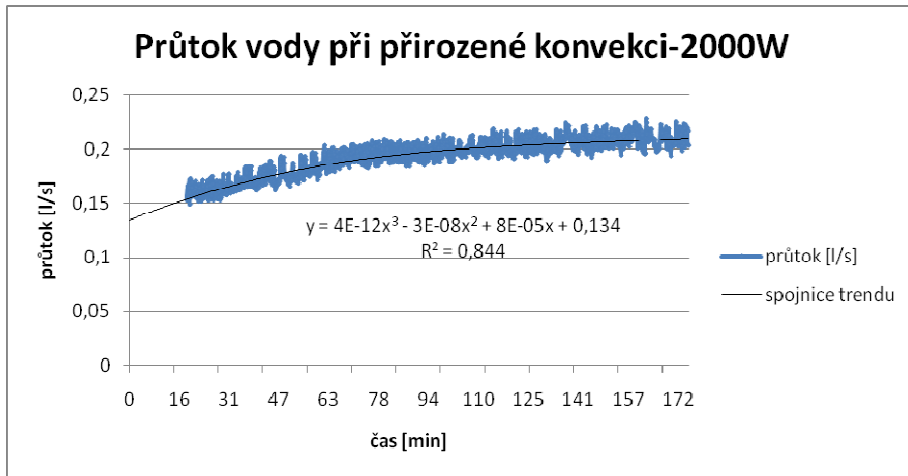
- [1] Obr. 1: http://en.wikipedia.org/wiki/Molten_salt_reactor
- [2] Obr. 2: VALENTA, P.: *Světlá budoucnost vyhořelého paliva*,
- [3] Obr. 11: KOPECKÝ V.: *Laserová anemometrie v mechanice tekutin*. Liberec, 2008

Seznam příloh

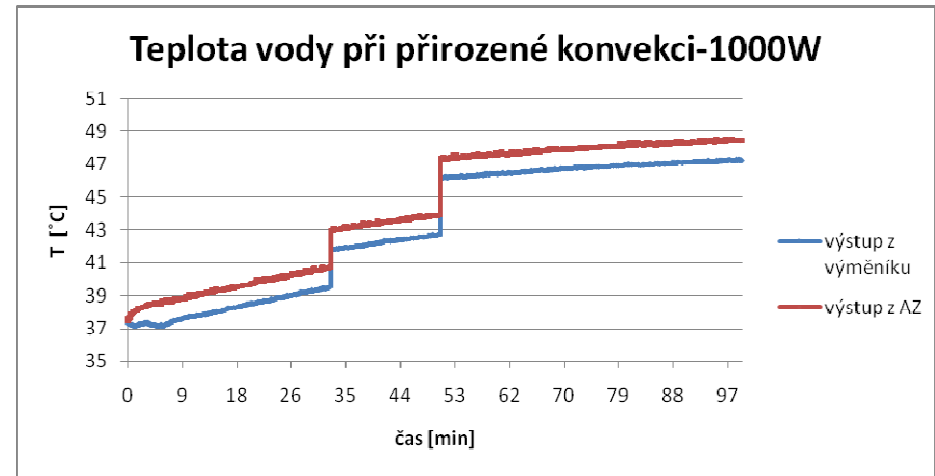
- Příloha č. 1: Grafické znázornění naměřených hodnot
- Příloha č. 2: Tabulky měřených a vypočítaných hodnot
- Příloha č. 3: Fotografie dvoufázového proudění v tahovém komínu DDP
Fotografie DDP a uspořádání experimentu

PŘÍLOHA č. 1

Grafické znázornění naměřených hodnot



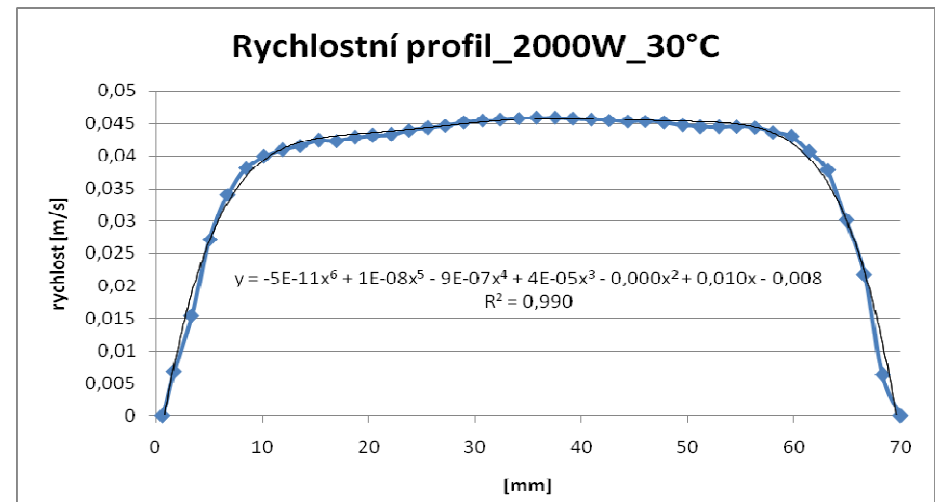
Graf 8: Průtok vody při přirozené konvekci v závislosti na čase pro výkon 2000 W



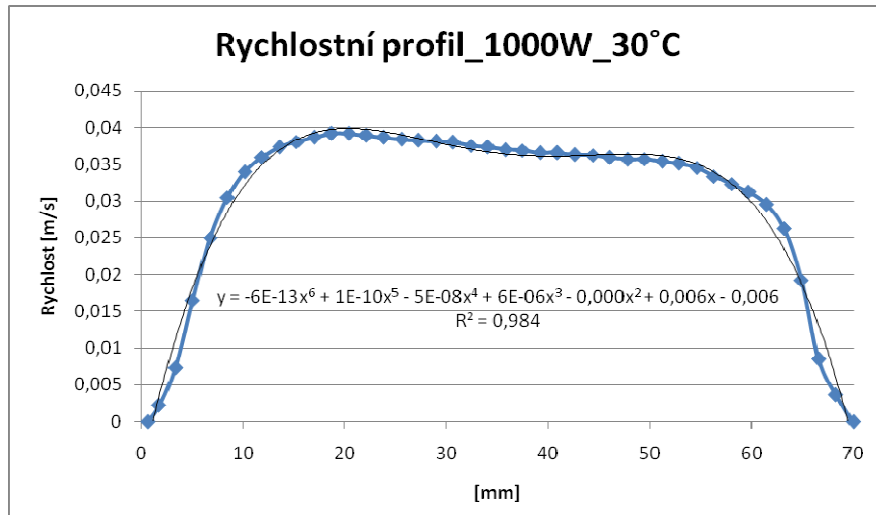
Graf 10: Teplota vody při přirozené konvekci v závislosti na čase pro výkon 1000 W



