

Anotační list

Jméno autora	Ondřej Pašta
Název DP	Modifikace zařízení BESTH-2 pro experiment IVR
Anglický název:	Modifications equipment BESTH-2 for the experiment IVR
Akademický rok:	2016/2017
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky / Jaderná energetická zařízení
Vedoucí DP:	doc. Ing. Václav Dostál, Ph. D.
Konzultant:	Ing. David Bátěk Ing. Vladimír Krhounek
Bibliografické údaje:	Počet stran: 79 Počet obrázků: 25 Počet tabulek: 24 Počet příloh: 3
Klíčová slova:	IVR – In vessel retention, ExVC – Ex vessel cooling, havarijní chlazení, kórium, výměník tepla, kondenzátor
Keyword:	IVR – In vessel retention, ExVC – Ex vessel cooling, emergency cooling, corium, heat exchanger, condenser
Anotace:	Práce se zabývá modifikací experimentálního zařízení BESTH-2. Toto zařízení slouží ke zjištění kritického tepelného toku a potvrzení použitelnosti technologie in-vessel retention pro jaderné reaktory VVER-1000/320.
Abstract:	This work deals with the modification of the experimental device BESTH-2. This device is used to determine the critical heat flux and confirm the usability of the in-vessel retention technology for the VVER-1000/320 nuclear reactors.

Bibliografická citace

PAŠTA, Ondřej. *Modifikace zařízení BESTH-2 pro experiment IRV*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojního, 2017. XY s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Václav Dostál, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně. Vycházel jsem přitom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury, uvedené v seznamu.

V Praze dne 15. srpna 2017

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Václavu Dostálovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a čas, který mi věnoval při vedení této práce.

Také děkuji Ing. Vladimíru Krhounkovi a Ing. Davidu Bátkovi za neocenitelné odborné rady k výpočtu a trpělivost při kompletaci této práce.

Zároveň bych zde chtěl poděkovat své rodině za podporu během celé doby studia, bez jejich pomoci by tato práce nemohla vzniknout.

Obsah

1	Úvod.....	- 10 -
2	Havárie jaderných zařízení.....	- 11 -
2.1	INES	- 11 -
2.2	Three Mile Island (TMI).....	- 11 -
2.3	Fukušima/Daichi.....	- 13 -
2.4	Zhodnocení nehod	- 14 -
2.5	Projektové a nad-projektové havárie	- 14 -
3	Možné způsoby řešení těžké havárie spojené s tavením paliva	- 15 -
3.1	Ex-Vessel Cooling (ExVC)	- 15 -
3.1.1	Projekt EPR 1600	- 16 -
3.1.2	Projekt VVER 1200	- 17 -
3.2	In-Vessel retention (IVR)	- 18 -
3.3	Porovnání metod IVR a ExVC	- 19 -
4	Prováděné experimenty pro IVR.....	- 20 -
4.1	CYBL (USA-1994).....	- 20 -
4.2	ULPU (USA-2000).....	- 22 -
4.3	BESTH-2	- 24 -
4.3.1	Popis experimentu	- 24 -
4.3.2	Vyhodnocení dat	- 25 -
4.3.3	Možné zlepšení díky modifikaci experimentálního stendu.....	- 28 -
5	Modifikace experimentálního zařízení BESTH-2.....	- 29 -
5.1	Kavitace v čerpadle	- 29 -
5.2	Teorie výpočtu čerpadla	- 29 -
5.2.1	Bez konstrukční změny experimentu BESTH-2	- 29 -
5.3	Konstrukční změny sacího potrubí experimentu BESTH-2	- 32 -
5.4	Tepelný výměník pro experimentální zařízení BESTH-2	- 35 -

5.4.1	Teorie výpočtu tepelného výměníku	- 36 -
5.5	Teorie výpočtu ztrát v systému.....	- 41 -
5.5.1	Třecí ztráty	- 42 -
5.5.2	Místní ztráty	- 42 -
6	Výpočet	- 47 -
6.1	Čerpadlo.....	- 47 -
6.1.1	Stávající experiment BESTH-2.....	- 47 -
6.1.2	Modifikovaný experiment BESTH-2	- 48 -
6.2	Tepelný výměník	- 50 -
6.2.1	Varianta s připojením na chladící vodu z kotelny.....	- 51 -
6.2.2	Varianta s připojením na vodovodní řad	- 57 -
6.2.3	Porovnání výsledků pro různé kombinace	- 59 -
6.3	Tlakové ztráty	- 60 -
6.3.1	Shrnutí výsledků výpočtů tlakových ztrát.....	- 67 -
7	Ekonomické zhodnocení a cenová rozvaha v případě modifikace standu BESTH-2 .	- 69 -
7.1.1	Čerpadlo	- 69 -
7.1.2	Výměník tepla	- 69 -
7.1.3	Armatury a tvarovky	- 70 -
7.1.4	Celková cena modifikace experimentu BESTH-2	- 72 -
8	Závěr.....	- 73 -
9	Použitá literatura	- 75 -
10	Seznam obrázků	- 78 -
11	Seznam tabulek	- 79 -

Seznam použitých symbolů

Symbol	Rozměr	Popis
H_{gs}	m	Geodetická sací výška
g	m/s^2	Gravitační zrychlení
p'	Pa	Tlak v systému
P_w	Pa	Tlak nasycených par
y_s	m	Vzdálenost sací trubkovnice od osy čerpadla
Δy	m	Hodnota poklesu tlakové energie v sací části čerpadla
Y_{zs}	J/kg	Ztráty v sacím potrubí
Y_{zt}	J/kg	Ztráta třením v potrubí
Y_{zm}	J/kg	Ztráta místními odpory v potrubí
λ	-	Součinitel tření v potrubí
l	m	Délka potrubí
d	m	Průměr potrubí
c	m/s	Rychlost proudění kapaliny v potrubí
ε	-	Součinitel místní ztráty
Re	-	Reynoldsovo číslo
D_h	m	Hydraulický průměr
ν	m^2*s^{-1}	Kinematická viskozita
ψ	-	Součinitel rozevírání potrubí
d_2	m	Vnější průměr potrubí
d_1	m	Vnitřní průměr potrubí
Q	W	Výkon
$m_{I.O.}, m_{II.O.}$	kg/s	Hmotnostní průtok
$c_{pI.O.}, c_{pII.O.}$	J/kg*K	Měrná tepelná kapacita
$\Delta t_{I.O.}, \Delta t_{II.O.}$	K	Teplotní rozdíl
$\Delta t_{stř}$	K	Střední logaritmický teplotní spád
$\Delta t_1, \Delta t_2$	K	Rozdíl teplot na vstupu a na výstupu výměníku tepla
$\alpha_{vody-I.O.}$	W/m^2*K	Součinitel přestupu tepla v primárním okruhu
$\alpha_{vody-II.O.}$	W/m^2*K	Součinitel přestupu tepla v chladícím okruhu
R_{z1}, R_{z2}	m^2*K/W	Součinitel zanášení v trubkovém a mezi-trubkovém prostoru

k	$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$	Součinitel prostupu tepla
λ_n	$\text{W/m}\cdot\text{K}$	Tepelná vodivost trubky
ρ	kg/m^3	Hustota kapaliny
μ	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	Dynamická viskozita
S	m^2	Průtočná plocha
O	m	Smočený obvod
Pr	-	Prandtlovo číslo
λ_k	$\text{W/m}\cdot\text{K}$	Tepelná vodivost kapaliny
Nu	-	Nusseltovo číslo
S_v	m^2	Teplosměnná plocha výměníku tepla
Q_{nom}	m^3/h	Objemový průtok
K_{vs}	m^3/h	Jmenovitý průtokový součinitel
n	-	Počet trubiček uvnitř výměníku tepla
γ	-	Poměrový součinitel pro ztrátu v koleni

Seznam použitých zkratk

Zkratka	Popis
GEN II, GEN III	Rozdělení generací jaderných reaktorů podle bezpečnosti
LOCA	Havárie spojená se ztrátou chladiva (Loss Of Coolant Accident)
SBO	Nehoda se ztrátou napájení (Station Black Out)
TMI	Three Mile Island
BWR	Varný reaktor (Boiling Water Reactor)
IVR	Udržení roztaveného kória uvnitř tlakové nádoby reaktoru (in vessel retention)
ExVC	Chlazení roztaveného kória vně tlakové nádoby reaktoru (ex vessel cooling)
EPR	Evropský tlakový reaktor (European Pressurized Reactor)
VVER	Vodo-vodní energetický reaktor
NPSH	Pokles tlakové energie sací části čerpadla (Net Positive Suction Head)
TV	Trojcestný ventil
UA	Uzavírací armatura
RV	Regulační ventil

1 Úvod

Se zvyšující se životní úrovní člověka roste i spotřeba elektrické energie, která je nezbytnou součástí moderního člověka. Hledání zdroje energie, který by pokryl tuto spotřebu a zároveň byl spolehlivý, bezpečný a šetrný k životnímu prostředí, nás zavádí k jaderné energetice. Pokud jaderná elektrárna pracuje správně a jsou dodrženy všechny podmínky bezpečného provozu, splňuje tento zdroj elektrické energie všechny tři podmínky zmíněné výše. Ale jak se již v minulosti několikrát ukázalo, tak ani nejlepší technická zařízení, která se v jaderné elektrárně nacházejí, nedokážou vždy zaručit bezpečnost. Tato práce se bude zabývat podporou jednoho přístupu řešení těžkých havárií spojených s tavením paliva.

Protože na světě je v provozu 449 jaderných reaktorů (a 60 jich je ve výstavbě ke dni 26. 5. 2017) ^[20] různých typů, je nutné si je rozdělit. Nejprehlednější je rozdělení na jednotlivé generace. Jaderné reaktory se dělí na čtyři generace, kde největší zastoupení má tzv. GEN II. Naprostá většina reaktorů GEN II. používá tlakovou nádobu reaktoru. Tlaková nádoba reaktoru je silnostěnná nádoba, ve které se nachází aktivní zóna. Je to také jedna ze základních fyzických ochranných před únikem radioaktivních produktů do okolí při havárii. Tyto reaktory jsou zpravidla projektovány tak, že jsou připraveny na DBA (Design Basic Accident), kterou by měl zvládnout reaktor tak, aby dopad havárie nezapříčinil bezpečnostní rizika pro zaměstnance, okolní obyvatelstvo a rovněž aby nedošlo k zamoření životního prostředí radioaktivními látkami. Historické události ale ukazují, že tato hypotetická havárie, která by zapříčinila nedostatečné chlazení reaktoru, nemusí být tou nejhorší. Existují i malé poruchy v kombinaci s neznalostí či nepozorností obsluhy, jež mohou vést k fatálním následkům, zejména pokud se chyby kvůli lidskému faktoru zkombinují s neočekávanými nepříznivými událostmi, jako jsou např. přírodní katastrofy. Třetí generace jaderných reaktorů (GEN III) je z pohledu jaderné bezpečnosti na vyšší úrovni a snaží se nepříznivým vlivům zabránit, jak z hlediska konstrukce, používání kvalitnějších technologií a zvyšuje tak připravenost na DEC-A (Design Extension Conditions) i DEC-B.

Co je hlavním úkolem této práce?

- Rešerše způsobů zvládnání těžkých havárií spojených s tavením paliva
- Seznámení se s experimentálními projekty v ÚJV Řež v této oblasti
- Návrh na modifikaci a vylepšení experimentálního zařízení
- Vytvoření dokumentace k návrhu
- Ekonomická analýza

2 Havárie jaderných zařízení

2.1 INES

Jedná se o mezinárodní stupnici hodnotící závažnost jaderných událostí viz. Tabulka 1. Tato stupnice vznikla v březnu roku 1990 a zavedla ji Mezinárodní agentura pro jadernou energii (IAEA). Hlavním důvodem vzniku této stupnice bylo usnadnit komunikaci mezi odborným nukleárním společenstvím, medií a veřejností, v případě jaderných událostí, které jsou spojené s radioaktivním materiálem a radiací. V rámci této diplomové práce dojde k rozboru dvou vybraných jaderných havárií, které mají úzkou souvislost na prováděné experimenty a experimentální zařízení, kterým se tato práce věnuje. Kvůli jiné konstrukci reaktorů nedojde k rozboru jaderné havárie v Černobylu nebo na jaderném reaktoru A1 v Jaslovských Bohunicích. [8]

Tabulka 1 - Mezinárodní stupnice jaderných událostí INES.

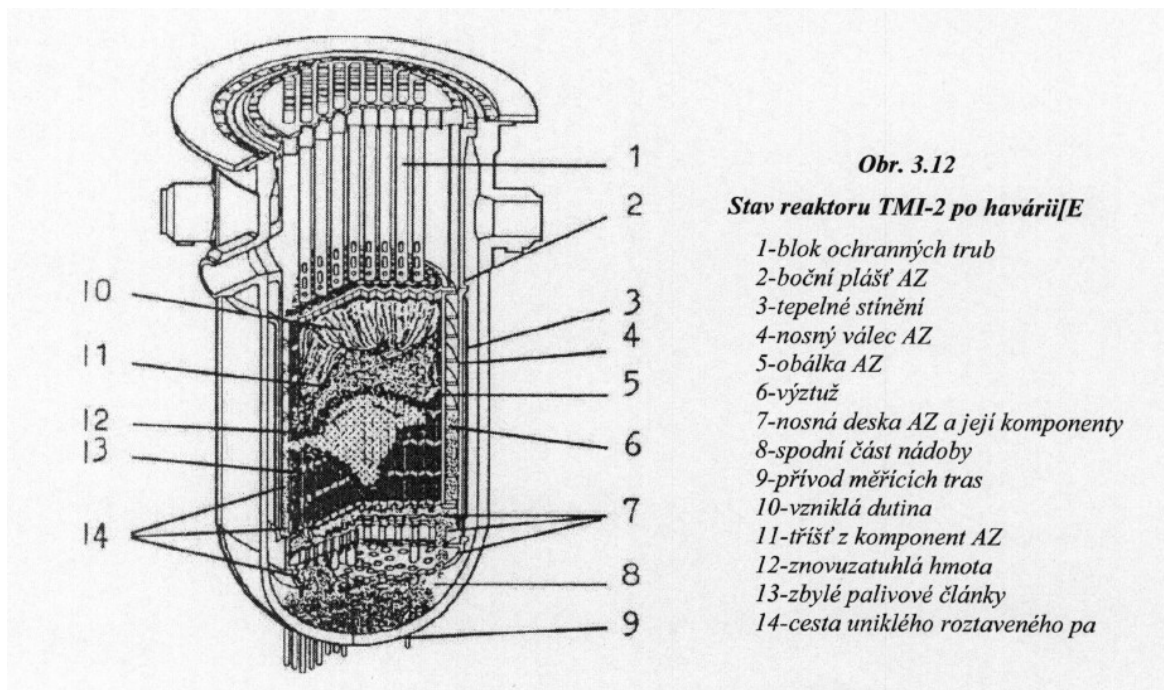
Velmi těžká havárie	INES 7
Těžká havárie	INES 6
Havárie s rizikem vně zařízení	INES 5
Havárie bez rizika vně zařízení	INES 4
Vážná nehoda	INES 3
Nehoda	INES 2
Anomálie	INES 1
Odchylka	INES 0

2.2 Three Mile Island (TMI)

Dne 28. března 1979 došlo k havárii na jaderné elektrárně TMI, a to na jejím druhém reaktoru (TMI-2) viz. Obrázek 1. U tohoto tlakovodního reaktoru došlo k zastavení hlavního napájecího čerpadla a byl tak narušen odvod tepla z primárního okruhu. Porucha stejného typu není nijak neobvyklá, a byly zde k dispozici záložní systémy, které měly nahradit nefunkční napájecí čerpadlo. Při zvládnutí poruchy však došlo k chybám jak na zařízení primárního

okruhu, tak u personálu jaderné elektrárny. Tato jaderná událost byla zařazena na stupnici jako INES 5.

Po výpadku hlavního cirkulačního čerpadla došlo k nárůstu teploty a tlaku v primárním okruhu a k otevření odlehčovacího ventilu na kompenzátoru objemu. Při zvládnutí poruchy byly hrubou neznalostí obsluhy uzavřeny blokovací ventily, které se nacházely na výtlačné části napájecího potrubí. Tímto krokem bylo zamezeno přístupu vody do parogenerátoru a zastaven odvod tepla z primárního okruhu. Druhou skutečností bylo zaseknutí odlehčovacího ventilu v poloze otevřeno, což vedlo k přepouštění vody z primárního okruhu do barbotážní nádrže. Obsluha si uvědomila chybu s blokovacím ventilem a po 8 minutách po výpadku napájecího čerpadla tyto ventily otevřela. Vlivem špatného pochopení kontrolky odlehčovacího ventilu, došlo k jeho uzavření až 2 hodiny a 22 minut po začátku události.



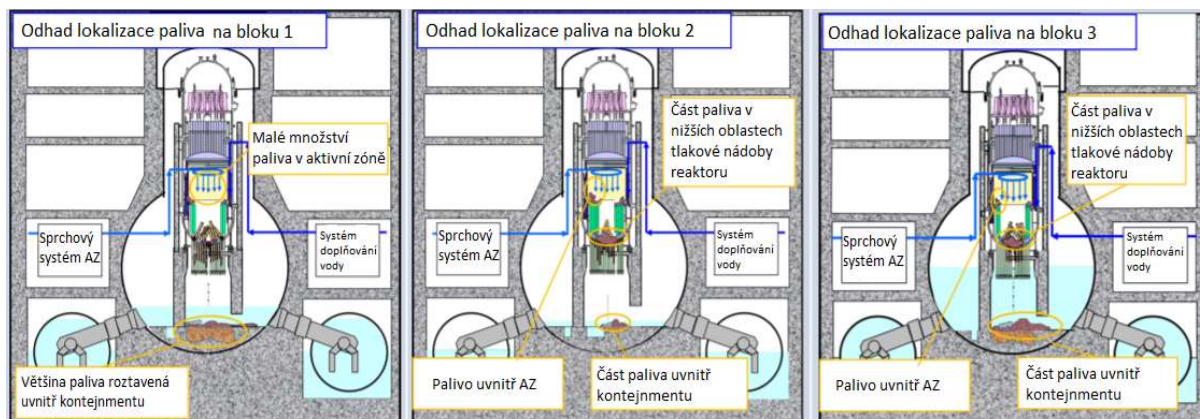
Obrázek 1 - Řez druhým reaktorem jaderné elektrárny TMI po roztavení aktivní zóny. [1]

Kvůli výše zmíněným skutečnostem a dalšími nesprávnými kroky obsluhy, jako například odpojení automatického nouzového dochlazování nebo zastavení hlavních oběhových čerpadel, bylo dosaženo obnažení části aktivní zóny a k tavení paliva vlivem nedostatečného chlazení. Následné rozbory ukázaly, že se roztavilo 40 % aktivní zóny a více než 20 tun taveniny se dostalo na dno tlakové nádoby reaktoru. [1][2]

2.3 Fukušima/Daichi

Dne 11. března 2011 došlo k silnému zemětřesení, které postihlo ostrov Honšú o síle 8,9 Richterovy stupnice. Po zaregistrování otřesů se všechny reaktory odstavily a přešly do stavu dochlazování aktivní zóny, aby se zabránilo přehřátí palivových článků zbytkovým teplem. O 55 minut později do oblasti jaderné elektrárny Fukušima dorazila vlna tsunami o výšce 14 metrů. Tato vlna vyřadila z chodu veškeré napájení systémů nouzového dochlazování, což vedlo k jaderné události hodnocené jako INES 7.

Elektrárna provozovala šest bloků s varnými reaktory. Jeden reaktor typu BWR 3, další čtyři typu BWR 4 a jeden typu BWR 5. V době zemětřesení byly tři bloky odstaveny a tři bloky běžely na nominálních parametrech a po zaznamenání zemětřesení se taktéž odstavily. V té chvíli došlo k odpojení od sítě a přepojení na diesel-generátory, které měly zajistit chlazení aktivní zóny a odvod zbytkového tepla z reaktoru. Zaplavením diesel-generátorové stanice však přišel systém havarijního dochlazování o napájení. To vedlo k obnažení části aktivní zóny a vzniku velkého množství páry, která se hromadila v horní části kontejnmentu (netěsnost víka reaktoru a úniky do prostoru kontejnmentu) a zde kondenzovala. Aby se snížila koncentrace vodíku uvnitř reaktoru docházelo k jeho odpouštění, avšak došlo k únikům v potrubí a k mísení s párou v horní části kontejnmentu. Pára, v té době byla smíchána s vodíkem, explodovala od jiskry z elektroinstalace nebo příchodem nové horké páry.



Obrázek 2 - Stav bloků 1, 2 a 3 po jaderné havárii v JE Fukušima.

První blok utrpěl největší poškození a většina roztaveného kória se nachází uvnitř kontejnmentu. Malá část paliva se nachází uvnitř aktivní, přičemž dno tlakové nádoby reaktoru nebylo měřeno na přítomnost zbytků paliva. U druhého bloku se nachází velké množství roztaveného kória na dně tlakové nádoby reaktoru a je pravděpodobné, že se část paliva nachází

uvnitř aktivní zóny. Nejnovější průzkumy ukázaly, že část roztaveného kória je na dně tlakové nádoby reaktoru třetího bloku, ale větší množství je uvnitř kontejnmentu. Je pravděpodobné, že uniklo více materiálu z bloku 3 než z bloku 2. Další průzkumy nadále pokračují. Shrnutí viz. Obrázek 2. ^[1] ^[22]

2.4 Zhodnocení nehod

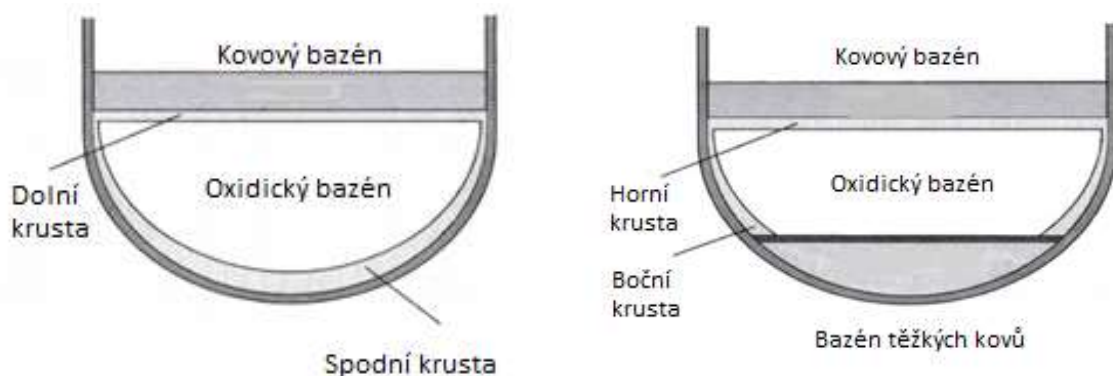
Jak je vidět na zmíněných příkladech, k haváriím s nedostatečným chlazením paliva a následným tavením aktivní zóny může dojít z různých příčin, přičemž výsledkem může být v nejhorším případě až porušení tlakové nádoby reaktoru a únik štěpných produktů do okolí. To je důvod, proč se otázka udržení roztaveného kória uvnitř tlakové nádoby reaktoru začala mnohem intenzivněji řešit po havárii jaderné elektrárny Fukušima. Tlak na provozovatele jaderných zařízení rostl a veřejnost s bezpečnostními úřady žádaly po provozovatelích vyšší bezpečnost a prověření tzv. nad-projektových havárií, zejména případ tzv. LB LOCA (Large Break Loss Of Coolant Accident) + SBO (Station Black Out). Tento druh havárie nebyl vůbec uvažován v projektech jaderných reaktorů druhé generace. Jaderné reaktory třetí generace berou v úvahu i nad-projektové havárie a konstrukčně řeší jejich zvládnutí.

