

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

ANALÝZA PŘESTUPU TEPLA V PAROGENERÁTORECH BLOKŮ VVER 440

TRANSFER HEAT ANALYSIS IN STEAM GENERATORS IN BLOCKS OF VVER 440

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PETR ROUPEC

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. HUGO ŠEN

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Roupec Petr, Bc.

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

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

Analýza přestupu tepla v parogenerátorech bloků VVER 440

v anglickém jazyce:

Trasfer Heat Analysis in Steam Generators in blocks of VVER 440

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Analýza změn přestupu tepla v parogenerátorech jaderné elektrárny Dukovany po více než dvaceti letech provozu v souvislosti se zvýšením nominálního výkonu reaktoru o 5 % a predikce rezerv při zvýšení výkonu na 107 % Pnom a dalším provozu.

Cíle diplomové práce:

- 1) Sestavení výpočtového modelu PG.
- 2) Validace modelu s využitím dat z uvádění bloků do provozu.
- 3) Predikce parametrů parogenerátoru výpočtem při provozu na zvýšeném výkonu reaktoru o 5 %.
- 4) Srovnání s reálnými daty parogenerátoru po zvýšení výkonu 3.RB EDU v roce 2009 o 5 %.
- 5) Stanovení rezervy při provozu na 105 %, resp. 107 % a odhad dalšího dlouhodobého provozu.

Seznam odborné literatury:

- 1) Podklady a materiály z měření na PG v EDU
- 2) Dokumentace EDU
- 3) Teoretické zdroje k výpočtu přestupu tepla v tepelných výměnících

Vedoucí diplomové práce: Ing. Hugo Šen

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 3.11.2009



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je řešení problematiky týkající se přestupu tepla v parogenerátorech bloků jaderné elektrárny typu VVER 440. Parogenerátor představuje rozhraní mezi primárním a sekundárním okruhem. V parogenerátoru se předává teplo z horké vody proudící z reaktoru do studené napájecí vody. Z napájecí vody, po přestupu tepla přes trubkový svazek, vzniká pára pohánějící parní turbínu. Důležitou veličinou charakterizující přestup tepla je součinitel prostupu tepla. Práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část. V teoretické části je uveden princip činnosti PG a teoretický výpočtový model pro určení součinitele prostupu tepla, který vychází především z charakteru proudění v PG. Praktická část uvádí srovnání součinitele prostupu tepla určeného z dat naměřených při spouštění 3. bloku EDU v roce 1986, s hodnotami součinitele plynoucích z měření po zvýšení výkonu bloku na 105 % P_{nom} v roce 2009 rovněž na 3. bloku EDU. Dále je uveden odhad přestupu tepla pro další zvýšení výkonu bloku na 107 % P_{nom} a odhad dalšího provozu PG.

Klíčová slova

voda, pára, teplo, parní generátor

ABSTRACT

The aim of this thesis is to analyze the heat transfer in steam generator of blocks in the nuclear power plant VVER 440. The steam generator represents the border between the primary and the secondary circuit. The heat is carried from a warm water from reactor to a cold water. The steam arises after the heat transfer and drives the steam turbine. An important quantity which represents the heat transfer is a heat transfer factor. This thesis is divided into theoretical and a practical part. In the theoretical part is mentioned a principle of the steam generator and the theoretical calculation of the heat transfer factor, which comes first of all from the character of the streaming in the steam generator. The practical part brings a comparison of the heat transfer factor calculated from data measured after the start of the third block of EDU in 1986, with the heat transfer factor which comes from the measurement after the power-increase for 105 % of nominal power of the same block in 2009. Further is shown the prediction of the heat transfer factor for next power-increase and the following service is shown too.

Keywords

water, steam, heat, steam generator



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ROUPEC P., *Analýza přestupu tepla v parogenerátorech bloků VVER 440.*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 94 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Hugo Šen.



PROHLÁŠENÍ AUTORA

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím materiálů uvedených v použité literatuře.

V Brně dne 21. května 2010

.....

podpis

Bc. Petr Roupec

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat panu Ing. Jiřímu Pulcovi z firmy TES za vedení mé diplomové práce a za čas, který mi věnoval. Vždy jsem se na něj mohl obrátit s jakýmkoliv dotazem a pan Pulec se mi ochotně snažil pomoci. Děkuji mu také za poskytnuté podklady, bez kterých by tato práce nikdy nemohla vzniknout. Mé poděkování patří také panu Ing. Dušanu Pluhařovi, který se mi velice ochotně věnoval při utváření podoby tématu diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Hugo Šenovi za věcné pokyny a připomínky při vedení práce na škole. Velký dík patří také mé slečně Hance za trpělivost, toleranci a lásku, kterou mi projevovala v nelehkých dnech, kdy jsem práci vytvářel. V neposlední řadě chci také poděkovat rodičům, kteří mě vychovali a neustále mě podporovali ve studiu a sebevzdělání.

OBSAH

1. ÚVOD	11
2. PAROGENERÁTOR BLOKU VVER 440.....	12
2.1 FUNKCE A ČÁSTI.....	12
2.1.1 Tlaková nádoba PG VVER 440.....	15
2.1.2 Trubkový svazek.....	15
2.1.3 Primární kolektory	16
2.1.4 Rozvod napájecí vody a separace páry	17
3. TEORETICKÝ VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA V PG	19
3.1 SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA	19
3.2 NAMĚŘENÁ DATA Z UVÁDĚNÍ BLOKU DO PROVOZU	22
3.3 TEORETICKÝ VÝPOČTOVÝ MODEL Č. I	22
3.3.1 Sdílení tepla konvekcí při proudění kapaliny v trubkách.....	22
3.3.2 Přestup tepla při varu kapaliny	24
3.4 VALIDACE MODELU S VYUŽITÍM DAT Z UVÁDĚNÍ BLOKU DO PROVOZU	25
3.4.1 Výpočet na výkonové hladině 20 % P_{nom}	25
3.4.2 Výpočet na výkonové hladině 35 % P_{nom}	27
3.4.3 Výpočet na výkonové hladině 55 % P_{nom}	29
3.4.4 Výpočet na výkonové hladině 75 % P_{nom}	31
3.4.5 Výpočet na výkonové hladině 90 % P_{nom}	33
3.4.6 Výpočet na výkonové hladině 100 % P_{nom}	35
3.5 VÝSLEDKY TEORETICKÝCH VÝPOČTŮ Č. I.....	37
3.6 TEORETICKÝ VÝPOČTOVÝ MODEL Č. II.....	38
3.6.1 Přestup tepla při turbulentním proudění tekutiny v trubce.....	38
3.6.2 Sdílení tepla konvekcí při změně skupenství kapalného v plynné	39
3.7 VALIDACE MODELU S VYUŽITÍM DAT Z UVÁDĚNÍ BLOKU DO PROVOZU	41
3.7.1 Výpočet na výkonové hladině 20 % P_{nom}	41
3.7.2 Výpočet na výkonové hladině 35 % P_{nom}	42
3.7.3 Výpočet na výkonové hladině 55 % P_{nom}	44
3.7.4 Výpočet na výkonové hladině 75 % P_{nom}	46
3.7.5 Výpočet na výkonové hladině 90 % P_{nom}	47
3.7.6 Výpočet na výkonové hladině 100 % P_{nom}	49
3.8 VÝSLEDKY TEORETICKÝCH VÝPOČTŮ Č. II.....	51
3.9 SROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ TEORETICKÝCH VÝPOČTŮ Č. I A II:	52
4. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA S VYUŽITÍM DAT Z UVÁDĚNÍ BLOKU DO PROVOZU	53
4.1 LOGARITMICKÝ TEPLOTNÍ SPÁD	53
4.2 VALIDACE MODELU S VYUŽITÍM DAT Z UVÁDĚNÍ BLOKU DO PROVOZU.....	54
4.2.1 Výpočet na výkonové hladině 20 % P_{nom}	54
4.2.2 Výpočet na výkonové hladině 35 % P_{nom}	55
4.2.3 Výpočet na výkonové hladině 55 % P_{nom}	56
4.2.4 Výpočet na výkonové hladině 75 % P_{nom}	56
4.2.5 Výpočet na výkonové hladině 90 % P_{nom}	57

4.2.6 Výpočet na výkonové hladině 100 % P_{nom}	58
4.3 VÝSLEDKY VÝPOČTŮ.....	58
5. PREDIKCE SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA NA VÝKONOVÉ HLADINĚ 105 % P_{NOM}.....	60
5.1 PREDIKCE Z PRŮBĚHU HODNOT SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA NA HLADINÁCH DO 100 % P_{NOM}	60
6. VÝPOČET SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA S VYUŽITÍM DAT Z MĚŘENÍ PO ZVÝŠENÍ VÝKONU NA 105 % P_{NOM}.....	62
6.1 NAMĚŘENÁ DATA PO ZVÝŠENÍ VÝKONU BLOKU	62
6.2 SESTAVENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU	62
6.1.1 Výpočet na výkonové hladině 32 % P_{nom}	64
6.1.2 Výpočet na výkonové hladině 53 % P_{nom}	65
6.1.3 Výpočet na výkonové hladině 74 % P_{nom}	66
6.1.4 Výpočet na výkonové hladině 100 % P_{nom}	67
6.1.5 Výpočet na výkonové hladině 102 % P_{nom}	68
6.1.6 Výpočet na výkonové hladině 104 % P_{nom}	69
6.1.7 Výpočet na výkonové hladině 105 % P_{nom}	70
6.2 VÝSLEDKY VÝPOČTŮ A SROVNÁNÍ S PREDIKCEMI	71
7. PREDIKCE SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA NA VÝKONOVÉ HLADINĚ 107 % P_{NOM}.....	73
7.1 PREDIKCE Z PRŮBĚHU HODNOT SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA NA HLADINÁCH DO 105 % P_{NOM}	73
8. SROVNÁNÍ HODNOT SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA	75
9. ASPEKTY ŽIVOTNOSTI PAROGENERÁTORU A REALIZOVANÉ ZMĚNY NA 3. BLOKU EDU	77
9.1 SPOLEHLIVOST SYSTÉMU	77
9.2 REALIZOVANÉ ZMĚNY NA 3. BLOKU EDU.....	78
9.3 VLIV REKONSTRUKCE ROZVODU NAPÁJECÍ VODY	80
9.3.1 Systém horního rozvodu napájecí vody	80
9.3.2 Srovnání původního (spodního) a horního rozvodu napájecí vody.....	81
9.4 VLIV ZASLEPOVÁNÍ TRUBEK	82
9.4.1 Dosavadní provoz	82
9.4.2 Odhad dalšího provozu	82
10. ZÁVĚR	83
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	84
SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	85
SEZNAM PŘÍLOH	89

1. ÚVOD

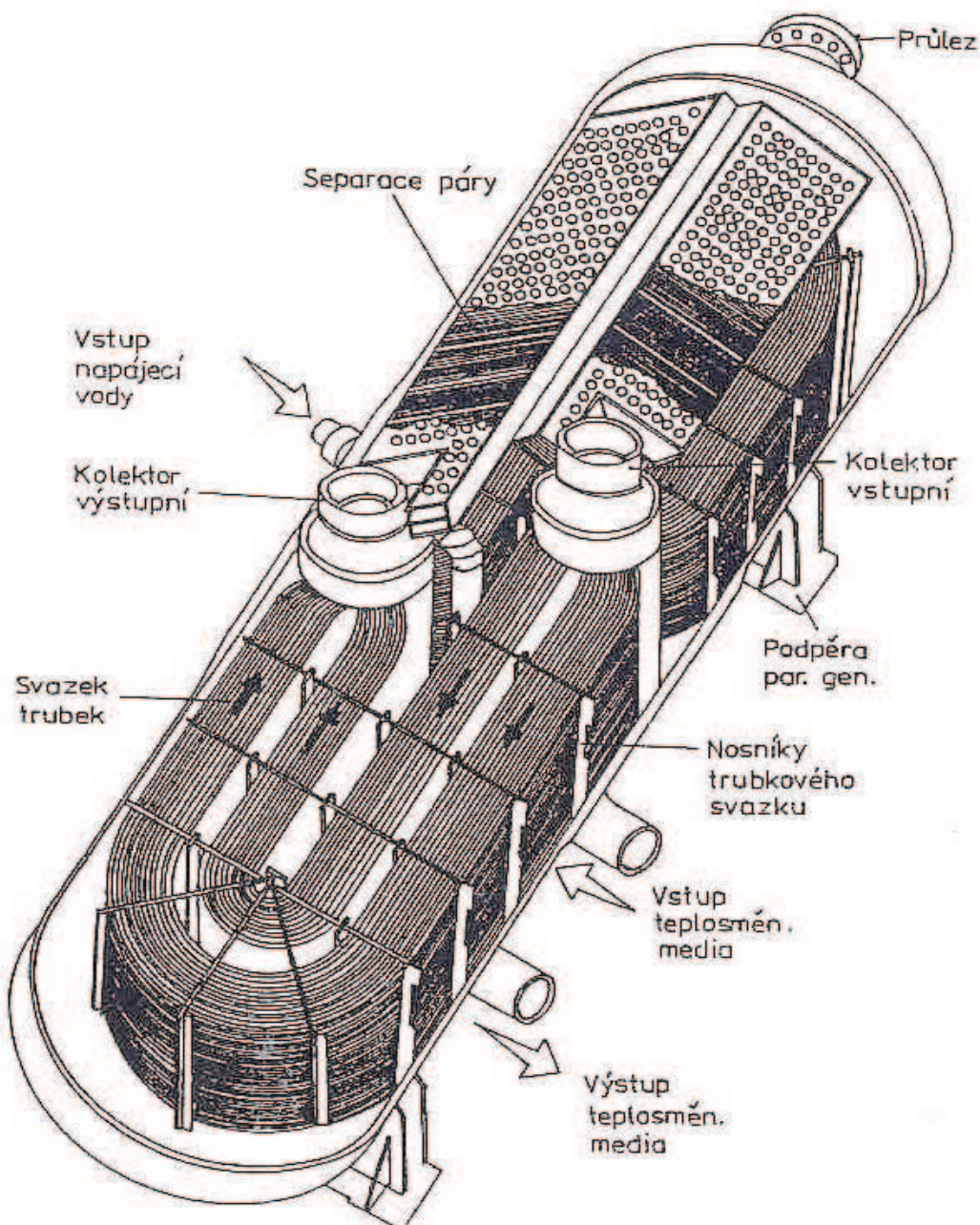
V současné době se drtivá většina veškeré elektrické energie vyrábí v elektrárnách různého typu. Ve světě mají největší zastoupení elektrárny spalující fosilní paliva, především černé a méně kvalitní hnědé uhlí. Světové zásoby fosilních paliv však nejsou nevyčerpatelné a jednoho dne budou vyčerpány úplně. Budoucnost výroby elektrické energie a tím i lidstva je možné najít v jaderné energetice. V některých státech světa se již nyní velké procento elektrické energie vyrábí v jaderných elektrárnách. Jsou v podstatě dvě cesty, kterými se může jaderná energetika ubírat. První je výstavba nových jaderných elektráren, či přistavování nových bloků v lokalitách stávajících jaderných zdrojů. Druhou alternativou je zvyšování výkonů již fungujících bloků tak, že se postupně renovují jednotlivé systémy v řetězci výroby elektrické energie v jaderné elektrárně, případně jsou odhalovány rezervy původních projektů elektráren, což kromě zvyšování výkonu vede také k prodloužení původní životnosti elektráren.

Tato práce se zabývá analýzou přestupu tepla v parogenerátoru bloku VVER 440 jaderné elektrárny Dukovany. Po renovaci systémů se předpokládá zvýšení výkonu každého z bloků JE na 105 % P_{nom} . 3. blok byl uveden do provozu v roce 1986. S využitím naměřených dat právě z tohoto roku je výpočtem určen součinitel prostupu tepla v trubkovém svazku PG a podle výsledků odhadnuta jeho hodnota i pro výkonovou hladinu 105 % P_{nom} . Získaná hodnota je porovnána s hodnotou skutečnou, vycházející z měření v roce 2009 po zvýšení výkonu 3. bloku právě na 105 % P_{nom} . Předpokládá se, že výkon by ještě mohl vzrůst na 107 % P_{nom} a možná ještě výše, vzhledem k renovacím systémů a rezervám původního projektu. V závěrečné části práce je odhadnuto chování PG v další periodě provozu.

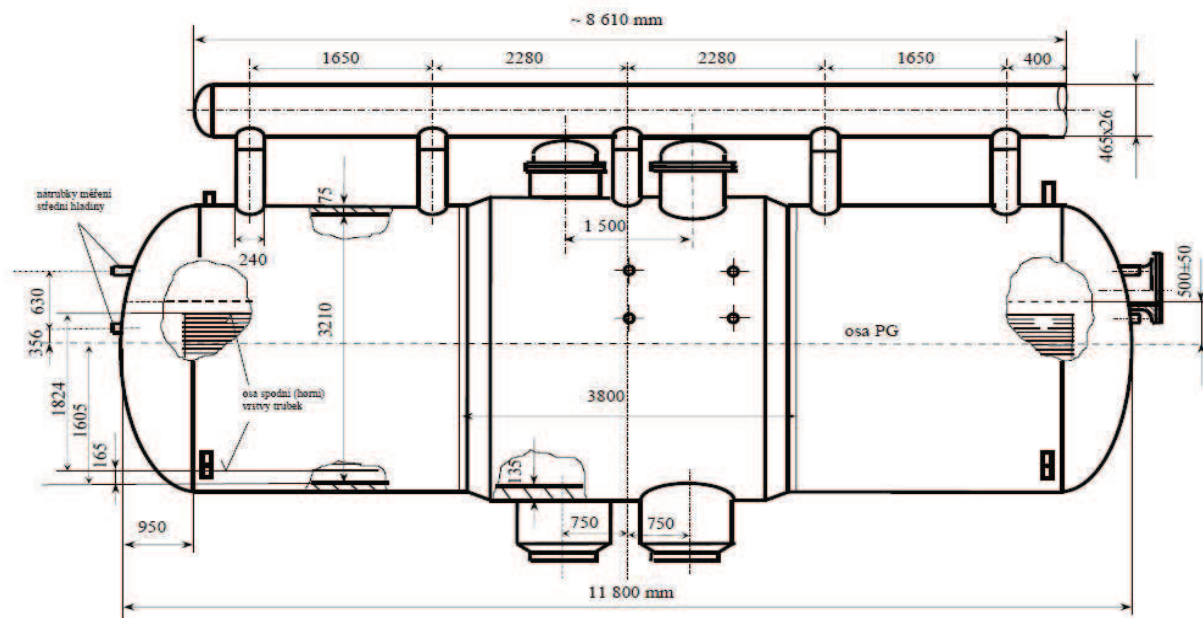
2. PAROGENERÁTOR BLOKU VVER 440

2.1 Funkce a části

Parogenerátor je součástí hlavní cirkulační smyčky jaderné elektrárny s vodovodním energetickým reaktorem VVER 440. PG je zařízení nezbytně nutné pro udržení provozu bloku na výkonu. Plní jednak funkci výměníku tepla, v němž je teplo z primární vody ohřívané v reaktoru předáváno sekundární vodě, z níž se generuje sytá pára pro pohon parní turbíny a jednak funkci bariéry mezi aktivním primárním okruhem a neaktivním sekundárním okruhem. Pro jeden reaktorový blok je zabudováno 6 parních generátorů. [1], [2]