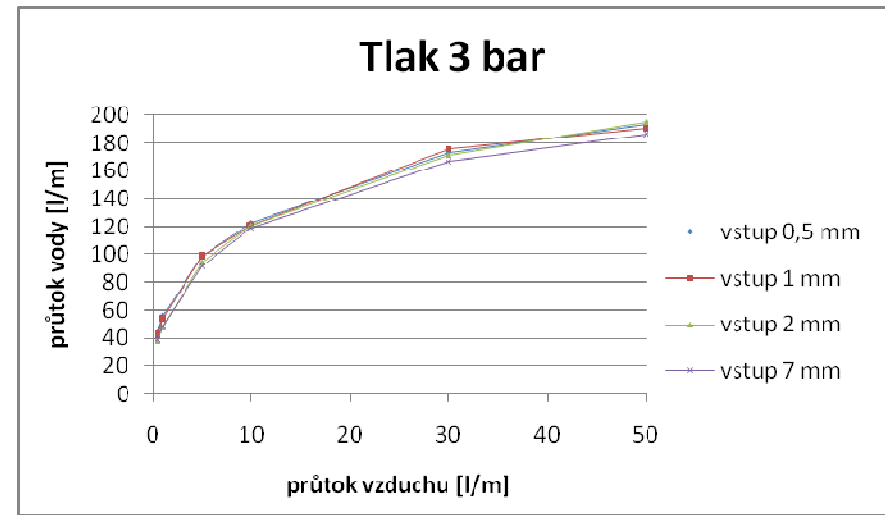
Graf 9: Průtok vody při přirozené konvekci v závislosti na čase pro výkon 1000 W



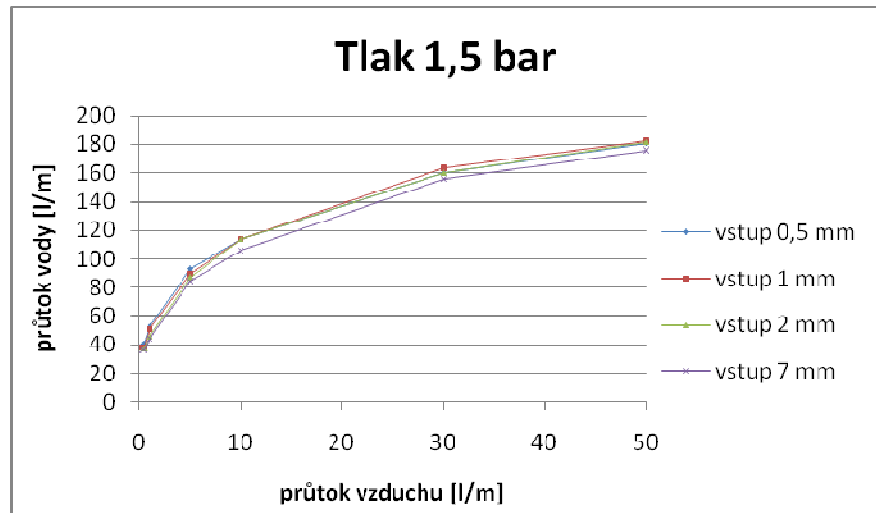
Graf 11: Rychlostní profil při přirozené konvekci pro (výkon 2000 W a $T_s = 30^\circ\text{C}$)



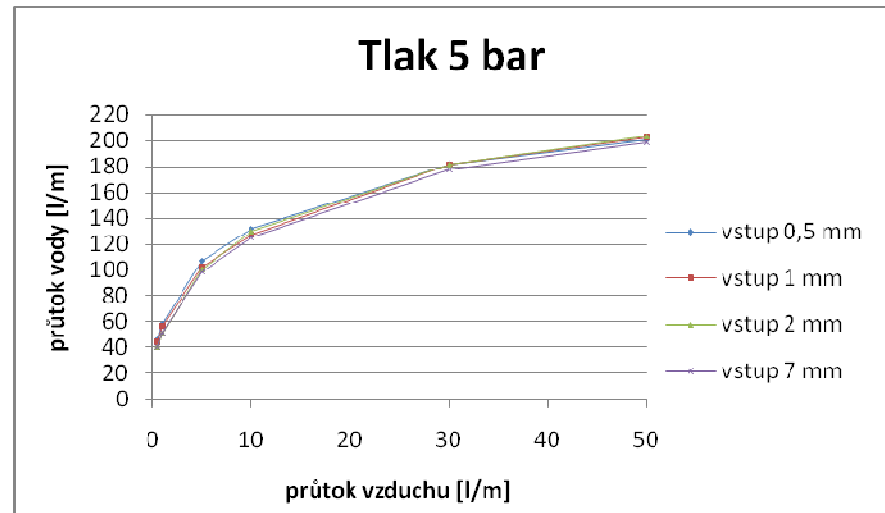
Graf 12: Rychlostní profil při přirozené konvekci pro (výkon 1000 W a $T_s = 30^\circ\text{C}$)



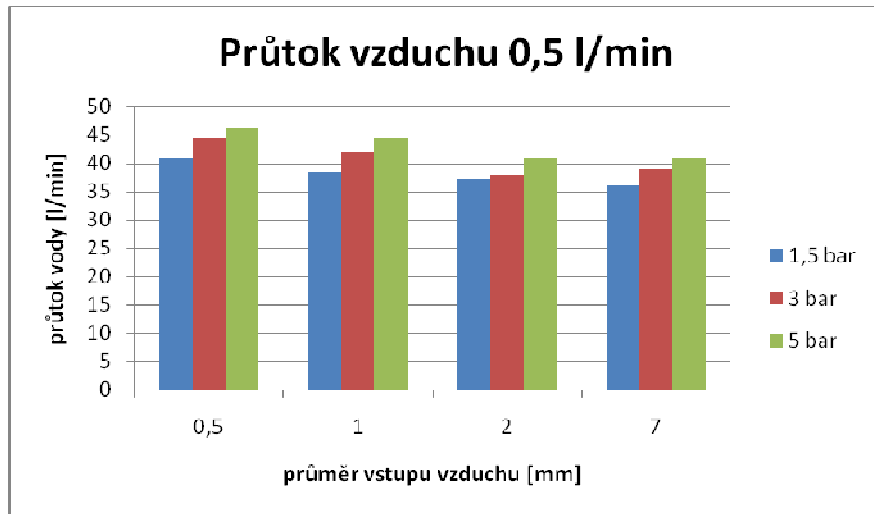
Graf 14: Průtok vody okruhem v závislosti na průtoku vzduchu (tlak vzduchu 3 bar)