2.5 Projektové a nad-projektové havárie

Každá nová havárie přinesla nové poznatky o nedostatcích v projektech. Všechny jaderné reaktory druhé a následně třetí generace byly navrženy na DBA (Design Basic Accident). U jaderných reaktorů dochází k rozšíření o DEC-A a DEC-B (Design Extension Conditions). Kde DEC-A zvyšuje schopnost jaderného reaktoru a pomocného zařízení odolat náročnějším podmínkám, než které byly uvažovány v projektu. A DEC-B minimalizuje úniky radioaktivních produktů, které by mohly ohrozit obyvatelstvo nebo životní prostředí. Všechny tyto podmínky se řídí podle dokumentů WENRA (Western European Nuclear Regulators Association). ^[23]

3 Možné způsoby řešení těžké havárie spojené s tavením paliva

Při haváriích s nedostatečným chlazením aktivní zóny a následným tavením aktivní zóny se určité množství roztavených materiálů dostává na dno tlakové nádoby reaktoru, jako se tomu stalo při výše zmíněných haváriích. Při tomto jevu se vytvoří bazén taveniny (kórium) viz. Obrázek 3. Přístupy k řešení těžké havárie spojené s tavením paliva se v tuto chvíli liší, a jde o to, zda je primárně snaha roztavené kórium udržet uvnitř tlakové nádoby reaktoru (tzv. IVR), nebo jej cíleně dochlazovat vně tlakové nádoby (tzv. ExVC).



Obrázek 3 - Schematické zobrazení rozložení roztaveného koria. Vlevo dvou vrstvý model. Vpravo tří vrstvý model. ^[3]

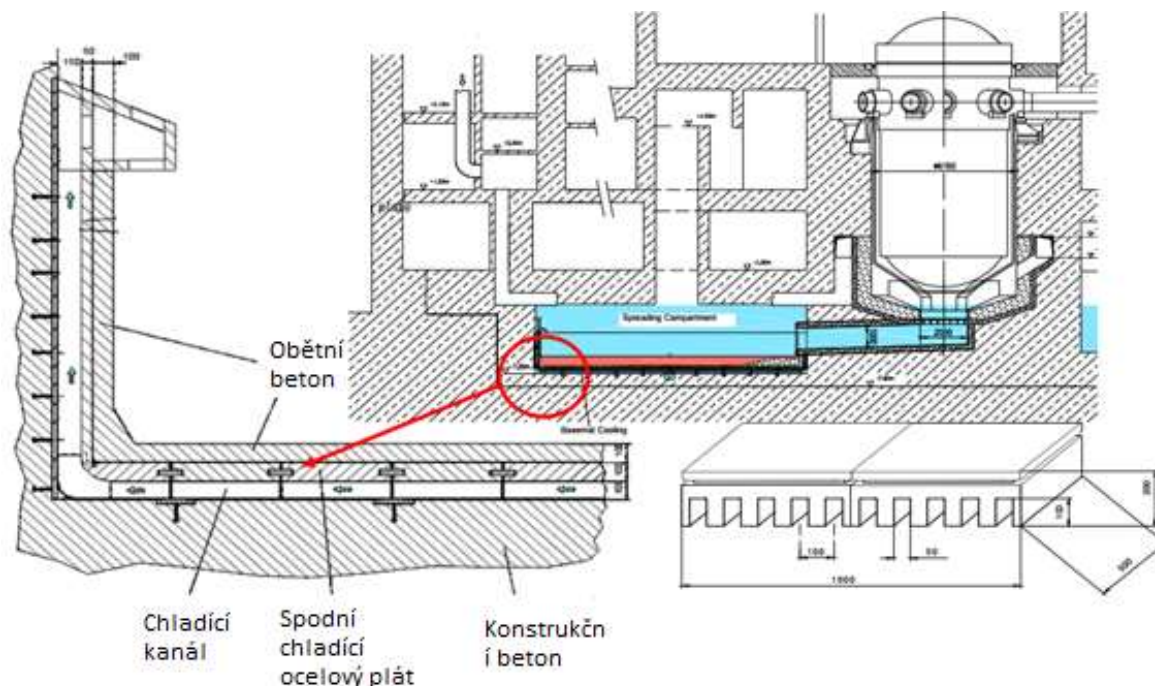
3.1 Ex-Vessel Cooling (ExVC)

Tento systém je zahrnut do projektů některých typů reaktorů třetí generace (např. EPR 1600, VVER 1200), jako systém zabraňující úniku radioaktivních produktů štěpení mimo ochranu obálku reaktoru a chlazení aktivní zóny mimo tlakovou nádobu reaktoru. Obecně by měl splňovat následující funkce:

- Zamezit úniku radioaktivních materiálů a produktů štěpení mimo ochranou obálku.
- Zajištění dostatečné pod-kritičnosti díky absorbátorům uvnitř lapače aktivní zóny.
- Záchyt roztavené aktivní zóny v lapači aktivní zóny (core catcher).
- Zajistit úplné vychlazení koria.
- Minimalizovat tvorbu vodíku.

3.1.1 Projekt EPR 1600

Tento reaktor se řadí mezi generaci 3+ tlakovodních reaktorů. Vyvíjen je firmou Areva. Je navržen na výkon 4500 MWt a nabízí zvýšení bezpečnosti vylepšením bezpečnostních systémů současných reaktorů druhé generace. V současné době není ani jeden reaktor v provozu a je ve výstavbě na čtyřech místech. Dva reaktory jsou v Číně, jeden ve Francii a jeden ve Finsku. ^[3]



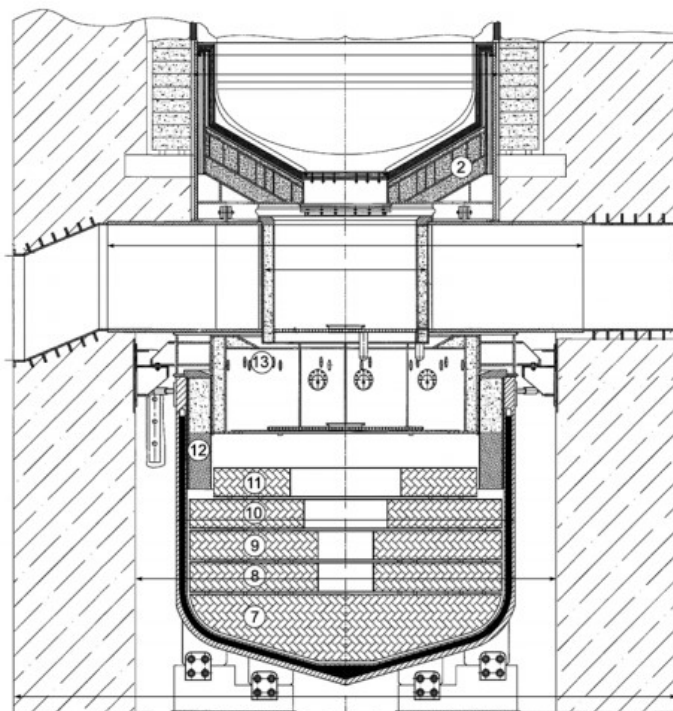
Obrázek 4 - Konstruktivní řešení technologie ExVC na jaderném reaktoru EPR-1600. ^[3]

Funkce tohoto systému je založena na principu shromáždění roztaveného kória do připraveného lapače (core catcher) viz. Obrázek 4. K tomu slouží vrstva žáruvzdorného betonu, který se nachází na stěně šachty reaktoru. Tento beton je nazýván tzv. obětním betonem. Při porušení integrity tlakové nádoby dojde k vytečení kória na ucpávku, a teprve při dostatečném množství uvnitř lapače, se zátka vlivem teploty roztaví a shromážděné kórium proteče vlivem gravitace do chlazeného bazénu. To se rozprostře po dostatečně velké ploše a díky tomu může začít proces intenzivního a efektivního chlazení. Ke chlazení dochází zaplavením prostoru lapače aktivní zóny a aktivním chlazením pomocí kanálů umístěných pod lapačem aktivní zóny. Tímto způsobem by mělo dojít ke stabilizaci během několika hodin. Následné ztuhnutí by mělo nastat během několika dní. ^[3]

3.1.2 Projekt VVER 1200

Jde o ruský tlakovodní jaderný reaktor generace 3+. Je navržen na výkon 3200 MWt a jde o reaktor, který využívá modernizované bezpečnostní systémy, které jsou odzkoušené a spolehlivé v provozu. V současné době je provozován reaktor tohoto typu v Novovoronežské jaderné elektrárně a další je ve výstavbě. Další dva jsou ve výstavbě v Sosnovém Boru.

Princip navrženého lapače je stejný jako u projektu EPR 1600, ale jeho konstrukce je rozdílná viz. Obrázek 5. Hlavním rozdílem ruského systému je použití „kelímkové“ nádoby pro lapač, která se nachází přímo pod tlakovou nádobou reaktoru. Tento systém funguje podobně jako technologie IVR, pouze je umístěna v jiné nádobě, než tlakové nádobě reaktoru. K chlazení dochází přes stěny lapače aktivní zóny. Po roztavení obětního materiálu dojde ke změně vrstev. To je stav kdy se těžké kovy usadí ve spodní části lapače aktivní zóny a v horní části se usadí oxidy. V tom okamžiku dochází k protavení zátek a k následnému zaplavení horní části aktivní zóny vodou. Jako obětní materiál v lapači jsou použity oxidy železa a hliníku s oxidem gadolinia pro zajištění dostatečné pod-kritičnosti kória. [4]



Obrázek 5 - Konstrukční řešení technologie ExVC na jaderném reaktoru VVER-1200. [4]

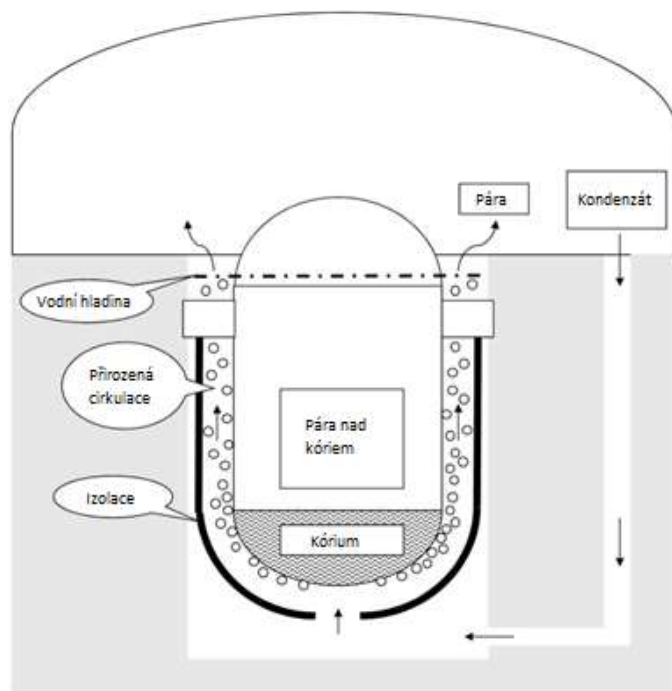
3.2 In-Vessel retention (IVR)

Tento systém zvládnutí těžké havárie spojené s tavením paliva je přijat například pro projekt AP 1000 a CAP 1400. Systém musí zaručit udržení kória uvnitř tlakové nádoby reaktoru a zabránit tím úniku radioaktivních štěpných produktů do okolí. To je zajištěno chlazením vnější stěny tlakové nádoby reaktoru viz. Obrázek 6

Při nedostatečném odvodu tepla z aktivní zóny dochází k jejímu tavení a ke spuštění systému externího chlazení vnějšího povrchu tlakové nádoby reaktoru což vede k zaplavení šachty reaktoru. Tepelný tok, který prochází skrze tlakovou nádobu je předáván chladicímu médiu. V horní části roztaveného kória vzniká metalická vrstva, která díky vysoké tepelné vodivosti přijímá velké množství tepla z velké plochy oxidického bazénu. Toto teplo je předáváno do malé plochy tlakové nádoby reaktoru a vzniká zde kritické místo, kde může dojít k protavení tlakové nádoby reaktoru. Chladicí médium se zahřívá a začíná vařit. Nikdy však nesmí ve kterémkoliv místě vnějšího povrchu tlakové nádoby reaktoru dojít ke krizi varu. To je stav, kdy se na stěně smáčené chladicí vodou vytvoří souvislý film páry, který zabraňuje efektivnímu chlazení stěny. Tato vrstva páry zabraňuje přechodu tepla do chladicího média díky nízkému součiniteli přestupu tepla. Nedosažení krize varu je jednou ze dvou základních podmínek funkčnosti této strategie. Druhou podmínkou je zajištění dostatečného průřezu tlakové nádoby reaktoru, tak aby nedošlo k porušení její integrity. Při těchto parametrech (teplota, napětí) nesmí tlaková nádoba ztratit své mechanické vlastnosti. Pára v horní části kontejnmentu kondenzuje a kondenzát se opět vrací k chlazení.

[5] [6]

Musí však být zároveň zaručen dostatečný prostor pro únik páry kolem tlakové nádoby v místech její podpory, aby došlo k potřebnému rozvinutí přirozené cirkulace.



Obrázek 6 - Principiální řešení technologie IVR na jaderném reaktoru. [6]

3.3 Porovnání metod IVR a ExVC

V následující tabulce jsou srovnány hlavní výhody a nevýhody obou výše popsaných systémů.

Tabulka 2 - Hlavní výhody a nevýhody technologií IVR a ExVC.

IVR	ExVC
Výhody	
<ul style="list-style-type: none"> - Méně uvolněných štěpných produktů do prostoru kontejnmentu. - Menší produkce vodíku. - Možnost aplikace na většinu stávajících bloků. 	<ul style="list-style-type: none"> - Snadnější technologické řešení. - Pomalejší odtlakování a vyšší tlak.
Nevýhody	
<ul style="list-style-type: none"> - Riziko parní exploze při poruše integrity tlakové nádoby reaktoru. - Nutnost včasného odtlakování primárního okruhu. - K zaplavení šachty reaktoru musí dojít před přesunutím roztaveného kória do spodní části tlakové nádoby reaktoru. - Při selhání IVR dochází k ExVC 	<ul style="list-style-type: none"> - Únik štěpných produktů do kontejnmentu. - Při selhání ExVC dochází k porušení integrity kontejnmentu. - Vysoká produkce vodíku při kontaktu kória s betonem (řeší systém odstraňování vodíku).

Aplikace obou metod na jakémkoliv stávající bloky je komplikovaná. Aplikaci technologie IVR zvládlo pouze několik reaktorů, jako například AP-600 nebo VVER-440. Při této aplikaci na stávající bloky je potřeba vyřešit převážně materiálové a konstrukční problémy. Technologie ExVC dává jednoduché konstrukční a technologické řešení pro všechny nové projekty jaderných bloků. [5]

Od této chvíle se bude tato práce věnovat pouze technologii IVR, pro jejíž ověření slouží modifikované experimentální zařízení.

4 Prováděné experimenty pro IVR

Protože je nutnost prokázat, jak se bude celá soustava chlazení chovat a zda budou tyto systémy fungovat v praxi, je potřeba analytické výzkumné činnosti a studie podpořit i rozsáhlými experimentálními programy. Začaly se provádět experimenty v různých zemích světa na konkrétní typy jaderných bloků. Vznikly tak experimentální, výpočetní a modelační data tlakových nádob reaktoru. Pro příklad jsou v následujících podkapitolách příklady experimentálních zařízení CYBL, ULPU a BESTH-2.

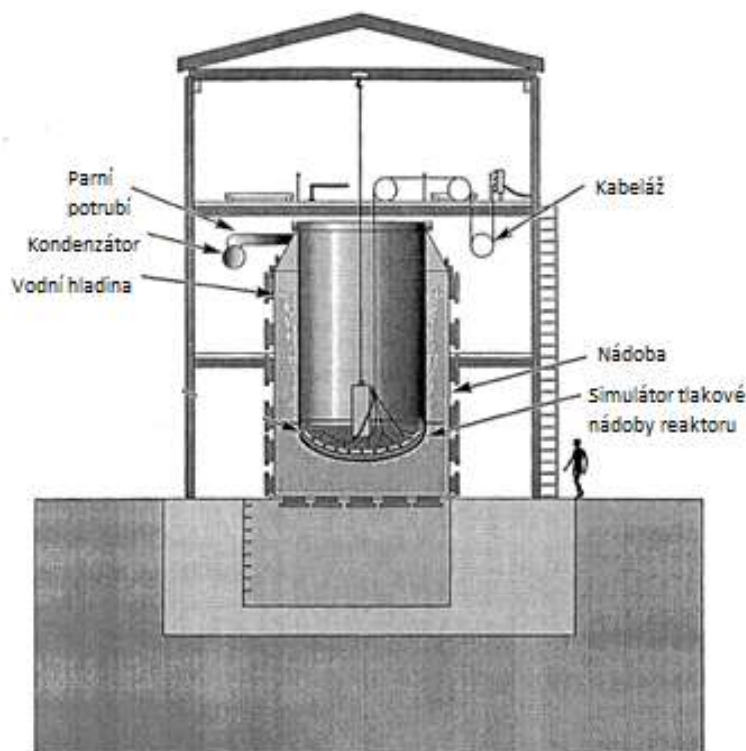
4.1 CYBL (USA-1994)

Experimentům CYBL předcházely experimenty středního měřítka, které měly za úkol zkoumat proces varu od různých povrchů. Proto byly vytvořeny dva zkušební vzorky vyrobené z hliníku 6061 o průměru 61 cm a tloušťkou 10 cm. První byl jednoduchý válec s plochým dnem. Druhý byl tomu prvnímu podobný, ale neměl ploché dno nýbrž dno s rádiusem. Povrchy vzorků byly pravidelně po každém experimentu kartáčovány, aby se docílilo stejného povrchu, ve všech experimentech. Příprava začala zahřátím vzorku na teplotu mezi 160 a 330 °C a poté byl ponořen do bazénu s vodou na mezi sytosti. Samotný experiment začínal fází, kde docházelo ke kontaktu vody s povrchem vzorku. Postupem času se začínají vytvářet parní bubliny, které se spojují až vzniká souvislá vrstva páry. Tento proces začíná při tepelných tocích 0,1 MW/m². Při vysokých tepelných tocích je tento proces chaotičtější a dochází k vytváření několika samostatných oblastí, které se následně trhají od povrchu a unikají. Tento jev je cyklicky se opakující a směr, kterým pára uniká, je náhodný. Byly provedeny čtyři sady experimentů, kde tři byly při nízkých teplotách a jedna při vysokých teplotách. Podle výsledků byl odhadnut kritický tepelný tok v rozmezí 0,4 - 0,6 MW/m². Pro oba vzorky byla křivka tepelných toků téměř totožná.

V druhé fázi bylo vytvořeno experimentální zařízení v měřítku 1:1 s tlakovou nádobou těžkovodního reaktoru (HWR-NPR), které sloužilo ke zjištění přenosu tepla a podmínek varu viz. Obrázek 7. Experimentální zařízení se skládalo z vnitřní nádoby simulující tlakovou nádobu reaktoru s torisférickým dnem. Tato nádoba byla vyrobena z 1,6 cm tlusté nerezové oceli a měla průměr 3,7 m a výšku 6,8 m. Vnější nádoba byla rovněž vyrobena z nerezové oceli s průměrem 5,1 m a výškou 8,4 m. Uspořádání experimentu viz. Obrázek 7. Bylo možné použití více druhů vnitřní nádoby s různým tvarem dna tlakové nádoby, pokud její průměr nepřekročil hodnotu průměru 3,7 m. Tepelný tok byl zajišťován pomocí 20 sálavých

lamp s hliníkovými reflektory. Ty byly rozděleny do 12 samostatných oblastí, které byly samostatně regulovány podle potřeb experimentu. Pro potřeby vizuálního vyhodnocení zde bylo použito 51 průzorů a 10 kamerových systému. Měření teplot zajišťovalo téměř 300 termočlánků snímající teploty povrchu vnitřní nádoby a chladicí vody.

Experimenty byly zacíleny na hodnotu tepelného toku $0,2 \text{ MW/m}^2$, ale maximální, kterého bylo možné docílit, byl $0,4 \text{ MW/m}^2$. Tento tepelný tok byl zvolen na základě dat z reaktoru AP-600. Zároveň se uvažovalo, že dno nádoby v experimentálnějším zařízení CYBL je plošší než u většiny amerických reaktorů, a proto jsou výsledky v tomto ohledu konzervativnější. Na zařízení úspěšně proběhli tři série testů s rovnoměrným a nerovnoměrným rozložením tepelného toku. Výsledky ukazují na možnost použití technologie IVR u reaktorů AP-600. Zároveň je zde shoda s výsledky předcházejících experimentů. Při porovnání s experimenty Nishikawa výsledky naznačují, že geometrie a měřítko experimentu mají vliv na proces varu. [6]



Obrázek 7 - Experiment CYBL.

4.2 ULPU (USA-2000)

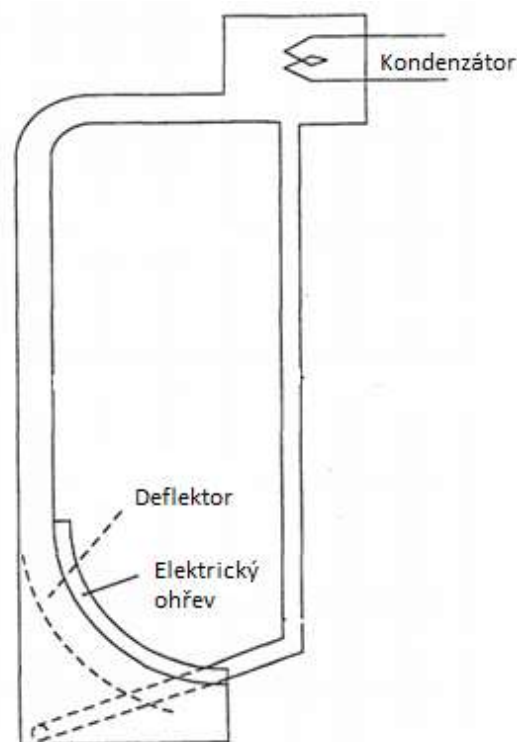
Tento experiment se začal provádět na podporu technologie IVR pro americké jaderné reaktory AP-600 s hemisférickým dnem tlakové nádoby reaktoru. Také slouží jako předběžná studie pro reaktor AP-1000. Souběžně s tímto experimentem byla ověřena a schválena tato technologie pro reaktory VVER-440. Jako hlavní problém v porovnání mezi AP-600 s výkonem 1 933 MW_t a AP-1000 s výkonem 3 400 MW_t je tepelný tok, který by procházel tlakovou nádobou v případě těžké havárie spojené s tavením paliva.