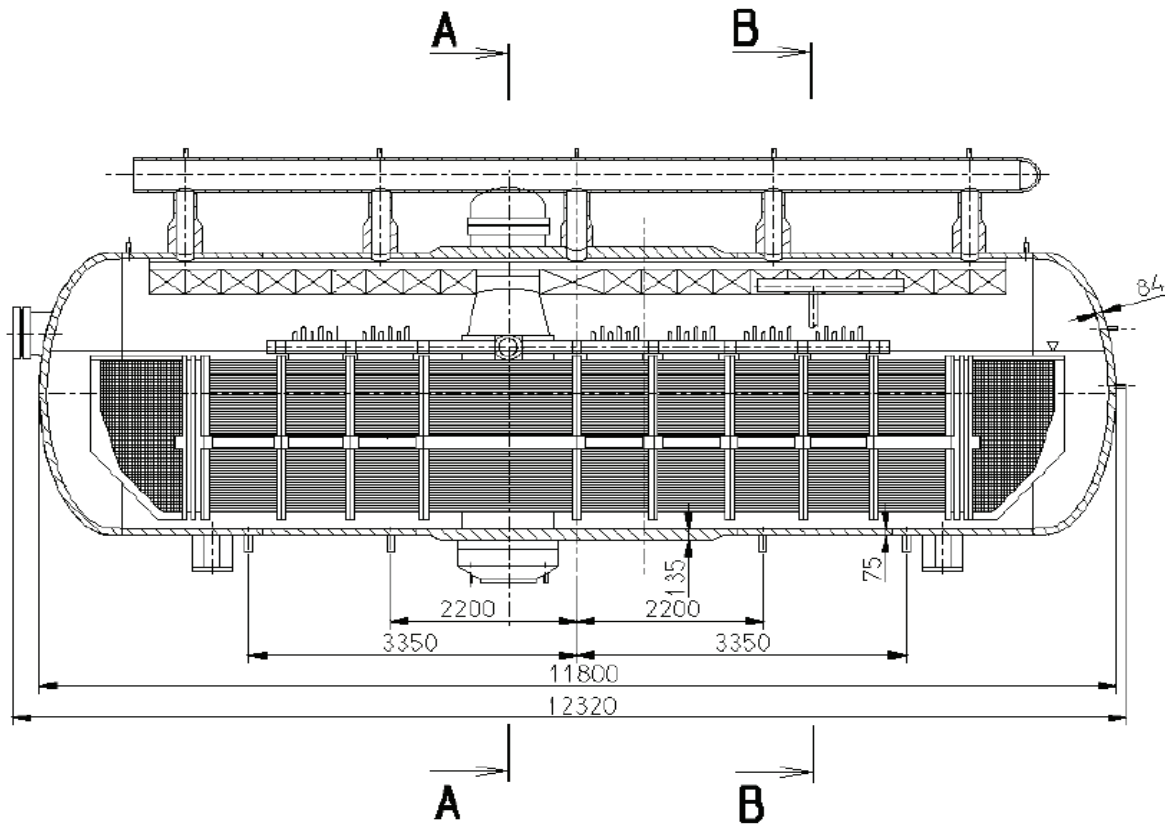
Obr. 2.1 Parní generátor bloku VVER 440 [3]



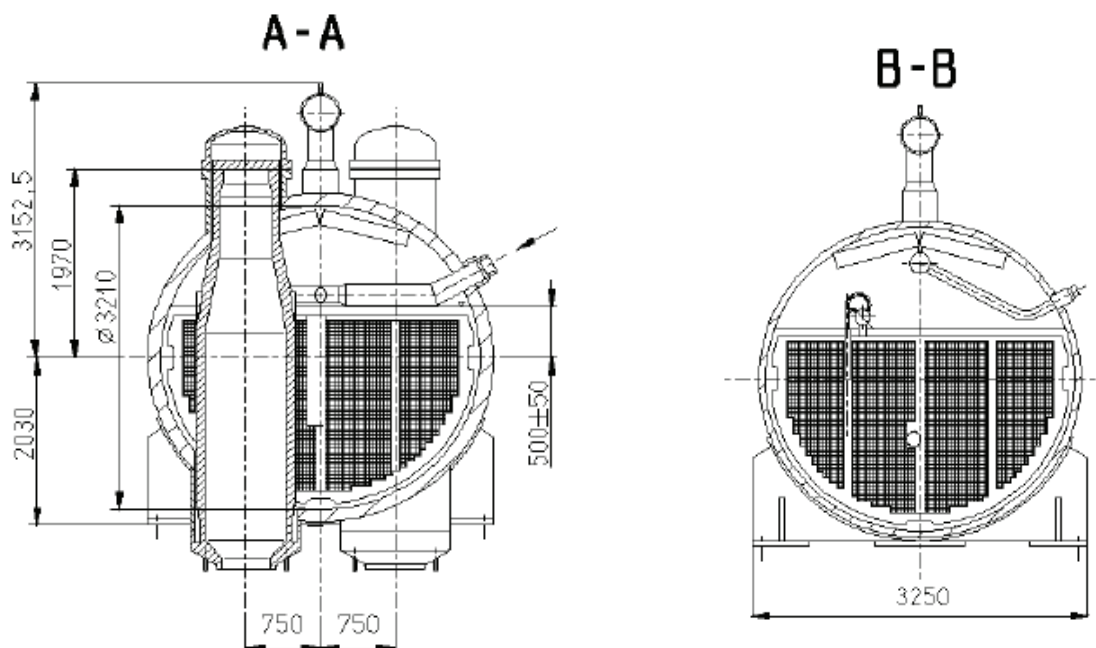
Obr. 2.2 Základní rozměry PG [4]

Parogenerátor PGV 213 je horizontální celosvařovaná jednoplášťová válcová tlaková nádoba, v jejíž centrální části jsou situovány dva svislé kolektory, do nichž jsou svými konci zakotveny teplosměnné trubky tvaru písmene U. Teplosměnné trubky pak vytvářejí svazek v levé i pravé polovině nádoby PG. Trubky ve svazku jsou zachyceny v několika distančních mřížích ležících v rovině kolmé na podélnou osu trubek a distancovány po vodorovných řadách. Svislé kolektory jsou ukončeny víky. Spoj víka s kolektorem je opatřen dvojitým kroužkovým těsněním, je řešen jako rozebiratelný a sešroubovaný. Prostory svislých kolektorů, k nimž jsou připojeny studená a horká větev smyčky primárního potrubí a vnitřní prostory teplosměnných trubek tak vytvářejí v PG uzavřenou primární stranu.

Sekundární strana PG je vymezena jednak válcovou ležatou nádobou se sekundárními víky nad každým svislým kolektorem a jednak vnějšími povrchy trubek ve svazku a vnějšími povrchy svislých kolektorů. Za provozu je sekundární strana tvořena parním prostorem nad svazkem trubek a prostorem parovodní směsi, v níž je svazek trubek ponořen. Na sekundární straně je napojeno potrubí napájecí vody a potrubí odvodu vyrobené páry na turbínu. Na jednom bloku VVER 440 je šest horizontálních PG, z nichž tři dodávají $3 \times 125 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ syté páry pro pohon jednoho turbogenerátoru o výkonu 220 MW a další tři PG pak pro pohon druhého turbogenerátoru o téměř výkonu (pro výkonovou hladinu PG 100 % P_{nom}). [1], [2]



Obr. 2.3 Podélný řez PG [4]

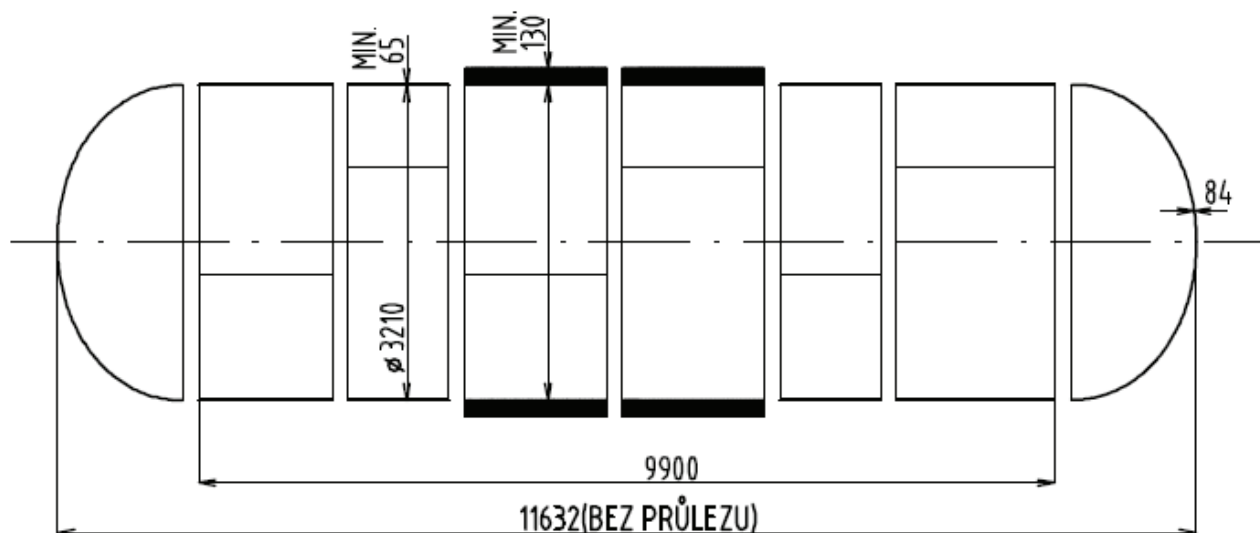


Obr. 2.4 Příčné řezy PG [4]

2.1.1 Tlaková nádoba PG VVER 440

Tlaková nádoba sestává ze čtyř válcových kroužků s menší tloušťkou stěny a dvou válcových kroužků s větší tloušťkou stěny a ze dvou eliptických dnů. Výroba každého svařovaného kroužku začíná obrobením plechu příslušné tloušťky na požadovanou rozvinutou délku a požadovanou šířku s úpravami hran pro svařování příčné i obvodové na frézovacím stroji. Pak následuje skružení plechu a získá se polovina obvodu kroužku. Obě poloviny se svaří. Jednotlivé kroužky se spojí obvodovými svařkami. Výsledkem je válcový plášť nádoby, do něhož se vyvrtají díry navazující na nátrubky. U vnějších kroužků jsou to díry $\varnothing 212$ pro nátrubky odvodu páry, díry pro odluh $\varnothing 65$, odkal $\varnothing 70$, oplach $\varnothing 132$ a řada menších děr pro napojení nátrubek pro měření hladiny. U dvou vnitřních kroužků jsou to především díry pro hrdla kolektorů $\varnothing 1075$ a $\varnothing 690$, pro nátrubek napájecí vody $\varnothing 312$, nátrubek havarijního napájení atd. K takto připraveným dířům se na plášť nádoby přivařují jednotlivé nátrubky. [1]

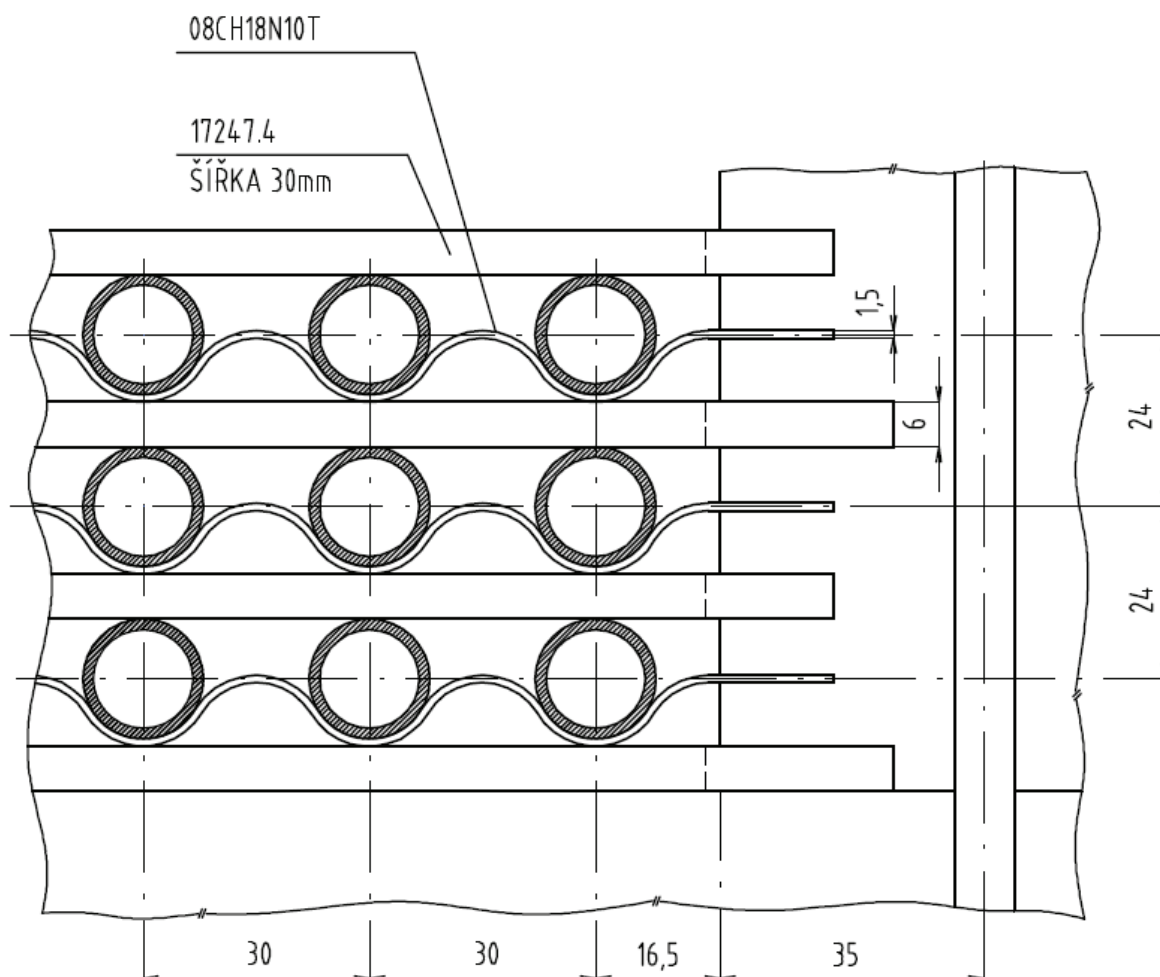
Celá tlaková nádoba je vyrobena z uhlíkaté oceli ruského značení 22K. Má vnitřní průměr 3210 mm, tloušťku stěn 84 mm, tloušťku stěn vnějších kroužků 75 mm, dvou vnitřních kroužků 135 mm a celkovou délku 11 800 mm. Rozteč děr pro oba kolektory je ve směru podélné i příčné osy nádoby 1 500 mm. [1]



Obr. 2.5 Dělení tlakové nádoby

2.1.2 Trubkový svazek

Sestává z 5 536 teplosměnných trubek $\varnothing 16 \times 1,4$ mm ohnutých do tvaru písmene U, zakotvených jedním koncem do chladného primárního kolektoru a zachycených v distančních mřížích, které jsou fixovány v opěrném systému vyvařeném uvnitř tlakové nádoby parního generátoru. Trubky ve svazku jsou uloženy nad sebou v řadách s roztečí 24 mm. Vzdálenost sousedních trubek v řadě je 30 mm. Distanční mříž je tvořena plecháči opatřenými na obou koncích zářezy, které zapadají na jedné i druhé straně do stojny nebo stojny s žebrem přivařené na vnitřním povrchu nádoby a dále vlnitými pásky z plechu, které jsou na plocháčích položeny a do jejichž prohlubní se ukládají trubky příslušné řady. [1]



Obr. 2.6 Mříž trubkového svazku

2.1.3 Primární kolektory

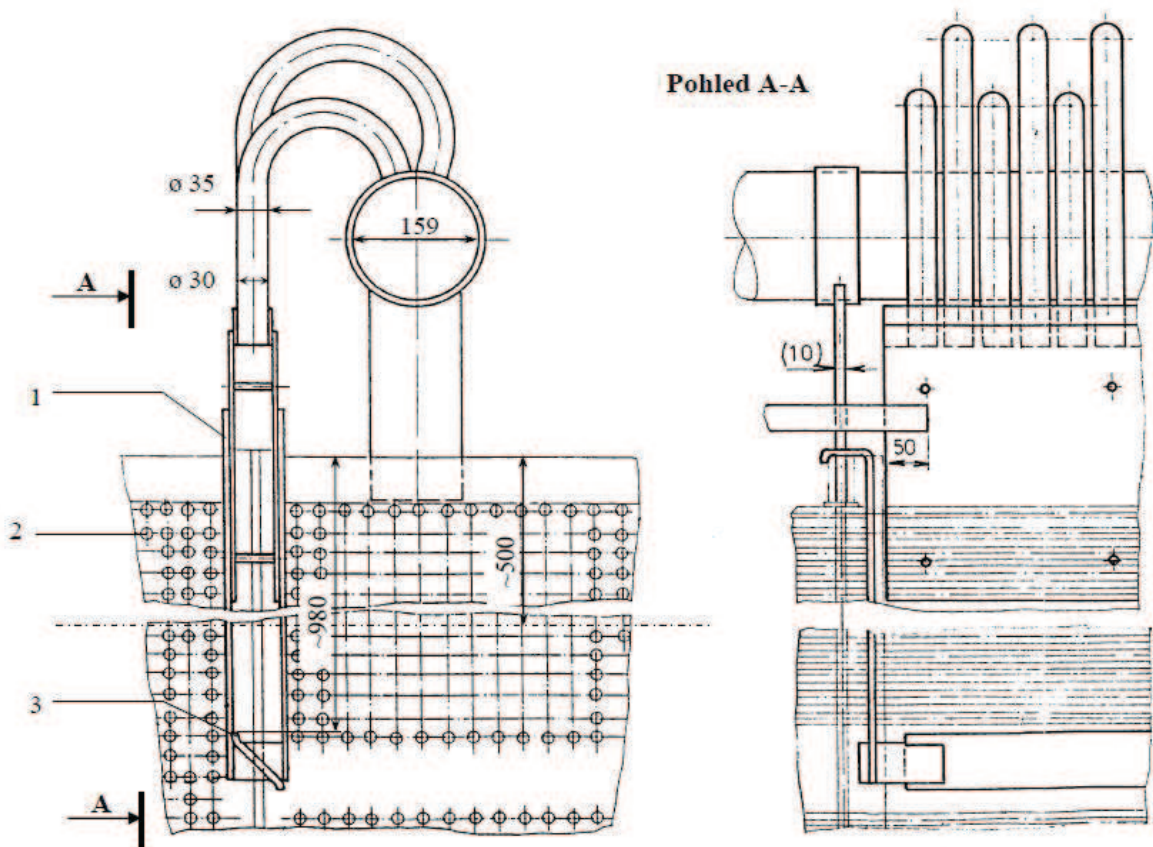
Primární kolektor je svislé válcové těleso, které je svařeno ze tří kovaných částí, horní, střední a spodní. Je vyroben z nerezové oceli ruského značení 08Ch18N10T. Spodní část kolektoru je jednak upravena na rozměr $\varnothing 595 / \varnothing 495$ mm pro svar s primárním potrubím a jednak provedena s kalichovitým vyhrdlením $\varnothing 1245 / \varnothing 1105$ mm, jímž se kolektor napojuje heterogenním svarem na příslušný nátrubek na tlakové nádobě na němž je zavěšen. Kalichem vytvořený mrtvý prostor je odvodněn dvěma dírami provedenými ve směru podélné osy kolektoru a vně spodní části ukončen nátrubky. Na spodní část navazuje střední část kolektoru, v níž jsou vyvrtány radiálně vedené díry pro uložení a ukončení teplosměnných trubek vnějšího průměru 16 mm. Oblast s dírami pro trubky má vnější průměr 1074 mm a tloušťku stěny alespoň 136 mm, která se plynule na obou koncích snižuje tloušťku stěny spodní, resp. horní části kolektoru. [1]