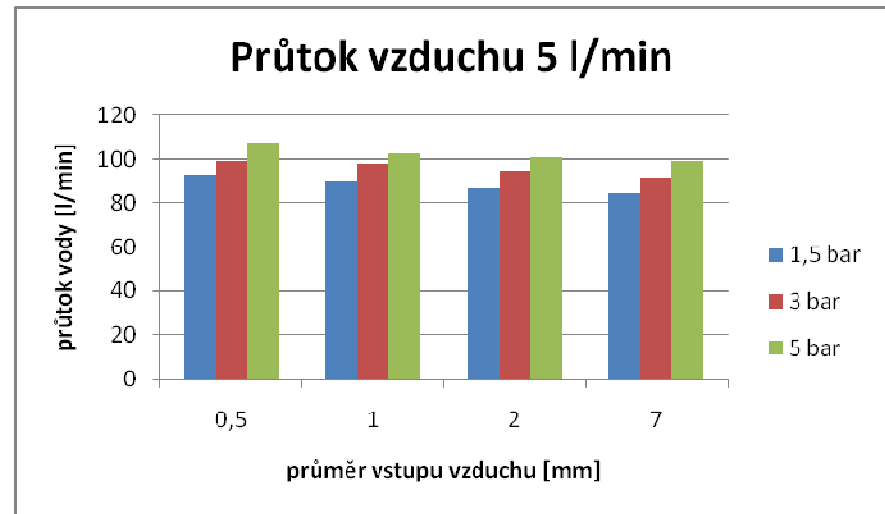
Graf 13: Průtok vody okruhem v závislosti na průtoku vzduchu (tlak vzduchu 1,5 bar)



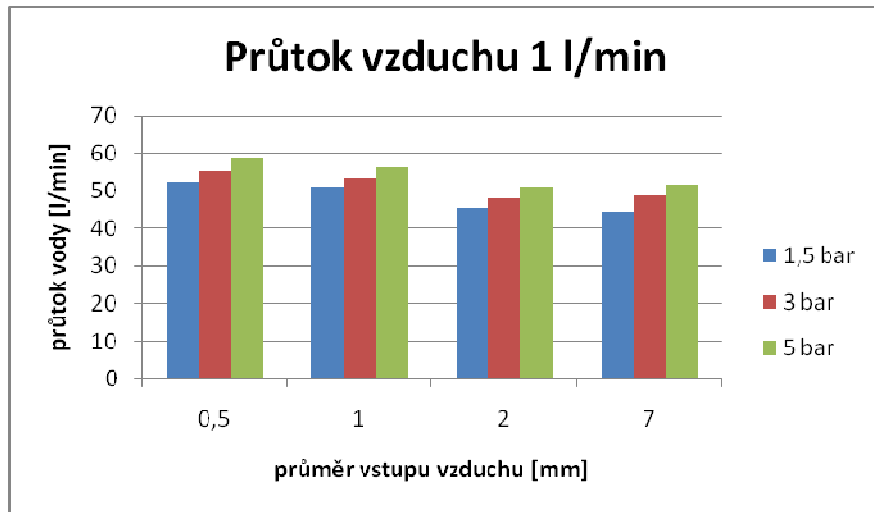
Graf 15: Průtok vody okruhem v závislosti na průtoku vzduchu (tlak vzduchu 5 bar)



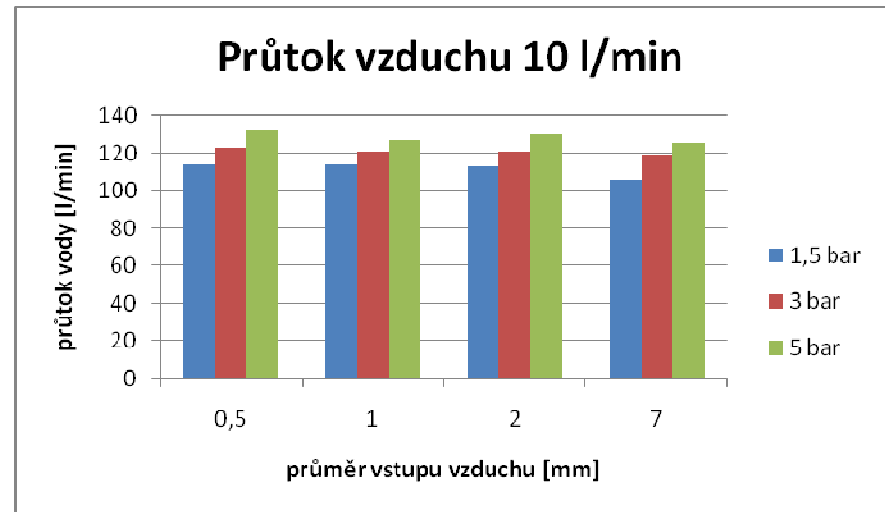
Graf 16: Průtok vody okruhem v závislosti na průměru vstupu vzduchu (pro 0,5 l/min)



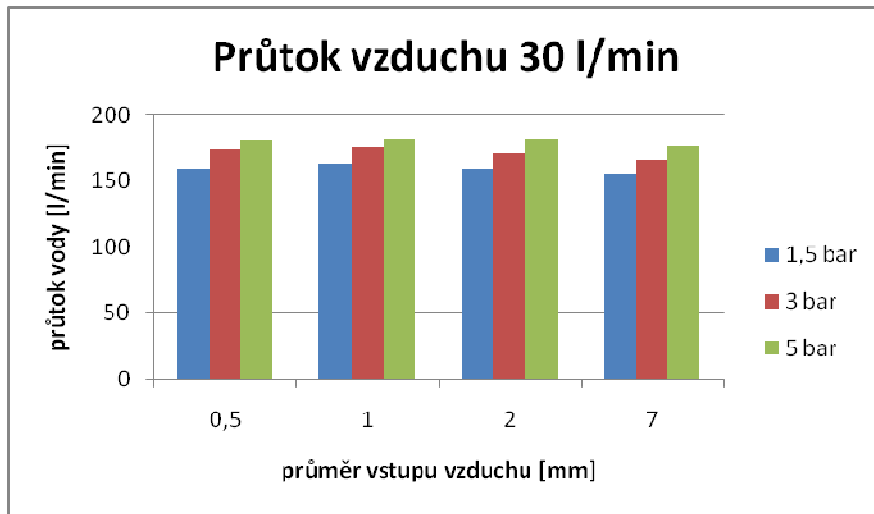
Graf 18: Průtok vody okruhem v závislosti na průměru vstupu vzduchu (pro 5 l/min)