Toto experimentální zařízení viz. Obrázek 8 ukazuje testovaný vzorek v měřítku 1:1 se skutečnou dolní částí reaktorové nádoby. Stejně tak vzdálenost mezi vnějším povrchem tlakové nádoby reaktoru a tepelným reflektorem. Bylo vytvořeno několik konfigurací, kde konfigurace 1, 2 a 3 vytvořili základ pro hodnocení technologie IVR pro reaktor AP-600. Při těchto konfiguracích byl maximální hustotou tepelného toku okolo 1,4 MW/m². Po těchto experimentech došlo k vylepšení, při kterém došlo ke zvýšení hustoty tepelného toku na 2,0 MW/m². V tuto chvíli již hovoříme o konfiguraci 4, která sloužila pro potvrzení technologie IVR u reaktorů vyšších výkonů jako například reaktor AP-1000. K poslednímu vylepšení došlo pro konfiguraci 5, kde opět došlo ke zvýšení hustoty tepelného toku. Tentokrát na hodnotu 2,4 MW/m².

Reaktorová nádoba byla simulována pomocí měděných bloků s tloušťkou 76 mm a šířkou 152 mm. U pozdějších experimentů byly použity ocelové bloky. Zkušební povrch těchto bloků se po každé sérii pískoval, aby bylo zaručeno stejného výchozího stavu povrchu. Ohřev byl prováděn pomocí elektrických topných parton, které byly samostatně regulovatelné, pro testování různých konfigurací tepelných toků. Díky dobrým materiálovým vlastnostem mědi bylo možné při zjištění krize varu rychle odstavit výkon a během několika málo minut být připraven na další testování. Uvnitř měděného a ocelového bloku se nacházely termočlánky, které měřily jak teplotu topného elementu, tak i povrchu simulované tlakové nádoby reaktoru. Další měřily teplotu chladicí vody v několika místech. Dále se měřil tlak a průtok chladiva skrze smyčku. Všechna tato data se odesílala do počítačového systému, kde se analyzovala pomocí programu MatLab.

Celkem proběhlo na experimentálním zařízení 27 experimentů v 8 sériích. Ty probíhaly s měděnými a ocelovými vzorky s použitím různého chladicího média, jako je de-ionizovaná voda, voda s přidáním kyseliny borité nebo fosforečnanu sodného a voda z vodovodního řadu. Z výsledků vyplývá, že při stárnutí vzorku v průběhu série dochází ke zvyšování kritického

tepelného toku. Zároveň z porovnání mědi a oceli vyplývá, že nový ocelový blok dosahuje stejných parametrů kritického tepelného toku jako blok měděný po 6 prováděných experimentech. Stejně tak jako u měděných bloků dochází u ocelových ke zvýšení hodnoty kritického tepelného toku, při stárnutí vzorku. Nejlepších výsledků bylo dosaženo s použitím chladicí vody s přidaným fosforečnanem sodným, a to jak pro měděný, tak ocelový blok. Při použití kyseliny borité se zvyšuje hodnota kritického tepelného toku, ne však o tolik jako v předchozím případě. Experimentů však nebylo provedeno tolik, aby bylo možné provádět jednoznačné závěry. ^[6] ^[21]



Obrázek 8 - Experiment ULPU-2000. ^[6]

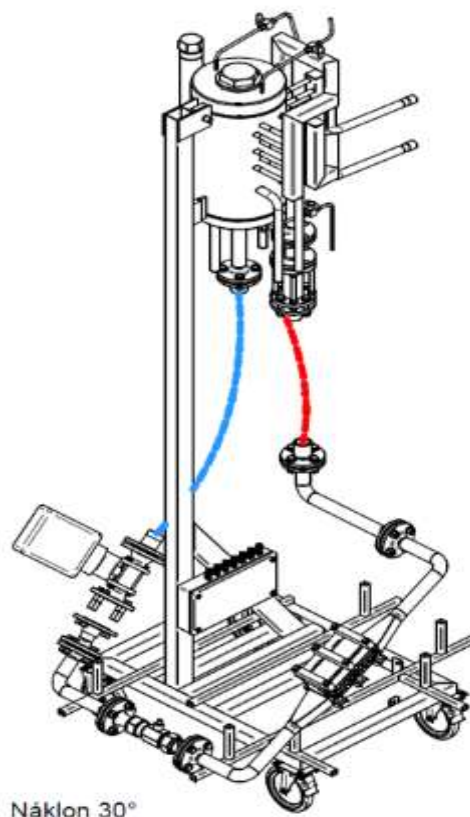
4.3 BESTH-2

Pro českou jadernou elektrárnu Temelín byly vytvořené podobné experimenty, aby se zjistilo, zda je tato technologie použitelná i pro reaktory typu VVER-1000/320. Proto v ÚJV Řež vzniklo testovací zařízení BESTH-2 viz. Obrázek 9, které simuluje chlazení semi-eliptického dna reaktoru VVER-1000 ke zjištění kritického tepelného toku, který se porovnává s výpočtem tepelných toků kódem SOCRAT, ale i s dalšími světovými výpočtovými kódy např. MELCOR, ASTEC a další.

4.3.1 Popis experimentu

Zkušební vzorek je vyroben z archivního materiálu tlakové nádoby reaktoru a jeho povrch byl upraven, aby odpovídal reálným podmínkám jako na jaderné elektrárně především vzhledem k drsnosti povrchu. Na povrch byly zároveň v dalších experimentech použity různé povrchové úpravy, které měly za účel zvýšit efektivitu odvodu tepla z povrchu vzorku a tím i hodnotu kritického tepelného toku. Ocel nádoby je explozivně svařena s blokem mědi, do které jsou zasunuty patrony o výkonu 800 W. Těchto elektrických patron je celkem 33 (u aktuální kombinace) a to dává dohromady elektrický výkon 26,4 kW. Neboť dochází ke ztrátám do okolí, tak do místa vzorku se dostane 85 % tepelné energie, tedy 22,44 kW. Zbýlých 15 % uniká z nechlazených ploch přirozenou konvekcí a sáláním. S tímto tepelným výkonem je zařízení schopno dosáhnout maximálního tepelného toku přibližně 2,2 MW/m². Náklonem vzorku v rozmezí od 5° do 90° se simulují různé výšky na tlakové nádobě reaktoru.

Topný panel se připevňuje na chladicí kanál pomocí předepjatých šroubů, které přitlačují tyto dvě komponenty k sobě, aby nedocházelo k únikům vody a byly zároveň kompenzovány teplotní dilatace. Chladicí kanál má také dva průzory, které slouží k vizuálnímu posouzení podmínek varu.



Obrázek 9 - Experimentální zařízení BESTH – 2. ^[9]

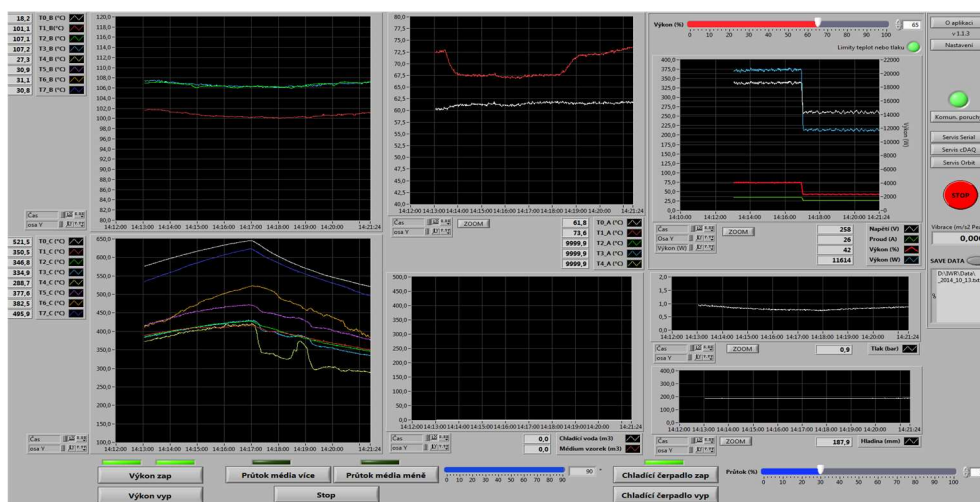
Pro potřeby nastavení vhodných parametrů, kdy při vyšších náklonech je ve vodě přítomna i pára, slouží tzv. předehřev. Ten se skládá z válcové nádoby a tří topných spirál uvnitř této nádoby. Dvě z těchto spirál mají elektrický výkon 4 kW a jedna 2,4 kW. To dává celkový elektrický výkon předehřevu 10,4 kW.

V horní části zařízení se nachází kondenzátor, který zaručuje cirkulaci vody pomocí přirozené cirkulace. To je uvnitř dochlazováno pomocí sekundárního chlazení napojeného na systém otopné vody v areálu ÚJV Řež. Kondenzátor je konstruován na tlak 5 barů a obsahuje zároveň měření tlaku, měření hladiny a ventily pro odpuštění vzduchu nebo odběr vzorku chladiva.

Na celém zařízení se měří celá řada hodnot. Nejdůležitější je měření teplot pomocí termočlánků typu K, kde čtyři termočlánky měří teplotu v blízkosti povrchu zkušební vzorku, což umožní detekovat změny teploty a indikovat tak krizi varu. V topném panelu jsou umístěné čtyři patrony, která v sobě mají snímače teploty. Další tři termočlánky jsou určeny k měření teploty média v primárním okruhu a dva k měření na sekundárním okruhu. Dále se zde nachází dvě místa pro měření tlaku a průtoku. Všechna tato data jsou přenášena do počítače. [9]

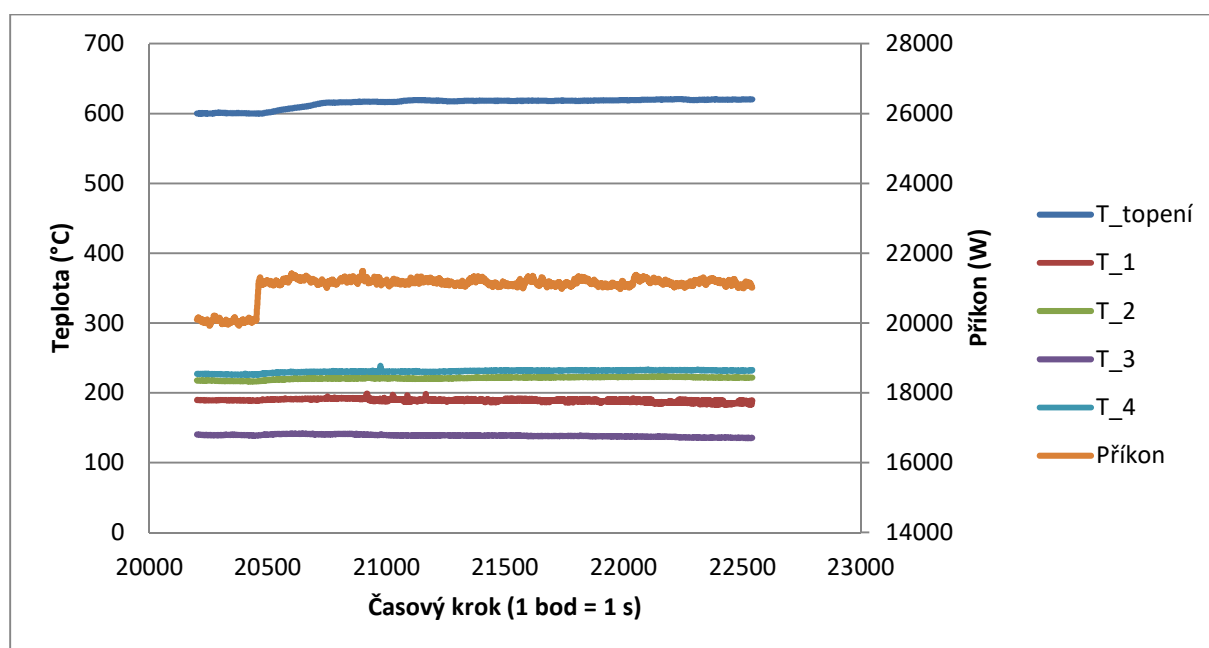
4.3.2 Vyhodnocení dat

Jak již bylo napsáno výše, všechna měřená data jsou monitorována díky počítačovému rozhraní, přes které je možné kontrolovat a řídit experiment. Řídicí rozhraní viz. Obrázek 10. Všechna data z průběhu měření jsou ukládána do textového souboru. Software také kontroluje limitní hodnoty nastavených veličin a v případě, že dojde k jejich překročení, se automaticky odstaví dodávka napájení, aby nedošlo k poškození zařízení přehřátím topného elementu.



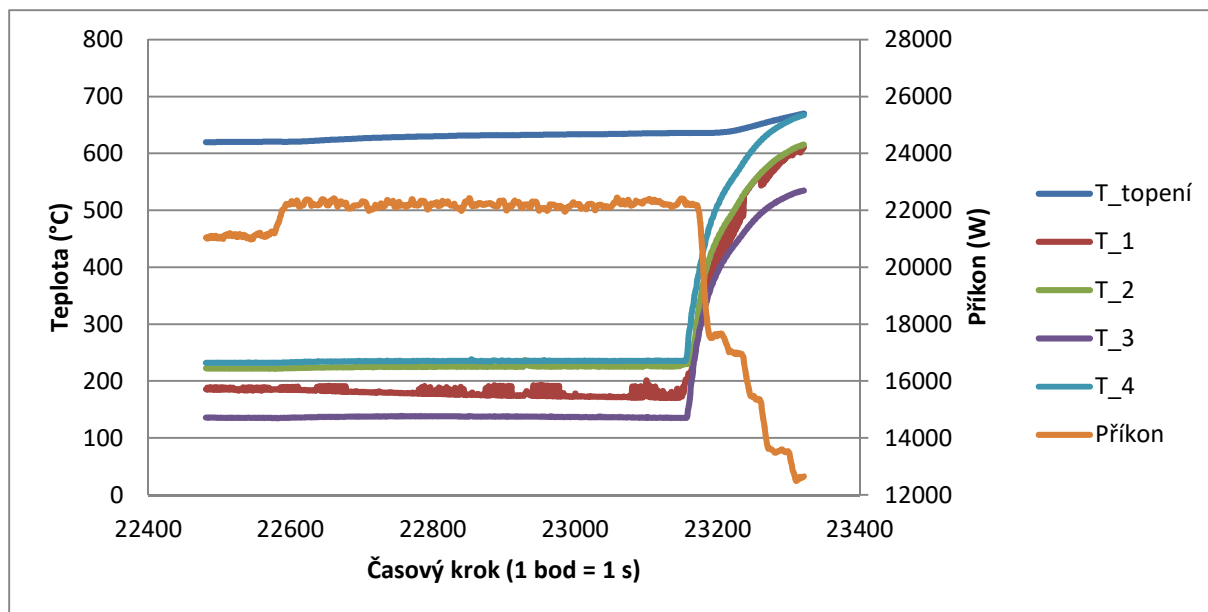
Obrázek 10 - Softwarové rozhraní. [9]

Pro indikaci kritického tepelného toku jsou nejdůležitější měření teploty povrchu zkoušeného vzorku. Pokud je chlazení dostatečné, pak při zvýšení výkonu dojde ke zvýšení teploty na povrchu vzorku a ta se po čase ustálí na vyšší hladině, jak je vidět viz. Graf 1. Toto poslední ustálení se nazývá poslední stabilní stav a je používán do grafů jako poslední bezpečná hodnota po níž nastává krize varu. Na grafu je vidět teplota topení ($T_{\text{topení}}$) v ustáleném stavu mírně přes 600°C . Teploty povrchu vzorku měřeny pomocí termočlánků označeny jako $T_1 - T_4$. Na vedlejší ose je vynesena příkon.



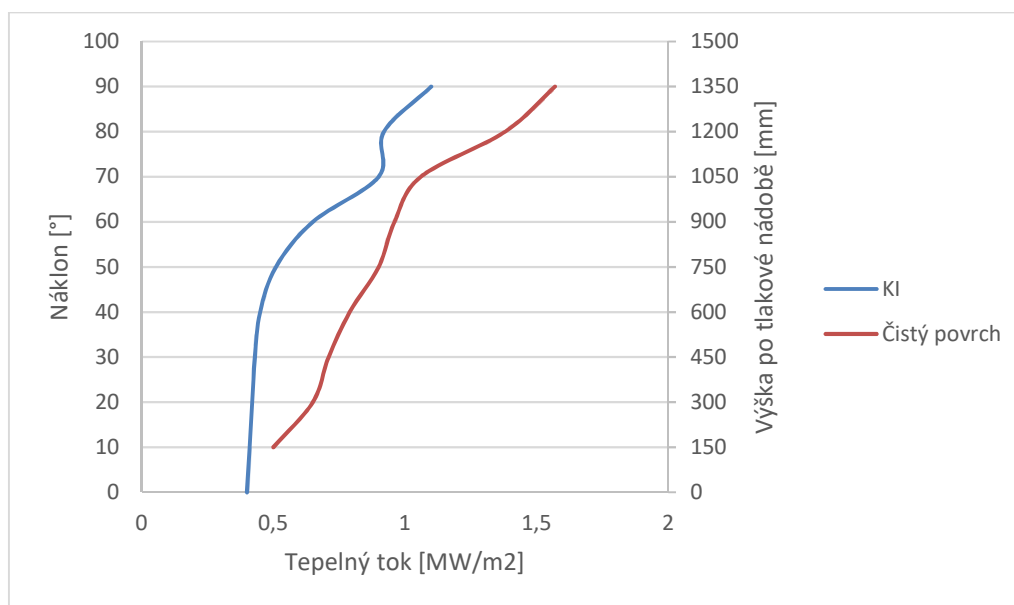
Graf 1 - Poslední stabilní stav, čistý vzorek, náklon 90°

Pokud dojde k dalšímu zvýšení výkonu, pak chladivo přestane dostatečně chladit povrch vzorku a na tomto povrchu se začnou vytvářet parní blanky. To způsobí další snížení odvodu tepla z povrchu vzorku a dochází k jevu, tzv. krizi varu. Při ní dochází k vytvoření parního filmu, který brání vodě chladit povrch vzorku a ten se přehřívá viz. Graf 2. Zde je tato oblast velmi dobře pozorovatelná, neboť dochází k rapidnímu růstu teplot na povrchu vzorku. V tuto chvíli je zapotřebí postupně odstavit příkon tak, aby nebyly překročeny limitní hodnoty teplot na povrchu vzorku. Tato situace je velmi nebezpečná, neboť ve chvíli, kdyby došlo ke krizi varu na skutečném jaderném reaktoru, pak by došlo k protavení tlakové nádoby reaktoru a úniku roztaveného kória do prostoru kontejnmentu.



Graf 2 - Krize varu, čistý vzorek, náklon 90°

Všechny hodnoty tepelných toků vypočtených z příkonu a plochy vzorku se zanášejí do grafů a porovnávají s hodnotou kritického tepelného toku dle různých výpočtových kódů viz. Graf 3. Výsledek je znázorněn na grafu, kde jsou porovnány výsledky pravděpodobného vývinu tepelného toku kódem SOCRAT provedeným v Kurčatovském Institutu v Moskvě.



Graf 3 - Výsledná křivka v porovnání s výsledky Kurčatovského Institutu v Moskvě.

4.3.3 Možné zlepšení díky modifikaci experimentálního stendu

Protože je průtok v celém primárním okruhu ovlivněn pouze přirozenou cirkulací, nikoliv nucenou cirkulací pomocí čerpadla, je nemožné regulovat tuto veličinu. V experimentu BESTH-2 se dosahuje objemového průtoku okolo $1 \text{ m}^3/\text{h}$. Hodnota vypočteného objemového průtoku v reálných podmínkách je cca 30x větší než u experimentálního zařízení BESTH-2.

Dalším nedostatkem je měření při nízkých náklonech. Při těchto experimentech se ukázalo, že není možné stabilizovat celý experiment tak, aby dával relevantní výsledky. U těchto měření dochází jen velmi obtížně ke stabilizaci průtoku a tlaku. Toto nestabilní proudění má za následek velký rozsah hustot tepelného toku, při němž dochází ke krizi varu.

Vlivem konstrukce zařízení jako celku nelze bez modifikace stendu měřit náklon 0° , protože nedojde k rozvinutí přirozené cirkulace.

Další nevýhodou současné podoby stendu je považováno použití vlnovcového potrubí zařazeného za kondenzátor. Toto potrubí je vhodné použít na trase mezi vzorkem a kondenzátorem, kdy by se vlivem změny náklonu muselo při každém experimentu měnit potrubí. Před vzorkem však toto potrubí vlivem velkého koeficientu tření přidává do systému poměrně velkou ztrátu třením v trubce.

Těmto nedostatkům a způsobům na vylepšení se bude věnovat další část diplomová práce. Závěrem této práce by mělo být doporučení k vylepšení experimentálního zařízení, pomocí vhodných modifikací tak, aby bylo možné mj. měřit i nízké náklony a zároveň byly regulovatelné i další parametry experimentu a celý experimentální program by se tak více přiblížil reálným podmínkám jaderného reaktoru.

5 Modifikace experimentálního zařízení BESTH-2

Podle požadavků společnosti ÚJV Řež bude navrženo zařízení, aby bylo možné regulovat nejenom průtok v primárním okruhu, ale zároveň částečně teplotu vody přicházející ke vzorku. To by mělo zajistit především zařazení čerpadla, které by mělo být navrženo tak, aby v něm nedocházelo ke kavitaci. To je hlavním problémem pro správný návrh a volbu vhodného typu čerpadla, protože parametry chladicí vody jsou na mezi sytosti, a v čerpadle by tak při lokálním snížení tlaku mohlo dojít k tomuto nepříznivému jevu. Při regulaci teploty vody a snížení teploty vody na vstupu do chladicího kanálu bude možné zjistit, jak se vzorek chová při podchlazeném varu. Protože však kondenzátor na tuto možnost nebyl konstruován, bude nutné do systému předradit navíc vhodný výměník tepla.

5.1 Kavítace v čerpadle

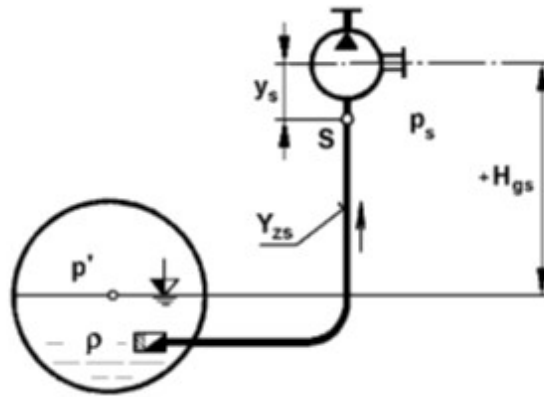
Kavítace je jev, při kterém vznikají v kapalině bublinky páry, které následně zanikají a zapříčiňují zhoršení provozních stavů čerpadla a jeho možné poškození kavitační erozí, dále zvýšení hlučnosti a vibrací zařízení.