Horní část kolektoru vytváří hrdlo, v jehož vrcholu je zesílená přírubová část. U novějších konstrukcí kolektorů je vnější povrch celé horní části a část povrchu střední části téměř až k první horní řadě děr pro trubky opatřen korozivzdorným návarem o síle 3 mm. Horní

svar se nachází na rozhraní pára - voda a voda sekundárního okruhu, obsahující až $500 \text{ mg Cl} \cdot \text{kg}^{-1}$, může způsobit mezikrystalickou korozi materiálu svaru, proto je svar chráněn výklenkem, který je za provozu zaplněn dusíkem. V přírubové části je vytvořeno 20 závitových děr pro zavrtání šroubů M 48 x 5 a na čele směrem k ose kolektoru je provedeno lůžko dvou těsnících niklových kroužků. Mezi drážkami pro oba kroužky jsou zaústěny dvě trubky $\varnothing 14 \text{ mm}$, které jsou vedeny po vnitřním povrchu kolektoru (mimo oblast s vyvrtanými dírami pro trubky), prochází spodní část a končí vně parního generátoru dvěma nátrubky. K nim se pak připojuje potrubní systém indikace těsnosti spoje kolektoru a primárního víka, které kolektor uzavírá a odděluje primární a sekundární stranu PG i JE. [1]

2.1.4 Rozvod napájecí vody a separace páry

Do PG je přiváděna napájecí voda potrubím napojeným na nátrubek umístěný v centrální části tlakové nádoby a zaústěným do parního prostoru. V nominálním provozním stavu je střední teplota kovu nádoby asi $250 \text{ }^\circ\text{C}$ a teplota napájecí vody $220 \text{ }^\circ\text{C}$, avšak při odpojených vysokotlakých ohřívácích jen $165 \text{ }^\circ\text{C}$. Aby se vyloučil přímý vliv těchto vysokých rozdílů teplot na stěnu tlakové nádoby a na tlustostěnné partie nátrubku, je v něm uloženo stínící pouzdro, které je pak napojeno na rozvod napájecí vody uvnitř PG. Vlastní napájecí trubka $\varnothing 159 \times 6$ je uložena v inovovaném provedení nad trubkovým svazkem a z ní jsou vedena jednotlivá rozvodná potrubí do prostor uvnitř trubkového svazku. [1]



Obr. 2.7 Rozvod napájecí vody: 1 - míšecí krabice, 2 - trubky PG, 3 - usměrňovací plech [4]

V havarijním případě je možno do PG přivádět vodu pomocí čerpadel superhavarijního napájení pomocí trasy Js 80, která je přes nátrubek na boku pláště PG zaústěna do parního prostoru PG. Zde je vytvořen z potrubí kolektor, ze kterého se voda rozstříkuje do PG, přičemž je ohřívána teplem kondenzující páry. Protože v tomto režimu je do PG přiváděna studená voda (teplota vody v 1000 m³ nádržích), je tento režim z hlediska čerpání životnosti velmi nevýhodný, a je proto povolen pouze 10x za životnost PG. [2]

System separace páry je tvořen žaluziovým separátorem a děrovaným plechem. Sekce žaluzií jsou ustaveny se sklonem 15° k horizontální ose parního generátoru a jsou umístěny po celé délce parního prostoru. Nad žaluziemi, ve směru toku páry je umístěn děrovaný plech určený k vyrovnání rychlosti proudění. [2]

Tab. 2.1 Technický popis a parametry PG V213 [1], [2]

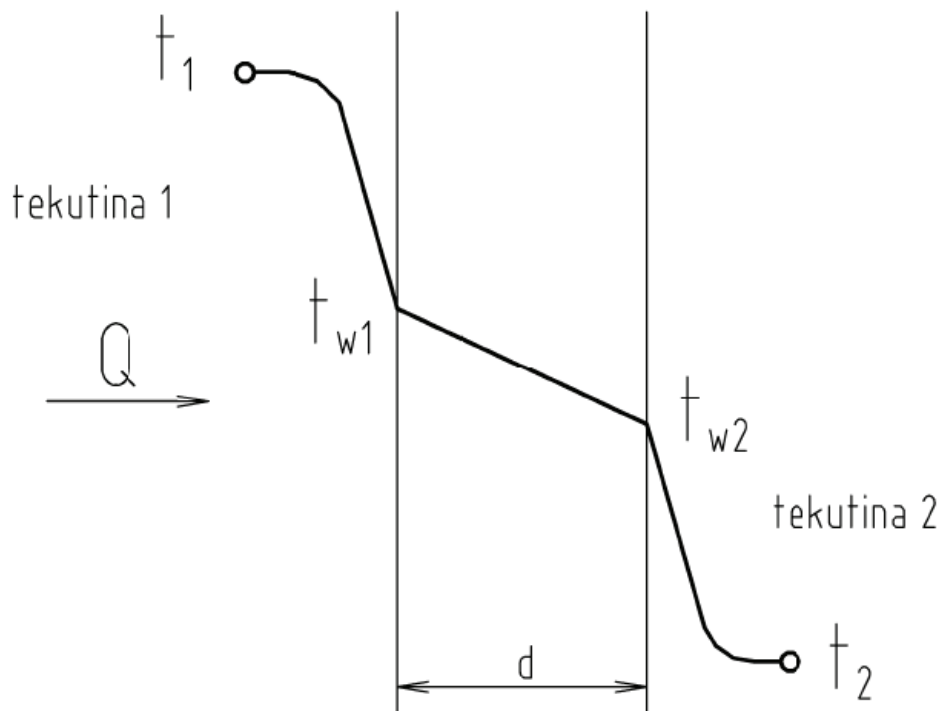
Parametr	jednotka	Hodnota
Typ PG V213	-	-
Rozměry: délka tělesa	mm	11800
vnitřní průměr	mm	3210
Hmotnost: prázdného	kg	169000
zcela zaplněného	kg	216000
Teplosměnná plocha (výrobní)	m ²	2620,73
Teplosměnná plocha (výpočtová)	m ²	2227,62 (85% výrobní)
Rezerva pro zateplení	%	15
Jmenovitý výkon (pára)	t _{páry} /hod	452
Vlhkost páry	%	0,25
Vstupní teploty primárního média	°C	297 ± 2 (při 100% výkonu)
Výstupní teplota primárního média	°C	267 ± 2
Vstupní teplota sekundárního média	°C	164 ÷ 223
Min. povolená vstupní teplota sek. média	°C	155 (max. 50x za rok)
Výstupní teplota syté páry	°C	260
Provozní tlak I.O.	MPa	12,26
Tlak při těsnostní zkoušce I.O. (ZT)	MPa	13,72
Tlak při pevnostní tlakové zkoušce I.O. (TZ)	MPa	16,34 (výdrž tlaku 20 min.)
Tlak při těsnostní zkoušce II.O. (ZT)	MPa	5,49
Tlak při pevnostní tlakové zkoušce (TZ)	MPa	7,65
Jmenovitý tlak syté páry	MPa	4,7
Průtok chladiva	kg.s ⁻¹	1524,67
Průtočný průřez svazku trubek v 1 PG	m ²	0,7576

3. TEORETICKÝ VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA V PG

Parogenerátor, kromě bariéry mezi primárním a sekundárním okruhem, plní především funkci tepelného výměníku. Teplo je v PG předáváno z horké primární vody přes trubkový svazek do studené napájecí vody, ze které po ohřátí vzniká pára pro pohon turbíny.

3.1 Součinitel prostupu tepla

Pokud máme na mysli přenos tepla z jedné tekutiny do druhé přes nějakou pevnou přepážku (např. přes stěnu trubky), pak hovoříme o prostupu tepla. Na obr. 3.1 je schematicky znázorněna taková situace. Horká tekutina je oddělena od studené tekutiny pevnou rovinnou stěnou. Tepelný tok je přenášen postupně konvekcí z horké tekutiny, jejíž teplota je t_1 do povrchu stěny s teplotou t_{w1} , pak vedením stěnou a opět konvekcí z druhého povrchu stěny o teplotě t_{w2} do studené tekutiny o teplotě t_2 . [5]



Obr. 3.1 Prostup tepla rovinnou stěnou

Bez ohledu na povahu konvekce platí pro přenášený měrný tepelný tok vztah nazývaný Newtonův ochlazovací zákon

$$q = \alpha \cdot (t_w - t_\infty) \quad (3-1)$$

kde α je součinitel přestupu tepla a zahrnuje všechny parametry, které ovlivňují konvekci. T_w je teplota povrchu obtékaného tělesa, t_∞ je teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od povrchu. [5]

Rovinná stěna o tloušťce d má na jedné straně teplotu t_{w1} a na druhé t_{w2} , přičemž $t_{w1} > t_{w2}$ (viz obr. 3.1). Podle Fourierova zákona platí pro tepelný tok, který je veden z míst o vyšší teplotě do místa o nižší teplotě, že je přímo úměrný teplotnímu gradientu. Koeficientem úměrnosti je tepelná vodivost λ , což je fyzikální vlastnost látky. Pro celkový tepelný tok přenášený vedením plochou S (plocha kolmá na směr tepelného toku) pak platí

$$Q_x = \lambda \cdot S \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2}}{d} \quad (3-2)$$

Pro celkový přenášený tepelný tok musí platit rovnice

$$Q = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{w1}) = \frac{\lambda \cdot S \cdot (t_{w1} - t_{w2})}{d} = \alpha_2 \cdot S \cdot (t_{w2} - t_2) \quad (3-3)$$

Rovnici lze zapsat ve tvaru s tepelnými odpory

$$Q = \frac{(t_1 - t_{w1})}{\underbrace{\frac{1}{\alpha_1 \cdot S}}_{R_1}} = \frac{(t_{w1} - t_{w2})}{\underbrace{\frac{d}{\lambda \cdot S}}_{R_\lambda}} = \frac{(t_{w2} - t_2)}{\underbrace{\frac{1}{\alpha_2 \cdot S}}_{R_2}} = \frac{t_1 - t_2}{R_1 + R_\lambda + R_2} = \frac{t_1 - t_2}{\sum R} \quad (3-4)$$

kde ve jmenovateli je součet tepelných odporů proti konvekci na straně horké tekutiny, proti vedení tepla stěnou trubky a proti konvekci na straně studené tekutiny. Součet odporů můžeme rozepsat do tvaru

$$\sum R = \frac{1}{\alpha_1 \cdot S} + \frac{d}{\lambda \cdot S} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot S} = \frac{1}{S} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) = \frac{1}{k \cdot S} \quad (3-5)$$

kde k je tzv. součinitel prostupu tepla a jeho definice pro rovinnou stěnu jak je patrné je

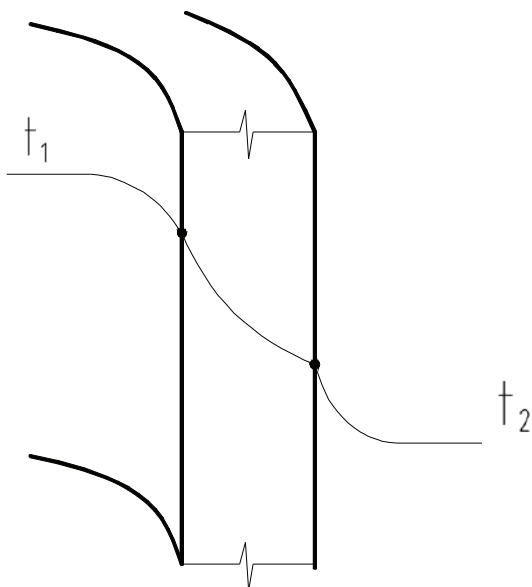
$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (3-6)$$

Pomocí součinitele prostupu tepla pak můžeme přepsat rovnici (3-2) do tvaru

$$Q = k \cdot S \cdot (t_1 - t_2) \quad (3-7)$$

Pokud přejdeme k válcové stěně trubky - viz. obr. 3.2 - horní vztahy se poněkud pozmění. Je nutno mít na paměti, že u válcové stěny trubky se mění velikost teplosměnné plochy podle poloměru. Pro hodnotu součinitele prostupu tepla k platí $k_1 \neq k_2$, pokud $S_1 \neq S_2$. Pokud ale vyjadřujeme součin $k \cdot S$, pak je jedno zda ho vztahujeme ke straně vnitřní nebo vnější, protože musí platit jejich rovnost. Pokud označíme vnitřní povrch jako *in* a vnější povrch jako *out*, musí platit [5]

$$\frac{1}{k \cdot S} = \frac{1}{k_{in} \cdot S_{in}} = \frac{1}{k_{out} \cdot S_{out}} \quad \text{resp.} \quad k \cdot S = k_{in} \cdot S_{in} = k_{out} \cdot S_{out} \quad (3-8)$$



Obr. 3.2 Prostup tepla válcovou stěnou

Vyjádříme-li velikost válcového teplosměnného povrchu $S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L$, můžeme předchozí rovnici zapsat ve tvaru

$$\frac{1}{k \cdot S} = \frac{1}{k_{in} \cdot S_{in}} = \frac{1}{k_{out} \cdot S_{out}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{in} \cdot L \cdot \alpha_{in}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{out} \cdot L \cdot \alpha_{out}} \quad (3-9)$$

a můžeme ho pak vztáhnout k vnitřnímu povrchu

$$\frac{1}{k_{in} \cdot S_{in}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{in} \cdot L} \left(\frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{r_{in}}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{r_{in}}{r_{out}} \cdot \frac{1}{\alpha_{out}} \right),$$

$$\text{resp.} \quad k_{in} = \left(\frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{r_{in}}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{r_{in}}{r_{out}} \cdot \frac{1}{\alpha_{out}} \right)^{-1} \quad (3-10)$$

nebo k vnějšímu povrchu

$$\frac{1}{k_{out} \cdot S_{out}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_{out} \cdot L} \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{r_{out}}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \right),$$

$$\text{resp. } k_{in} = \left(\frac{r_{out}}{r_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_{in}} + \frac{r_{out}}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \right)^{-1} \quad (3-11)$$

Často se součin $k.S$ zjednodušuje pouze na jednu veličinu k_F , která představuje právě součinitel prostupu tepla. [5]

3.2 Naměřená data z uvádění bloku do provozu

V tabulce 3.1 jsou uvedeny hodnoty naměřených (zadaných) veličin. Měření probíhalo na 3. bloku EDU v roce 1986.

Tab. 3.1 Naměřené veličiny [6]

Výkonová hladina	P _%	20	35	55	75	90	100	%
Tlak syté páry v PG	p _p	4,68	4,71	4,65	4,56	4,59	4,61	MPa
Průtok napájecí vody	m _{nv}	20,48	39,50	61,44	89,93	109,70	123,91	kg.s ⁻¹
Entalpie syté páry	i _p	2796,62	2795,44	2796,96	2797,59	2797,36	2797,18	kJ.kg ⁻¹
Entalpie napájecí vody	i _{nv}	692,17	693,04	693,9	860,297	904,06	953,455	kJ.kg ⁻¹
Entalpie syté vody	i _{sv}	1134,16	1136,11	1132,19	1126,25	1128,24	1129,56	kJ.kg ⁻¹
Množství odluhu	m _{odl}	0,49	1,29	0,74	0,09	0,27	0,19	kg.s ⁻¹
Teplota horké větve prim. vody	t ₁	267,69	273,62	280,05	285,70	290,69	294,31	°C
Teplota studené větve prim. vody	t ₂	261,66	263,00	263,26	263,04	263,93	264,54	°C
Teplota syté páry	t _p	259,84	260,23	259,44	258,25	258,65	258,91	°C

3.3 Teoretický výpočtový model č. I

3.3.1 Sdílení tepla konvekcí při proudění kapaliny v trubkách

Sdílení tepla konvekcí při proudění kapaliny v trubkách se počítá ze vztahů odvozených z výsledků měření, poněvadž čistě analytické postihnutí vlivu různých faktorů na přestup tepla je obtížné. Záleží též na fyzikálních vlastnostech pracovní látky při její střední teplotě (či teplotě stěny trubky) ve sledovaném úseku, jmenovitě na kinematické viskozitě ν , tepelné vodivosti λ , teplotní vodivosti a a Prandtlově čísle Pr. [1]

Pro rozvinuté turbulentní proudění při $Re > 1.10^4$ v kanálech s poměrnou délkou $l/d > 50$ se uvádí vztah pro přestup tepla k ohřivanému povrchu trubky (při podélném omývání povrchu kanálu)

$$Nu = \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{sp}}{Pr_{st}} \right)^{0,25} \quad (3-12)$$

Pro přechodový typ proudění ($2 \cdot 10^3 < Re < 1 \cdot 10^4$) je v [1] uváděn vzorec

$$Nu = A \cdot Pr_{sp}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{sp}}{Pr_{st}} \right)^{0,25} \quad \text{přičemž } A = f(Re) \quad (3-13)$$

Pro laminární proudění kapalin při $Re < 2 \cdot 10^3$ je podle [1] doporučován vztah

$$Nu = 0,15 \cdot Re^{1,3} \cdot Pr_{sp}^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr_{sp}}{Pr_{st}} \right)^{0,25} \quad (3-14)$$

Vzorec pro přechodovou a turbulentní oblast proudění lze použít pro kanály s různým tvarem příčného průřezu (kruhový, čtvercový, obdélníkový, trojúhelníkový, mezikruhový) a pro kanály, které obsahují svazky trubek s relativní délkou kanálu $l/d > 50$. Reynoldsovo číslo Re

$$Re = \frac{w_s \cdot D_{in}}{\nu_{sp}} \quad (3-15)$$

se vyčísľuje pro střední rychlost proudění ve sledovaném úseku kanálu. [1]

$$w_s = \frac{m_{chl}}{O_{st} \cdot 1000} \quad (3-16)$$

Dynamická viskozita

$$\nu_{sp} = \frac{\mu_{sp}}{\rho_{sp}} \quad (3-17)$$

vychází ze střední teploty proudu tekutiny

$$t_{sp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} \quad (3-18)$$

Ve vztazích dále vystupuje Prandtlovo číslo Pr_{sp} (pro střední teplotu proudu tekutiny) a Prandtlovo číslo Pr_{st} pro střední teplotu stěny trubky

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} \quad (3-19)$$

Pak už je možné určit součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{\lambda_{sp} \cdot Nu}{D_{in}} \quad (3-20)$$

Kinematická viskozita, Prandtlovo číslo Pr_{sp} a Prandtlovo číslo Pr_{st} jsou odečteny viz [7].