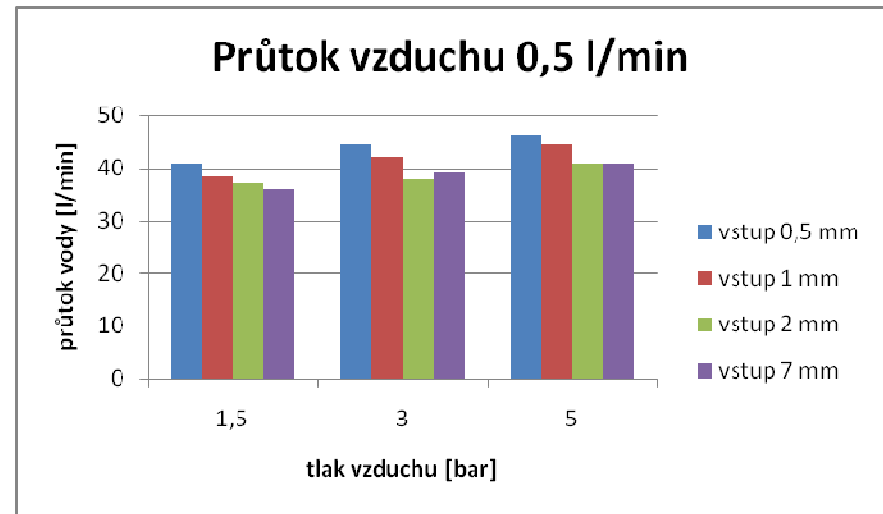
Graf 17: Průtok vody okruhem v závislosti na průměru vstupu vzduchu (pro 1 l/min)



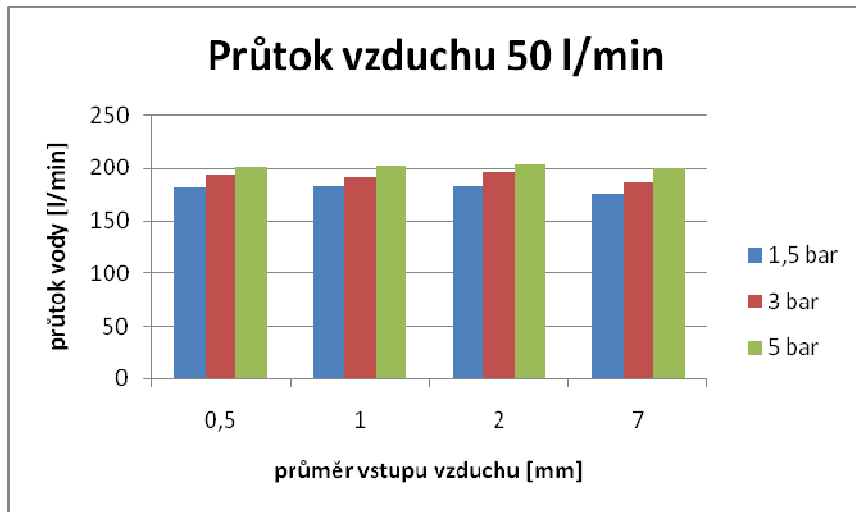
Graf 19: Průtok vody okruhem v závislosti na průměru vstupu vzduchu (pro 10 l/min)



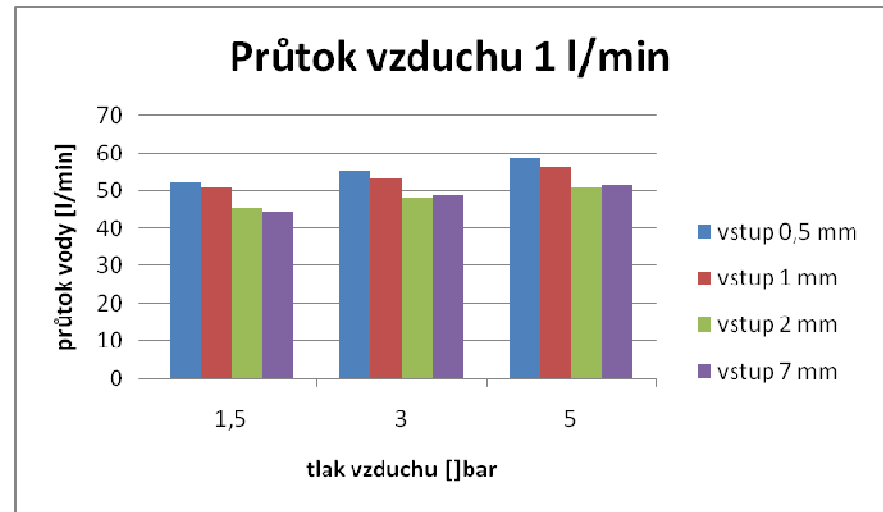
Graf 20: Průtok vody okruhem v závislosti na průměru vstupu vzduchu (pro 30 l/min)



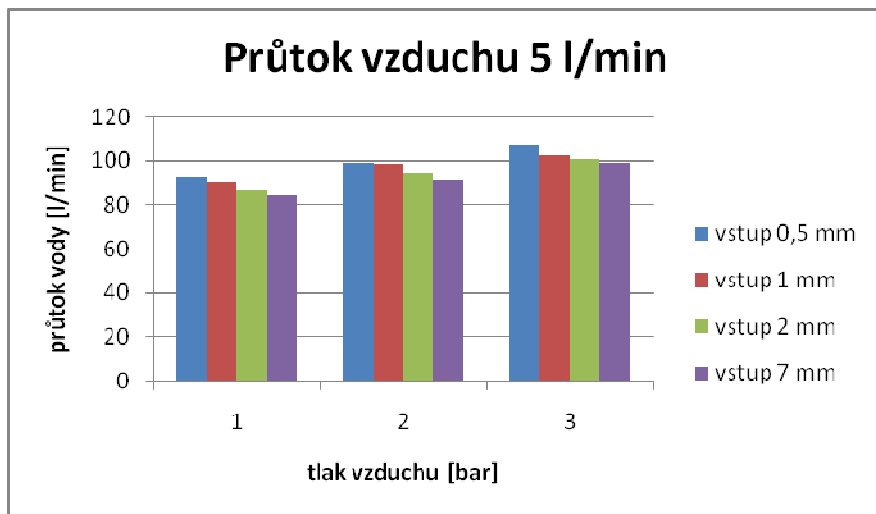
Graf 22: Průtok vody okruhem v závislosti na tlaku vstupního vzduchu (pro 0,5 l/min)