Bublinky páry v kapalině vzniknou při lokálním snížení tlaku na tlak nasycených par. Voda se začne lokálně vařit a tvořit velmi malé bublinky. Tyto bublinky jsou unášeny okolní kapalinou do míst, kde je tlak vyšší. V těchto místech parní bublinky kondenzují a dochází tak k implozi. To má za následek již výše zmíněnou hlučnost a větší vibrace. Pokud se to děje v blízkosti lopatek čerpadla nebo jiných rotačních zařízení dochází k velkému namáhání materiálu a jeho opotřebení. ^[10]

5.2 Teorie výpočtu čerpadla

5.2.1 Bez konstrukční změny experimentu BESTH-2

Není zcela jasné, zda bude čerpadlo za těchto parametrů kavitovat, proto je potřeba provést výpočet geodetické sací výšky čerpadla. Tato výška udává, jaká musí být minimální vzdálenost čerpadla od hladiny čerpané kapaliny v kondenzátoru viz. Obrázek 11. Výpočet by měl ukázat, zda v čerpadle bude docházet ke kavitaci (bez úprav na experimentu).



Obrázek 11- Schematické uspořádání čerpadla vůči kondenzátoru. ^[10]

Pro výpočet je zapotřebí mít již vybrané čerpadlo, které splňuje parametry pro objemový průtok a teplotu čerpané kapaliny. Z charakteristiky je získána hodnota NPSH (Net Positive Suction Head), což je hodnota představující pokles tlakové energie v sací části čerpadla, daný výškou vodního sloupce. Další hodnotu, kterou při výběru získáme, je vzdálenost sací trubkovnice od osy čerpadla.

Výpočet geodetické sací výšky čerpadla:

$$H_{gs} = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{p' - p_w}{\rho} + g \cdot y_s - \Delta y \cdot g - Y_{zs} \right) \quad [m] \quad 1$$

kde

g – gravitační zrychlení [m/s^2]

p' a p_w – tlak v systému a tlak nasycených par [Pa]

ρ – hustota kapaliny [kg/m^3]

Δy_s – vzdálenost sací trubkovnice od osy čerpadla [m]

Δy – NPSH [m]

Y_{zs} – ztráty na sacím potrubí [J/kg]

Protože tlak v systému a tlak nasycených par je stejný, tak tento člen je nulový a rovnice se redukuje na tvar:

$$H_{gs} = \frac{1}{g} \cdot (g \cdot y_s - \Delta y \cdot g - Y_{zs}) \quad [m] \quad 2$$

Ztráty v sacím potrubí jsou výsledkem součtu ztrát třením v potrubí a místních ztrát.

$$Y_{zs} = Y_{zt} + Y_{zm} \quad 3$$

Pro výpočet třecích ztrát je nutné znát součinitel tření v trubce λ . Tento součinitel je možné odečíst z Moodyho diagramu, avšak pro vlnovcové potrubí je střední geometrická drsnost relativní v závislosti na protažení či zkrácení potrubí. Proto byl kontaktován potenciální výrobce potrubí pro získání hodnoty součinitele tření $\lambda=0,1$ ^[24]. Dále je zapotřebí vnitřní průměr potrubí d_1 , délku potrubí l a rychlost proudění média v potrubí c .

$$Y_{zt} = \lambda \cdot \frac{l}{d_1} \cdot \frac{c^2}{2} \quad 4$$

Pro výpočet místních ztrát je zapotřebí určit všechna místa, kde dochází ke ztrátě. Protože je zde jediná místní ztráta, a to zúžením z kondenzátoru do potrubí, je vztah pro výpočet:

$$Y_{zm} = \varepsilon \cdot \frac{c^2}{2} \quad 5$$

Kde ε je součinitel místních ztrát pro vtok do potrubí a c je rychlost proudění kapaliny proudící v potrubí. ^[10]

5.3 Konstrukční změny sacího potrubí experimentu BESTH-2

Zařízení BESTH-2 je potřeba konstrukčně upravit tak, aby byla snížena sací výška. Protože experiment je vázán parametry, lze proto upravovat pouze některé hodnoty ve výpočtu. Tato výška nesmí zároveň překročit osmi metrovou hranici, protože to je výška haly, kde je experiment umístěn.

V původním návrhu bylo vlnovcové potrubí s velkým součinitelem tření. Součástí návrhu bude změna tohoto potrubí za potrubí přímé, vyrobené z nerezové oceli. Tím by se měl snížit součinitel a zaručit tak nižší sací výšku.

Pro získání koeficientu je nutné získat střední geometrickou drsnost k [mm] pro nově zvolené potrubí viz. Tabulka 3.

Tabulka 3 - Střední geometrické drsnosti potrubí.

Materiál potrubí, jeho úpravy a kvalita	k [mm]		
	Stav potrubí		
	Dobrý	Normální	Špatný
Kovové asfaltované	-	0,0305	-
Ocelolitinové	0,0305	0,061	0,152
Ocelolitinové korodované	0,15	0,61	3,05
Ocelové nenatřené	0,015	0,0305	0,061
Ocelové natřené	0,0305	0,061	0,152
Ocelové tažené nové	0,03	-	-
Ocelové bezešvé, pečlivě uložené	0,04	0,1	-

Tato hodnota zvýrazněná červeně byla volena záměrně vyšší, neboť může dojít při dlouhodobých experimentech k zanášení vnitřního povrchu trubek. Dalším důvodem je použití vody s přidanými nečistotami, které se mohou vyskytnout v testech.

Dalším krokem, aby bylo možné vyjádřit součinitel tření, je vypočítat Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{c \cdot D_h}{\nu} \quad 6$$

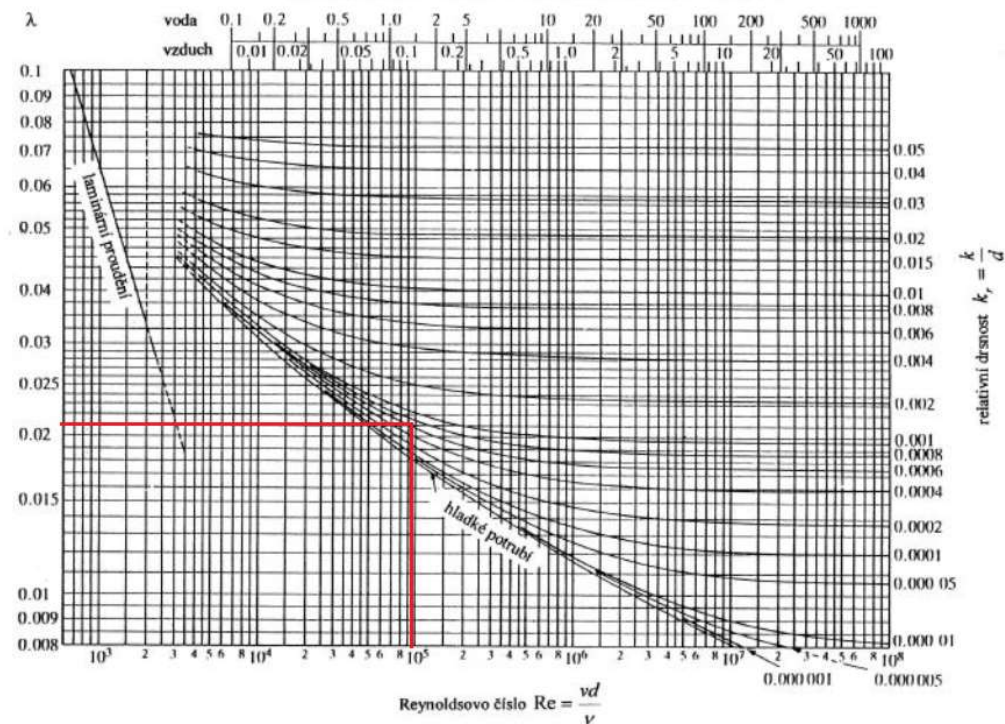
kde:

c – rychlost proudění [m/s]

D_h – charakteristický rozměr [m]

ν – kinematická viskozita [m²/s]

Po vyčíslení jsou známy všechny hodnoty pro vyjádření součinitele tření z Moodyho diagramu viz. Obrázek 12.



Obrázek 12 - Moodyho diagram pro zjištění součinitele tření. [10]

Vztah pro výpočet třecí ztráty je totožný jako v předcházející kapitole podle vzorce 4. Upraven bude třecí součinitel a délka potrubí. [10]

Podle čerpadla je vhodné volit také příslušný průměr potrubí. Protože má čerpadlo sací hrdlo o průměru DN 65, je zvolen průměr potrubí o stejném rozměru. Tato změna bude mít vliv na rychlost proudění kapaliny v sacím potrubí a ovlivní, jak ztráty třením, tak ztráty místní.

Se změnou potrubí je potřeba počítat s tím, že na tuto možnost nebyl původně konstruován kondenzátor. Není však žádoucí, aby se měnil průměr odtokového kanálu, což by znamenalo vyvrtání většího otvoru do dna tlakové nádoby (kondenzátoru). To by mohlo způsobit narušení integrity celého kondenzátoru. Proto byla zvolena varianta vložení členu pro rozšíření potrubí v blízkosti kondenzátoru. To znamená vložení další místní ztráty, avšak uchránění kondenzátoru, před případným poškozením.

Přidaná místní ztráta rozšíření povede ke zhoršení podmínek proudění pro sací potrubí, proto musí být redukce vhodně zvolena, aby její vliv byl co nejmenší. Z tohoto důvodu je uvažováno o použití kónického rozšíření potrubí. Tato ztráta závisí na průměrech na vstupu a výstupu z redukce, ale také na tzv. úhlu rozevírání viz. Tabulka 4. Úhel byl zvolen 10° aby nebyla redukce příliš dlouhá, ale měla stále dostatečně nízký koeficient ψ . Zároveň je tato hodnota běžně dostupná u výrobců těchto tvarovek. [12]

Tabulka 4 - Tabulka hodnot součinitele ψ .

$2 \cdot \delta$ [°]	6°	8°	10°	12°	14°	16°	20°	25°	30°	40°	60°	90°	180°
ψ	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,27	0,36	0,50	0,65	0,92	1,15	1,10	1,00

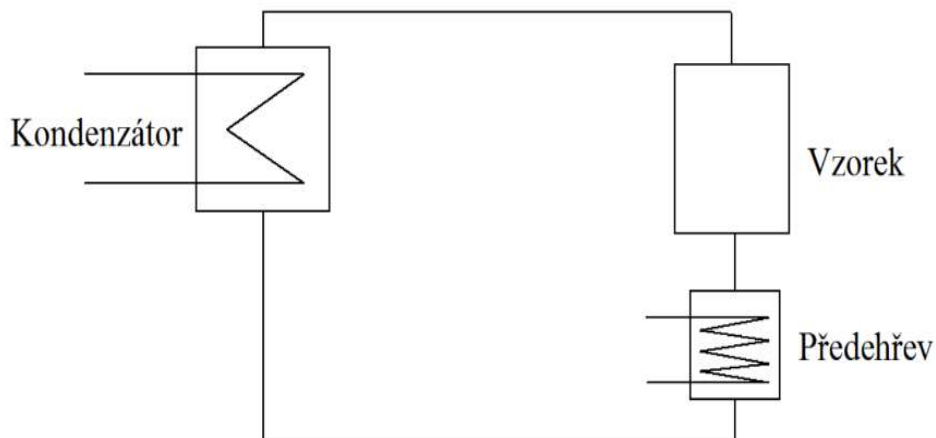
$$\varepsilon = \psi \cdot \left(\frac{d_2^2}{d_1^2} - 1 \right)^2 \quad 7$$

Výpočtový vztah pro určení místní ztráty kónickým rozšířením se vypočte podle vzorce 5 kam se dosadí součinitel místní ztráty získaný pomocí vzorce 7.

Ztráta v kulovém ventilu (viz. kapitola 5.5.2) se vypočte pomocí vzorce 18. Lišit se bude pouze v hodnotě K_{vs} , která je udávána výrobcem.

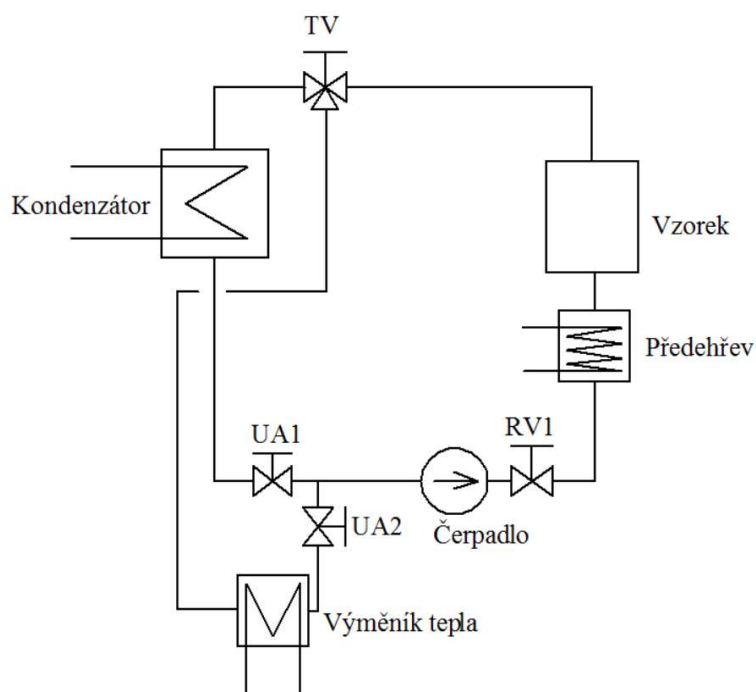
5.4 Tepelný výměník pro experimentální zařízení BESTH-2

Původní experiment viz. Obrázek 13 byl vcelku jednoduchý. Kondenzátor však nebyl konstruován na podchlazování chladicího média v experimentálním zařízení.



Obrázek 13 - Původní schéma experimentu BESTH-2.

Proto bude výměník tepla v experimentu sloužit k regulaci teploty na vstupu do chladicího kanálu. K tomuto účelu bylo vytvořeno zjednodušené schéma experimentu viz. Obrázek 14.



Obrázek 14 - Schéma modifikovaného experimentu BESTH-2.

- a) Režim s kondenzátorem: Trojcestný ventil TV je v režimu přímého toku. Primární médium proudí z chladicího kanálu přes TV, přes kondenzátor, dále přes uzavírací armaturu UA1, čerpadlo a regulační ventil RV1 do předehřevu a chladicího kanálu se vzorkem. Větev s výměníkem tepla (a UA2) je uzavřena. Tato varianta bude použita v případě použití kondenzátoru a chlazením vodou na mezi sytosti. Experimenty jsou prováděny jako před modifikací, pouze je možné nově upravovat průtok chladicího média.
- b) Režim s výměníkem tepla: TV je nastaven na tzv. obtok. Primární médium proudí z chladicího kanálu přes TV do výměníku tepla, dále přes UA2, čerpadlo a RV1 do předehřevu a zpět do chladicího kanálu. Větev s kondenzátorem (a UA1) je uzavřena. Tato varianta bude použita při experimentech s podchlazováním (regulací teploty) chladicí kapaliny. Je zde opět možnost regulace průtoku.

5.4.1 Teorie výpočtu tepelného výměníku

Pro tepelný výpočet výměníku jsou uvažovány dvě varianty s měnicími se parametry sekundárního chlazení výměníku. Jednou z variant je chlazení pomocí vody z vodovodního řadu. Pomocí průtokoměru a stopek byl experimentálně určen maximální průtok, který byl vzat jako zadaná veličina. Podobně pomocí teploměru byla změřena minimální teplota, která by byla na vstupu do výměníku. Druhá varianta uvažuje použití užitkové vody z otopného systému. Tato voda je použita i u stávajícího zařízení jako chladicí voda v kondenzátoru.

Protože není možné z primárního okruhu odebrat více tepla, než kolik je do systému přivedeno, je zadanou veličinou tepelný výkon, který bude mít tepelný výměník. Tento výkon je daný výkonem jak elektrických patron, které ohřívají zkušební vzorek, tak výkonem topných spirál umístěných v předehřevu, které simulují již probíhající var při vyšších náklonech vzorku.

Pomocí kalorimetrické rovnice v primárním a chladícím okruhu byla vytvořena tepelná bilance:

$$Q = \dot{m}_{I.O.} \cdot c_{pI.O.} \cdot \Delta t_{I.O.} = \dot{m}_{II.O.} \cdot c_{pII.O.} \cdot \Delta t_{II.O.} \quad [W] \quad 8$$

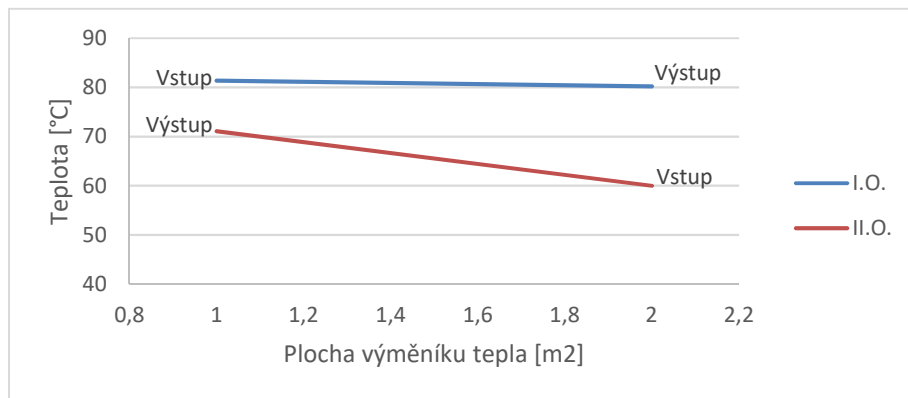
kde:

$\dot{m}_{I.O.}$ a $\dot{m}_{II.O.}$ – hmotnostní průtok [kg/h]

$c_{pI.O.}$ a $c_{pII.O.}$ – měrná tepelná kapacita vody [J/kg*K]

$\Delta t_{I.O.}$ a $\Delta t_{II.O.}$ – teplotní rozdíly [K]

Průběh teplot viz Graf 4 lze vytvořit s vypočtenými teplotami.

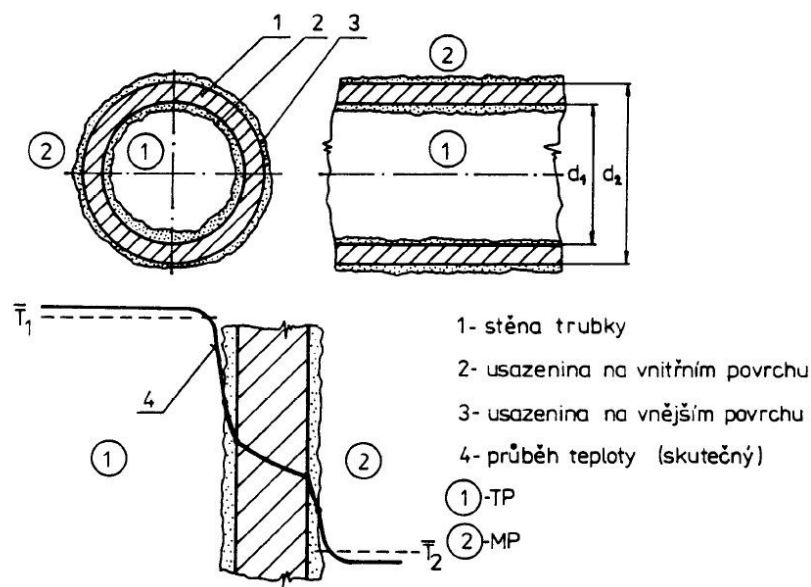


Graf 4 – Obecná teplotní bilance protiproudého výměníku.

Po vyjádření všech teplot lze vypočítat střední logaritmický teplotní spád, který vyjadřuje charakteristický teplotní rozdíl mezi oběma okruhy a bude dále použit pro výpočet teplosměnné plochy výměníku tepla ve vzorci číslo 17:

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

9



Obrázek 15 - Zobrazení průběhu teploty u trubkového výměníku. [13]

Dalším krokem je výpočet součinitele prostupu tepla pro trubkový výměník:

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{vody-I.O.}} + R_{z1} \right) + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_n} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \left(\frac{1}{\alpha_{vody-II.O.}} + R_{z2} \right)} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad 10$$

kde:

d_1 a d_2 – vnitřní a vnější průměr [m]

$\alpha_{vody-I.O.}$ a $\alpha_{vody-II.O.}$ – součinitel přestupu tepla vody [W/m²*K]

R_{z1} a R_{z2} – součinitel zanášení uvnitř trubek a v mezi-trubkovém prostoru [m²*K/W]

λ_n – tepelná vodivost trubek [W/m*K]

Pro výpočet tohoto součinitele je zapotřebí znát materiálové vlastnosti výměníku a vlastnosti proudících medií. Protože se jedná o tepelný výměník voda-voda a celý stávající okruh smyčky je z nerezové oceli, byl rovněž zvolen materiál výměníku nerezová ocel, podle které se zvolil příslušný součinitel tepelné vodivosti. ^[25] Dalšími koeficienty zahrnutými do výpočtového vztahu jsou součinitelé zanášení. Protože je plánován dlouhodobý provoz, je nutné započítat i faktor usazování nečistot uvnitř tepelného výměníku. Pro výpočet součinitele přestupu tepla byla použita podobnostní čísla.

Mezi podobnostní čísla potřebná k výpočtu je Reynoldsovo číslo, které vyjadřuje vztah mezi setrvačnými a vazkými silami a s jeho pomocí se určuje charakter proudění:

$$Re = \frac{c \cdot D_h \cdot \rho}{\mu} \quad [-] \quad 11$$

kde:

c – rychlost proudění kapaliny [m/s]

D_h – hydraulický průměr [m]

ρ – hustota [kg/m³]

μ – dynamická viskozita [Pa*s]

Hydraulický průměr se vypočte podle následujícího vzorce:

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{O} \quad [m] \quad 12$$

kde:

S – průtočná plocha [m²]

O – smočený obvod [m]

Dalším vypočteným podobnostním číslem je Prandtlovo, které vyjadřuje vlastnosti tekutiny a je potřeba pro vypočtení čísla Nusseltova:

$$Pr = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda_k} \quad [-] \quad 13$$

kde:

ν – kinematická viskozita [m²/s]

λ_k – tepelná vodivost kapaliny [W/m*K]

Poslední podobnostní číslo je Nusseltovo číslo pro výpočet gradientu teploty u stěny. Pro tento výpočet je nutné zvolit vhodnou korekci, platnou pro specifické podmínky proudění média. Pro výpočet Nusseltova čísla pro proudění v trubkovém prostoru byla použita korekce pro průtok kruhovým průřezem podle Dittus-Boeltera. Je vhodná pro Reynoldsova čísla větší než 10 000 a Prandtlova čísla mezi hodnotami 0,7 – 160. ^[17]

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad [-] \quad 14$$

Pro výpočet v mezi-trubkovém prostoru byla použita korekce Kreith-Black, která platí pro obtékání válce a Reynoldsova čísla v intervalu od 40 000 do 400 000 viz. Tabulka 5. ^[15]

Tabulka 5 - Tabulka pro určení konstant korelace Nusseltova čísla Kreith-Black.