3.3.2 Přestup tepla při varu kapaliny

Var kapaliny je charakterizován vznikem, růstem a odtrháváním parních bublinek malého objemu a přítokem nové kapaliny do míst, kde se bublinky tvoří. V mezní vrstvě u výhřevné plochy dochází při varu kapaliny k pulzačnímu přemísťování objemů páry a kapaliny. Intenzivní přenos páry a kapaliny v mezní vrstvě během varu kapaliny způsobuje rychlejší přenos tepla ve srovnání s molekulárně difúzním přenosem tepla v mezní vrstvě nevařící kapaliny. Při velkém tepelném zatížení výhřevné plochy se tvoří na jejím povrchu tak velké množství parních bublinek, že vznikne souvislá blána páry a dojde ke kritickému stavu a podstatně se zmenší přestup tepla u výhřevné plochy a zvýší se její teplota. Tepelné zatížení při tomto stavu dosáhne kritické hodnoty a dochází ke kritickému varu kapaliny. Při dalším zvětšování tepelného zatížení velikost součinitele přestupu tepla prudce klesne (až desetkrát) a pak již jen velmi málo roste. [1]

Taktéž při postupném zvětšování rozdílu teploty mezi výhřevnou plochou a vroucí kapalinou při stálém tlaku tepelné zatížení (tepelný tok) nejprve roste, až dosáhne kritické hodnoty a pak přechodně klesne a opět narůstá. [1]

Při bublinkovém varu kapaliny (var ve velkém objemu kapaliny) je součinitel přestupu tepla určen tepelným zatížením

$$q = \frac{P_t}{S_{outt}} \quad (3-21)$$

a tlakem p_p [MPa] syté páry. [1]

Pro výpočet tepelného zatížení je nutné nejprve určit výkon jedné trubky PG

$$P_t = \frac{P_{PG} \cdot 1000}{n_t} \quad (3-22)$$

kteří vychází z celkového výkonu PG na určité výkonové hladině

$$P_{PG} = m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) \quad (3-23)$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla na vnější straně trubky při bublinkovém varu vody v rozmezí tlaků $0,02 < p_p < 8$ MPa lze použít vzorec

$$\alpha_{out} = 4,944 \cdot q^{0,7} \cdot p_p^{0,15} \quad (3-24)$$

K určení celkového součinitele prostupu tepla

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} \quad (3-25)$$

je nutné ještě určit součinitel prostupu tepla vztažený na střední průměr trubky

$$k_{Dst} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} \quad (3-26)$$

3.4 Validace modelu s využitím dat z uvádění bloku do provozu

3.4.1 Výpočet na výkonové hladině 20 % P_{nom}

Střední teplota stěny trubky (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(267,69 + 261,66)/2 + (163,30 + 259,84)/2}{2} = 238,12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Prandtlovo číslo pro t_{st} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{st} = 0,873$.

Střední rychlost proudu chladiva

$$w_s = \frac{m_{chl}}{O_{st} \cdot 1000} = \frac{1524,67}{0,7576 \cdot 1000} = 2,0125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro dynamickou viskozitu ν_{sp} je určující střední teplota proudu vody t_{sp} (při 12 MPa)

$$t_{sp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} = \frac{(267,69 + 261,66)}{2} = 264,68 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita proudu vody

$$\nu_{sp} = \frac{\mu_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{1,021 \cdot 10^{-4}}{778,268} = 1,312 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{sp} = 0,882$.

Tepelná vodivost proudu vody (*odečtena z tabulek vlastností vody a páry*) $\lambda_{sp} = 0,604 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_s \cdot D_{in}}{v_{sp}} = \frac{2,0125 \cdot 0,0132}{1,312 \cdot 10^{-7}} = 202512,90$$

Je splněna podmínka $Re > 10^4 \Rightarrow$ jedná se o **TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ**.

Nusseltovo číslo při rozvinutém turbulentním proudění pro $Re > 1.10^4$

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{0,43} \left(\frac{Pr_{sp}}{Pr_{st}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 202512,90^{0,8} \cdot 0,882^{0,43} \left(\frac{0,882}{0,873} \right)^{0,25} = 350,86 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{\lambda_{sp} \cdot Nu}{D_{in}} = \frac{0,604 \cdot 350,86}{0,0132} = 16052,44 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Výkon PG

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odt} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 20,48 \cdot (2796,62 - 692,17) - 0,49 \cdot (2796,62 - 1134,16) = 42285,35 \text{ kW} \end{aligned}$$

Výkon jedné trubky PG pak je

$$P_t = \frac{P_{PG} \cdot 1000}{n_t} = \frac{42285,35 \cdot 1000}{5536} = 7638,25 \text{ W}$$

Tepelné zatížení

$$q = \frac{P_t}{S_{outt}} = \frac{7638,25}{0,473} = 16148,52 \text{ W.m}^{-2}$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 4,944 \cdot q^{0,7} \cdot p_p^{0,15} = 4,944 \cdot 16148,52^{0,7} \cdot 4,68^{0,15} = 5499,31 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitel prostupu tepla vztažený na střední průměr trubky

$$k_{Dst} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} =$$
$$= \frac{1}{\frac{1}{16052,44} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 1,87} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{5499,31} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = 3226,54 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{3226,54 \cdot 2391,425}{1000000} = 7,716 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.4.2 Výpočet na výkonové hladině 35 % P_{nom}

Střední teplota stěny trubky (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(273,62 + 263,00)/2 + (163,50 + 260,23)/2}{2} = 240,09 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Prandtlovo číslo pro t_{st} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{st} = 0,871$.

Střední rychlost proudu chladiva je pro všechny hladiny stejná: $w_s = 2,0125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{sp} je určující střední teplota proudu vody t_{sp} (při 12 MPa)

$$t_{sp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} = \frac{(273,62 + 263,00)}{2} = 268,31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita proudu vody

$$\nu_{sp} = \frac{\mu_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{1,007 \cdot 10^{-4}}{772,042} = 1,304 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{sp} = 0,889$.

Tepelná vodivost proudu vody (*odečtena z tabulek vlastností vody a páry*) $\lambda_{sp} = 0,598 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = \frac{w_s \cdot D_{in}}{v_{sp}} = \frac{2,0125 \cdot 0,0132}{1,304 \cdot 10^{-7}} = 203659,25$$

Je splněna podmínka $\text{Re} > 10^4 \Rightarrow$ jedná se o **TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ**.

Nusseltovo číslo při rozvinutém turbulentním proudění pro $\text{Re} > 1 \cdot 10^4$

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,43} \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{sp}}{\text{Pr}_{st}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 203659,25^{0,8} \cdot 0,889^{0,43} \cdot \left(\frac{0,889}{0,871} \right)^{0,25} = 354,46 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{\lambda_{sp} \cdot \text{Nu}}{D_{in}} = \frac{0,598 \cdot 354,46}{0,0132} = 16061,89 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Výkon PG

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 39,50 \cdot (2795,44 - 693,04) - 1,29 \cdot (2795,44 - 1136,11) = 80896,56 \text{ kW} \end{aligned}$$

Výkon jedné trubky PG pak je

$$P_t = \frac{P_{PG} \cdot 1000}{n_t} = \frac{80896,56 \cdot 1000}{5536} = 14612,82 \text{ W}$$

Tepelné zatížení

$$q = \frac{P_t}{S_{outt}} = \frac{14612,82}{0,473} = 30893,91 \text{ W.m}^{-2}$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 4,944 \cdot q^{0,7} \cdot p_p^{0,15} = 4,944 \cdot 30893,91^{0,7} \cdot 4,71^{0,15} = 8668,47 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitel prostupu tepla vztažený na střední průměr trubky

$$k_{Dst} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{16061,89} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 1,8,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{8668,47} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = 4012,42 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{4012,42 \cdot 2391,425}{1000000} = 9,595 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.4.3 Výpočet na výkonové hladině 55 % P_{nom}

Střední teplota stěny trubky (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(280,05 + 263,26)/2 + (163,70 + 259,44)/2}{2} = 241,61 \text{ }^\circ\text{C}$$

Prandtlovo číslo pro t_{st} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{st} = 0,871$.

Střední rychlost proudu chladiva je pro všechny hladiny stejná: $w_s = 2,0125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{sp} je určující střední teplota proudu vody t_{sp} (při 12 MPa)

$$t_{sp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} = \frac{(280,05 + 263,26)}{2} = 271,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita proudu vody

$$\nu_{sp} = \frac{\mu_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{9,902 \cdot 10^{-5}}{766,378} = 1,292 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{sp} = 0,893$.

Tepelná vodivost proudu vody (*odečtena z tabulek vlastností vody a páry*) $\lambda_{sp} = 0,593 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = \frac{w_s \cdot D_{in}}{v_{sp}} = \frac{2,0125 \cdot 0,0132}{1,292 \cdot 10^{-7}} = 205611,48$$

Je splněna podmínka $\text{Re} > 10^4 \Rightarrow$ jedná se o **TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ**.

Nusseltovo číslo při rozvinutém turbulentním proudění pro $\text{Re} > 1 \cdot 10^4$

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{sp}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{sp}}{\text{Pr}_{st}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 205611,48^{0,8} \cdot 0,893^{0,43} \left(\frac{0,893}{0,871} \right)^{0,25} = 358,19 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{\lambda_{sp} \cdot \text{Nu}}{D_{in}} = \frac{0,593 \cdot 358,19}{0,0132} = 16087,68 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Výkon PG

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 61,44 \cdot (2796,96 - 693,90) - 0,74 \cdot (2796,96 - 1132,19) = 127972,27 \text{ kW} \end{aligned}$$

Výkon jedné trubky PG pak je

$$P_t = \frac{P_{PG} \cdot 1000}{n_t} = \frac{127972,27 \cdot 1000}{5536} = 23116,38 \text{ W}$$

Tepelné zatížení

$$q = \frac{P_t}{S_{outt}} = \frac{23116,38}{0,473} = 48871,83 \text{ W.m}^{-2}$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 4,944 \cdot q^{0,7} \cdot p_p^{0,15} = 4,944 \cdot 48871,83^{0,7} \cdot 4,65^{0,15} = 11927,17 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitel prostupu tepla vztažený na střední průměr trubky

$$k_{Dst} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{16087,68} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 1,8,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{11927,17} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = 4538,13 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{4538,13 \cdot 2391,425}{1000000} = 10,853 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.4.4 Výpočet na výkonové hladině 75 % P_{nom}

Střední teplota stěny trubky (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(285,70 + 263,04)/2 + (201,50 + 258,25)/2}{2} = 252,12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Prandtlovo číslo pro t_{st} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{st} = 0,873$.

Střední rychlost proudu chladiva je pro všechny hladiny stejná: $w_s = 2,0125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{sp} je určující střední teplota proudu vody t_{sp} (při 12 MPa)

$$t_{sp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} = \frac{(285,70 + 263,04)}{2} = 274,37 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita proudu vody

$$\nu_{sp} = \frac{\mu_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{9,817 \cdot 10^{-5}}{761,880} = 1,289 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{sp} = 0,897$.

Tepelná vodivost proudu vody (*odečtena z tabulek vlastností vody a páry*) $\lambda_{sp} = 0,589 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_s \cdot D_{in}}{\nu_{sp}} = \frac{2,0125 \cdot 0,0132}{1,289 \cdot 10^{-7}} = 206161,96$$

Je splněna podmínka $Re > 10^4 \Rightarrow$ jedná se o **TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ**.

Nusseltovo číslo při rozvinutém turbulentním proudění pro $Re > 1 \cdot 10^4$

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{sp}}{Pr_{st}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 206161,96^{0,8} \cdot 0,897^{0,43} \cdot \left(\frac{0,897}{0,873} \right)^{0,25} = 360,00 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{\lambda_{sp} \cdot Nu}{D_{in}} = \frac{0,589 \cdot 360,00}{0,0132} = 16055,07 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Výkon PG

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 89,93 \cdot (2797,59 - 860,30) - 0,09 \cdot (2797,59 - 1126,25) = 174066,63 \text{ kW} \end{aligned}$$

Výkon jedné trubky PG pak je

$$P_t = \frac{P_{PG} \cdot 1000}{n_t} = \frac{174066,63 \cdot 1000}{5536} = 31442,67 \text{ W}$$

Tepelné zatížení

$$q = \frac{P_t}{S_{outt}} = \frac{31442,67}{0,473} = 66474,99 \text{ W.m}^{-2}$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 4,944 \cdot q^{0,7} \cdot p_p^{0,15} = 4,944 \cdot 66474,99^{0,7} \cdot 4,56^{0,15} = 14749,73 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitel prostupu tepla vztažený na střední průměr trubky

$$k_{Dst} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{16055,07} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 1,8,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{14749,73} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = 4857,81 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{4857,81 \cdot 2391,425}{1000000} = 11,617 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.4.5 Výpočet na výkonové hladině 90 % P_{nom}

Střední teplota stěny trubky (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(290,69 + 263,93)/2 + (211,20 + 258,65)/2}{2} = 256,12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Prandtlovo číslo pro t_{st} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{st} = 0,873$.

Střední rychlost proudu chladiva je pro všechny hladiny stejná: $w_s = 2,0125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{sp} je určující střední teplota proudu vody t_{sp} (při 12 MPa)

$$t_{sp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} = \frac{(290,69 + 263,93)}{2} = 277,31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita proudu vody

$$\nu_{sp} = \frac{\mu_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{9,691 \cdot 10^{-5}}{757,048} = 1,280 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{sp} = 0,902$.

Tepelná vodivost proudu vody (*odečtena z tabulek vlastností vody a páry*) $\lambda_{sp} = 0,584 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_s \cdot D_{in}}{v_{sp}} = \frac{2,0125 \cdot 0,0132}{1,280 \cdot 10^{-7}} = 207530,86$$

Je splněna podmínka $Re > 10^4 \Rightarrow$ jedná se o **TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ**.

Nusseltovo číslo při rozvinutém turbulentním proudění pro $Re > 1.10^4$

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{sp}}{Pr_{st}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 207530,86^{0,8} \cdot 0,902^{0,43} \cdot \left(\frac{0,902}{0,873} \right)^{0,25} = 363,13 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{\lambda_{sp} \cdot Nu}{D_{in}} = \frac{0,584 \cdot 363,13}{0,0132} = 16071,04 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Výkon PG

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 109,70 \cdot (2797,36 - 904,06) - 0,27 \cdot (2797,36 - 1128,24) = 207244,74 \text{ kW} \end{aligned}$$

Výkon jedné trubky PG pak je

$$P_t = \frac{P_{PG} \cdot 1000}{n_t} = \frac{207244,74 \cdot 1000}{5536} = 37435,83 \text{ W}$$

Tepelné zatížení

$$q = \frac{P_t}{S_{outt}} = \frac{37435,83}{0,473} = 79145,51 \text{ W.m}^{-2}$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 4,944 \cdot q^{0,7} \cdot p_p^{0,15} = 4,944 \cdot 79145,51^{0,7} \cdot 4,59^{0,15} = 16682,03 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitel prostupu tepla vztažený na střední průměr trubky

$$k_{Dst} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} =$$
$$= \frac{1}{\frac{1}{16071,04} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 18,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{16682,03} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = 5034,74 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{5034,74 \cdot 2391,425}{1000000} = 12,040 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.4.6 Výpočet na výkonové hladině 100 % P_{nom}

Střední teplota stěny trubky (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(294,31 + 264,54)/2 + (222,00 + 258,91)/2}{2} = 259,94 \text{ }^\circ\text{C}$$

Prandtlovo číslo pro t_{st} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{st} = 0,874$.

Střední rychlost proudu chladiva je pro všechny hladiny stejná: $w_s = 2,0125 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{sp} je určující střední teplota proudu vody t_{sp} (při 12 MPa)

$$t_{sp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} = \frac{(294,31 + 264,54)}{2} = 279,43 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita proudu vody

$$\nu_{sp} = \frac{\mu_{sp}}{\rho_{sp}} = \frac{9,585 \cdot 10^{-5}}{753,550} = 1,272 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{sp} = 0,905$.

Tepelná vodivost proudu vody (*odečtena z tabulek vlastností vody a páry*) $\lambda_{sp} = 0,581 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w_s \cdot D_{in}}{v_{sp}} = \frac{2,0125 \cdot 0,0132}{1,272 \cdot 10^{-7}} = 208845,45$$

Je splněna podmínka $Re > 10^4 \Rightarrow$ jedná se o **TURBULENTNÍ PROUDĚNÍ**.

Nusseltovo číslo při rozvinutém turbulentním proudění pro $Re > 1.10^4$

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{sp}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{sp}}{Pr_{st}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 208845,45^{0,8} \cdot 0,905^{0,43} \cdot \left(\frac{0,905}{0,874} \right)^{0,25} = 365,79 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{\lambda_{sp} \cdot Nu}{D_{in}} = \frac{0,581 \cdot 365,79}{0,0132} = 16098,50 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Výkon PG

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 123,91 \cdot (2797,18 - 953,46) - 0,19 \cdot (2797,18 - 1129,56) = 228139,32 \text{ kW} \end{aligned}$$

Výkon jedné trubky PG pak je

$$P_t = \frac{P_{PG} \cdot 1000}{n_t} = \frac{228139,32 \cdot 1000}{5536} = 41210,14 \text{ W}$$

Tepelné zatížení

$$q = \frac{P_t}{S_{outt}} = \frac{41210,14}{0,473} = 87125,03 \text{ W.m}^{-2}$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 4,944 \cdot q^{0,7} \cdot p_p^{0,15} = 4,944 \cdot 87125,03^{0,7} \cdot 4,61^{0,15} = 17853,92 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitel prostupu tepla vztažený na střední průměr trubky

$$k_{D_{st}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{16098,50} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 18,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{17853,92} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = 5130,52 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

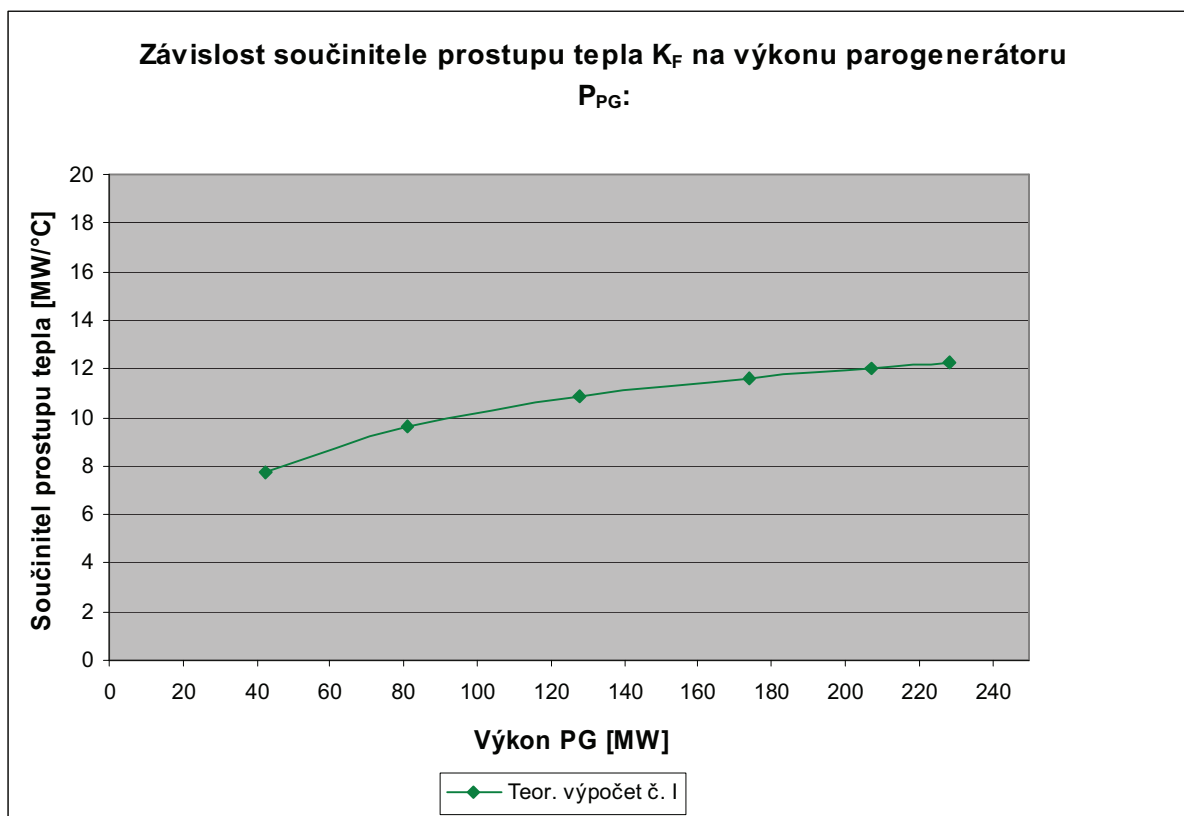
$$k_F = \frac{k_{D_{st}} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{5130,52 \cdot 2391,425}{1000000} = 12,269 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.5 Výsledky teoretických výpočtů č. 1

Tabulka 3.2 uvádí výsledné hodnoty součinitele prostupu tepla pro jednotlivé výkonové hladiny PG. Zdrojem vstupních údajů (teploty, tlaky, entalpie, výkony, ...) pro výpočty na výkonových hladinách jsou data z měření při spouštění PG v roce 1986.