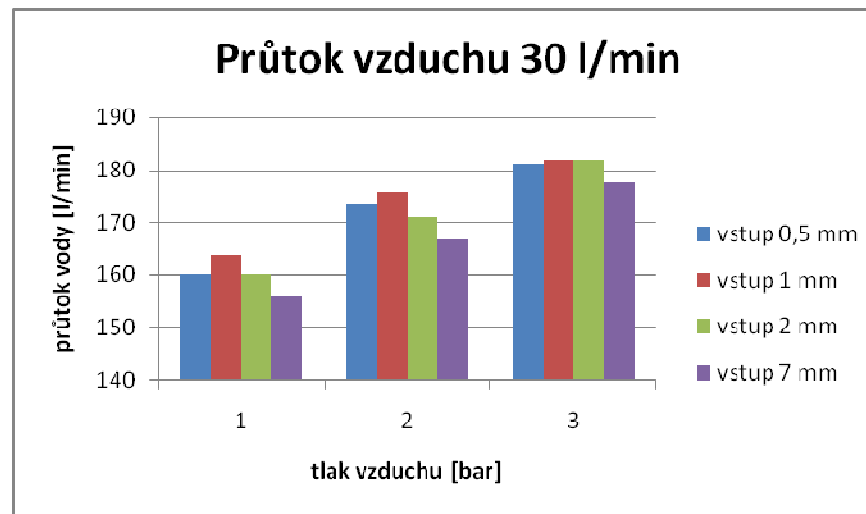
Graf 21: Průtok vody okruhem v závislosti na průměru vstupu vzduchu (pro 50 l/min)



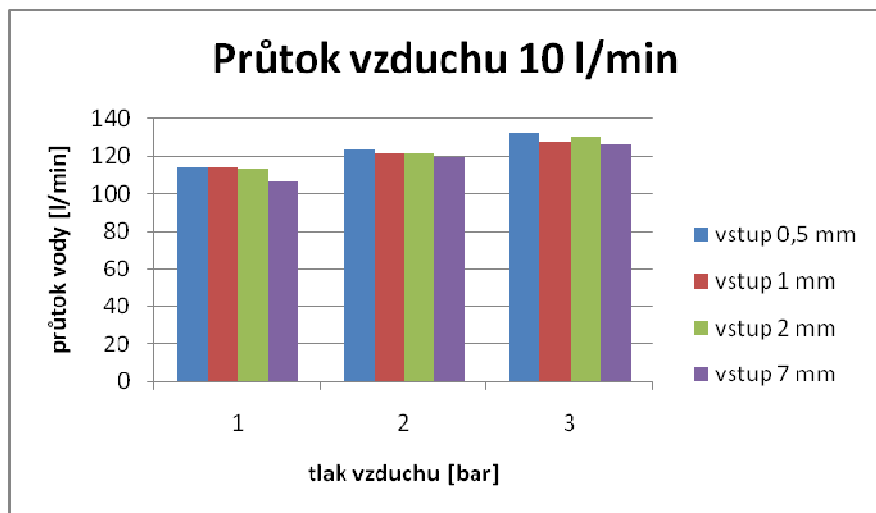
Graf 23: Průtok vody okruhem v závislosti na tlaku vstupního vzduchu (pro 1 l/min)



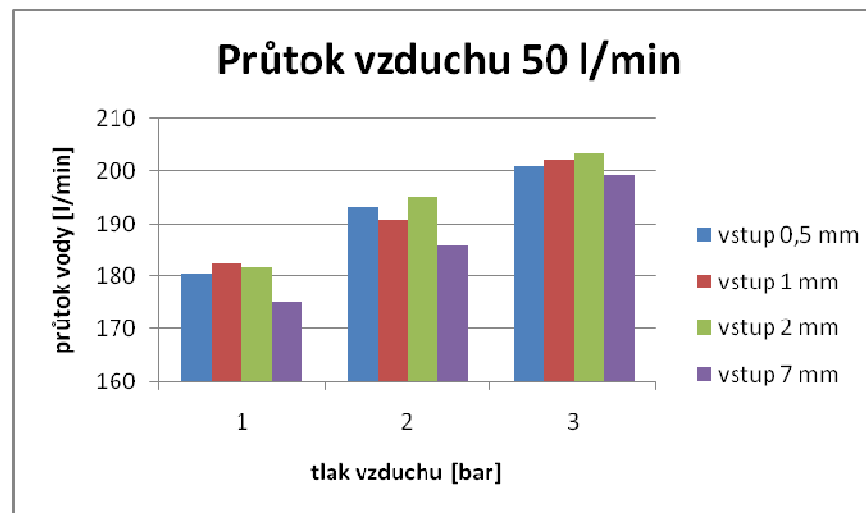
Graf 24: Průtok vody okruhem v závislosti na tlaku vstupního vzduchu (pro 5 l/min)



Graf 26: Průtok vody okruhem v závislosti na tlaku vstupního vzduchu (pro 30 l/min)



Graf 25: Průtok vody okruhem v závislosti na tlaku vstupního vzduchu (pro 10 l/min)



Graf 27: Průtok vody okruhem v závislosti na tlaku vstupního vzduchu (pro 50 l/min)