Reynoldsovo číslo	C1	C2
0,4 ÷ 4	0,989	0,330
4 ÷ 40	0,911	0,385
40 ÷ 4 000	0,683	0,466
4 000 ÷ 40 000	0,193	0,618
40 000 ÷ 400 000	0,0266	0,805

$$Nu = C_1 \cdot Re^{C_2} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = 0,0266 \cdot Re^{0,805} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} [-] \quad 15$$

Díky výše uvedeným podobnostním kritériím je poté možné získat hodnotu součinitele přestupu tepla ze vztahu:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_k}{D_h} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad 16$$

Nyní jsou známy všechny hodnoty pro výpočet součinitele prostupu tepla a je možné vyčíslit teplotonosnou plochu výměníku tepla:

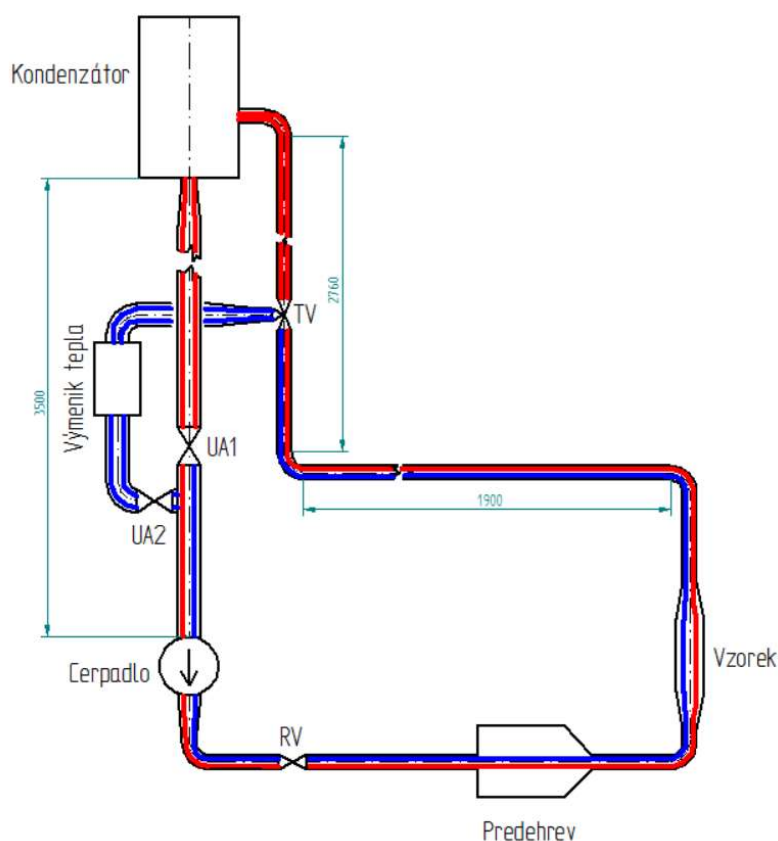
$$Q = k \cdot S_v \cdot \Delta t_{stř} [W] \quad 17$$

Tyto výpočty by měly poskytnout základní vlastnosti výměníku tepla a představu o jeho rozměrech. Podle výše uvedených výpočtových vztahů a výsledků bude před vlastní realizací rozhodnuto, zda bude výměník tepla vyroben přímo ve společnosti ÚJV Řež. Tato varianta by však zahrnovala vyhotovení výkresové dokumentace, technologického a výrobního plánu. Nejekonomičtější a časově nejméně náročnou variantu představuje vhodný sériově vyráběný tepelný výměník, který bude zaručovat potřebné vypočtené parametry. ^[13]

5.5 Teorie výpočtu ztrát v systému

V poslední části, kdy už budou známy všechny komponenty, je možné provést kontrolní výpočet, zahrnující všechny ztráty v jednotlivých okruzích. Po tomto výpočtu bude možné dokázat, že čerpadlo má dostatečný výkon, aby dokázalo splnit požadavky na něj kladené.

Všechny rozměry součástí, které zůstávají beze změny byly proměřeny s přesností na cm a zkontrolovány dle výkresové dokumentace. Všechny výpočty dávají představu o ztrátách v jednotlivých komponentech experimentálního zařízení. Protože každý z okruhů má jiné uspořádání, a jejich ztráty nebudou stejné, byly dílčí okruhy schematicky rozděleny na „červený“ okruh s kondenzátorem a „modrý“ okruh s výměníkem tepla viz. Obrázek 16. V červeném okruhu jde chladící médium skrze kondenzátor a chladící voda je na mezi sytosti nebo jako dvoufázová tekutina. V tomto zapojení lze regulovat pouze průtok. V modrém okruhu je kondenzátor by-passován a chladící voda proudí skrze výměník tepla. V tomto zapojení je možné regulovat jak teplotu, tak i průtok chladící vody. V dalších kapitolách je uveden teoretický výpočet ztrát všech druhů, které se v experimentu objevují.



Obrázek 16 - Schéma ztrát v systému.

5.5.1 Třecí ztráty

Tento výpočet je obdobný jako v kapitole 5.2.1 podle vzorce 4, kde se mění délka a průtočný průřez.

5.5.2 Místní ztráty

Místní ztráta je dána vztahem 5 a závisí na rychlosti proudění kapaliny v potrubí a také na specifickém koeficientu místní ztráty. Hodnoty těchto koeficientů jsou k dispozici v odborné literatuře, či jako experimentálně zjištěné hodnoty a jsou definovány pro charakteristické rozměry. Dále jsou dostupné koeficienty dodávané přímo výrobcem příslušných armatur, tvarovek atd. ^[12]

V kolenu dochází ke změně směru proudu kapaliny. Zde je součinitel místních ztrát funkcí průměru potrubí, úhlu, s jakým mění směr proudu a typu kolena viz. Tabulka 6. U experimentálního zařízení je celkem sedm kolien. Z toho je pět s jmenovitou světlostí DN 40 a dvě s jmenovitou světlostí DN 65. Všechna kolena mění směr proudu o 90°. Jedná se o kolena oblouková, proto hlavním určujícím parametrem je střední poloměr ohybu kolena R_0 . U všech kolien je střední poloměr kolena $R_0 = 60$ mm. Hodnota D v tabulce 6 udává vnitřní průměr potrubí.

Tabulka 6 - Tabulka součinitelů pro oblouková kolena.

R_0/D	1,0	1,5	2,0	4,0	6,0	10,0	20,0
Hladká potrubí	0,21	0,17	0,15	0,11	0,09	0,07	0,05
Drsná potrubí	0,42	0,34	0,30	0,22	0,18	0,14	0,10

Pro jmenovitou světlost DN 40 platí hodnota součinitele místních ztrát 0,17 (červeně zvýrazněná) a pro jmenovitou světlost DN 65 hodnota 0,21 (modře zvýrazněná). ^[12]

Ztráta na vtoku z kondenzátoru vzniká zúžením z velkého průměru na menší průměr potrubí. Podle výkresové dokumentace kondenzátoru není vtok do potrubí nijak upraven a je zde pouze ostrá hrana, proto je koeficient stanoven na hodnotu 0,5 (červeně zvýrazněná) viz. Tabulka 7. ^[12]

Tabulka 7 - Tabulka s koeficienty ztrát na vtoku do potrubí.

Typ vtoku	Platnost	Koeficient místní ztráty
Potrubí zasahuje do nádrže		0,8 ÷ 1,0
Ostrá vstupní hrana		0,5
Seříznutá vstupní hrana	L/D ≈ 0,1	0,25
Zaoblená vstupní hrana		0,20
Kónicky rozšířený vtok	2*σ = (40÷80) ° L/D = (0,2÷0,3)	0,13
Kruhově zaoblený vtok	r = 0,2*D	0,11
Vtok dle Lískovce (strofoida)		0,04

Ztráta kónickým rozšířením v potrubí je uvedena v kapitole 5.3 a vypočte se podle vzorce 7 pomocí hodnot viz. Tabulka 4.

Ztráta kónickým zúžením potrubí je závislá na úhlu, pod kterým se potrubí zužuje. Hodnoty koeficientů viz. Tabulka 8. Pro náš experiment je koeficient 0,16 (červeně zvýrazněný).^[12]

Tabulka 8 - Tabulka koeficientů místních ztrát pro kónické zúžení potrubí.

2*δ[°]	5	7	10	15	20	30	45	60	75
ε	0,06	0,12	0,16	0,18	0,20	0,24	0,30	0,32	0,34

Ztráta v kulovém ventilu je dána tvarovými změnami uvnitř ventilu. Výrobce ve svém katalogu uvádí přesný postup a hodnoty potřebné pro výpočet ztráty.^{[14] [15]} Prvně je důležité vybrat vhodný ventil a k němu příslušnou hodnotu jmenovitého průtokového součinitele K_{vs} . Ten s pomocí jmenovitého průtoku Q_{nom} a hustoty proudící kapaliny ρ dá výslednou tlakovou ztrátu pomocí vztahu:

$$Y_{zm} = \frac{\left(\frac{Q_{nom}}{K_{vs}}\right)^2 \cdot 100}{\rho} \quad \left[\frac{J}{kg} \right] \quad 18$$

Tato ztráta je uvažována při plně otevřeném ventilu. ^{[14] [15]}

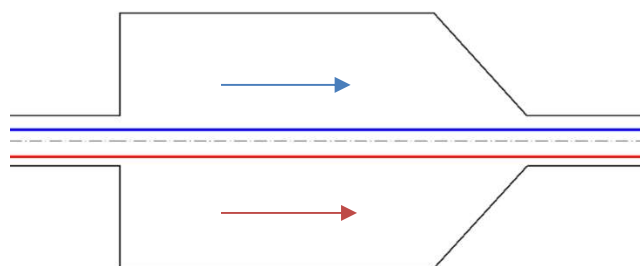
Ztráta v trojcestném ventilu se počítá stejně jako v předchozím případě s kulovým ventilem podle vzorce 18. Rozdílné jsou však hodnoty K_{vs} .

Ztráta výtoku vzniká výtokem kapaliny z potrubí do prostoru kondenzátoru. Z výkresové dokumentace kondenzátoru je patrné, že potrubí přesahuje do prostoru kondenzátoru, a proto má koeficient hodnotu 1,1 (červeně zvýrazněna) viz. Tabulka 9. ^[12]

Tabulka 9 - Tabulka součinitelů místních ztrát pro výtok z potrubí.

Typ výtoku	Hodnota
Ostrohranný výtok	1,1
$\alpha = 20^\circ$	0,4
$\alpha = 40^\circ$	1,0
$\alpha = 60^\circ$	1,15

Ztráty v předeřevu je možné si v rámci zjednodušení představit předeřev jako po sobě jdoucí ztráty náhlým rozšířením, ztráty třecí v trubce a následně kónické zúžení zpět na původní průměr potrubí, jak je znázorněno viz. Obrázek 17.



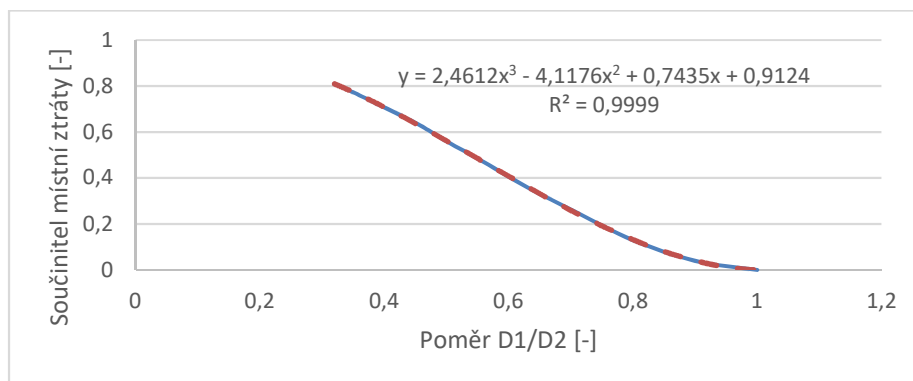
Obrázek 17 - Zjednodušený model předeřevu z pohledu ztrát.

Ztráta třením se vypočte stejně jako v kapitole 5.2.1. Dojde zde ke změně průměru a délky potrubí. Ztráta náhlým rozšířením je závislá na poměru $D1/D2$ viz Tabulka 10. ^[12]

Tabulka 10 - Tabulka koeficientů místní ztráty pro náhlé rozšíření.

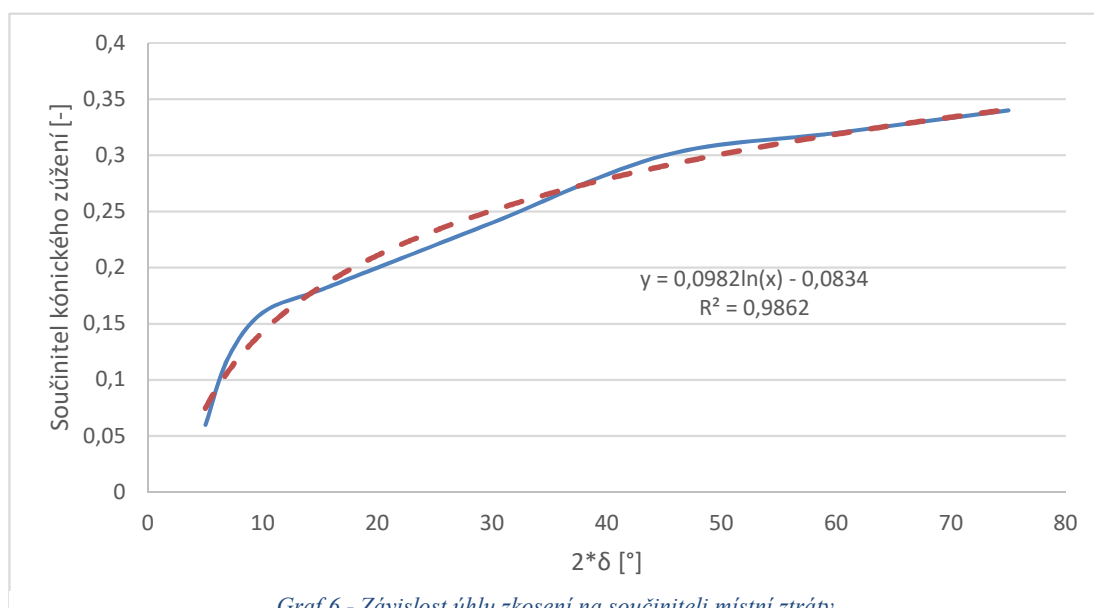
D1/D2	1	0,9	0,8	0,71	0,63	0,56	0,5	0,45	0,36	0,32
ϵ	0	0,04	0,13	0,25	0,36	0,47	0,56	0,64	0,74	0,81

Ten je však natolik malý kvůli velké rozdílnosti v průměrech, že nebylo možné nalézt správný součinitel místní ztráty. Proto byly hodnoty viz. Tabulka 10 zaneseny do grafu 5, kde byla vykreslena závislost mezi poměrem $D1/D2$ a součinitelem místní ztráty pro náhlé rozšíření.



Graf 5 – Grafická závislost součinitele místní ztráty na poměru $D1/D2$.

Poté byla závislostí proložena křivka (polynom 3. stupně). Jak je vidět na grafu 5, tato červená čárkovaná křivka se dostatečně přesně překrývá s křivkou původní. Chyba způsobená extrapolací je možné vyjádřit hodnotou spolehlivosti, která je vypsána v grafu 5 jako hodnota R^2 . Jako konzervativnější byla zvolena relativní odchylka, která byla vypočtena pro všechny body křivky a poté vybrána minimální a maximální odchylka. Tento interval reprezentuje naši chybu extrapolace. V případě grafu 5 byla minimální odchylka -1,6 % a maximální 1,8 %. U proložené křivky je rovnice, která ji definuje. Pokud do této rovnice dosadíme za hodnotu x poměr $D1/D2$ vyjde hledaný součinitel.

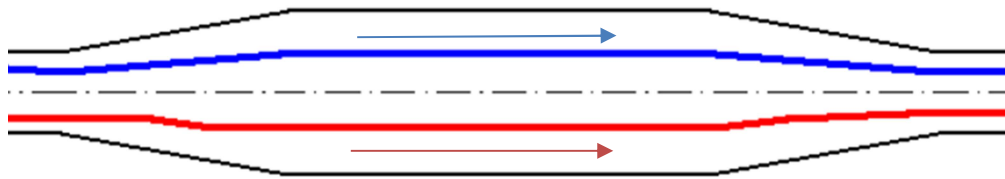


Graf 6 - Závislost úhlu zkosení na součiniteli místní ztráty.

Stejnou metodu bylo nutné provést pro stanovení součinitele kónického zúžení. Byla vytvořena závislost úhlu 2δ viz. Tabulka 8 na součiniteli místní ztráty pro kónické zúžení. Závislost viz. Graf 6.

Jak je vidět na grafu 6, tak zde je prokládací křivka logaritmická. Její hodnota spolehlivosti proložení je vyznačena v grafu jako hodnota R^2 . Jak je vidět na grafu prokládající křivka bude mít větší nepřesnost než v předchozím případě. Její minimální relativní odchylka má hodnotu -5,2 % a maximální 11,4 %. Avšak od hodnot $2\delta > 55^\circ$ se relativní odchylka pohybuje pod hranicí 1 %. V případě chladicího kanálu, který je součástí experimentálního zařízení BESTH-2 je úhel 2δ větší než 55° a proto je pro tuto oblast relativní odchylka menší než 1 %. [12]

Ztráta v chladícím kanálu viz. Obrázek 18 je kombinací třech ztrát (viz. kapitola 5.3), která se liší délkou a průtočným průřezem. Ztráty kónickým rozšířením (viz. kapitola 5.3), která se liší úhlem, pod kterým se potrubí rozevívá. A ztrátou kónickým zúžením (viz. kapitola 5.5.2), která se liší úhlem, pod kterým se potrubí zužuje.



Obrázek 18 - Zjednodušený model chladicího kanálu z pohledu ztrát.

6 Výpočet

6.1 Čerpadlo

Protože se snižujícím se průtokem klesá rychlost proudění a tím všechny ztráty, je zde uveden výpočet pouze pro maximální průtok. Při snižování průtoku jde geodetická sací výška na stranu bezpečnosti, a proto zde nejsou tyto výpočty uváděny. Všechny výpočty byly provedeny v programu MS Excel. Tyto výpočty jsou připojeny v příloze diplomové práce (soubor: Výpočet čerpadla na kavitaci.xls). V tomto souboru je vypočtena geodetická sací výška pro různé průtoky. Rovněž je zde možné provádět úpravy ve výpočtu.

6.1.1 Stávající experiment BESTH-2

Zadané hodnoty a koeficienty viz. Tabulka 11

Tabulka 11 - Tabulka zadaných hodnot pro stávající experiment.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Průtok	Q_{nom}	30	m ³ /h
Délka sacího potrubí	l	2	m
Průměr potrubí	d_1	0,04	m
Součinitel tření v trubce	$\lambda_{tř}$	0,1	-
Průměr kondenzátoru	d_k	0,312	m
Součinitel místních ztrát vtoku z kondenzátoru	ε_{kon}	0,42	-
Gravitační zrychlení	g	9,81	m/s ²
Rychlost proudění	c	6,63	m/s
NPSH	y_s	2,8	m
Energie sacího potrubí	Δy	1,57	J/kg

Ztráta po délce potrubí se vypočte podle vzorce 4 pomocí hodnot z tabulky 11:

$$Y_{zt} = \lambda_{tř} \cdot \frac{l}{d_1} \cdot \frac{c^2}{2} = 0,1 \cdot \frac{2}{0,04} \cdot \frac{6,63^2}{2} = 109,94 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Místní ztráta náhlým zúžením z kondenzátoru do sacího potrubí se vypočte pomocí vzorce 5 pomocí hodnot z tabulky 11:

$$Y_{zm} = \varepsilon_{kon} \cdot \frac{c^2}{2} = 0,42 \cdot \frac{6,63^2}{2} = 10,99 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Celková ztráta je součte vypočtené ztráty třením v trubce a místní ztráty:

$$Y_{zs} = Y_{zt} + Y_{zm} = 109,94 + 10,99 = 120,93 \quad \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Geodetická sací výška se vypočte podle vzorce 2, pomocí celkové ztráty vypočtené výše a hodnot v tabulce 11:

$$H_{gs} = \frac{1}{g} \cdot (g \cdot y_s - \Delta y \cdot g - Y_{zs}) = \frac{1}{9,81} \cdot (9,81 \cdot 2,8 - 1,57 \cdot 9,81 - 120,93) = \underline{\underline{-14,96 [m]}}$$

Tento výsledek ukazuje, že by kondenzátor musel být minimálně 14,96 metru nad osou čerpadla, aby nedocházelo ke kavitaci. To je nepřijatelná hodnota, neboť by musel být experiment přesunut do jiné budovy nebo by se musela stavebně upravit hala, kde se experiment nachází (současná výška stropu je 8 metrů).

6.1.2 Modifikovaný experiment BESTH-2

Zadané hodnoty a koeficienty viz. Tabulka 12. Oranžovou barvou jsou označeny koeficienty a rozměry u kterých došlo ke konstrukční změně.