Tab. 3.2 Výsledky teoretických výpočtů

P _%	%	20	35	55	75	90	100
P _{PG}	MW	42,29	80,90	127,97	174,07	207,24	228,14
α_{in}	W.m ⁻² .K ⁻¹	16052,44	16061,89	16087,68	16055,07	16071,04	16098,50
α_{out}	W.m ⁻² .K ⁻¹	5499,31	8668,47	11927,17	14749,73	16682,03	17853,92
k_F	MW.K ⁻¹	7,716	9,595	10,853	11,617	12,040	12,269



Obr. 3.3 Závislost součinitele prostupu tepla na výkonu PG

Výsledky výpočtů jsou vyneseny v grafu závislosti součinitele prostupu tepla na výkonu PG. Jak ukazuje závislost, hodnoty součinitele prostupu tepla s rostoucím výkonem PG rostou.

3.6 Teoretický výpočtový model č. II

3.6.1 Přestup tepla při turbulentním proudění tekutiny v trubce

Turbulentní neizotermické proudění tekutiny v trubce je omezeno podmínkou $Re > 1.10^4$. Určující rozměr je vnitřní průměr trubky D_{in} a určující teplota je střední teplota tekutiny t_{sp} . Hydrodynamická náběhová délka L_h pro vytvoření turbulentního rychlostního profilu v trubce plyne z rovnice

$$\frac{L_h}{D_{in}} = 0,693 \cdot Re^{1/4} \quad (3-27)$$

Vliv hydrodynamické náběhové délky je v kriteriální rovnici vyjádřen poměrem $L \cdot D_{in}^{-1}$. [8] (Reynoldsovo číslo je pro odpovídající výkonové hladiny stejné jako v teoretickém výpočtu I, proto není uveden opět celý výpočet Re , ale pouze jeho hodnota.)

Pro střední hodnotu součinitele přestupu tepla na vnitřní straně trubky při turbulentním proudění tekutiny platí podle [8] rovnice

$$Nu = \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,116 \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{in}}{L_h} \right)^{2/3} \right] \cdot (\text{Re}^{2/3} - 125) \cdot \text{Pr}_{sp}^{1/3} \cdot \left(\frac{v_{sp}}{v_{st}} \right)^{0,14} \quad (3-28)$$

s platností v mezích

$$2300 < \text{Re} < 10^6$$

$$0,6 < \text{Pr}_{sp} < 10^3$$

$$1 < L_h/D_{in} < \infty. [7]$$

(Prandtlovo číslo pro střední teplotu proudu tekutiny Pr_{sp} a dynamická viskozita v_{sp} jsou pro odpovídající výkonové hladiny stejné jako v teoretickém výpočtu I, proto jsou uvedeny pouze jejich hodnoty.)

Dynamická viskozita

$$v_{st} = \frac{\mu_{st}}{\rho_{st}} \quad (3-29)$$

vychází ze střední teploty stěny trubky

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} \quad (3-30)$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky je roven

$$\alpha_{in} = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{D_{in}} \quad (3-31)$$

3.6.2 Sdílení tepla konvekcí při změně skupenství kapalného v plynné

Změna skupenství kapalného v plynné se uskutečňuje jednak odpařováním (difúzí) na fázovém rozhraní kapalného a plynného skupenství, jednak varem kapaliny na výhřevné ploše. Odpařování kapaliny na fázovém rozhraní probíhá za každé teploty kapaliny. Var kapaliny je změna skupenství z kapalného v plynné v důsledku přehřátí kapaliny na výhřevné ploše nad teplotu změny skupenství kapalného v plynné, příslušnou tlaku kapaliny na výhřevné ploše. Podle velikosti přehřátí a charakteru tvorby plynné fáze na výhřevné ploše rozeznáváme var blánový a var bublinkový. [8]

Bublinkový var je charakterizován tvorbou parních bublinek na varných jádrech v důsledku lokálního zvýšení tepelného toku, způsobeného lokálním zvětšením teplosměnné plochy na mikronerovnostech povrchu výhřevné plochy. Na základě experimentálních hodnot byly stanoveny výpočtové rovnice pro součinitel přestupu tepla α při varu kapaliny při volné konvekci. Pro bublinkový var při volné konvekci byly stanoveny rovnice:

Pro var při atmosférickém tlaku

$$\alpha_{out} = 1,537 \cdot q^{0,75} \quad (3-32)$$

Pro var při vyšších tlacích p (Pa)

$$\alpha_{out} = 0,123 \cdot q^{0,72} \cdot p_p^{0,24} \quad (3-33)$$

(Teplené zatížení q je pro odpovídající výkonovou hladinu stejné jako v teoretickém výpočtu I , proto je uvedena pouze jeho hodnota.)

K určení celkového součinitele prostupu tepla

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} \quad (3-34)$$

je nutné ještě určit součinitel prostupu tepla vztážený na střední průměr trubky

$$k_{Dst} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} \quad (3-35)$$

Přechodová oblast mezi bublinkovým a blánovým varem představuje stav, při kterém na části výhřevné plochy vzniká nestabilní parní blána, která izoluje teplosměnnou plochu od kapaliny. Velikost parní blány je tím větší, čím více roste teplota výhřevné plochy. Se zvyšujícím se teplotním rozdílem mezi teplotou výhřevné plochy a teplotou vroucí kapaliny klesá v přechodové oblasti značně součinitel přestupu tepla α_{out} v důsledku toho i hustota tepelného toku q . Přechodová oblast je omezena mezními hodnotami bublinkového varu a počátečními hodnotami blánového varu. Vzhledem k nestabilitě parní blány a silné závislosti její tvorby na materiálu a jakosti výhřevné plochy je experimentální řešení přechodové oblasti mezi bublinkovým a blánovým varem obtížné a jeho výsledky se číselně liší. [8]

Blánový var představuje stav, kdy celá výhřevná plocha je pokryta vrstvou přehřáté páry, která izoluje vroucí kapalinu od výhřevné plochy. Teplo z výhřevné plochy do vroucí kapaliny se vrstvou přehřáté páry šíří hlavně zářením a vedením. Blánový var vody je však energeticky nevýhodný, protože součinitel přestupu tepla se prakticky nemění se zvyšující se teplotou výhřevné plochy a je podstatně nižší, než jeho mezní hodnota při bublinkovém varu. [8]

3.7 Validace modelu s využitím dat z uvádění bloku do provozu

3.7.1 Výpočet na výkonové hladině 20 % P_{nom}

Reynoldsovo číslo

$$Re = 202512,90$$

Poměr hydrodynamické náběhové délky a vnitřního průměru trubky

$$\frac{L_h}{D_{in}} = 0,693 \cdot Re^{1/4} = 0,693 \cdot 202565,90^{1/4} = 14,701$$

$$\frac{D_{in}}{L_h} = 0,068$$

Dynamická viskozita určená podle střední teploty proudu tekutiny: $\nu_{sp} = 1,312 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{st} je určující střední teplota trubky t_{st} (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(267,69 + 261,66)/2 + (163,30 + 259,84)/2}{2} = 238,12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita

$$\nu_{st} = \frac{\mu_{st}}{\rho_{st}} = \frac{1,151 \cdot 10^{-4}}{818,201} = 1,407 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{sp} = 0,882$.

Pro Nusseltovo číslo při turbulentním proudění tekutiny platí rovnice

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,116 \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{in}}{L_h} \right)^{2/3} \right] \cdot (Re^{2/3} - 125) \cdot Pr_{sp}^{1/3} \cdot \left(\frac{\nu_{sp}}{\nu_{st}} \right)^{0,14} = \\ &= 0,116 \cdot [1 + (0,068)^{2/3}] \cdot (202512,90^{2/3} - 125) \cdot 0,882^{1/3} \cdot \left(\frac{1,312 \cdot 10^{-7}}{1,407 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,14} = \\ &= 427,18 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{D_{in}} = \frac{427,18 \cdot 0,604}{0,0132} = 19544,28 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelné zatížení: $q = 16148,52 \text{ W.m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky (pro var při vyšším tlaku než atmosférickém)

$$\alpha_{out} = 0,123 \cdot q^{0,72} \cdot p_p^{0,24} = 0,123 \cdot 16148,52^{0,72} \cdot 4,68^{0,24} = 5255,57 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitele prostupu tepla vztaženého na střední průměr trubky

$$\begin{aligned} k_{Dst} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{19544,28} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 18,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{5255,57} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = \\ &= 3275,31 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{3275,31 \cdot 2391,425}{1000000} = 7,833 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.7.2 Výpočet na výkonové hladině 35 % P_{nom}

Reynoldsovo číslo

$$Re = 203659,25$$

Poměr hydrodynamické náběhové délky a v nitřního průměru trubky

$$\frac{L_h}{D_{in}} = 0,693 \cdot Re^{1/4} = 0,693 \cdot 203659,25^{1/4} = 14,722$$

$$\frac{D_{in}}{L_h} = 0,068$$

Dynamická viskozita určená podle střední teploty proudu tekutiny: $\nu_{sp} = 1,304 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{st} je určující střední teplota trubky t_{st} (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(273,62 + 263,00)/2 + (163,50 + 260,23)/2}{2} = 240,09 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita

$$\nu_{st} = \frac{\mu_{st}}{\rho_{st}} = \frac{1,139 \cdot 10^{-4}}{815,660} = 1,397 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $\text{Pr}_{sp} = 0,889$.

Nusseltovo číslo

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,116 \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{in}}{L_h} \right)^{2/3} \right] \cdot (\text{Re}^{2/3} - 125) \cdot \text{Pr}_{sp}^{1/3} \cdot \left(\frac{\nu_{sp}}{\nu_{st}} \right)^{0,14} = \\ &= 0,116 \cdot \left[1 + (0,068)^{2/3} \right] \cdot (203659,25^{2/3} - 125) \cdot 0,889^{1/3} \cdot \left(\frac{1,304 \cdot 10^{-7}}{1,397 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,14} = \\ &= 429,95 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{D_{in}} = \frac{429,95 \cdot 0,598}{0,0132} = 19482,63 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelné zatížení: $q = 30893,91 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 0,123 \cdot q^{0,72} \cdot p_p^{0,24} = 0,123 \cdot 30893,91^{0,72} \cdot 4,71^{0,24} = 8397,28 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitele prostupu tepla vztaženého na střední průměr trubky

$$\begin{aligned}
 k_{D_{st}} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} = \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{19482,63} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2,18,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{8397,28} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = \\
 &= 4157,40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{D_{st}} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{4157,40 \cdot 2391,425}{1000000} = 9,942 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.7.3 Výpočet na výkonové hladině 55 % P_{nom}

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = 205611,48$$

Poměr hydrodynamické náběhové délky L_h a v nitřního průměru trubky

$$\frac{L_h}{D_{in}} = 0,693 \cdot \text{Re}^{1/4} = 0,693 \cdot 205611,48^{1/4} = 14,757$$

$$\frac{D_{in}}{L_h} = 0,068$$

Dynamická viskozita určená podle střední teploty proudu tekutiny: $\nu_{sp} = 1,292 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{st} je určující střední teplota trubky t_{st} (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(280,05 + 263,26)/2 + (163,70 + 259,44)/2}{2} = 241,61^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita

$$\nu_{st} = \frac{\mu_{st}}{\rho_{st}} = \frac{1,134 \cdot 10^{-4}}{814,171} = 1,392 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $\text{Pr}_{sp} = 0,893$.

Nusseltovo číslo

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,116 \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{in}}{L_h} \right)^{2/3} \right] \cdot (\text{Re}^{2/3} - 125) \cdot \text{Pr}_{sp}^{1/3} \cdot \left(\frac{v_{sp}}{v_{st}} \right)^{0,14} = \\
 &= 0,116 \cdot \left[1 + (0,068)^{2/3} \right] \cdot (205611,48^{2/3} - 125) \cdot 0,893^{1/3} \cdot \left(\frac{1,292 \cdot 10^{-7}}{1,392 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,14} = \\
 &= 432,93
 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{D_{in}} = \frac{432,93 \cdot 0,593}{0,0132} = 19444,70 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelné zatížení: $q = 48871,83 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 0,123 \cdot q^{0,72} \cdot p_p^{0,24} = 0,123 \cdot 48871,83^{0,72} \cdot 4,65^{0,24} = 11647,05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitele prostupu tepla vztaženého na střední průměr trubky

$$\begin{aligned}
 k_{Dst} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} = \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{19444,70} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 1,8,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{11647,05} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = \\
 &= 4754,54 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{4754,54 \cdot 2391,425}{1000000} = 11,370 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.7.4 Výpočet na výkonové hladině 75 % P_{nom}

Reynoldsovo číslo

$$Re = 206161,96$$

Poměr hydrodynamické náběhové délky a v nitřního průměru trubky

$$\frac{L_h}{D_{in}} = 0,693 \cdot Re^{1/4} = 0,693 \cdot 206161,96^{1/4} = 14,767$$

$$\frac{D_{in}}{L_h} = 0,068$$

Dynamická viskozita určená podle střední teploty proudu tekutiny: $\nu_{sp} = 1,289 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{st} je určující střední teplota trubky t_{st} (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2) / 2 + (t_{nv} + t_p) / 2}{2} = \frac{(285,70 + 263,04) / 2 + (201,50 + 258,25) / 2}{2} = 252,12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita

$$\nu_{st} = \frac{\mu_{st}}{\rho_{st}} = \frac{1,075 \cdot 10^{-4}}{797,786} = 1,347 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $Pr_{sp} = 0,897$.

Nusseltovo číslo

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,116 \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{in}}{L_h} \right)^{2/3} \right] \cdot (Re^{2/3} - 125) \cdot Pr_{sp}^{1/3} \cdot \left(\frac{\nu_{sp}}{\nu_{st}} \right)^{0,14} = \\ &= 0,116 \cdot [1 + (0,068)^{2/3}] \cdot (206161,96^{2/3} - 125) \cdot 0,897^{1/3} \cdot \left(\frac{1,289 \cdot 10^{-7}}{1,347 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,14} = \\ &= 436,26 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{D_{in}} = \frac{436,26 \cdot 0,589}{0,0132} = 19456,09 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelné zatížení: $q = 66474,99 \text{ W.m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 0,123 \cdot q^{0,72} \cdot p_p^{0,24} = 0,123 \cdot 66474,99^{0,72} \cdot 4,56^{0,24} = 14466,74 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitele prostupu tepla vztaženého na střední průměr trubky

$$\begin{aligned} k_{Dst} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{19456,09} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 18,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{14466,74} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = \\ &= 5127,63 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{5127,63 \cdot 2391,425}{1000000} = 12,262 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.7.5 Výpočet na výkonové hladině 90 % P_{nom}

Reynoldsovo číslo

$$Re = 207530,86$$

Poměr hydrodynamické náběhové délky L_h a vnitřního průměru trubky

$$\frac{L_h}{D_{in}} = 0,693 \cdot Re^{1/4} = 0,693 \cdot 207530,86^{1/4} = 14,791$$

$$\frac{D_{in}}{L_h} = 0,068$$

Dynamická viskozita určená podle střední teploty proudu tekutiny: $\nu_{sp} = 1,280 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{st} je určující střední teplota trubky t_{st} (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(290,69 + 263,93)/2 + (211,20 + 258,65)/2}{2} = 256,12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dynamická viskozita

$$\nu_{st} = \frac{\mu_{st}}{\rho_{st}} = \frac{1,058 \cdot 10^{-4}}{791,828} = 1,336 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $\text{Pr}_{sp} = 0,902$.

Nusseltovo číslo

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,116 \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{in}}{L_h} \right)^{2/3} \right] \cdot (\text{Re}^{2/3} - 125) \cdot \text{Pr}_{sp}^{1/3} \cdot \left(\frac{\nu_{sp}}{\nu_{st}} \right)^{0,14} = \\ &= 0,116 \cdot \left[1 + (0,068)^{2/3} \right] \cdot (207530,86^{2/3} - 125) \cdot 0,902^{1/3} \cdot \left(\frac{1,280 \cdot 10^{-7}}{1,336 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,14} = \\ &= 439,06 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{D_{in}} = \frac{439,06 \cdot 0,584}{0,0132} = 19431,08 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelné zatížení: $q = 79145,51 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 0,123 \cdot q^{0,72} \cdot p_p^{0,24} = 0,123 \cdot 79145,51^{0,72} \cdot 4,59^{0,24} = 16428,85 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitele prostupu tepla vztaženého na střední průměr trubky

$$k_{D_{st}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} =$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{\frac{1}{19431,08} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2,18,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{16428,85} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = \\
 &= 5331,58 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{5331,58 \cdot 2391,425}{1000000} = 12,750 \text{ MW}\cdot\text{K}^{-1}$$

3.7.6 Výpočet na výkonové hladině 100 % P_{nom}

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = 208845,45$$

Poměr hydrodynamické náběhové délky a vnitřního průměru trubky

$$\frac{L_h}{D_{in}} = 0,693 \cdot \text{Re}^{1/4} = 0,693 \cdot 208845,45^{1/4} = 14,815$$

$$\frac{D_{in}}{L_h} = 0,068$$

Dynamická viskozita určená podle střední teploty proudu tekutiny: $\nu_{sp} = 1,272 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Pro dynamickou viskozitu ν_{st} je určující střední teplota trubky t_{st} (při 12 MPa)

$$t_{st} = \frac{(t_1 + t_2)/2 + (t_{nv} + t_p)/2}{2} = \frac{(294,31 + 264,54)/2 + (222,00 + 258,91)/2}{2} = 259,94 \text{ °C}$$

Dynamická viskozita

$$\nu_{st} = \frac{\mu_{st}}{\rho_{st}} = \frac{1,041 \cdot 10^{-4}}{785,870} = 1,324 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Prandtlovo číslo pro t_{sp} (odečteno z tabulek vlastností vody a páry) $\text{Pr}_{sp} = 0,905$.