PŘÍLOHA č. 2

Tabulky měřených a vypočítaných hodnot

průměr vstupu vzduchu 0,5 mm			průměr vstupu vzduchu 1 mm		
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/m]	průtok vody [l/s]	tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/m]	průtok vody [l/s]
1,5	0,5	0,68	1,5	0,5	0,64
1,5	1	0,87	1,5	1	0,85
1,5	5	1,55	1,5	5	1,5
1,5	10	1,9	1,5	10	1,9
1,5	30	2,67	1,5	30	2,73
1,5	50	3,01	1,5	50	3,04
3	0,5	0,74	3	0,5	0,7
3	1	0,92	3	1	0,89
3	5	1,65	3	5	1,64
3	10	2,05	3	10	2,02
3	30	2,89	3	30	2,93
3	50	3,22	3	50	3,18
5	0,5	0,77	5	0,5	0,74
5	1	0,98	5	1	0,94
5	5	1,79	5	5	1,71
5	10	2,2	5	10	2,12
5	30	3,02	5	30	3,03
5	50	3,35	5	50	3,37
průměr vstupu vzduchu 2 mm			průměr vstupu vzduchu 7 mm		
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/m]	průtok vody [l/s]	tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/m]	průtok vody [l/s]
1,5	0,5	0,62	1,5	0,5	0,6
1,5	1	0,76	1,5	1	0,74
1,5	5	1,45	1,5	5	1,41
1,5	10	1,89	1,5	10	1,77
1,5	30	2,67	1,5	30	2,6
1,5	50	3,03	1,5	50	2,92
3	0,5	0,63	3	0,5	0,65
3	1	0,8	3	1	0,81
3	5	1,58	3	5	1,53
3	10	2,02	3	10	1,98
3	30	2,85	3	30	2,78
3	50	3,25	3	50	3,1
5	0,5	0,68	5	0,5	0,68
5	1	0,85	5	1	0,86
5	5	1,68	5	5	1,65
5	10	2,17	5	10	2,09
5	30	3,03	5	30	2,96
5	50	3,39	5	50	3,32

Tab. 12: Průtok vody okruhem v závislosti na průtoku a tlaku vefukovaného vzduchu

průměr vstupu 0,5 mm												
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/min]	střední rychlost vody [mm/s]	střední rychlost bublinek [mm/s]	skluz [-]	průtok vody [l/min]	průtok vzduchu komínem [l/min]	průtočný průřez [m ²]	superficiální rychlost vzduchu [m/s]	superficiální rychlost vody [m/s]	plošný podíl vzduchu [-]	plošný podíl vody [-]	chyba [%]
1,5	0,5	204	503	2,46	40,8	0,99	0,0038	0,004	0,177	0,010	0,990	13
1,5	1	223	523	2,35	52,2	1,98	0,0038	0,009	0,226	0,016	0,984	-3
5	0,5	235	547	2,33	46,2	2,06	0,0038	0,009	0,200	0,019	0,981	13
5	1	299	553	1,85	58,8	4,11	0,0038	0,018	0,255	0,036	0,964	12
průměr vstupu 1 mm												
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/min]	střední rychlost vody [m/s]	střední rychlost bublinek [mm/s]	skluz [-]	průtok vody [l/min]	průtok vzduchu komínem [l/min]	průtočný průřez [m ²]	superficiální rychlost vzduchu [m/s]	superficiální rychlost vody [m/s]	plošný podíl vzduchu [-]	plošný podíl vody [-]	chyba [%]
1,5	0,5	157	475	3,03	38,4	0,99	0,0038	0,004	0,166	0,008	0,992	-7
1,5	1	230	490	2,13	51	1,98	0,0038	0,009	0,221	0,018	0,982	2
5	0,5	205	500	2,43	44,4	2,06	0,0038	0,009	0,192	0,019	0,981	5
5	1	275	550	2,00	56,4	4,11	0,0038	0,018	0,244	0,035	0,965	8
průměr vstupu 2 mm												
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/min]	střední rychlost vody [m/s]	střední rychlost bublinek [mm/s]	skluz [-]	průtok vody [l/min]	průtok vzduchu komínem [l/min]	průtočný průřez [m ²]	superficiální rychlost vzduchu [m/s]	superficiální rychlost vody [m/s]	plošný podíl vzduchu [-]	plošný podíl vody [-]	chyba [%]
1,5	0,5	142	457	3,21	37,2	0,99	0,0038	0,004	0,161	0,008	0,992	-14
1,5	1	190	505	2,65	45,6	1,98	0,0038	0,009	0,197	0,016	0,984	-5
5	0,5	175	530	3,02	40,8	2,06	0,0038	0,009	0,177	0,016	0,984	-2
5	1	261	560	2,15	51	4,11	0,0038	0,018	0,221	0,036	0,964	12
průměr vstupu 7 mm												
tlak vzduchu [bar]	průtok vzduchu [l/min]	střední rychlost vody [m/s]	střední rychlost bublinek [mm/s]	skluz [-]	průtok vody [l/min]	průtok vzduchu komínem [l/min]	průtočný průřez [m ²]	superficiální rychlost vzduchu [m/s]	superficiální rychlost vody [m/s]	plošný podíl vzduchu [-]	plošný podíl vody [-]	chyba [%]
1,5	0,5	173	460	2,66	36	0,99	0,0038	0,004	0,156	0,010	0,990	9
1,5	1	231	480	2,08	44,4	1,98	0,0038	0,009	0,192	0,021	0,979	15
5	0,5	208	480	2,31	40,8	2,06	0,0038	0,009	0,177	0,021	0,979	13
5	1	256	545	2,13	51,6	4,11	0,0038	0,018	0,223	0,036	0,964	9