Tabulka 12 - Tabulka zadaných hodnot pro modifikovaný experiment.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Průtok	Q_{nom}	30	m ³ /h
Délka sacího potrubí	l	2	m
Průměr potrubí	d_1	0,065	m
Součinitel tření v trubce	$\lambda_{tř}$	0,021	-
Průměr kondenzátoru	d_k	0,312	m
Součinitel místních ztrát vtok z kondenzátoru	ε_{kon}	0,5	-
Rychlost proudění	c	2,51	m/s
Gravitační zrychlení	g	9,81	m/s ²
NPSH	y_s	2,8	m
Energie sacího potrubí	Δy	1,57	J/kg
Součinitel místních ztrát kónické rozšíření potrubí	ε_{roz}	0,4	-
Jmenovitý průtokový součinitel armatury	K_{vs}	240	m ³ /h
Hustota	ρ	970	kg/m ³

Ztráta po délce potrubí vypočtená ze vztahu 4 pomocí hodnot z tabulky 12:

$$Y_{zt} = \lambda_{tr} \cdot \frac{l}{d_1} \cdot \frac{c^2}{2} = 0,021 \cdot \frac{2}{0,065} \cdot \frac{2,51^2}{2} = 3,57 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Místní ztráta náhlým zúžením z kondenzátoru do sacího potrubí vypočtená ze vztahu 5 pomocí hodnot z tabulky 12:

$$Y_{zm}^{kon} = \varepsilon_{kon} \cdot \frac{c^2}{2} = 0,5 \cdot \frac{2,51^2}{2} = 1,58 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Místní ztráta kónickým rozšířením sacího potrubí vypočtená ze vztahu 5 pomocí hodnot z tabulky 12:

$$Y_{zm}^{roz} = \varepsilon_{roz} \cdot \frac{c^2}{2} = 0,4 \cdot \frac{2,51^2}{2} = 1,26 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta v uzavírací armatuře se podle katalogu výrobce vypočítá ze vztahu 18 pomocí hodnot z tabulky 12:

$$\Delta p = \left(\frac{Q_{nom}}{K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{30}{240} \right)^2 = 1562,5 \text{ [Pa]}$$

$$Y_{zm}^{UA} = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{1562,5}{970} = 1,61 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Celková ztráta v sacím potrubí se vypočte ze vztahu 3 pomocí předchozích výpočtu třecích a místních ztrát:

$$Y_{zs} = Y_{zt} + Y_{zm} = Y_{zt} + Y_{zm}^{kon} + Y_{zm}^{roz} + Y_{zm}^{UA} = 3,57 + 1,58 + 1,26 + 1,61 = 8,02 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Geodetická sací výška:

$$H_{gs} = \frac{1}{g} \cdot (g \cdot y_s - \Delta y \cdot g - Y_{zs}) = \frac{1}{9,81} \cdot (9,81 \cdot 2,8 - 1,57 \cdot 9,81 - 8,02) = \underline{\underline{-3,30 \text{ [m]}}}$$

Tento výsledek je opět nepříznivý, neboť by kondenzátor musel být minimálně ve výšce 3,3 metru nad osou čerpadla. Stávající výška je 2 metry. Je proto nutné výšku kondenzátoru upravit a umístit ho do požadované výšky, což znamená nutnost prodloužení potrubních úseků (navýšení třecích ztrát) a následně potřebu přepočítat sací výšku pro délku sacího potrubí 3,5 metru.

$$H_{gs} = \frac{1}{g} \cdot (g \cdot y_s - \Delta y \cdot g - Y_{zs}) = \underline{\underline{-3,46 [m]}}$$

Zvoleno bylo potrubí s délkou 3,5 metru, neboť tato výška již vyhovuje výpočtu a nemělo by docházet při žádných provozních stavech ke kavitaci. Uvažujeme-li, že čerpadlo je dodáváno s určitou mírou bezpečnosti pro hodnotu NPSH a zvolené koeficienty, které byly voleny horší, než budou ve skutečnosti, je tento výsledek konzervativní. ^[10]

6.2 Tepelný výměník

Prováděný výpočet je pro trubkový výměník, který byl použit kvůli nízkým tlakovým ztrátám oproti například deskovému výměníku. Tato volba ovlivnila účinnost přestupu tepla, kterou mají deskové výměníky všeobecně lepší. Výpočet byl proveden v prvním přiblížení se zvolenými konstrukčními parametry, jako jsou například vnitřní průměr výměníku, průměr trubičky, tloušťka trubičky, počet trubiček atd. Po vyčíslení přibližných hodnot teploty plochy byla provedena rešeršní práce s úkolem nalézt vhodný výměník tepla s parametry vyhovujícími pro experiment. Těmito hodnotami jsou zejména vypočtená teplotní plocha, maximální dovolené teploty, tlaky a průtoky, uváděné výrobcem.

Z této rešeršní práce byl jako typový předběžně vybrán výměník vyráběný společností SECESPOL s katalogovým označením HAD 5.38.08.71 viz. Obrázek 19. Tento výměník splňuje všechny teplotní a tlakové parametry. Také disponuje přírubami DN 65, které mají stejnou jmenovitou světlost jako nově navržené potrubí. Zároveň je dodáván s tepelnou izolací, což zlepšuje jeho bezpečnost provozu a zároveň snižuje tepelné ztráty do okolí. Proto byly jeho rozměry zahrnuty do výpočtu pro jeho další zpřesnění. Tyto výpočty jsou připojeny v příloze diplomové práce (soubor: Výpočet výměníku tepla.xls). V tomto souboru je vypočtena teplosměnná plocha pro různé hodnoty podchlazení chladicího média v I.O. Zároveň je zde možné vytvářet alternativní možnosti při řešení tepelného výměníku.



Obrázek 19 - Trubkový výměník tepla. ^[18]

6.2.1 Varianta s připojením na chladící vodu z kotelny

Pro tuto variantu byla vytvořena přehledová tabulka, která určuje všechny zadané a získané parametry viz. Tabulka 13. Protože jsou známé hodnoty teplot na vstupu do tepelného výměníku u chladícího okruhu, je možné vypočítat teplotu na jeho výstupu. U primárního okruhu není možné určit teplotu na výstupu. Proto byl proveden výpočet, kde se pro zadaný tlak snižuje teplota od saturační teploty postupně o jeden stupeň. Tento postup je prováděn do bodu, kdy je mezi teplotou na výstupu z I.O. a chladící vodou kladná teplotní diference. Protože vybraný výměník tepla, u kterého je známa jeho teplosměnná plocha, je vzorový výpočet počítán pro takovou teplotu na výstupu z tepelného výměníku, která dává nejbližší shodu teplosměnné plochy vypočtené se skutečnou plochou výměníku tepla. Výpočet se provádí při tlaku 1 bar.

Tabulka 13 - Tabulka zadaných hodnot pro variantu napojení chladící vody na otopný systém kotelny.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Výkon	Q	38 000	W
Tlak v I.O.	$p_{I.O.}$	1	bar
Tlak v II.O.	$p_{II.O.}$	3	bar
Teplota vody v I.O. na výstupu z výměníku	$t_2^{I.O.}$	75,61	°C
Teplota chladící vody na vstupu do výměníku	$t_1^{II.O.}$	60	°C
Objemový průtok vody v I.O.	$Q_{mon}^{I.O.}$	30	m ³ /h
Hmotnostní průtok vody v I.O.	$m_{I.O.}$	7,99	kg/s
Objemový průtok vody v II.O.	$Q_{mon}^{II.O.}$	3	m ³ /h
Hmotnostní průtok vody v II.O.	$m_{II.O.}$	0,82	kg/s
Počet trubiček v tepelném výměníku	n	38	-
Vnější průměr trubičky	$d_{trubičky}$	0,008	m
Tloušťka trubičky	t	0,0006	m
Vnitřní průměr výměníku	$d_{výměníku}$	0,14	m
Měrná tepelná kapacita vody v I.O.	$c_{pI.O.}$	4215	J/kg*K
Měrná tepelná kapacita v II.O.	$c_{pII.O.}$	4182	J/kg*K

Všechny vlastnosti vody byly získány z tabulek X-Steam v2,6 v prostředí MS Excel. Prvním krokem je výpočet teplotních spádů z rovnice 8 a pomocí hodnot z tabulky 13:

$$\Delta t_{I.O.} = \frac{Q}{\dot{m}_{I.O.} \cdot c_{pI.O.}} = \frac{38\,000}{7,99 \cdot 4215} = 1,13 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta t_{II.O.} = \frac{Q}{\dot{m}_{II.O.} \cdot c_{pII.O.}} = \frac{38\,000}{0,82 \cdot 4182} = 11,09 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Při znalosti teplotního rozdílu je možné vypočítat teplotu na výstupu z tepelného výměníku chladícího okruhu:

$$t_2^{II.O.} = \Delta t_{II.O.} + t_1^{II.O.} = 11,09 + 60 = 71,09 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Stejným způsobem je proveden výpočet teploty na vstupu do tepelného výměníku I.O.:

$$t_1^{I.O.} = t_2^{I.O.} + \Delta t_{I.O.} = 75,61 + 1,13 = 76,74 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Z tohoto výpočtu je vidět, že nejnižší teplota, na kterou bude možné tepelným výměníkem vychladit vodu v I.O. je přibližně 80 °C. Tato teplota se mírně liší pro různé tlaky, ale pro všechny je skutečná hodnota menší než 80 °C.

Pokud jsou vypočteny všechny hodnoty teplot, je vypočten střední logaritmický teplotní spád z rovnice 9. Tato hodnota bude důležitá při výpočtu teplosměnné plochy výměníku tepla:

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(76,74 - 60) - (75,61 - 71,09)}{\ln \frac{(76,74 - 60)}{(75,61 - 71,09)}} = 9,33 \text{ [K]}$$

Pro výpočet další části je potřeba více hodnot spojených s vlastnostmi tekutiny viz. Tabulka 14.

Tabulka 14 - Tabulka vlastností vody v I.O. pro variantu zapojení chladící vody na otopný systém kotelny.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Prandtlovo číslo	$Pr_{I.O.}$	2,39	-
Hustota kapaliny	$\rho_{I.O.}$	975,09	kg/m ³
Dynamická viskozita	μ	3,8*10 ⁻⁴	Pa*s
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,66	W/m*K

Následující výpočet je pouze pro primární okruh. V tomto okruhu proudí voda v mezi-trubkovém prostoru tepelného výměníku. Nejprve je nutné si určit průtočnou plochu. Ta se určí jako plocha celého výměníku, od kterého se odečte plocha všech trubiček uvnitř výměníku:

$$S_{I.O.} = \left(\frac{\pi \cdot d_{\text{výměníku}}^2}{4} \right) - \left(\frac{\pi \cdot d_{\text{trubičky}}^2 \cdot n}{4} \right) = \left(\frac{\pi \cdot 0,14^2}{4} \right) - \left(\frac{\pi \cdot 0,008^2 \cdot 38}{4} \right) \\ = 0,013484 \text{ [m}^2\text{]}$$

Pokud je známa průtočná plocha, je možné vypočítat rychlost proudění v mezi-trubkovém prostoru:

$$c_{I.O.} = \frac{Q_{\text{mon}}^{I.O.}}{S_{I.O.}} = \frac{30}{0,013484} = 0,62 \text{ [m/s]}$$

Pro výpočet hydraulického průměru je zapotřebí smočený obvod, který se vypočítá součtem obvodu výměníku a obvodu všech trubiček uvnitř výměníku:

$$O_{I.O.} = (\pi \cdot d_{\text{výměníku}}) + (\pi \cdot d_{\text{trubičky}} \cdot n) = (\pi \cdot 0,14) + (\pi \cdot 0,008 \cdot 38) = 1,3949 \text{ [m]}$$

Poté je možné dopočítat hydraulický průměr podle vzorce 12 a pomocí hodnot získaných z předchozích výpočtů:

$$D_{hI.O.} = \frac{4 \cdot S_{I.O.}}{O_{I.O.}} = \frac{4 \cdot 0,013484}{1,3949} = 0,03867 \text{ [m]}$$

Pomocí vypočtených hodnot a rovnice 11 je možné vypočítat Reynoldsovo číslo:

$$Re_{I.O.} = \frac{c_{I.O.} \cdot D_{hI.O.} \cdot \rho_{I.O.}}{\mu} = \frac{0,62 \cdot 0,03867 \cdot 975,09}{0,00038} = 61\,369 \text{ [-]}$$

Podle Reynoldsova čísla je vidět, že proudění je v silně turbulentní oblasti, což je příznivé pro dobrý přestup tepla. S podobnostním Reynoldsovým a Prandtlovým číslem je možné určit pomocí správné korekce podle vzorce 15 Nusseltovo číslo:

$$Nu_{I.O.} = C_1 \cdot Re_{I.O.}^{C_2} \cdot Pr_{I.O.}^{\frac{1}{3}} = 0,0266 \cdot 61369^{0,805} \cdot 2,39^{\frac{1}{3}} = 254,62 \text{ [-]}$$

Následně se z výpočtu Nusseltova čísla vyjádří hodnota součinitele přestupu tepla podle vzorce 16:

$$\alpha_{I.O.} = \frac{Nu_{I.O.} \cdot \lambda}{D_{hI.O.}} = \frac{254,62 \cdot 0,66}{0,03867} = 4367,09 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Stejný výpočet se provede pro chladicí okruh s vlastnostmi vody viz. Tabulka 15.

Tabulka 15 - Tabulka vlastností vody v II.O pro variantu zapojení chladicí vody na otopný systém kotelny.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Prandtlovo číslo	$Pr_{II.O.}$	2,56	-
Hustota kapaliny	$\rho_{II.O.}$	977,82	kg/m ³
Dynamická viskozita	μ	4,1*10 ⁻⁴	Pa*s
Součinitel tepelné vodivosti	λ	0,66	W/m*K

Průtočná plocha se vypočítá jako plocha všech trubiček uvnitř výměníku:

$$S_{II.O.} = \frac{\pi \cdot (d_{trubičky} - 2 \cdot t)^2}{4} \cdot n = \frac{\pi \cdot (0,008 - 2 \cdot 0,0006)^2}{4} \cdot 38 = 0,00138 \text{ [m}^2\text{]}$$

Průtočná rychlost uvnitř trubiček se vypočte:

$$c_{II.O.} = \frac{Q_{mon}^{II.O.}}{S_{II.O.}} = \frac{3}{0,00138} = 0,6 \text{ [m/s]}$$

Smáčený obvod pro prostor uvnitř trubiček:

$$O_{II.O.} = (\pi \cdot (d_{trubičky} - 2 \cdot t) \cdot n) = (\pi \cdot (0,008 - 2 \cdot 0,0006) \cdot 38) = 0,8118 \text{ [m]}$$

Hydraulický průměr vypočtený podle vzorce 12, který je pro trubkový prostor, kde jsou trubičky plně zaplaveny, stejný jako vnitřní průměr trubičky:

$$D_{hII.O.} = \frac{4 \cdot S_{II.O.}}{O_{II.O.}} = \frac{4 \cdot 0,00138}{0,8118} = 0,0068 \text{ [m]}$$

Reynoldsovo číslo pro trubkový prostor podle vzorce 11:

$$Re_{II.O.} = \frac{c_{II.O.} \cdot D_{h II.O.} \cdot \rho_{II.O.}}{\mu} = \frac{0,6 \cdot 0,0068 \cdot 977,82}{0,00041} = 9\,952 \text{ [-]}$$

Nusseltovo číslo pro trubkový prostor se vypočte podle rovnice 14:

$$Nu_{II.O.} = 0,023 \cdot Re_{II.O.}^{0,8} \cdot Pr_{II.O.}^{0,4} = 0,023 \cdot 9952^{0,8} \cdot 2,56^{0,4} = 52,89 \text{ [-]}$$

Součinitel přestupu tepla podle rovnice 16:

$$\alpha_{II.O.} = \frac{Nu_{II.O.} \cdot \lambda}{D_{h II.O.}} = \frac{52,89 \cdot 0,66}{0,0068} = 5131,97 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Pro výpočet součinitele prostupu tepla byly vypočteny hodnoty pro kapalinu proudící uvnitř výměníku tepla. Je ale nutné také započítat vlastnosti materiálu samotného výměníku. Zároveň vytvořit reálnější model, který počítá se zanášením povrchů, které mohou zhoršovat prostup tepla viz. Tabulka 16. ^[11]

Tabulka 16 - Tabulka koeficientů pro variantu napojení chladicí vody na otopný systém kotelny.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Součinitel zanášení pro trubkový prostor	R_{z1}	$4,6 \cdot 10^{-5}$	$m^2 \cdot K/W$
Součinitel zanášení pro mezi-trubkový prostor	R_{z2}	$1,2 \cdot 10^{-5}$	$m^2 \cdot K/W$
Součinitel tepelné vodivosti nerezové trubky	λ_n	33	$W/m \cdot K$

Součinitel zanášení je v mezi-trubkovém prostoru menší, protože zde proudí demi voda, která je vyčištěna. Naopak v trubkovém prostoru proudí voda, která je užitková a není nijak čištěna ani upravována.

S těmito hodnotami je možné vyjádřit součinitel prostupu tepla podle rovnice 10:

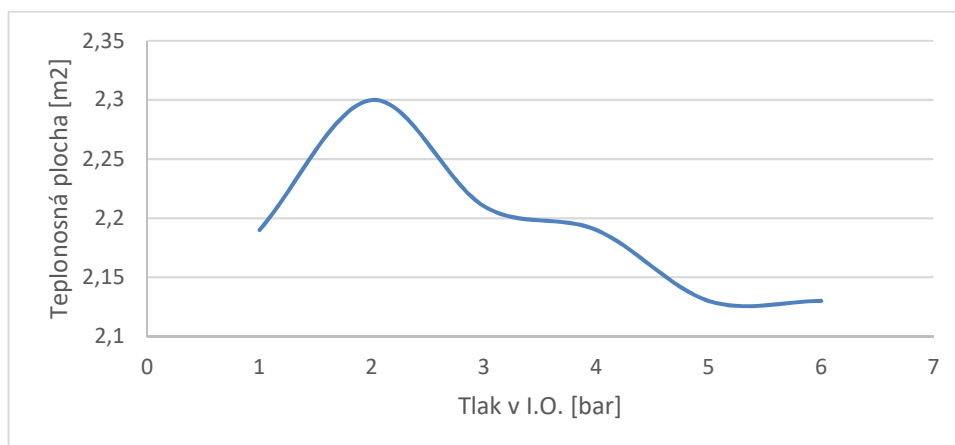
$$\begin{aligned}
 k &= \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{I.O.}} + R_{z1} \right) + \frac{d_{trubičky}}{2 \cdot \lambda_n} \cdot \ln \frac{d_{trubičky}}{d_{trubičky} - 2 \cdot t} + \left(\frac{1}{\alpha_{II.O.}} + R_{z2} \right)} \\
 &= \frac{1}{\frac{0,008}{0,0068} \cdot \left(\frac{1}{4367,09} + 0,000012 \right) + \frac{0,008}{2 \cdot 33} \cdot \ln \frac{0,008}{0,0068} + \left(\frac{1}{5131,97} + 0,000046 \right)} \\
 &= 1858,58 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]
 \end{aligned}$$

Nyní jsou známy všechny hodnoty pro výpočet teplosměnné plochy pomocí rovnice 17:

$$S_v = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{stř}} = \frac{38\,000}{1858,58 \cdot 9,33} = 2,19 \text{ [m}^2\text{]}$$

Plocha výměníku, která je deklarovaná výrobcem s hodnotou 2,3 m². Byly splněny také další parametry, které byly požadovány zadavatelem. To je, aby se Reynoldsovo podobnostní číslo pohybovalo v obou okruzích v turbulentních oblastech, aby byl zajištěn lepší přestup tepla. Zároveň by výměník tepla neměl mít více než 1,5 metru na výšku. Důvodem je omezený prostor v okolí experimentu.

Průběh teplosměnné plochy v závislosti na tlaku v I.O. má tendenci růst se zvyšujícím se tlakem, ale po dosažení 2 bar postupně klesá, až se ustálí na hodnotách okolo 2,12 m² viz. Graf 7. To můžeme vysvětlit změnou vlastností vody v I.O. se zvyšujícím se tlakem.



Graf 7 – Závislost teplosměnné plochy na tlaku v I.O.

6.2.2 Varianta s připojením na vodovodní řad

U této varianty dochází ke změně základních parametrů jako je tlak, teplota a průtok v systému. Můžeme očekávat, že tlak v chladicím systému nebude dělat zásadní změnu v teplosměnné ploše tepelného výměníku. Hlavní změnou však bude průtok a teplota, neboť tyto hodnoty se od těch v kotelním systému mění razantněji. Klesne průtok na přibližně jednu třetinu hodnoty v kotelním systému. Na druhou stranu bude tato změna kompenzována snížením vstupní teploty o více jak 50 °C viz. Tabulka 17.

Tabulka 17 - Tabulka zadaných parametrů pro variantu zapojení chladicí vody na vodovodní řad.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Výkon	Q	38 000	W
Tlak v I.O.	$p_{I.O.}$	1	bar
Tlak v II.O.	$p_{II.O.}$	5	bar
Teplota vody v I.O. na výstupu z výměníku	$t_2^{I.O.}$	78,8	°C
Teplota chladicí vody na vstupu do výměníku	$t_1^{II.O.}$	6	°C
Objemový průtok vody v I.O.	$Q_{mon}^{I.O.}$	30	m ³ /h
Hmotnostní průtok vody v I.O.	$m_{I.O.}$	7,99	kg/s
Objemový průtok vody v II.O.	$Q_{mon}^{II.O.}$	0,83	m ³ /h
Hmotnostní průtok vody v II.O.	$m_{II.O.}$	0,23	kg/s
Počet trubiček v tepelném výměníku	n	38	-
Vnější průměr trubičky	$d_{trubičky}$	0,008	m
Tloušťka trubičky	t	0,0006	m
Vnitřní průměr výměníku	$d_{výměníku}$	0,14	m
Měrná tepelná kapacita vody v I.O.	$c_{pI.O.}$	4215	J/kg*K
Měrná tepelná kapacita v II.O.	$c_{pII.O.}$	4201	J/kg*K

Protože změnou průtoku kleslo Reynoldsovo podobnostní číslo do laminárního proudění, je zapotřebí ve výpočtu změnit korelační rovnici pro Nusseltovo číslo. Tato rovnice nyní vyjadřuje laminární proudění uvnitř trubkového prostoru:

$$Nu_{II.O.} = 1,86 \cdot Re_{II.O.}^{0,33} \cdot Pr_{II.O.}^{0,33} \cdot \left(\frac{d}{L}\right)^{0,33}$$

Po přepočítání podle stejného výpočtu jako byl uveden v kapitole 6.2.1, byly důležité výsledky zaneseny do tabulky viz. Tabulka 18.

Tabulka 18 - Výsledné hodnoty pro variantu zapojení chladicí vody na vodovodní řád.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Teplota vody na výstupu z výměníku tepla v I.O.	$t_2^{I.O.}$	72,61	°C
Střední logaritmický teplotní spád	$\Delta t_{stř}$	44,55	°C
Rychlost proudění v I.O.	$c_{I.O.}$	0,62	m/s
Prandtlovo číslo v I.O.	$Pr_{I.O.}$	2,50	-
Reynoldsovo číslo v I.O.	$Re_{I.O.}$	59 073	-
Nusseltovo číslo v I.O.	$Nu_{I.O.}$	250	-
Součinitel přestupu tepla v I.O.	$\alpha_{I.O.}$	4 281	W/m ² *K
Rychlost proudění v chladicím okruhu	$c_{II.O.}$	0,17	m/s
Prandtlovo číslo v chladicím okruhu	$Pr_{II.O.}$	3,98	-
Reynoldsovo číslo v chladicím okruhu	$Re_{II.O.}$	1 862	-
Nusseltovo číslo v chladicím okruhu	$Nu_{II.O.}$	5,40	-
Součinitel přestupu tepla v chladicím okruhu	$\alpha_{II.O.}$	503	W/m ² *K
Součinitel prostupu tepla	k	377,11	W/m ² *K
Teplonosná plocha tepelného výměníku	S_v	2,26	m ²

Jak je vidět z vypočtených dat, tak díky snížení teploty na vstupu do výměníku tepla na straně chladicí vody, také mírně klesla teplota, na kterou je možné vodu v I.O. vychladit. To dává možnost provádět experimenty s více podchlazenou kapalinou vstupující do chladicího kanálu. Dále je vidět snížení Reynoldsova čísla v I.O. což ovlivnilo snížení součinitele teplotní vodivosti v tomto okruhu. V chladicím okruhu je změna podobnostního čísla ještě razantnější. Kvůli snížení průtoku a tím rychlosti proudění kleslo Reynoldsovo podobnostní číslo na hodnotu pod 2 300, to znamená do oblasti laminárního proudění. To má za důsledek snížení Nusseltova čísla a tím součinitele teplotní vodivosti v chladicím okruhu. Všechny tyto nové okolnosti snížili hodnotu součinitele prostupu tepla.