Nusseltovo číslo

$$\text{Nu} = \frac{\alpha_{in} \cdot D_{in}}{\lambda_{sp}} = 0,116 \cdot \left[1 + \left(\frac{D_{in}}{L_h} \right)^{2/3} \right] \cdot (\text{Re}^{2/3} - 125) \cdot \text{Pr}_{sp}^{1/3} \cdot \left(\frac{\nu_{sp}}{\nu_{st}} \right)^{0,14} =$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,116 \cdot [1 + (0,068)^{2/3}] (208845,45^{2/3} - 125) 0,905^{1/3} \left(\frac{1,272 \cdot 10^{-7}}{1,324 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,14} = \\
 &= 441,60
 \end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

$$\alpha_{in} = \frac{Nu \cdot \lambda_{sp}}{D_{in}} = \frac{441,60 \cdot 0,581}{0,0132} = 19434,55 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelné zatížení: $q = 87125,03 \text{ W.m}^{-2}$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky

$$\alpha_{out} = 0,123 \cdot q^{0,72} \cdot p_p^{0,24} = 0,123 \cdot 87125,03^{0,72} \cdot 4,61^{0,24} = 17623,67 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Střední průměr trubky

$$D_{st} = \frac{D_{in} + D_{out}}{2} = \frac{0,0132 + 0,016}{2} = 0,0146 \text{ m}$$

Součinitele prostupu tepla vztaženého na střední průměr trubky

$$\begin{aligned}
 k_{Dst} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{in}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{in}} + \frac{D_{st}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{D_{out}}{D_{in}} + \frac{1}{\alpha_{out}} \cdot \frac{D_{st}}{D_{out}}} = \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{19434,55} \cdot \frac{0,0146}{0,0132} + \frac{0,0146}{2 \cdot 1,8,7} \cdot \ln \frac{0,016}{0,0132} + \frac{1}{17623,67} \cdot \frac{0,0146}{0,016}} = \\
 &= 5441,11 \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Součinitel prostupu tepla k_F pro střední parametry svazku trubek

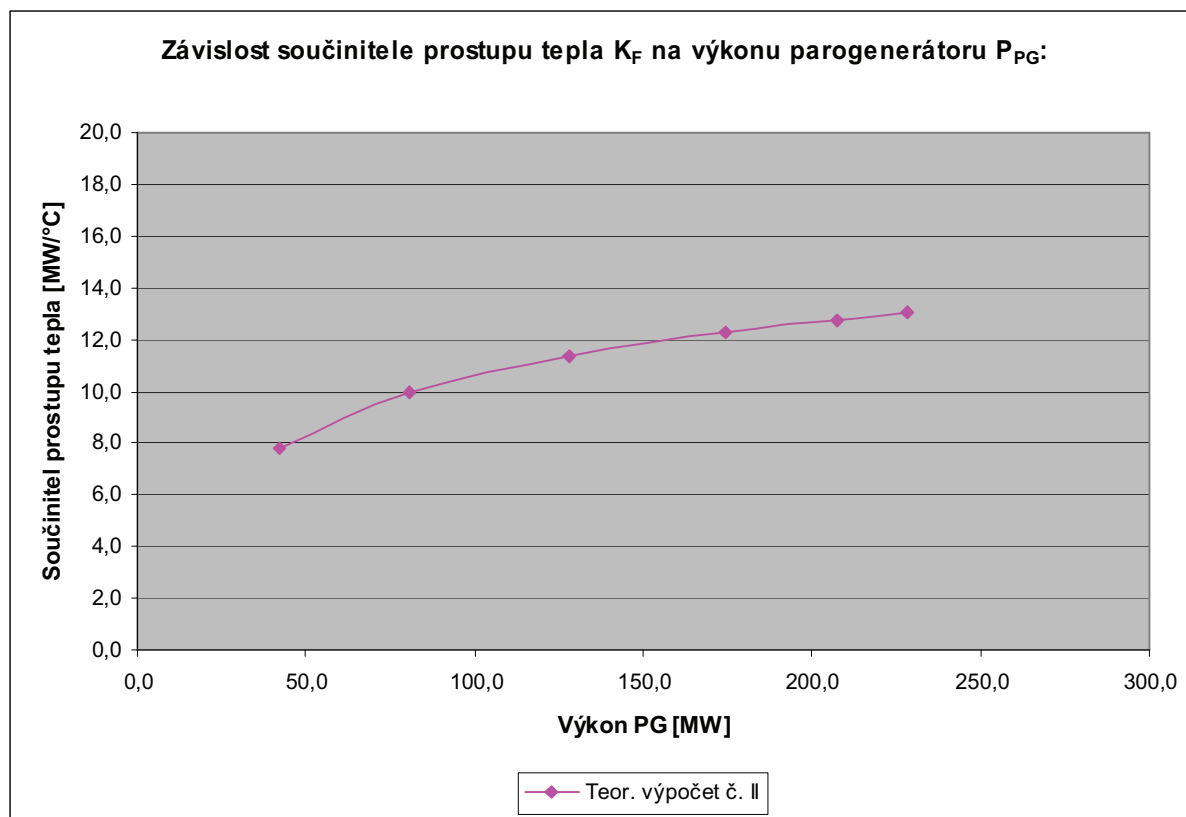
$$k_F = \frac{k_{Dst} \cdot S_{ss}}{1000000} = \frac{5441,11 \cdot 2391,425}{1000000} = 13,012 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

3.8 Výsledky teoretických výpočtů č. II

Tabulka 3.3 uvádí výsledné hodnoty součinitele prostupu tepla na jednotlivých výkonových hladinách PG. Zdrojem vstupních údajů pro výpočty na výkonových hladinách jsou data z měření při spouštění PG v roce 1986.

Tab. 3.3 Výsledky teoretických výpočtů č. II

P _{PG}	%	20	35	55	75	90	100
P _{PG}	MW	42,29	80,90	127,97	174,07	207,24	228,14
α_{in}	W.m ⁻² .K ⁻¹	19544,28	19482,63	19444,70	19456,09	19431,08	19434,55
α_{out}	W.m ⁻² .K ⁻¹	5255,57	8397,28	11647,05	14466,74	16428,85	17623,67
k _F	MW.K ⁻¹	7,833	9,942	11,370	12,262	12,750	13,012



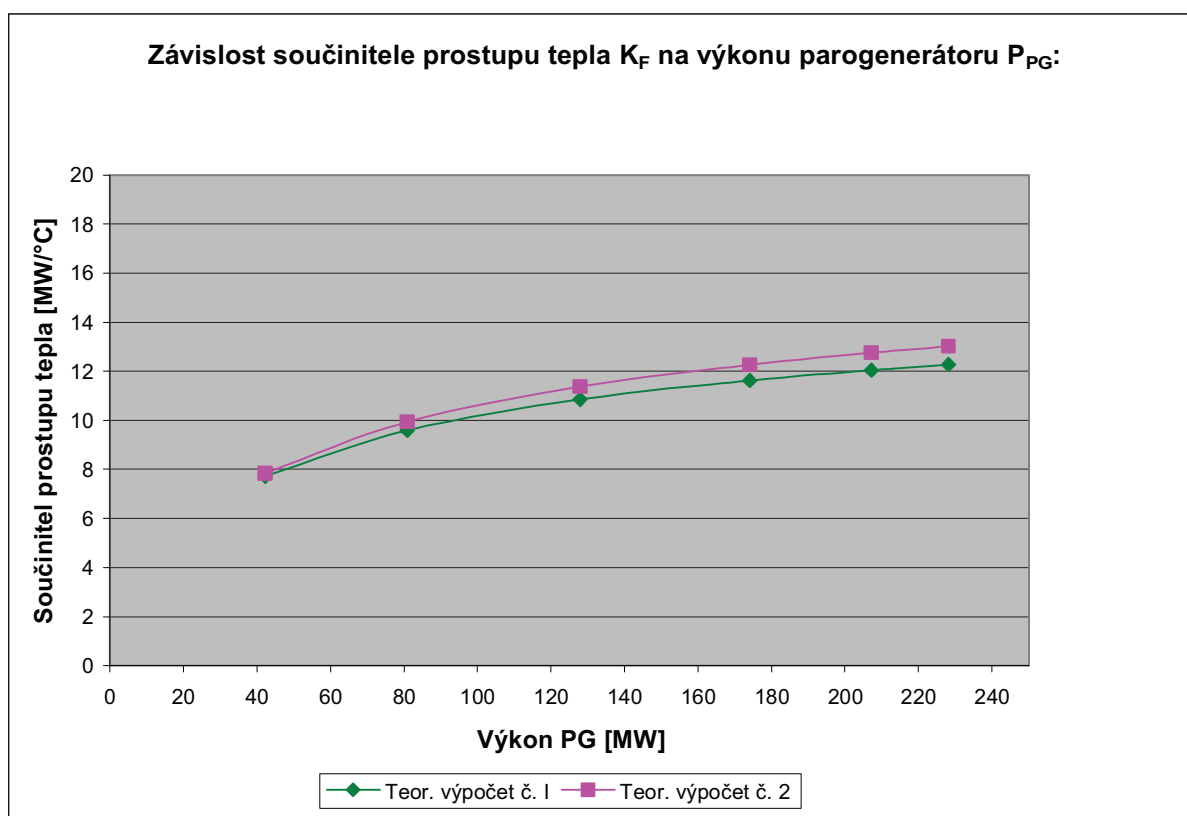
Obr. 3.4 Závislost součinitele prostupu tepla na výkonu PG

Výsledky výpočtů jsou vyneseny v grafu závislosti součinitele prostupu tepla na výkonu PG. Jak ukazuje závislost, hodnoty součinitele prostupu tepla s rostoucím výkonem PG rostou.

3.9 Srovnání výsledků teoretických výpočtů č. I a II:

Tab. 3.4 Výsledky teoretických výpočtů č. II

Hladina	P _{PG}	%	20	35	55	75	90	100
Výkon PG	P _{PG}	MW	42,29	80,90	127,97	174,07	207,24	228,14
č. I	k _F	MW.K ⁻¹	7,716	9,595	10,853	11,617	12,040	12,269
č. II	k _F	MW.K ⁻¹	7,833	9,942	11,370	12,262	12,750	13,012



Obr. 3.5 Závislost součinitele prostupu tepla na výkonu PG

Jak je patrné z grafu, hodnoty součinitele prostupu tepla se na jednotlivých výkonových hladinách příliš neliší, pouze výsledky z teoretického výpočtového modelu č. II mají nepatrně vyšší hodnoty. V obou případech součinitel prostupu tepla s rostoucím výkonem také roste.

4. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA S VYUŽITÍM DAT Z UVÁDĚNÍ BLOKU DO PROVOZU

Tento výpočtový model využívá rovněž dat z měření při uvedení bloku do provozu. Výpočet ovšem na rozdíl od teoretických výpočtů využívá k určení součinitele prostupu tepla logaritmického teplotního spádu.

4.1 Logaritmický teplotní spád

Užitečnou rovnicí je vztah mezi celkovým tepelným tokem a teplotní diferencí mezi horkou a studenou tekutinou $\Delta t \equiv t_1 - t_2$. Takovým vztahem může být Newtonův vztah pro konvektivní tepelný tok, ve kterém nahradíme součinitel přestupu tepla součinitelem prostupu tepla. Problém bude v teplotní diferencii, protože teploty obou tekutin se ve výměníku mění s polohou - viz. obr. 4.1. Proto je nutné zavést střední teplotní diferencii $\overline{\Delta t}$. S teplotní diferencí pak zmíněný vztah bude mít tvar [9], [10]

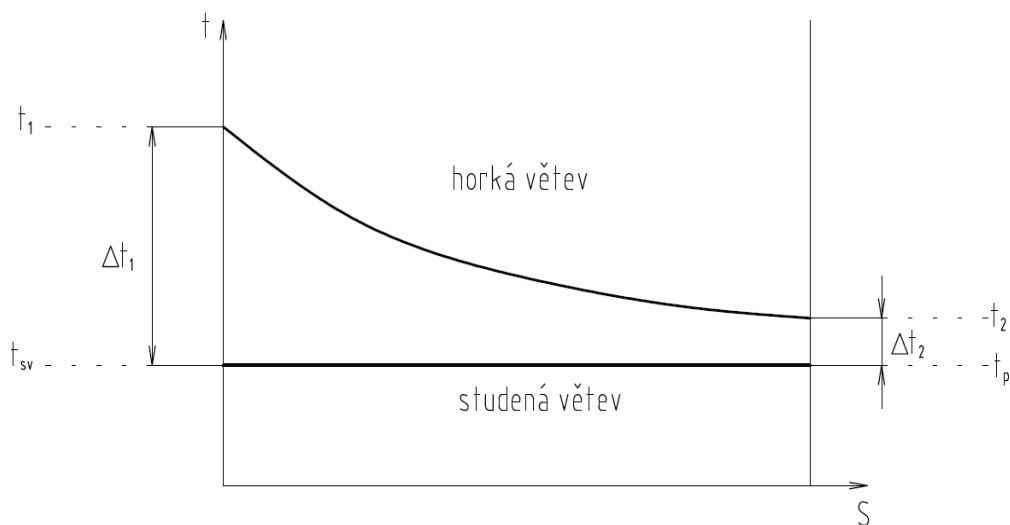
$$Q = k \cdot S \cdot \overline{\Delta t} \quad (4-1)$$

Touto teplotní diferencí je střední logaritmický teplotní spád $\overline{\Delta t}_{\ln}$

$$Q = k \cdot S \cdot \overline{\Delta t}_{\ln} = k_F \cdot \overline{\Delta t}_{\ln} \quad (4-2)$$

Logaritmický teplotního spád

$$\overline{\Delta t}_{\ln} = \frac{(t_1 - t_p)(t_2 - t_p)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4-3)$$



Obr. 4.1 Průběh teplot studené a horké větve

4.2 Validace modelu s využitím dat z uvádění bloku do provozu

Model využívá k výpočtu součinitele prostupu tepla logaritmického teplotního spádu. Hodnoty veličin pro výpočty jsou uvedeny v kapitole 3 v tabulce 3.1. Měření probíhalo na 3. bloku EDU v roce 1986.

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} \quad (4-4)$$

závisí na hodnotě výkonu PG (pro příslušnou výkonovou hladinu)

$$P_{PG} = m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) \quad (4-5)$$

a na logaritmickém teplotním spádu - viz rov. (4-3). Hodnota součinitele prostupu tepla k_F je skutečná. Dále se určuje ještě zdánlivá hodnota součinitele prostupu tepla, tzv. transponovaná k_{Ftrans} . Transponovaný součinitel prostupu tepla lépe vypovídá o tepelných poměrech v parogenerátoru, protože (na rozdíl od skutečného součinitele prostupu tepla) zahrnuje i dohřev napájecí vody z teploty t_{nv} na teplotu sytosti t_{sv} . Rovnice pro výpočet transponovaného součinitele pak zůstává stejná, jako pro výpočet skutečného, pouze se k výkonu P_{PG} přičítá hodnota dohřevu napájecí vody

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) \quad (4-6)$$

a proto transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} \quad (4-7)$$

nabývá vyšších hodnot, než skutečný součinitel k_F .

4.2.1 Výpočet na výkonové hladině 20 % P_{nom}

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 20,48 \cdot (2796,62 - 692,17) - 0,49 \cdot (2796,62 - 1134,16) = 42285,35 \text{ kW} \end{aligned}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{\ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(267,69 - 261,66)}{\ln \frac{(267,69 - 259,84)}{(261,66 - 259,84)}} = 4,125 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} = \frac{42285,35}{4,125 \cdot 1000} = 10,250 \text{ MW.K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 20,48 \cdot (1134,16 - 692,17) = 9051,59 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} = \frac{42285,35 + 9051,59}{4,125 \cdot 1000} = 12,444$$

4.2.2 Výpočet na výkonové hladině 35 % P_{nom}

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 39,50 \cdot (2795,44 - 693,04) - 1,29 \cdot (2795,44 - 1136,11) = 80896,56 \text{ kW} \end{aligned}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{\ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(273,62 - 263,00)}{\ln \frac{(273,62 - 260,23)}{(263,00 - 260,23)}} = 6,740 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} = \frac{80896,56}{6,740 \cdot 1000} = 12,002 \text{ MW.K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 39,50 \cdot (1136,11 - 693,04) = 17500,24 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} = \frac{80896,56 + 17500,24}{6,740 \cdot 1000} = 14,599$$

4.2.3 Výpočet na výkonové hladině 55 % P_{nom}

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$P_{PG} = m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ = 61,44 \cdot (2796,96 - 693,90) - 0,74 \cdot (2796,96 - 1132,19) = 127972,27 \text{ kW}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(280,05 - 263,25)}{\ln \frac{(280,05 - 259,44)}{(263,25 - 259,44)}} = 9,961 \text{ °C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{127972,27}{9,961 \cdot 1000} = 12,847 \text{ MW.K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 61,44 \cdot (1132,19 - 693,90) = 26926,43 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{127972,27 + 26926,43}{9,961 \cdot 1000} = 15,550$$

4.2.4 Výpočet na výkonové hladině 75 % P_{nom}

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$P_{PG} = m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ = 89,93 \cdot (2797,59 - 860,30) - 0,09 \cdot (2797,57 - 1126,25) = 174066,63 \text{ kW}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(285,70 - 263,04)}{\ln \frac{(285,70 - 258,25)}{(263,04 - 258,25)}} = 12,986 \text{ °C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} = \frac{174066,63}{12,986 \cdot 1000} = 13,404 \text{ MW.K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 89,93 \cdot (1126,25 - 860,60) = 23917,30 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} = \frac{174066,63 + 23917,30}{12,986 \cdot 1000} = 15,246$$

4.2.5 Výpočet na výkonové hladině 90 % P_{nom}

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 109,70 \cdot (2797,36 - 904,06) - 0,27 \cdot (2797,36 - 1128,24) = 207244,74 \text{ kW} \end{aligned}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{\ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \left(\frac{t_1 - t_p}{t_2 - t_p} \right)} = \frac{(290,69 - 263,93)}{\ln \left(\frac{290,69 - 258,65}{263,93 - 258,65} \right)} = 14,845 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} = \frac{207244,74}{14,845 \cdot 1000} = 13,960 \text{ MW.K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 109,70 \cdot (1128,24 - 904,06) = 24592,34 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{\ln} \cdot 1000} = \frac{207244,74 + 24592,34}{14,845 \cdot 1000} = 15,617$$

4.2.6 Výpočet na výkonové hladině 100 % P_{nom}

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$P_{PG} = m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ = 123,91 \cdot (2797,18 - 953,455) - 0,19 \cdot (2797,18 - 1129,56) = 228139,32 \text{ kW}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(294,31 - 264,54)}{\ln \frac{(294,31 - 258,91)}{(264,54 - 258,91)}} = 16,188 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{228139,32}{16,188 \cdot 1000} = 14,093 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 123,91 \cdot (1129,56 - 953,455) = 21821,53 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

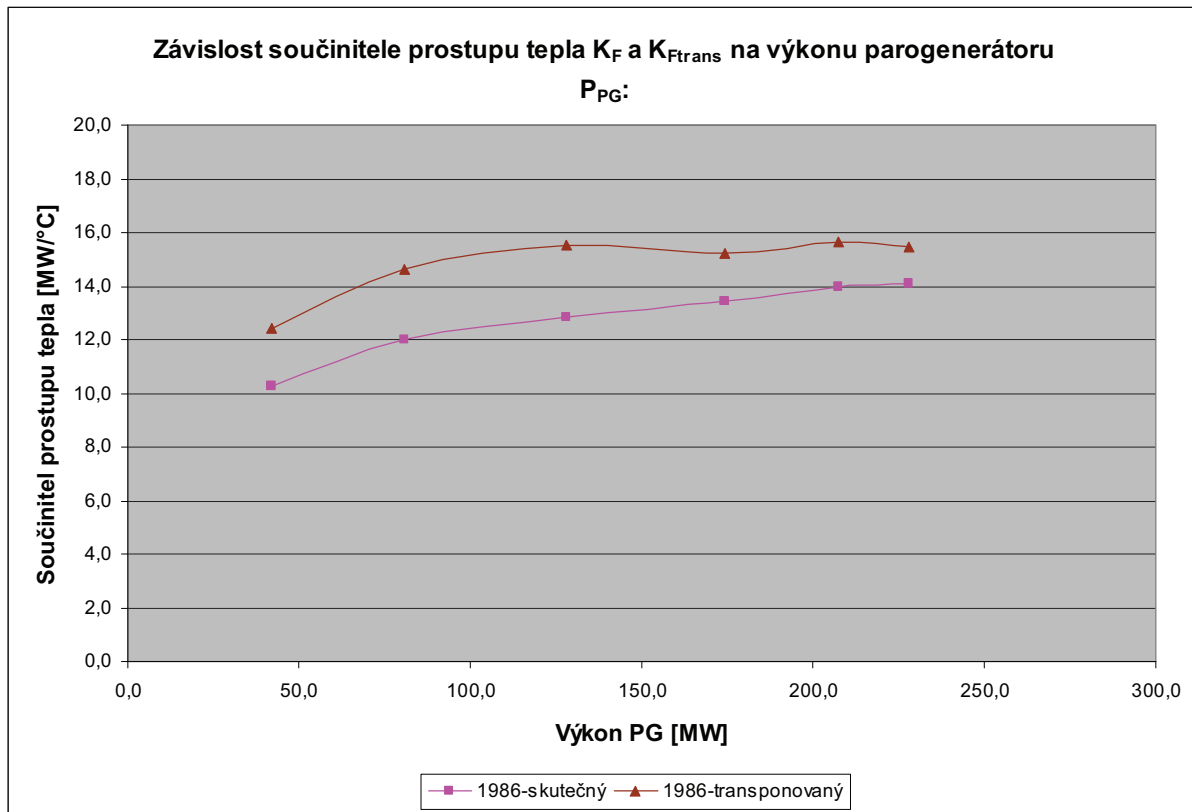
$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{228139,32 + 21821,53}{16,188 \cdot 1000} = 15,441$$

4.3 Výsledky výpočtů

Tabulka 4.1 uvádí výsledné hodnoty součinitele prostupu tepla na jednotlivých výkonových hladinách PG. Zdrojem vstupních údajů pro výpočty na výkonových hladinách jsou data z měření při spouštění PG v roce 1986.