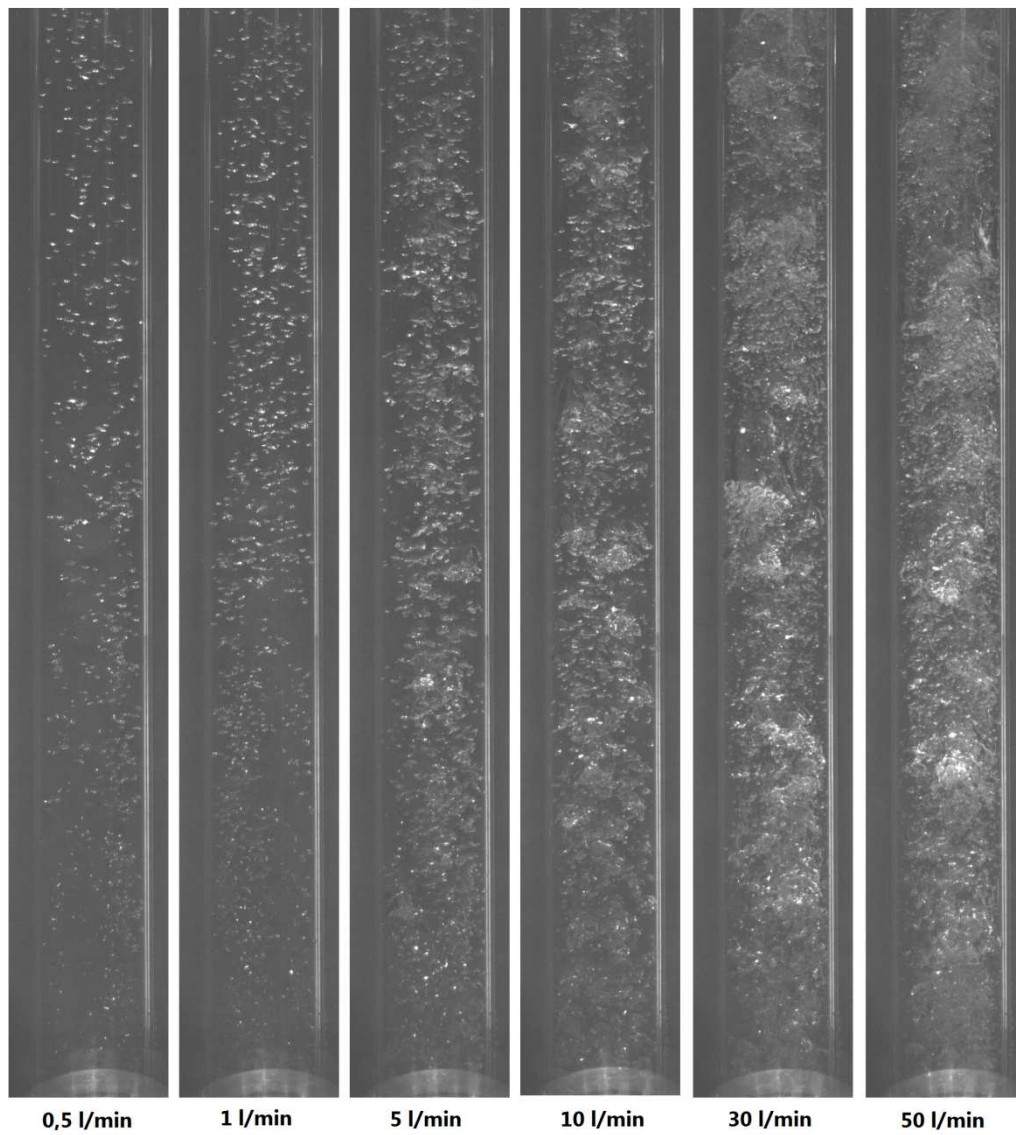
Tab. 13: Parametry dvoufázového proudění a chyby měření