6.2.3 Porovnání výsledků pro různé kombinace

Byly vytvořeny dva alternativní modely, kde proudila voda I.O. v trubkovém prostoru a chladící voda v mezi-trubkovém prostoru. Také pro tyto alternativy byla analyzována možnost použití vody z otopného systému kotelny nebo z vodovodního systému. Počáteční podmínky jsou pro všechny varianty stejné. U možnosti chladící vody z kotelny a z vodovodního systému se liší průtok, teplota vody na vstupu do výměníku tepla a tlak v systému viz. Tabulka 19.

Tabulka 19 - Shrnutí výsledků pro všechny varianty.

Důležité parametry	Kotelní systém		Vodovodní systém		Jednotky
	A	B	A	B	
Teplota vody na výstupu z výměníku tepla v I.O.	75,61	86,61	72,61	73,61	°C
Střední logaritmický teplotní spád	9,33	21,05	44,55	45,63	°C
Rychlost proudění v I.O.	0,62	6,04	0,62	6,04	m/s
Prandtlovo číslo v I.O.	2,40	2,07	2,50	2,47	-
Reynoldsovo číslo v I.O.	61 369	120 131	59 073	102 814	-
Nusseltovo číslo v I.O.	255	357	250	338	-
Součinitel přestupu tepla v I.O.	4 367	35 158	4 281	32 848	W/m ² *K
Rychlost proudění v chladícím okruhu	0,60	0,06	0,17	0,02	m/s
Prandtlovo číslo v chladícím okruhu	2,56	3,05	3,98	11,14	-
Reynoldsovo číslo v chladícím okruhu	9 952	4 964	1 862	436	-
Nusseltovo číslo v chladícím okruhu	53	54	5,40	26	-
Součinitel přestupu tepla v chladícím okruhu	5 132	905	503	383	W/m ² *K
Součinitel prostupu tepla	1 859	820	377	367	W/m ² *K
Teplonosná plocha tepelného výměníku	2,19	2,20	2,26	2,27	m ²

- Varianta A Jedná se o použití chladicí vody v trubkovém prostoru. Voda v primárním (experimentálním) okruhu proudí v mezi trubkovém prostoru.
- Varianta B Jedná se o použití chladicí vody v mezi trubkovém prostoru. Voda v primárním (experimentálním) okruhu proudí v trubkovém prostoru.

Jak je vidět v tabulce, minimální teplota, na kterou je výměník tepla schopný vychladit vodu v I.O. je přibližně 80°C. Napojení na vodovodní systém umožňuje chladit vodou o nižší teplotě, a to se projevuje hlavně na větších hodnotách středního logaritického teplotního spádu. Největším problémem jsou rychlost proudění v I.O. a chladícím okruhu. V primárním okruhu jsou tyto hodnoty vysoké, což by mohlo způsobit vibrace trubkového svazku a tím by mohlo dojít k jejich zničení nebo brzkému opotřebení. Naopak v chladícím okruhu jsou rychlosti velmi nízké, což způsobuje nedosažení plně rozvinutého turbulentního proudění, což snižuje hodnotu Nusseltova čísla a tím i součinitel teplotní vodivosti. Pouze varianta A při napojení na otopnou soustavu kotelny dává hodnoty rychlostí dostatečně nízké na to, aby nedocházelo k vibracím, ale také aby došlo k plnému rozvinutí turbulentního proudění. U této varianty díky turbulentnímu proudění vychází dostatečně vysoká čísla u součinitelů teplotní vodivosti pro oba okruhy. To znamená vysokou hodnotu součinitele prostupu tepla. Jak je vidět z výsledků, tak hodnota pro tuto variantu je více než dvojnásobná oproti variantě B s napojením na stejnou chladicí vodu a zároveň pěti násobná oproti změny proudění v trubkovém a mezi trubkovém prostoru.

Na základě všech těchto skutečností je doporučena varianta A s napojením na otopnou soustavu kotelny. U této varianty nejsou přesahovány žádné limitní parametry, které by ohrožovali trvanlivost svazku trubek či celého výměníku.

6.3 Tlakové ztráty

Tento výpočet ukáže, zda má čerpadlo dostatečný výkon k udržení příslušného toku v celém systému. Pokud by tento výpočet vyšel s větší hodnotou, než které dokáže čerpadlo udržet, pak by muselo dojít k návrhu nového čerpadla a přepočtu výpočtu na kavitaci v čerpadle. Rozměry viz. Tabulka 20, byly naměřeny na skutečném experimentálních zařízení pomocí ručních měřidel. K tomuto výpočtu byly připočteny prvky, které je nutné k experimentu

připojit i potrubí, které bude muset být prodlouženo, kvůli zvednutí kondenzátoru do větší výšky. Výpočet se provádí pro maximální nominální objemový průtok, neboť při tomto průtoku jsou ztráty největší. Tyto výpočty jsou připojeny v příloze diplomové práce (soubor: Výpočet ztrát v potrubí.xlsx). V tomto souboru jsou vypočteny ztráty pro různé nominální průtoky.

Tabulka 20 - Tabulka zadanych a naměřených hodnot pro výpočet tlakových ztrát.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Objemový průtok	Q_{nom}	30	m ³ /h
Gravitační zrychlení	g	9,81	m/s ²
Průměr hladkého potrubí DN 65	d_{DN65}	0,065	m
Průměr Hladkého a vlnovcového potrubí DN 40	d_{DN40}	0,040	m
Délka hladkého potrubí DN 65	l_{DN65}	3,5	m
Délka hladkého potrubí DN 40	l_{DN40}	3,74	m
Délka vlnovkového potrubí DN 40	l_{vln}	1,9	m
Součinitel tření v hladké trubce DN 65 a DN 40	$\lambda_{tř}^{hl}$	0,021	-
Součinitel tření ve vlnovcovém trubce	$\lambda_{tř}^{vln}$	0,1	-
Průměr kondenzátoru	d_{kon}	0,312	m
Součinitel místní ztráty pro výtok z kondenzátoru do potrubí	ε_{kon}	0,5	-
Střední poloměr kolene	r_0	0,06	-
Součinitel místní ztráty v kolenu	ε_{kol}	0,17	-
Průměr předeřevu	$d_{př}$	0,22	m
Délka předeřevu	$l_{př}$	0,27	m
Průměr chladicího kanálu	d_{vz}	0,086	m
Délka chladicího kanálu	l_{vz}	0,22	m
Součinitel ψ pro kónické rozšíření	ψ_1	0,15	-
Součinitel ψ pro kónické rozšíření	ψ_2	0,36	-
Součinitel ztrát pro kónické zúžení	$\varepsilon_{zúž}^1$	0,16	-
Součinitel ztrát pro kónické zúžení	$\varepsilon_{zúž}^2$	0,22	-
Součinitel místní ztráty pro výtok z potrubí do kondenzátoru	$\varepsilon_{výtok}$	1,1	-
Jmenovitý průtokový součinitel pro kulový ventil DN 65	K_{vs}^{DN65}	240	m ³ /h
Jmenovitý průtokový součinitel trojcestného ventilu DN 40	K_{vs}^{DN40}	25	m ³ /h
Hustota kapaliny	ρ	970	kg/m ³

Nejprve je nutné vypočítat průtočné plochy a rychlosti proudění v jednotlivých místech okruhu podle vztahů následujících vztahů. Výsledné hodnoty viz. Tabulka 21:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$c = \frac{Q_{nom}}{S}$$

Tabulka 21 - Tabulka vypočtených průřezů a rychlostí proudění v potrubích.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Průtočná plocha DN 65	S_{DN65}	0,0033	m ²
Průtočná plocha DN 40 a vlnovcového potrubí	S_{DN40}	0,0013	m ²
Průtočná plocha v předeřevu	$S_{př}$	0,038	m ²
Průtočná plocha v chladícím kanálu	S_{vz}	0,0058	m ²
Rychlost proudění v DN 65	c_{DN65}	2,51	m/s
Rychlost proudění v DN 40 a vlnovcového potrubí	c_{DN40}	6,63	m/s
Rychlost proudění v předeřevu	$c_{př}$	0,22	m/s
Rychlost proudění v chladícím kanálu	c_{vz}	1,43	m/s

Poté je proveden výpočet třecí ztráty v celém „červeném“ okruhu s kondenzátorem viz. Obrázek 16. V potrubí je třecí ztráta vypočtená podle vzorce 4 za pomoci hodnot z tabulek 20 a 21. V hladkém potrubí DN 65 je ztráta:

$$Y_{zt}^1 = \lambda_{tř}^{hl} \cdot \frac{l_{DN65}}{d_{DN65}} \cdot \frac{c_{DN65}^2}{2} = 0,021 \cdot \frac{3,5}{0,065} \cdot \frac{2,51^2}{2} = 3,57 \quad \left[\frac{J}{kg} \right]$$

V hladkém potrubí DN 40 je ztráta:

$$Y_{zt}^2 = \lambda_{tř}^{hl} \cdot \frac{l_{DN40}}{d_{DN40}} \cdot \frac{c_{DN40}^2}{2} = 0,021 \cdot \frac{3,74}{0,04} \cdot \frac{6,63^2}{2} = 43,17 \quad \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ve vlnovcovém potrubí DN40 je ztráta:

$$Y_{zt}^3 = \lambda_{tř}^{vln} \cdot \frac{l_{vln}}{d_{DN40}} \cdot \frac{c_{DN40}^2}{2} = 0,1 \cdot \frac{1,9}{0,04} \cdot \frac{6,63^2}{2} = 104,44 \quad \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Všechny místní ztráty se vypočtou podle vzorce 5 pomocí koeficientů a hodnot z tabulek 20 a 21. Ztráta výtoku z kondenzátoru do potrubí:

$$Y_{zm}^1 = \varepsilon_{kon} \cdot \frac{c_{DN65}^2}{2} = 0,5 \cdot \frac{2,51^2}{2} = 1,58 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta v kónickém rozšíření pod kondenzátorem a za trojcestným ventilem:

$$\varepsilon_2 = \psi_1 \cdot \left(\frac{d_{DN65}^2}{d_{DN40}^2} - 1 \right)^2 = 0,15 \cdot \left(\frac{0,065^2}{0,04^2} - 1 \right)^2 = 0,4 [-]$$

$$Y_{zm}^2 = \varepsilon_2 \cdot \frac{c_{DN65}^2}{2} = 0,4 \cdot \frac{2,51^2}{2} = 1,27 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta v kulovém ventilu DN 65:

$$Y_{zm}^3 = \frac{\left(\frac{Q_{nom}}{K_{vs}^{DN65}} \right)^2 \cdot 100}{\rho} = \frac{\left(\frac{30}{240} \right)^2 \cdot 100}{970} = 1,61 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta kónickým zúžením pod čerpadlem:

$$Y_{zm}^4 = \varepsilon_{zúž}^1 \cdot \frac{c_{DN40}^2}{2} = 0,16 \cdot \frac{6,63^2}{2} = 3,52 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta v koleni s průtočným průřezem DN 40:

$$\gamma = \frac{r_0}{d_{DN40}} = \frac{0,06}{0,04} = 1,5 [-]$$

$$Y_{zm}^5 = \varepsilon_{kol} \cdot \frac{c_{DN40}^2}{2} = 0,17 \cdot \frac{6,63^2}{2} = 3,74 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta v celém předeřevu je součtem ztráty náhlého rozšíření:

$$\begin{aligned}\varepsilon_6 &= 2,4612 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^3 - 4,1176 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 + 0,7435 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right) + 0,9124 \\ &= 2,4612 \cdot \left(\frac{0,04}{0,22}\right)^3 - 4,1176 \cdot \left(\frac{0,04}{0,22}\right)^2 + 0,7435 \cdot \left(\frac{0,04}{0,22}\right) + 0,9124 \\ &= 0,93 [-]\end{aligned}$$

$$Y_{zm}^6 = \varepsilon_6 \cdot \frac{c_{př}^2}{2} = 0,93 \cdot \frac{0,22^2}{2} = 0,02 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráty třením:

$$Y_{zm}^7 = \lambda_{tř}^{hl} \cdot \frac{l_{př}}{d_{př}} \cdot \frac{c_{př}^2}{2} = 0,021 \cdot \frac{0,27}{0,22} \cdot \frac{0,22^2}{2} = 0,0006 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

A ztráty kónickým zúžením:

$$\varepsilon_8 = 0,0982 \cdot \ln(\varphi) - 0,0834 = 0,0982 \cdot \ln(96) - 0,0834 = 0,36 [-]$$

$$Y_{zm}^8 = \varepsilon_8 \cdot \frac{c_{DN40}^2}{2} = 0,36 \cdot \frac{6,63^2}{2} = 7,92 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta v předeřevu je tedy součtem těchto tří ztrát:

$$Y_{př} = Y_{zm}^6 + Y_{zm}^7 + Y_{zm}^8 = 0,02 + 0,0006 + 7,92 = 7,94 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta v chladicím kanálu se skládá ze ztráty kónického rozšíření:

$$\varepsilon_9 = \psi_2 \cdot \left(\frac{d_{vz}^2}{d_{DN40}^2} - 1 \right)^2 = 0,36 \cdot \left(\frac{0,086^2}{0,04^2} - 1 \right)^2 = 4,7 [-]$$

$$Y_{zm}^9 = \varepsilon_9 \cdot \frac{c_{vz}^2}{2} = 4,7 \cdot \frac{1,43^2}{2} = 4,86 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta třením v chladícím kanálu:

$$Y_{zm}^{10} = \lambda_{tr}^{hl} \cdot \frac{l_{vz}}{d_{vz}} \cdot \frac{c_{vz}^2}{2} = 0,021 \cdot \frac{0,22}{0,086} \cdot \frac{1,43^2}{2} = 0,06 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

A ztráta kónickým zúžením:

$$Y_{zm}^{11} = \varepsilon_{zúž}^2 \cdot \frac{c_{DN40}^2}{2} = 0,22 \cdot \frac{6,63^2}{2} = 4,40 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta v chladícím kanálu je tedy součtem těchto tří ztrát:

$$Y_{vz} = Y_{zm}^9 + Y_{zm}^{10} + Y_{zm}^{11} = 4,86 + 0,06 + 4,40 = 9,32 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta v trojcestném ventilu DN 40:

$$Y_{zm}^{12} = \frac{\left(\frac{Q_{nom}}{K_{vs}^{DN40}} \right)^2 \cdot 100}{\rho} = \frac{\left(\frac{30}{25} \right)^2 \cdot 100}{970} = 148,45 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta výtoku z potrubí do kondenzátoru:

$$Y_{zm}^{13} = \varepsilon_{výtok} \cdot \frac{c_{DN40}^2}{2} = 1,1 \cdot \frac{6,63^2}{2} = 24,19 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Součet všech těchto ztrát dá dohromady celkovou ztrátu v červeně označeném okruhu s kondenzátorem při experimentech prováděných na mezi sytosti. Pokud bude prováděn experiment s vychlazováním vody ve výměníku tepla a by-passu kondenzátoru, chladící médium bude proudit v modrém okruhu. Některé ztráty tak ubudou a některé přibudou viz. Tabulka 22.

Tabulka 22 - Rozdílné rozměry v modrém okruhu s výměníkem tepla.

Parametr	Značení	Hodnota	Jednotka
Délka hladkého potrubí DN 65	l_{DN65}	0,5	m
Délka hladkého potrubí DN 40	l_{DN40}	1,4	m

Protože chladicí médium nemusí proudit skrze potrubí DN 65 na trase kondenzátor-čerpadlo, ale napojí se těsně před čerpadlem, odpadá tato vzdálenost. Zároveň se však prodlouží toto potrubí v důsledku připojení tepelného výměníku. Zároveň se zkrátí potrubí DN 40, neboť kapalina nemusí být vytlačována až do kondenzátoru, tudíž pouze do trojcestného ventilu, ze kterého půjde chladicí médium do výměníku tepla.

Ztráta třením v potrubí DN 65:

$$Y_{zt}^4 = \lambda_{tř}^{hl} \cdot \frac{l_{DN65}}{d_{DN65}} \cdot \frac{c_{DN65}^2}{2} = 0,021 \cdot \frac{0,5}{0,065} \cdot \frac{2,51^2}{2} = 0,51 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Ztráta třením v potrubí DN 40:

$$Y_{zt}^5 = \lambda_{tř}^{hl} \cdot \frac{l_{DN40}}{d_{DN40}} \cdot \frac{c_{DN40}^2}{2} = 0,021 \cdot \frac{1,4}{0,04} \cdot \frac{6,63^2}{2} = 16,16 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Přibude zde ještě jedna redukce kónickým rozšířením za trojcestným ventilem z DN 40 na DN 65:

$$\varepsilon_{14} = \psi_1 \cdot \left(\frac{d_{DN65}^2}{d_{DN40}^2} - 1 \right)^2 = 0,15 \cdot \left(\frac{0,065^2}{0,04^2} - 1 \right)^2 = 0,4 [-]$$

$$Y_{zm}^{14} = \varepsilon_{14} \cdot \frac{c_{DN65}^2}{2} = 0,4 \cdot \frac{2,51^2}{2} = 1,27 \left[\frac{J}{kg} \right]$$

Zároveň vznikla v systému velká ztráta tím, že je zařazen do systému výměník tepla. Podle výrobce jsou ztráty v trubkovém prostoru 4,43 J/kg a v mezi-trubkovém prostoru 42,89 J/kg. Protože byl navržen tepelný výměník tak, že voda z I.O. proudí v mezi-trubkovém prostoru, je zapotřebí ke konečné ztrátě připočíst druhou ze zmiňovaných hodnot.

6.3.1 Shrnutí výsledků výpočtů tlakových ztrát

Shrnutí všech ztráty pro jednotlivé okruhy s jejich celkovým součtem viz. Tabulka 23. Protože výpočty byly provedeny pouze pro jednotlivé prvky, které se v systému mohou opakovat, bude toto zohledněno právě zde:

Tabulka 23 - Výsledná tabulka pro červený okruh s kondenzátorem.

Ztráta	Značení	Počet kusů	Energetická ztráta [J/kg]	Výšková ztráta [m]	Tlaková ztráta [Pa]
Ztráta třením v potrubí DN 65	Y_{zt}^1	1	3,57	0,36	3 459
Ztráta třením v potrubí DN 40	Y_{zt}^2	1	43,17	4,40	41 878
Ztráta třením ve vlnovcovém potrubí	Y_{zt}^3	1	104,44	10,65	101 310
Ztráta ve výtoku z kondenzátoru do potrubí	Y_{zm}^1	1	1,58	0,16	1 529
Ztráta rozšíření pod kondenzátorem	Y_{zm}^2	1	1,27	0,13	1 235
Ztráta v kulovém ventilu DN 65	Y_{zm}^3	1	1,61	0,16	1 563
Ztráta v kónickém zúžení za čerpadlem	Y_{zm}^4	1	3,52	0,36	3 413
Ztráta v koleni	Y_{zm}^5	5	18,69	1,91	18 129
Ztráta v celém předeřevu	$Y_{př}$	1	7,94	0,81	7 700
Ztráta v celém chladicím kanálu	Y_{vz}	1	9,31	0,95	9 035
Ztráta v trojcestném ventilu DN 40	Y_{zm}^{12}	1	148,45	15,13	144 000
Ztráta ve výtoku z potrubí do kondenzátoru	Y_{zm}^{13}	1	24,19	2,47	23 461
Suma			367,74	37,49	356 712

Jak je vidět v tabulce, nejvýznamnější ztráta je v trojcestném ventilu. To je jeden z důvodů, proč byl použit kulový ventil v sacím potrubí před čerpadlem. Výpočet byl proveden i s použitím jednoho trojcestného ventilu namísto dvou kulových. Avšak kvůli vysoké ztrátě se zvedla geodetická sací výška počítaná v kapitole 6.1.2 na hodnotu převyšující 6 metrů. Druhou největší ztrátou je tření v necelých dvou metrech vlnovcového potrubí. To je zapotřebí na modifikovaném experimentu BESTH-2 ponechat. Díky tomuto potrubí se nemusí při změně náklonu chladicího kanálu měnit potrubí na trase chladicí kanál – trojcestný ventil.

Tabulka 24 - Výsledná tabulka pro modrý okruh s výměníkem tepla.

Ztráta	Značení	Počet kusů	Energetická ztráta [J/kg]	Výšková ztráta [m]	Tlaková ztráta [Pa]
Ztráta třením v potrubí DN 65	Y_{zt}^4	1	0,51	0,05	494
Ztráta třením v potrubí DN 40	Y_{zt}^5	1	16,16	1,65	15 676
Ztráta třením ve vlnovcovém potrubí	Y_{zt}^3	1	104,44	10,65	101 310
Ztráta v kulovém ventilu DN 65	Y_{zm}^3	1	1,61	0,16	1 563
Ztráta v kónickém zúžení za čerpadlem	Y_{zm}^4	1	3,52	0,36	3 413
Ztráta v koleni	Y_{zm}^5	4	14,95	1,52	14 503
Ztráta v celém předeřevu	$Y_{př}$	1	7,94	0,81	7 700
Ztráta v celém chladícím kanálu	Y_{vz}	1	9,31	0,95	9 035
Ztráta v trojcestném ventilu DN 40	Y_{zm}^{14}	1	148,45	15,13	144 000
Ztráta v kónickém rozšíření za trojcestným ventilem	Y_{zm}^2	1	1,27	0,13	1 235
Ztráta ve výměníku tepla	$Y_{výměník}$	1	42,89	4,37	41 600
Suma			351,06	35,79	340 529

Ve výsledné tabulce pro modrý okruh viz. Tabulka 24 je vidět podobný výsledek jako v předchozím případě. I když zde přibyla nezanedbatelná ztráta ve výměníku tepla, největší podíl má stále trojcestný ventil a ztráta třením ve vlnovcovém potrubí. Protože je zde okruh kratší, snížila se ztráta třením v potrubích. Zároveň odpadly ztráty kondenzátoru na výtoku a vtoku. Systém má zároveň méně prvků zvyšující ztrátu místními odpory.

Z výsledků je patrné, že vyšší ztráta je v červeném okruhu s kondenzátorem, proto bude tato hodnota referenční pro kontrolu čerpadla. Pokud bude mít čerpadlo dostatečný výkon na překonání ztrát v červeném okruhu, pak dokáže překonat ztráty i v okruhu modrém.

7 Ekonomické zhodnocení a cenová rozvaha v případě modifikace stendu BESTH-2

Výroba čerpadel a tepelných výměníků je časově a finančně poměrně náročná, proto je uvažováno o zakoupení typové technologie u externích dodavatelů. Jedná se především o čerpadlo a výměník tepla, které představují největší náklady, společně s řadou armatur a dalších potrubních příslušenství.