Tab. 4.1 Výsledky výpočtů

P%	%	20	35	55	75	90	100
P_{PG}	MW	42,88	82,47	128,88	174,20	207,63	228,43
Δt_{ln}	$^\circ\text{C}$	4,125	6,740	9,961	12,986	14,845	16,188
k_F	$\text{MW} \cdot \text{K}^{-1}$	10,250	12,002	12,847	13,404	13,960	14,093
k_{Ftrans}	$\text{MW} \cdot \text{K}^{-1}$	12,444	14,599	15,550	15,246	15,617	15,441



Obr. 4.2 Závislost součinitele prostupu tepla na výkonu PG

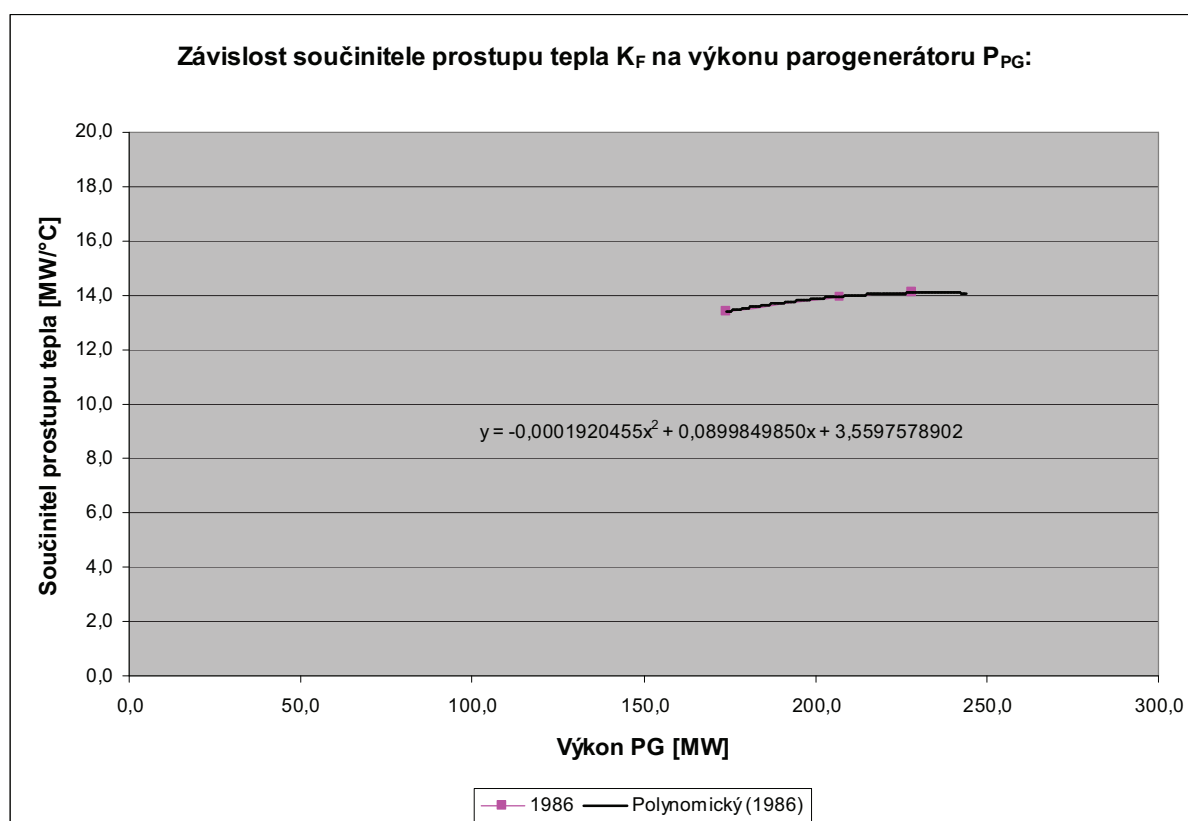
Výsledky výpočtů jsou vyneseny v grafu závislosti součinitele prostupu tepla na výkonu PG.

5. PREDIKCE SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA NA VÝKONOVÉ HLADINĚ 105 % P_{nom}

5.1 Predikce z průběhu hodnot součinitele prostupu tepla na hladinách do 100 % P_{nom}

Predikce skutečného součinitele prostupu tepla na výkonové hladině 105 % P_{nom} vychází z výsledků výpočtů uvedených v předchozí kapitole 4, kde je skutečný součinitel prostupu tepla určován pomocí logaritmického teplotního spádu a tepelného výkonu parogenerátoru. Pro predikci jsou použity pouze vyšší hodnoty výkonu (nad 150 MW), protože nižší výkonové hladiny jsou více zatížené chybou při neuvažování dohřevu ve výpočtovém modelu.

Na obrázku 5.1 je uvedena právě závislost skutečného součinitele prostupu tepla z předchozí kapitoly. Pro odhad hodnoty součinitele na výkonové hladině 105 % P_{nom} je použit polynom 2. stupně.



Obr. 5.1 Rovnice spojnice trendu závislosti součinitele prostupu tepla na výkonu PG

Hodnota výkonu na hladině 105 % P_{nom} je určena přepočtem výkonu z hladiny 100 % P_{nom} .

$$P_{105\%} = \frac{P_{100\%}}{100} \cdot 105 = \frac{228,14}{100} \cdot 105 = 239,55 \text{ MW} \quad (5-1)$$

Rovnice spojnice trendu (polynom 2.stupně)

$$y = -0,0001920455 \cdot x^2 + 0,0899849850 \cdot x + 3,5597578902 \quad (5-2)$$

Dosazením do rovnice (5-2) $y \Rightarrow k_{F105\%}$ a $x \Rightarrow P_{105\%}$ vychází rovnice pro odhad součinitele prostupu tepla na výkonové hladině 105 % P_{nom} takto

$$\begin{aligned} k_{F105\%} &= -0,0001920455 \cdot x^2 + 0,0899849850 \cdot x + 3,5597578902 = \\ &= -0,0001920455 \cdot 239,55^2 + 0,0899849850 \cdot 239,55 + 3,5597578902 = \\ &= 14,095 \end{aligned}$$

Tab. 5.1 Predikce hodnoty součinitele prostupu tepla na hladině 105 % P_{nom}

P%	%	20	35	55	75	90	100	105
P_{PG}	MW	42,29	80,90	127,97	174,07	207,24	228,14	239,55
k_F	MW.K ⁻¹	10,250	12,002	12,847	13,404	13,960	14,093	14,095

Predikce v tabulce 5.1 naznačuje, že hodnota skutečného součinitele prostupu tepla na výkonové hladině 100 % P_{nom} by se měla mírně zvýšit.

6. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA S VYUŽITÍM DAT Z MĚŘENÍ PO ZVÝŠENÍ VÝKONU NA 105 % P_{NOM}

6.1 Naměřená data po zvýšení výkonu bloku

Tab. 6.1 Naměřené veličiny [7], [11], [12]

Výkonová hladina	P%	32	53	74	100	102	104	105	%
Teplota vody na vstupu do trubek	\bar{t}_1	270,03	276,98	284,68	294,83	295,35	296,07	296,55	°C
Teplota napájecí vody	t_{nv}	165,20	183,52	205,17	220,68	221,90	222,50	223,10	°C
Průtok napájecí vody za VTO	\bar{m}_{nv}	30,940	57,491	85,722	124,222	126,963	129,847	130,764	kg.s ⁻¹
Hustota napájecí vody	ρ_{nv}	904,6	886	860	841,7	839,7	839,1	838,56	kg.m ⁻³
Entalpie napájecí vody	i_{nv}	701,26	779,18	876,10	946,64	953,63	955,71	957,69	kJ.kg ⁻¹
Teplota vody na výstupu z trubek	\bar{t}_2	259,97	261,23	262,78	265,03	265,03	265,17	265,27	°C
Teplota páry při daném tlaku v PG	t_p	258,25	258,39	258,78	259,44	259,57	259,57	259,57	°C
Tlak syté páry	p_p	4,558	4,572	4,595	4,651	4,656	4,661	4,665	MPa
Entalpie syté páry	i_p	2797,59	2797,52	2797,31	2796,95	2796,92	2796,88	2796,84	kJ.kg ⁻¹
Entalpie syté vody	i_{sv}	1126,25	1126,91	1128,90	1132,19	1132,48	1132,85	1133,21	kJ.kg ⁻¹
Množství odluhu z PG	m_{odl}	1,48	0,06	0,25	1,38	1,46	1,48	0,28	kg.s ⁻¹

6.2 Sestavení výpočtového modelu

Model využívá k výpočtu součinitele prostupu tepla logaritmického teplotního spádu. V tabulce 6.1 jsou uvedeny hodnoty naměřených (zadaných) veličin. Měření probíhalo na 3. bloku EDU v roce 2009 poté, co byl zvýšen výkon bloku na 105 % P_{nom}. Před samotným výpočtem je nutné provést korekce některých naměřených veličin z důvodů nepřesnosti měřících přístrojů a jejich kalibrace. První korekcí je korekce průtoku napájecí vody. Clona, která měří průtok napájecí vody, je kalibrována na teplotu 220 °C, proto je nutné provést přepočítání průtoku NV pomocí hustoty NV vzhledem k hustotě při 220 °C.

Dosadíme za rychlost

$$v = \frac{m}{S \cdot \rho} \quad (6-1)$$

do rovnice pro tlakovou změnu na příslušné výkonové hladině

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \frac{m_{nv}^2}{S^2 \cdot \rho^2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{nv}^2}{S^2 \cdot \rho} \quad (6-2)$$

Pokud tuto tlakovou změnu dáme do poměru s tlakovou změnou porovnávací (s hustotou NV při 220 °C a naměřeným průtokem), pak získáme vztah pro korigovaný průtok NV clonou.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p}{\Delta p} &= \frac{\frac{1}{2} \cdot \frac{m_{nv}^2}{S^2 \cdot \rho_{nv}}}{\frac{1}{2} \cdot \frac{m_{nv}^2}{S^2 \cdot \rho_{nv220^\circ C}}} = \frac{\rho_{nv}}{\rho_{nv220^\circ C}} \Rightarrow \\ &\Rightarrow m_{nv} = m_{nv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{nv}}{\rho_{nv220^\circ C}}} \end{aligned} \quad (6-3)$$

Druhá korekce je korekce teplot primární vody (horké i studené větve). Na hladině nulového výkonu by se neměla teplota horké větve lišit od teploty studené větve. Korekce závisí na odchylce těchto teplot vzhledem k průměrné hodnotě těchto dvou teplot. V tabulce 6.2 jsou uvedeny teploty naměřené na jednotlivých PG. Průměr odchylek nám udává chybu měřicího přístroje na jednotlivých PG. Průměr odchylek je pak nutné na každé výkonové hladině od příslušných teplot (horké i studené větve) odečíst, čímž získáme korigovanou teplotu obou větví primární vody.

Tab. 6.2 Odchylka měření na výkonové hladině 0 % P_{nom}

			PG1	PG2	PG3	PG4	PG5	PG6	Průměry
Teplota HV primární vody	t_1	°C	258,905	258,611	258,546	258,654	258,479	258,647	258,640
Teplota SV primární vody	t_2	°C	258,558	257,919	258,256	257,908	258,504	258,261	258,234
Průměr teplot primární vody	t_{prim}	°C	258,731	258,265	258,401	258,281	258,492	258,454	258,437
Odchylka HV od průměru	σ_1	°C	0,468	0,174	0,109	0,217	0,042	0,209	0,203
Odchylka SV od průměru	σ_2	°C	0,121	-0,518	-0,181	-0,530	0,067	-0,176	-0,203

Teplota horké větve primární vody

$$t_1 = \bar{t}_1 - \sigma_1 \quad (6-4)$$

Teplota studené větve primární vody

$$t_2 = \bar{t}_2 - \sigma_2 \quad (6-5)$$

Další postup výpočtu už je shodný s výpočty uvedenými v kapitole 4 v rovnicích (4-3) až (4-7), kdy je postupně určen skutečný součinitel prostupu tepla k_F a transponovaný k_{Ftrans} .

6.1.1 Výpočet na výkonové hladině 32 % P_{nom}

Korekce průtoku napájecí vody

$$m_{nv} = \bar{m}_{nv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{nv}}{\rho_{nv220^\circ C}}} = 30,940 \cdot \sqrt{\frac{904,60}{841,70}} = 29,845 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$$

Korekce teploty horké větve primární vody

$$t_1 = \bar{t}_1 - \sigma_1 = 270,028 - 0,203 = 269,825^\circ\text{C}$$

Korekce teploty studené větve primární vody

$$t_2 = \bar{t}_2 - \sigma_2 = 259,968 - (-0,203) = 260,171^\circ\text{C}$$

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 29,845 \cdot (2797,60 - 701,26) - 1,48 \cdot (2797,60 - 1126,25) = 60098,83 \text{ kW} \end{aligned}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln\left(\frac{t_1 - t_p}{t_2 - t_p}\right)} = \frac{(269,825 - 260,171)}{\ln\left(\frac{269,825 - 258,221}{260,171 - 258,221}\right)} = 5,413^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{60098,83}{5,413 \cdot 1000} = 11,102 \text{ MW}\cdot\text{K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 29,845 \cdot (1126,25 - 701,26) = 12683,72 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{60098,83 + 12683,72}{5,413 \cdot 1000} = 13,445$$

6.1.2 Výpočet na výkonové hladině 53 % P_{nom}

Korekce průtoku napájecí vody

$$m_{nv} = \overline{m_{nv}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{nv}}{\rho_{nv220^\circ C}}} = 57,491 \cdot \sqrt{\frac{886,00}{841,70}} = 56,035 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Korekce teploty horké větve primární vody

$$t_1 = \overline{t_1} - \sigma_1 = 276,975 - 0,203 = 276,772 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota studené větve primární vody

$$t_2 = \overline{t_2} - \sigma_2 = 261,246 - (-0,203) = 261,449 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 56,035 \cdot (2797,51 - 779,18) - 0,06 \cdot (2797,51 - 1126,91) = 112992,57 \text{ kW} \end{aligned}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(276,772 - 261,449)}{\ln \frac{(276,772 - 258,408)}{(261,449 - 258,408)}} = 8,521 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{112992,57}{8,521 \cdot 1000} = 13,260 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 56,035 \cdot (1126,91 - 779,18) = 19485,07 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{112992,57 + 19485,07}{8,521 \cdot 1000} = 15,547$$

6.1.3 Výpočet na výkonové hladině 74 % P_{nom}

Korekce průtoku napájecí vody

$$m_{nv} = \overline{m_{nv}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{nv}}{\rho_{nv220^\circ C}}} = 85,722 \cdot \sqrt{\frac{860,00}{841,70}} = 84,805 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Korekce teploty horké větve primární vody

$$t_1 = \overline{t_1} - \sigma_1 = 284,679 - 0,203 = 284,476 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota studené větve primární vody

$$t_2 = \overline{t_2} - \sigma_2 = 262,766 - (-0,203) = 262,969 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 84,805 \cdot (2797,34 - 876,10) - 0,25 \cdot (2797,34 - 1128,90) = 162522,24 \text{ kW} \end{aligned}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(284,476 - 262,969)}{\ln \frac{(284,476 - 258,714)}{(262,969 - 258,714)}} = 11,943 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{162522,24}{11,943 \cdot 1000} = 13,608 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 84,805 \cdot (1128,90 - 876,10) = 21438,77 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{162522,24 + 21438,77}{11,943 \cdot 1000} = 15,403$$

6.1.4 Výpočet na výkonové hladině 100 % P_{nom}

Korekce průtoku napájecí vody

$$m_{nv} = \overline{m_{nv}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{nv}}{\rho_{nv220^\circ C}}} = 124,222 \cdot \sqrt{\frac{841,70}{841,70}} = 124,222 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Korekce teploty horké větve primární vody

$$t_1 = \overline{t_1} - \sigma_1 = 294,833 - 0,203 = 294,630 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota studené větve primární vody

$$t_2 = \overline{t_2} - \sigma_2 = 265,004 - (-0,203) = 265,207 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 124,222 \cdot (2796,95 - 946,64) - 1,38 \cdot (2796,95 - 1132,19) = 227559,19 \text{ kW} \end{aligned}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(294,630 - 265,207)}{\ln \frac{(294,630 - 259,454)}{(265,207 - 259,454)}} = 16,250 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{227559,19}{16,250 \cdot 1000} = 14,004 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 124,222 \cdot (1132,19 - 946,64) = 23049,43 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{227559,19 + 23049,43}{16,250 \cdot 1000} = 15,422$$

6.1.5 Výpočet na výkonové hladině 102 % P_{nom}

Korekce průtoku napájecí vody

$$m_{nv} = \overline{m_{nv}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{nv}}{\rho_{nv220^\circ C}}} = 126,963 \cdot \sqrt{\frac{839,70}{841,70}} = 127,114 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Korekce teploty horké větve primární vody

$$t_1 = \overline{t_1} - \sigma_1 = 295,345 - 0,203 = 295,142 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota studené větve primární vody

$$t_2 = \overline{t_2} - \sigma_2 = 265,020 - (-0,203) = 265,223 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$P_{PG} = m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ = 127,114 \cdot (2796,91 - 953,63) - 1,46 \cdot (2796,91 - 1132,48) = 231878,52 \text{ kW}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(295,142 - 265,223)}{\ln \frac{(295,142 - 259,520)}{(265,223 - 259,520)}} = 16,332 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{231878,52}{16,332 \cdot 1000} = 14,198 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 127,114 \cdot (1132,48 - 953,63) = 22734,86 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{231878,52 + 22734,86}{16,332 \cdot 1000} = 15,590$$

6.1.6 Výpočet na výkonové hladině 104 % P_{nom}

Korekce průtoku napájecí vody

$$m_{nv} = \overline{m_{nv}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{nv}}{\rho_{nv220^\circ C}}} = 129,847 \cdot \sqrt{\frac{839,10}{841,70}} = 130,048 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Korekce teploty horké větve primární vody

$$t_1 = \overline{t_1} - \sigma_1 = 296,084 - 0,203 = 295,881^\circ \text{C}$$

Teplota studené větve primární vody

$$t_2 = \overline{t_2} - \sigma_2 = 265,177 - (-0,203) = 265,380^\circ \text{C}$$

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 130,048 \cdot (2796,87 - 955,71) - 1,48 \cdot (2796,87 - 1132,85) = 236984,67 \text{ kW} \end{aligned}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \left(\frac{t_1 - t_p}{t_2 - t_p} \right)} = \frac{(295,881 - 265,380)}{\ln \left(\frac{295,881 - 259,586}{265,380 - 259,586} \right)} = 16,623^\circ \text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{236984,67}{16,623 \cdot 1000} = 14,256 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 130,048 \cdot (1132,85 - 955,71) = 23036,75 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{236984,67 + 23036,75}{16,623 \cdot 1000} = 15,642$$