PŘÍLOHA č. 3

Fotografie dvoufázového proudění v tahovém komínu DDP

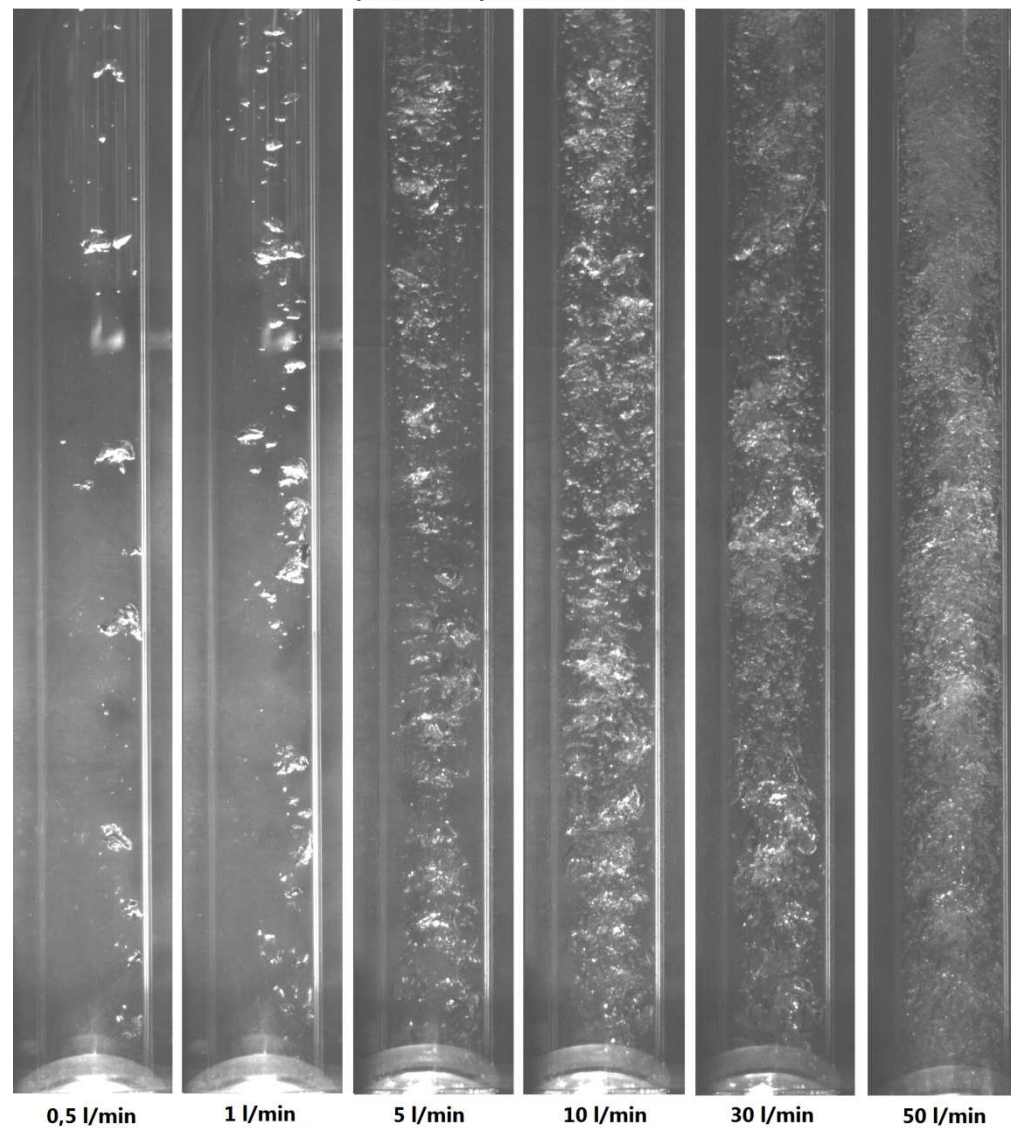
Fotografie DDP a uspořádání experimentu

průměr vstupu 0,5 mm_tlak 1,5 bar

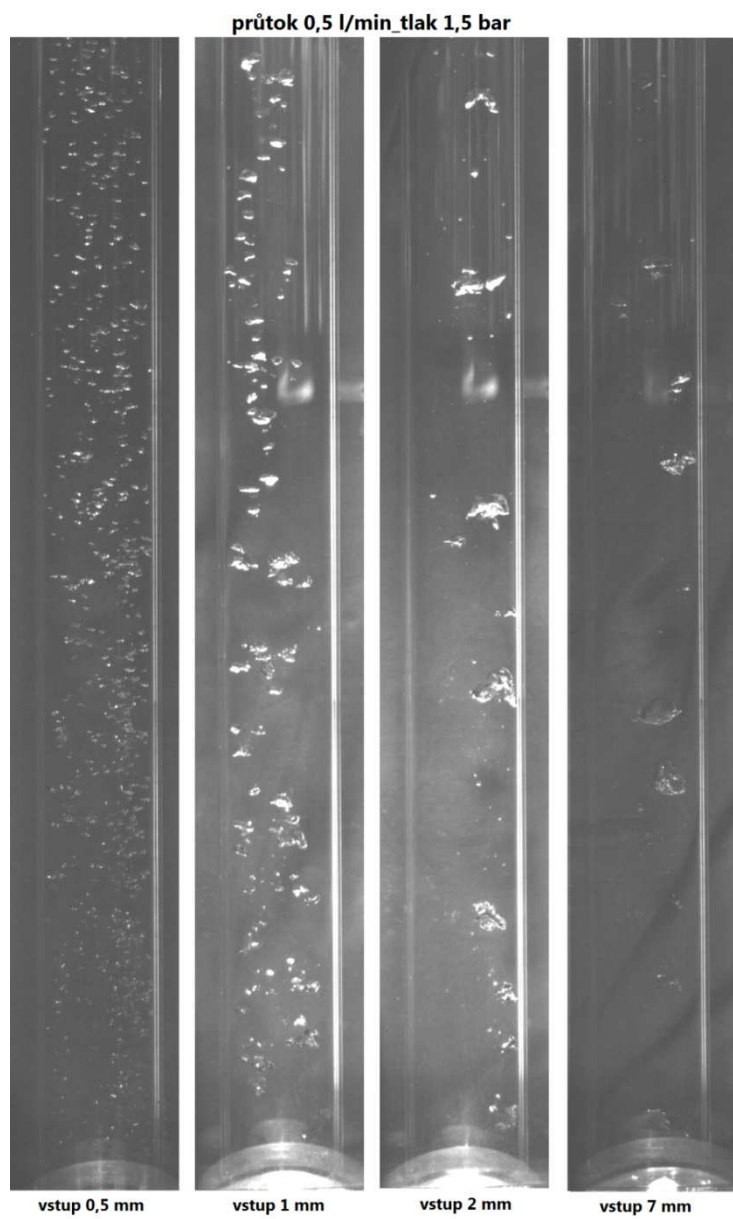


Obr. 14: Charakter dvoufázového proudění v tahovém komíně u vybraných variant

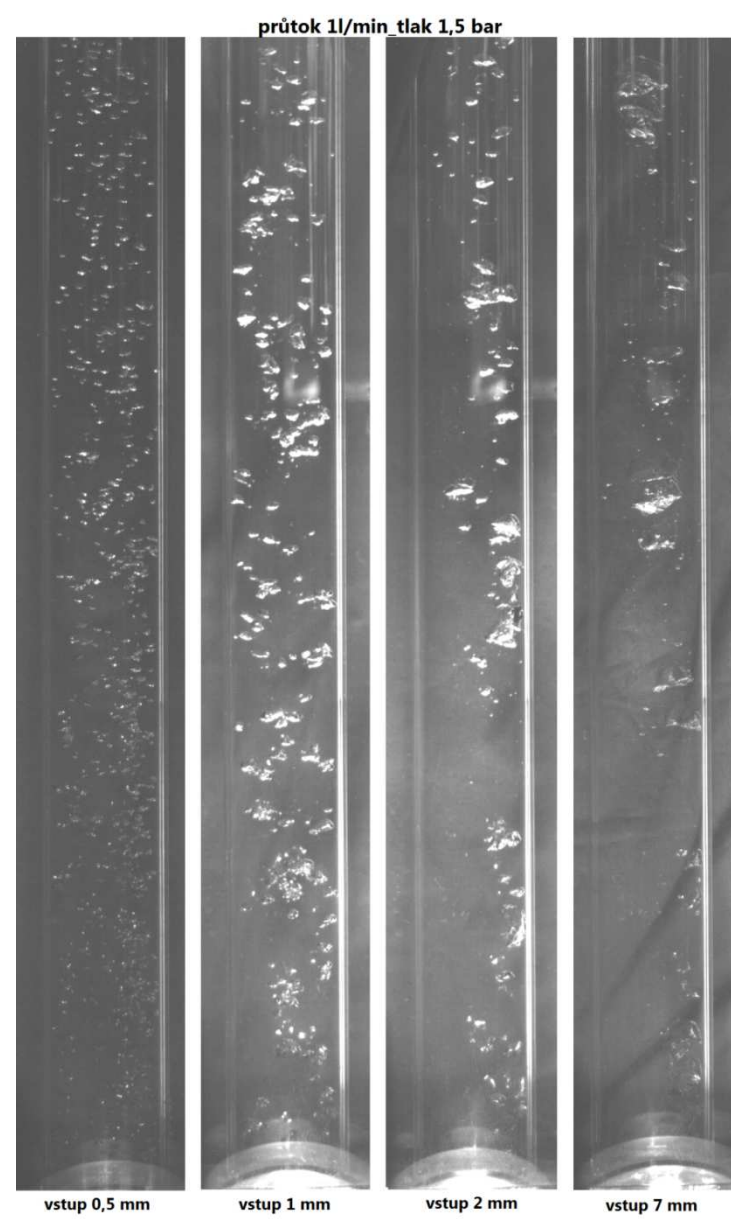
průměr vstupu 2 mm_tlak 1,5 bar



Obr. 15: Charakter dvoufázového proudění v tahovém komíně u vybraných variant



Obr. 16: Charakter dvoufázového proudění v tahovém komíně u vybraných variant



Obr. 17: Charakter dvoufázového proudění v tahovém komíně u vybraných variant