7.1.1 Čerpadlo

Čerpadlo se do systému bude zařazovat pro dosažení většího objemového průtoku chladiva a přiblíží se tak skutečným podmínkám na jaderném reaktoru – zajištěním stejného měrného průtoku chladiva experimentálním kanálem. Protože je saturační teplota při tlaku 6 bar pod hodnotou 160 °C je požadavek na zvýšenou teplotní odolnost čerpadla. Zároveň kvůli vysokým parametrům vody a obavám z kavitace v čerpadle, bylo vybíráno čerpadlo s co nejnižší hodnotou NPSH (viz kapitoly výše).

Pro nejlepší parametry bylo jako potenciálně vhodné vybráno čerpadlo např. od společnosti Grundfos s označením CR 32-1-1 F-F-A-F-HQQE viz Obrázek 20. Toto čerpadlo má maximální dovolenou teplotu chladiva 180 °C, čímž převyšuje maximální dovolenou teplotu a zvyšuje bezpečnost při nenávrhových stavech.

Zároveň má dostatečně nízkou hodnotu NPSH, což umožní snížení geodetické sací výšky na finální hodnotu 3,5 metru. Cena tohoto čerpadla podle výrobce je méně než 37 100 Kč. ^[19]



Obrázek 20 - 3D model čerpadla. ^[19]

7.1.2 Výměník tepla

Výměník tepla byl zařazen do modifikovaného experimentálního zařízení, aby bylo možné regulovat teplotu vody na vstupu do chladicího kanálu a bylo tak možné testovat chování

kritického tepelného toku při podchlazeném varu. Zde byly hlavními parametry jeho velikost, protože jsme limitováni rozměry celého experimentu. Zároveň je nutné dodržet konstrukční limity, které nesmí být překročeny pro správné fungování tepelného výměníku.

Vhodnými parametry disponuje například tepelný výměník společnosti SECESPOL s označením HAD 5.38.08.71 v konstrukční variantě F viz. Obrázek 21, který určuje provozní parametry. Jedním z parametrů pro správné fungování je průtok. Ten nesmí být překročen, aby nebyla překročena rychlost proudění kapaliny a tím nedošlo k nepříznivým vibracím. Pro trubkový prostor je výrobcem dodávaná hodnota limitního průtoku $10 \text{ m}^3/\text{h}$. Pokud by byla zvolena možnost vrubované trubky, je tento limit $8,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Vrubkování zlepšuje prostup tepla, pokud jsou parametry kapaliny nízké. Pro mezi-trubkový prostor je limit průtoku nastaven na hodnotu $30 \text{ m}^3/\text{h}$. Další parametry, které nesmí být překročeny, jsou teplota medií, která proudí skrze výměník. Tato teplota je stanovena na $200 \text{ }^\circ\text{C}$, a proto je zde velká rezerva od maximální teploty v systému. Maximální tlak je podle výrovce stanoven na 16 bar. I zde je rezerva, neboť je experiment počítán na tlak 6 barů. Cena tohoto tepelného výměníku podle zaslané nabídky obchodním zástupcem společnosti je necelých 36 900 Kč. ^[18]

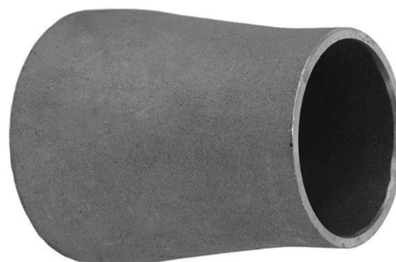


Obrázek 21 - Výměník tepla. ^[18]

7.1.3 Armatury a tvarovky

V modifikovaném experimentu došlo ke změnám ve jmenovité světlosti potrubí, aby byla snížena rychlost proudění, ale také aby bylo možné připojit potrubí, čerpadlo a výměník tepla k sobě. Připojovací rozměry tepelného výměníku a čerpadla jsou na potrubí DN 65. Na modifikovaném experimentu však zůstávají prvky s připojovacími rozměry DN 40. To je důvodem, proč musí být do experimentu zařazeny vhodné redukce potrubí. Systém se stal složitějším a pro správnou funkci je zapotřebí zařadit několik armatur pro změnu směru proudu kapaliny a obtékání kondenzátoru.

Bylo nalezeno mnoho výrobců redukcí pro rozšíření a zúžení. Lišili se jak použitým materiálem, tak i geometrií. Proto nedošlo k výběru konkrétního prvku. Došlo pouze k nalezení několika výrobců a porovnání jejich ceny. Tato cena se ve všech případech pohybovala pod hranicí 300 Kč za kus. Protože je v modifikovaném experimentu potřeba celkem 3 kusů, je cena tohoto příslušenství přibližně 900 Kč.



Obrázek 22 - Redukce pro rozšíření a zúžení.



Obrázek 23 - Příruba.

Pro připojení hlavních komponent jako je výměník tepla, čerpadlo a třicestný ventil je nutné použití přírub viz. Obrázek 23. Ostatní součásti je možno ve společnosti ÚJV nechat svařit, případně použít jiné spojení, ať už rozebíratelné či nerozebíratelné. Ceny se opět liší podle použitého materiálu a stylu provedení. Ceny však nepřevýšily hodnotu 200 Kč za kus příruby DN 65. Těchto přírub bude zapotřebí 6. Další dvě příruby budou o jmenovitém rozměru DN 40. U těch se cena pohybuje přibližně na poloviční hodnotě. Cena všech přírub se tedy vyšplhá k 1 400 Kč.

Aby bylo možné by-passovat kondenzátor a zároveň zajistit zvedání kondenzátoru o co nejmenší výšku, byly zvoleny dva kulové ventily viz. Obrázek 24 na trase mezi kondenzátorem a čerpadlem a další na trase mezi výměníkem tepla a čerpadlem. Tato součást již byla doporučena, protože je nutné volit katalogovou hodnotu pro výpočet ztráty. Tento ventil stojí necelých 1 400 Kč za jeden kus, kdy v modifikovaném experimentu jsou zapotřebí dva. ^[14]



Obrázek 24 - Kulový ventil.



Obrázek 25 - Třícestný ventil (ilustrativní obrázek).

Pro změnu režimu testování je použit trojcestný ventil viz. Obrázek 25. Při přímém průtoku bude experiment probíhat stejným způsobem jako nyní a chladicí voda bude proudit skrze kondenzátor. Pokud bude použit režim obtoku, bude experiment fungovat s podchlazováním vody skrze výměník tepla. Protože je pro výpočet ztrát opět potřeba katalogové hodnoty, je volen konkrétní prvek s cenou necelých 6 200 Kč. ^[15]

7.1.4 Celková cena modifikace experimentu BESTH-2

Do celkové ceny se zahrnují i potrubí na trase kondenzátor – čerpadlo, které bude sloužit pro prodloužení potrubí v průběhu zvyšování kondenzátoru. Zároveň zvýšením kondenzátoru bude potřeba nakoupit potrubí s jmenovitým rozměrem DN 40, které přivádí chladicí vodu zpět do kondenzátoru. Dále je potřeba zahrnout připojení výměníku tepla na trase třícestný ventil – výměník tepla – čerpadlo. Potrubí se vyrábí v normalizovaných délkách, a proto bude koupeno více materiálu, než bude ve výsledku potřeba. Potrubí s jmenovitou světlostí DN 65 je prodáváno s cenou do 150 Kč/m. Tato cena je pro největší tloušťku stěny potrubí. Cena potrubí s jmenovitou světlostí DN 40 je za cenu 90 Kč/m. Protože se potrubí prodává běžně v délce 6 m je celková cena potrubí 1 440 Kč.

Dále je zapotřebí zvýšit konstrukci pomocí materiálu s čtvercovým průřezem. Protože je použita příhradová konstrukce, bude pro účel zvednutí kondenzátoru o 1,5 metru použito přibližně 6 metrů materiálu. To by mělo zajistit dostatečně tuhou konstrukci, aby nedošlo k nehodě. Cena těchto materiálů se pohybuje okolo 1 000 Kč.

Po sumarizaci všech materiálových položek, je celková cena 87 740 Kč. To je ovšem pouze materiálová položka. Do této ceny se ještě musí zahrnout doprava, kterou má každá dodavatelská společnost jinou. Zároveň je nutné počítat montážní práce, které se budou provádět ve společnosti ÚJV, kde se experiment nachází. Tyto ceny se špatně vyčíslují, pokud není vytvořen technologický plán. Jde ale říci, že se celková cena bude pohybovat kolem hodnoty 100 000 Kč.

8 Závěr

Zadáním práce bylo vytvoření návrhu na modifikaci experimentálního zařízení BESTH-2, provozovaného v ÚJV Řež. Toto zařízení simuluje chlazení semi-eliptického dna tlakové nádoby reaktoru VVER 1000 a během experimentů jsou získávány informace o kritickém tepelném toku (při specifických podmínkách). Výsledky z experimentů (hodnoty kritického tepelného toku) jsou porovnány s výpočtovými kódy pro potvrzení funkčnosti a použití technologie IVR pro českou jadernou elektrárnu Temelín, resp. pro reaktory VVER 1000/320. Požadavkem bylo modifikovat experimentální zařízení BESTH-2 tak, aby bylo možné přiblížit se skutečným parametrům proudění chladicího média v šachtě skutečného jaderného reaktoru při těžké havárii spojené s tavením paliva. Tento požadavek zahrnuje zvýšení objemového průtoku přibližně 30x na hodnotu 30 m³/h. Navrhovaná zařízení jsou stejně jako ostatní komponenty, které se měnit nebudou, dimenzována na absolutní tlak 6 bar. Dalším požadavkem dle zadání práce je možnost snižovat teplotu chladicí kapaliny na vstupu do chladicího kanálu. Tato úprava by umožňovala experimentálnímu zařízení zjišťovat hodnoty tepelných toků při podchlazeném varu. Posledním požadavkem zadání je, že i po všech modifikacích zůstane experimentální zařízení v budově, kde se nachází nyní.

Pro zvýšení průtoku bylo do systému přidáno čerpadlo. Analytické vyhodnocení bylo provedeno pro stávající experimentální zařízení na výpočet vzdálenosti kondenzátoru od čerpadla, aby ke kavitaci v čerpadle nedocházelo. Z tohoto výpočtu vyšla hodnota necelých 15 metrů. To nevyhovuje požadavkům na umístění experimentálního zařízení, neboť výška haly je pouze 8 metrů. Po modifikaci experimentálního zařízení byl proveden stejný výpočet a z toho vyšla hodnota 3,5 metru. Tato hodnota již vyhovuje všem požadavkům zadavatele.

Druhý úkol, kde by se měla podchlazovat voda v systému, spočíval v zařazení výměníku tepla. Pro ten byl proveden kompletní tepelný výpočet, ze kterého vyšla přibližná teplotonosná plocha tepelného výměníku. Po rešeršní práci byl vybrán vhodný výměník a zpřesněn výpočet, aby se ověřilo, zda bude funkční. Minimální teplota, na kterou bude tepelný výměník schopný podchládit vodu, je přibližně 80 °C při maximálním výkonu elektrických patron v topném tělese. Při nižších výkonech bude tato teplota nižší.

Posledním krokem výpočtu bylo ověřit, zda má čerpadlo dostatečný výkon k překonání ztrát v systému. Podle tohoto výpočtu vyšlo, že čerpadlo je schopné překonat ztráty a je tak vhodné pro danou aplikaci.

Všemi těmito kalkulacemi bylo navrženo zařízení, které dokáže splnit požadované parametry navržené zadavatelem. Současně byla vyčíslena cena celkové modifikace experimentálního zařízení. Tato cena zahrnuje nakoupený materiál jako je čerpadlo, tepelný výměník, armatury atd. Dále do této ceny byly zahrnuty materiály na změnu a prodloužení potrubí. Nutné je zde připočítat materiál na zvýšení podpěrné konstrukce, práce při kompletaci a montáži. Protože poslední část je prakticky nemožné vyčíslit, je odhadovaná finální cena přibližně na 100 000 Kč. Za tuto cenu lze kompletně přestavit experiment BESTH-2 do modifikované podoby, která bude schopna měřit tepelný tok podle zadání zadavatele. Zároveň je navržen tak, aby nebyly překročeny žádné provozní parametry a nedocházelo tak k rychlému opotřebení a poškození.

9 Použitá literatura

- [1] HEŘMANSKÝ, Bedřich. *Bezpečnost jaderných elektráren*. Praha, 2011.
- [2] *Three Mile Island Accident* [online]. [cit. 2016-06-22]. Dostupné z: <http://www.world-nuclear.org/information-library/safety-and-security/safety-of-plants/three-mile-island-accident.aspx>
- [3] Areva. *IAEA* [online]. Vienna, 2013 [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: https://www.iaea.org/INPRO/7th_Dialogue_Forum/AREVA_EPR_reactor_UR_Release.pdf
- [4] *Safety of VVER-1200/V491* [online]. Vienna, 2015 [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: http://nuris.org/wp-content/uploads/2015/04/Hirsch_Safety-of-VVER-1200-V491-Application-of-WENRA-Safety-Objectives.pdf
- [5] DUSPIVA, Jiří. *Comparison of In-Vessel and Ex-Vessel Retention* [online]. , 1-19 [cit. 2016-06-28]. Dostupné z: <https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/ResourceFiles/Events/NuclearCodesStandards/2014PragueWorkshop/Duspiva.pdf>
- [6] THEOFANOUS, T. G., C. LIU, S. ADDITON, S. ANGELINI, O. KYMALAINEN a T. SALMASSI. *IN-VESSEL COOLABILITY AND RETENTION OF A CORE MELT* [online]. University of California, Santa Barbara, 1996 [cit. 2016-06-28]. Dostupné z: http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/29/006/29006120.pdf
- [7] ORTIZ, M. a J.M. SEILER. *Proceedings of the WORKSHOP ON LARGE MOLTEN POOL HEAT TRANSFER*[online]. France, 1994 [cit. 2016-06-28]. Dostupné z: http://www.iaea.org/inis/collection/NCLCollectionStore/_Public/26/037/26037788.pdf?r=1
- [8] Stupnice INES. *Státní úřad pro jadernou bezpečnost* [online]. Praha, 2008 [cit. 2017-01-24]. Dostupné z: <https://www.sujb.cz/jaderna-bezpecnost/ines/stupnice-ines/>

- [9] KRHOUNEK, Vladimír, David BÁTĚK a Jiří ŽĎÁREK, CSC. *Experimentální a analytické práce nutné pro validaci koncepce udržení roztaveného coria uvnitř TNR jako řešení konečné fáze těžké havárie pro VVER 1000/320*. Praha, 2015.
- [10] *Příručka čerpací techniky*. 1997. Praha: ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01623-9.
- [11] *Český instalatér*. Praha: České nakladatelství technické literatury, spol. s.r.o, 2013, **23**(2). ISSN 1210-6952.
- [12] JANDORA, Jan. *Hydraulika a hydrologie: Modul 01* [online]. 2005 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z:
https://www.researchgate.net/publication/39927915_Hydraulika_a_hydrologie
- [13] STEHLÍK, Petr a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla*. 1991. VUT Brno.
- [14] LDM, SPOL. S R.O. *Katalog kulové kohouty: R 250 D, R 950, R 910 Giacomini* [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z:
<http://www.ldmvalves.com/images/stories/katalog/01091CZ.pdf>
- [15] LDM, SPOL. S R.O. *Katalog dvoucestné a třícestné regulační ventily: RV 113* [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z:
<http://www.ldmvalves.com/images/stories/katalog/01027CZ.pdf>
- [16] ŠULC, Radek. *Přenos tepla: přehled základních rovnic 3* [online]. Ústav procesní a zpracovatelské techniky FS ČVUT v Praze, 2002 [cit. 2017-05-13].
- [17] JO, DAESEONG a RAGA'I M. ALTAMIMI. *EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CONVECTIVE HEAT TRANSFER* [online]. 2013 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z:
http://ac.els-cdn.com/S1738573315301637/1-s2.0-S1738573315301637-main.pdf?_tid=d4988532-37f1-11e7-a855-00000aacb35f&acdnat=1494689925_981056038eb63ee02ddb2ed86f760864

- [18] SECESPOL A.S. *Katalog HAD 5.38.08.71: TRUBKOVÝ SPIRÁLOVÝ VÝMĚNÍK TEPLA* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://www.secespol.com/pub/cz/uploaddocs/produkty/had-5.38.08.71-cz.2421044847.pdf>
- [19] GRUNDFOS. *Katalog Grundfos: CR 32-1-1 F-F-A-F-HQQE* [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: http://product-selection.grundfos.com/product-detail.printing.getpdf.pdf?pumpsystemid=199828595&documentname=CR_32-1-1_F-F-A-FHQQE&qcid=193918927&settingid=227667031&frequency=50&languagecode=ENU&productrange=gma&searchdomain=SALEABLE&version=1.25.28&unitsystem=4
- [20] IAEA *PRIS* [online]. [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <https://www.iaea.org/pris/>
- [21] DINH, T-N., T. SALMASSI a T.G. THEOFANOUS. *Limits of Coolability in the AP 1000-Related ULPU-2400 Configuration V Facility* [online]. 2013, , 50 [cit. 2017-07-27]. Dostupné z: <https://www.nrc.gov/docs/ML0319/ML031920123.pdf>
- [22] TEPCO. *Locating Fuel Debris inside the Unit 3 Reactor Using a Muon Measurement Technology at Fukushima Daiichi Nuclear Power Station (Interim Report)* [online]. , 9 [cit. 2017-08-02]. Dostupné z: <http://photo.tepco.co.jp/en/date/2017/201707-e/170727-01e.html>
- [23] WENRA. *Guidance Document Issue F: Design Extension of Existing Reactors* [online]. , 27 [cit. 2017-08-02]. Dostupné z: http://www.wenra.org/media/filer_public/2014/10/28/wenra-rhwg_guidance_on_issue_f.pdf
- [24] *Flexira* [online]. [cit. 2017-08-09]. Dostupné z: <https://www.flexira.eu/cs/>
- [25] *Gdpkoral: Materiálové vlastnosti* [online]. [cit. 2017-08-09]. Dostupné z: <http://www.gdpkoral.cz/materialove-vlastnosti/p126>

10 Seznam obrázků

Obrázek 1 - Řez druhým reaktorem jaderné elektrárny TMI po roztavení aktivní zóny. ^[1]	12 -
Obrázek 2 - Stav bloků 1,2 a 3 po jaderné havárii v JE Fukušima.	13 -
Obrázek 3 - Schematické zobrazení rozložení roztaveného koría. Vlevo dvou vrstvý model. Vpravo tří vrstvý model. ^[5]	15 -
Obrázek 4 - Konstrukční řešení technologie ExVC na jaderném reaktoru EPR-1600. ^[3] ...	16 -
Obrázek 5 - Konstrukční řešení technologie ExVC na jaderném reaktoru VVER-1200. ^[4]	17 -
Obrázek 6 - Principiální řešení technologie IVR na jaderném reaktoru. ^[6]	18 -
Obrázek 7 - Experiment CYBL.....	21 -
Obrázek 8 - Experiment ULPU-2000. ^[6]	23 -
Obrázek 9 - Experimentální zařízení BESTH – 2. ^[9]	24 -
Obrázek 10 - Softwarové rozhraní. ^[9]	25 -
Obrázek 11- Schematické uspořádání čerpadla vůči kondenzátoru. ^[10]	30 -
Obrázek 12 - Moodyho diagram pro zjištění součinitele tření. ^[10]	33 -
Obrázek 13 - Původní schéma experimentu BESTH-2.....	35 -
Obrázek 14 - Schéma modifikovaného experimentu BESTH-2.	35 -
Obrázek 15 - Zobrazení průběhu teploty u trubkového výměníku. ^[13]	37 -
Obrázek 16 - Schéma ztrát v systému.	41 -
Obrázek 17 - Zjednodušený model předeřevu z pohledu ztrát.....	44 -
Obrázek 18 - Zjednodušený model chladicího kanálu z pohledu ztrát.	46 -
Obrázek 19 - Trubkový výměník tepla. ^[18]	50 -
Obrázek 20 - 3D model čerpadla. ^[19]	69 -
Obrázek 21 - Výměník tepla. ^[18]	70 -
Obrázek 22 - Redukce pro rozšíření a zúžení.....	71 -
Obrázek 23 - Příruba.	71 -
Obrázek 24 - Kulový ventil.....	71 -
Obrázek 25 - Třícestný ventil (ilustrativní obrázek).	72 -

11 Seznam tabulek

Tabulka 1 - Mezinárodní stupnice jaderných událostí INES.	- 11 -
Tabulka 2 - Hlavní výhody a nevýhody technologií IVR a ExVC.	- 19 -
Tabulka 3 - Střední geometrické drsnosti potrubí.	- 32 -
Tabulka 4 - Tabulka hodnot součinitele ψ	- 34 -
Tabulka 5 - Tabulka pro určení konstant korelace Nuseltova čísla Kreith-Black.....	- 39 -
Tabulka 6 - Tabulka součinitelů pro oblouková kolena.	- 42 -
Tabulka 7 - Tabulka s koeficienty ztrát na vtoku do potrubí.	- 43 -
Tabulka 8 - Tabulka koeficientů místních ztrát pro kónické zúžení potrubí.....	- 43 -
Tabulka 9 - Tabulka součinitelů místních ztrát pro výtok z potrubí.	- 44 -
Tabulka 10 - Tabulka koeficientů místní ztráty pro náhlé rozšíření.	- 44 -
Tabulka 11 - Tabulka zadaných hodnot pro stávající experiment.....	- 47 -
Tabulka 12 - Tabulka zadaných hodnot pro modifikovaný experiment.	- 48 -
Tabulka 13 - Tabulka zadaných hodnot pro variantu napojení chladící vody na otopný systém kotelny.	- 51 -
Tabulka 14 - Tabulka vlastností vody v I.O. pro variantu zapojení chladící vody na otopný systém kotelny.	- 52 -
Tabulka 15 - Tabulka vlastností vody v II.O pro variantu zapojení chladící vody na otopný systém kotelny.	- 54 -
Tabulka 16 - Tabulka koeficientů pro variantu napojení chladící vody na otopný systém kotelny.	- 55 -
Tabulka 17 - Tabulka zadaných parametrů pro variantu zapojení chladící vody na vodovodní řad.	- 57 -
Tabulka 18 - Výsledné hodnoty pro variantu zapojení chladící vody na vodovodní řad....	- 58 -
Tabulka 19 - Shrnutí výsledů pro všechny varianty.....	- 59 -
Tabulka 20 - Tabulka zadaných a naměřených hodnot pro výpočet tlakových ztrát.	- 61 -
Tabulka 21 - Tabulka vypočtených průřezů a rychlostí proudění v potrubích.	- 62 -
Tabulka 22 - Rozdílné rozměry v modrém okruhu s výměníkem tepla.	- 66 -
Tabulka 23 - Výsledná tabulka pro červený okruh s kondenzátorem.	- 67 -
Tabulka 24 - Výsledná tabulka pro modrý okruh s výměníkem tepla.	- 68 -