6.1.7 Výpočet na výkonové hladině 105 % P_{nom}

Korekce průtoku napájecí vody

$$m_{nv} = \overline{m_{nv}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{nv}}{\rho_{nv220^\circ C}}} = 130,764 \cdot \sqrt{\frac{838,56}{841,70}} = 131,008 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Korekce teploty horké větve primární vody

$$t_1 = \overline{t_1} - \sigma_1 = 296,537 - 0,203 = 296,334 \text{ }^\circ\text{C}$$

Teplota studené větve primární vody

$$t_2 = \overline{t_2} - \sigma_2 = 265,279 - (-0,203) = 265,482 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výkon PG na příslušné výkonové hladině

$$\begin{aligned} P_{PG} &= m_{nv} \cdot (i_p - i_{nv}) - m_{odl} \cdot (i_p - i_{sv}) = \\ &= 131,008 \cdot (2796,843 - 957,690) - 1,48 \cdot (2796,843 - 1133,212) = \\ &= 240472,51 \text{ kW} \end{aligned}$$

Logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(t_1 - t_p)}{(t_2 - t_p)}} = \frac{(296,334 - 265,482)}{\ln \frac{(296,334 - 259,639)}{(265,482 - 259,639)}} = 16,791 \text{ }^\circ\text{C}$$

Skutečný součinitel prostupu tepla

$$k_F = \frac{P_{PG}}{\Delta t_{ln} \cdot 1000} = \frac{240472,51}{16,791 \cdot 1000} = 14,321 \text{ MW} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dohřev

$$P_{doh} = m_{nv} \cdot (i_{sv} - i_{nv}) = 131,008 \cdot (1133,212 - 957,690) = 22994,87 \text{ kW}$$

Transponovaný součinitel prostupu tepla

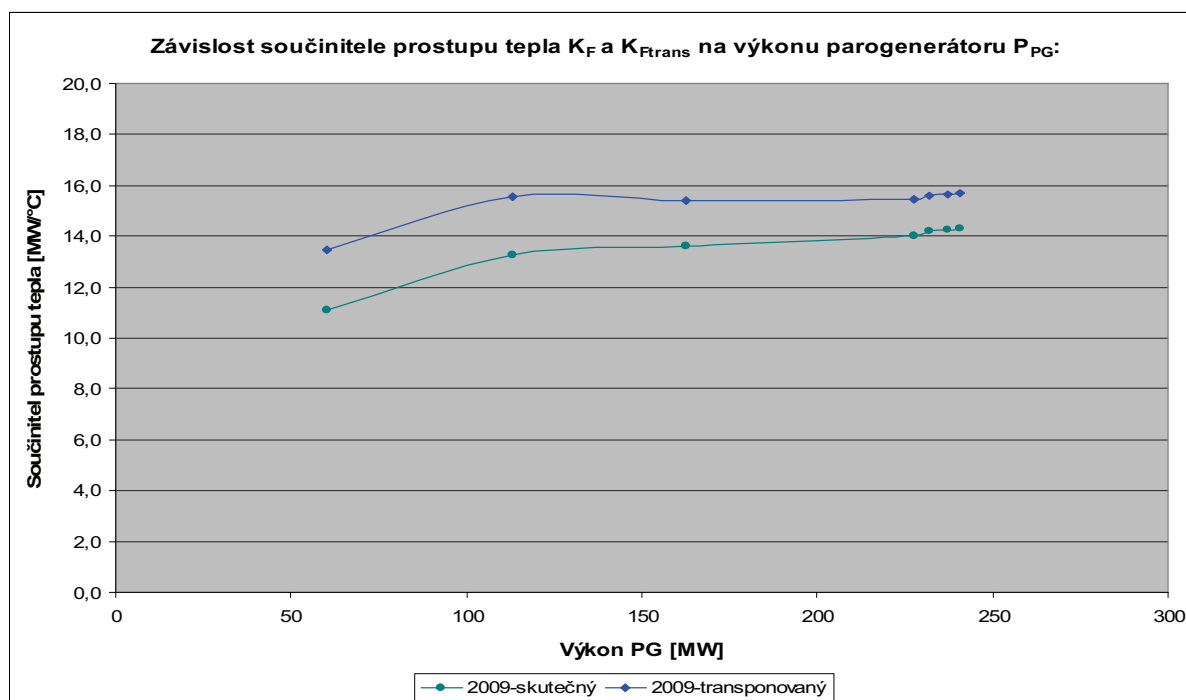
$$k_{Ftrans} = \frac{P_{PG} + P_{doh}}{\Delta t_{in} \cdot 1000} = \frac{240472,51 + 22994,87}{16,791 \cdot 1000} = 15,691$$

6.2 Výsledky výpočtů a srovnání s predikcemi

Tabulka 6.3 uvádí výsledné hodnoty součinitele prostupu tepla na jednotlivých výkonových hladinách PG. Zdrojem vstupních údajů pro výpočty na výkonových hladinách jsou data z měření po zvýšení výkonu bloku na 105 % P_{nom} v roce 2009.

Tab. 6.3 Výsledky výpočtů

P%	%	32	53	74	100	102	104	105
P_{PG}	MW	60,10	112,99	162,52	227,56	231,88	236,99	240,47
Δt_{in}	°C	5,413	8,521	11,943	16,250	16,332	16,623	16,791
k_F	MW.K ⁻¹	11,102	13,260	13,608	14,004	14,198	14,256	14,321
k_{Ftrans}	MW.K ⁻¹	13,445	15,547	15,403	15,422	15,590	15,642	15,691



Obr. 6.1 Závislost součinitele prostupu tepla na výkonu PG



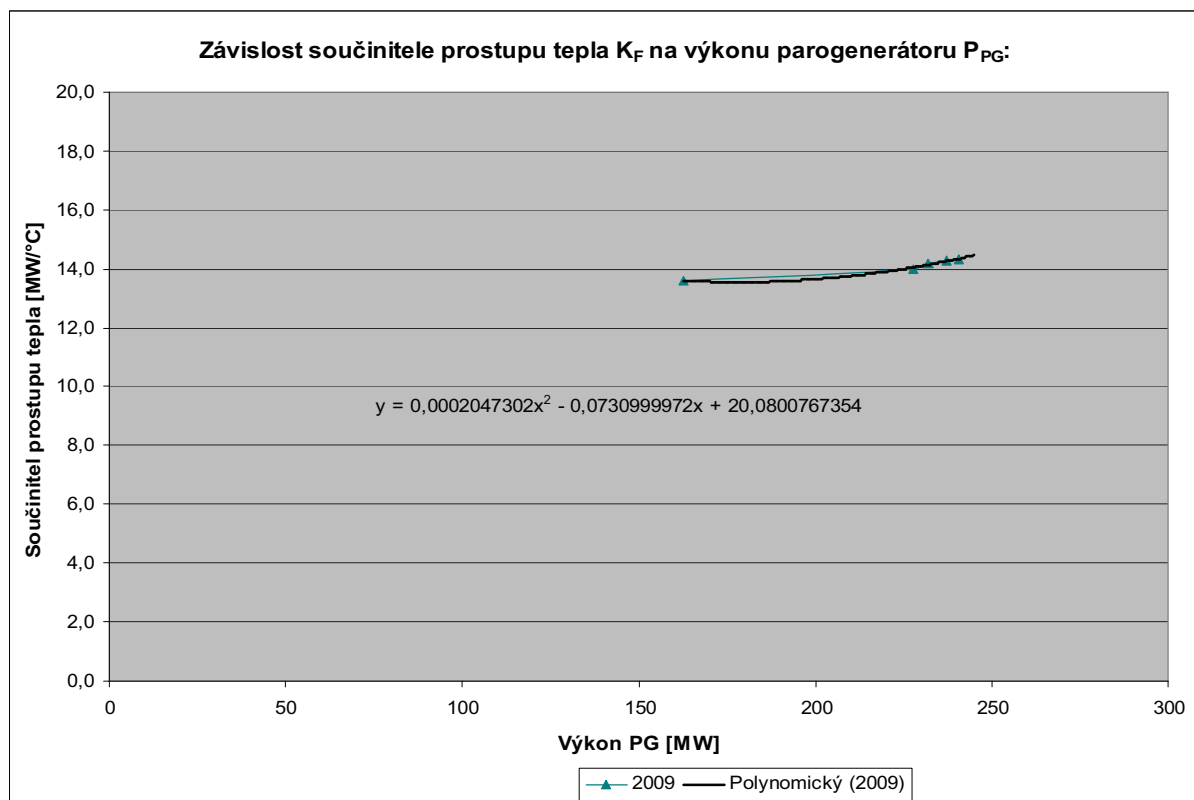
Výsledky výpočtů jsou vyneseny v grafu závislosti součinitele prostupu tepla na výkonu PG. Predikce parametrů na výkonové hladině 105 % P_{nom} , uvedená v tabulce 5.1 v kapitole 5, předpovídala mírně rostoucí tendenci součinitele. Výpočet skutečného součinitele prostupu tepla ukazuje, že hodnota součinitele má na výkonové hladině 105 % P_{nom} opravdu vzrůstající charakter, čímž je predikce z kapitoly 5 potvrzena.

7. PREDIKCE SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA NA VÝKONOVÉ HLADINĚ 107 % P_{nom}

7.1 Predikce z průběhu hodnot součinitele prostupu tepla na hladinách do 105 % P_{nom}

Predikce skutečného součinitele prostupu tepla na výkonové hladině 107 % P_{nom} vychází z výsledků výpočtů uvedených v předchozí kapitole 6, kde je skutečný součinitel prostupu tepla určován pomocí logaritmického teplotního spádu a tepelného výkonu parogenerátoru. Pro predikci jsou použity pouze vyšší hodnoty výkonu (nad 150 MW), protože nižší výkonové hladiny jsou více zatíženy chybou při neuvažování dohřevu ve výpočtovém modelu.

Na obrázku 7.1 je uvedena právě závislost skutečného součinitele prostupu tepla z předchozí kapitoly. Pro odhad hodnoty součinitele na výkonové hladině 107 % P_{nom} je použit polynom 2. stupně.



Obr. 7.1 Rovnice spojnice trendu závislosti součinitele prostupu tepla na výkonu PG

Hodnota výkonu na hladině 107 % P_{nom} je určena přepočtem výkonu z hladiny 105 % P_{nom} .

$$P_{107\%} = \frac{P_{105\%}}{105} \cdot 107 = \frac{240,47}{105} \cdot 107 = 245,05 \text{ MW} \quad (7-1)$$

Rovnice spojnice trendu (polynom 2.stupně)

$$y = 0,0002047302 \cdot x^2 - 0,0730999972 \cdot x + 20,0800767354 \quad (7-2)$$

Dosazením do rovnice (7-2) $y \Rightarrow k_{F107\%}$ a $x \Rightarrow P_{107\%}$ vychází rovnice pro odhad součinitele prostupu tepla na výkonové hladině 107 % P_{nom} takto

$$\begin{aligned} k_{F107\%} &= 0,0002047302 \cdot x^2 - 0,0730999972 \cdot x + 20,0800767354 = \\ &= 0,0002047302 \cdot 245,05^2 - 0,0730999972 \cdot 245,05 + 20,0800767354 = \\ &= 14,461 \end{aligned}$$

Tab. 7.1 Predikce hodnoty součinitele prostupu tepla na hladině 107 % P_{nom}

$P_{\%}$	%	32	53	74	100	102	104	105	107
P_{PG}	MW	60,10	112,99	162,52	227,56	231,88	236,99	240,47	245,05
k_F	MW.K ⁻¹	11,102	13,260	13,608	14,004	14,198	14,256	14,321	14,461

Predikce v tabulce 7.1 naznačuje rostoucí tendenci hodnot součinitele prostupu tepla na výkonové hladině 107 % P_{nom} .

8. SROVNÁNÍ HODNOT SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA

V tabulkách 8.1 a 8.2 jsou uvedeny vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla jak pro data ze spouštění bloku do provozu v roce 1986, tak i pro data z měření po zvýšení výkonu bloku v roce 2009. Hodnoty součinitele jsou uvedeny obr. 8.1

Tab. 8.1 Součinitel prostupu tepla s využitím dat z uvádění bloku do provozu r. 1986

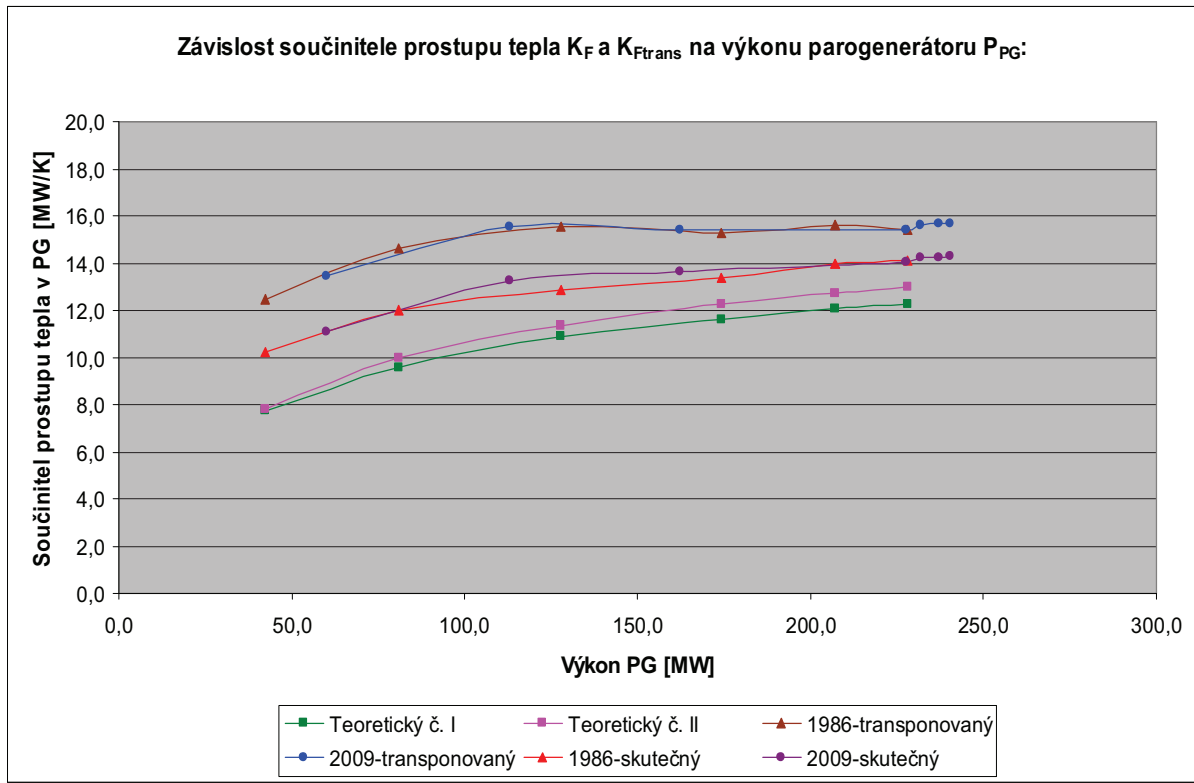
Hladina	P %	%	20	35	55	75	90	100
Výkon	P_{PG}	MW	42,29	80,90	127,97	174,07	207,24	228,14
Teoretický č. I	k_F	$MW.K^{-1}$	7,716	9,595	10,853	11,617	12,040	12,269
Teoretický č. II	k_F	$MW.K^{-1}$	7,833	9,942	11,370	12,262	12,750	13,012
Skutečný	k_F	$MW.K^{-1}$	10,250	12,002	12,847	13,404	13,960	14,093
Transponovaný	k_{Ftrans}	$MW.K^{-1}$	12,444	14,599	15,550	15,246	15,617	15,441

Tab. 8.2 Součinitel prostupu tepla s využitím dat z měření po zvýšení výkonu bloku r. 2009

Hladina	P %	%	32	53	74	100	102	104	105
Výkon	P_{PG}	MW	60,10	112,99	162,52	227,56	231,88	236,99	240,47
Skutečný	k_F	$MW.K^{-1}$	11,102	13,260	13,608	14,004	14,198	14,256	14,321
Transponovaný	k_{Ftrans}	$MW.K^{-1}$	13,445	15,547	15,403	15,422	15,590	15,642	15,691

Z tabulek 8.1 a 8.2 a z obr. 8.1 je zřejmé, že všechny vypočtené hodnoty součinitele prostupu tepla mají podobný, s rostoucím výkonem převážně rostoucí charakter. Nejnižších hodnot dosahují součinitele prostupu tepla určené z obou teoretických výpočtových modelů, které využívají data z uvádění bloku do provozu. Je to způsobeno především tím, že oba teoretické výpočtové modely využívají podobnostních čísel, která modelují charakter proudění jak uvnitř teplosměnné trubky, tak i vně trubky. Méně však oba modely využívají naměřených teplot teplosměnných médií. Teploty médií jsou využity pouze k určení střední teploty proudu tekutiny a stěny trubky, od kterých se odvíjejí hodnoty veličin určujících podobnostní čísla.

Lépe vystihuje charakter prostupu tepla v PG skutečný součinitel prostupu tepla. Tento model plně využívá naměřených teplot teplosměnných médií a to pomocí logaritmického teplotního spádu, neuvažuje však reálný dohřev. Výpočet výměníku (v případě PG se jedná o výparník) s logaritmickým teplotním spádem je odvozen za předpokladu nulového dohřevu v PG, což v realu není splněno. Pro srovnání stavů s různými dohřevy byl proto ještě odvozen tzv. transponovaný koeficient prostupu tepla, který má význam jen pro srovnání. Oba modely využívají jak dat ze spouštění bloku do provozu, tak i dat z měření po zvýšení výkonu bloku.



Obr. 8.1 Srovnání hodnot součinitele prostupu tepla

9. ASPEKTY ŽIVOTNOSTI PAROGENERÁTORU A REALIZOVANÉ ZMĚNY NA 3. BLOKU EDU

9.1 Spolehlivost systému

Na základě výsledků provozních kontrol se parogenerátory jaderněenergetických bloků VVER 440 představují jako jedno z nejkritičtějších míst bloku z hlediska jeho životnosti. Jak ukazuje současná celosvětová praxe na parogenerátorech různých konstrukcí, byly detekovány defekty, které snižují časové využití bloků JE, vyvolávají v celé řadě případů oprávněné obavy o úrovni provozní spolehlivosti této rozhodující komponenty jaderných elektráren. Jedná se nejen o neplánované odstávky, vč. provádění vyvolaných oprav, ale jsou známy i případy, že se muselo přistoupit k výměně parogenerátoru již po 1 roku provozu místo 30 až 40 leté předpokládané (plánované) životnosti. [2]

Společnou charakteristiku vyskytujících se poškození a z toho resultujících poruch provozu PG je nízká korozní odolnost při účinku vnějšího prostředí a mechanického namáhání. Zanedbatelný zřejmě není ani účinek nerovností povrchu a technologických defektů. Diskutované korozněmechanické problémy mají velmi úzkou souvislost s vlastním technologickým režimem PG, s příslušným režimem vodního hospodářství a materiálově technickou úrovní jednotlivých dílů PG - volbou vhodného typu konstrukčních materiálů. [2]

Podle zkušeností získaných během dosavadního provozu parogenerátorů, detekované defekty měly prioritní souvislosti se II. okruhem PG, i když nelze vyloučit i výskyt korozněmechanického charakteru na straně I. okruhu, který je proti původnímu očekávání zaznamenán již po poměrně velmi krátké době. Provozní kontroly, realizované při plánovaných i mimořádných odstávkách bloků jaderných elektráren typu VVER 440 v České a Slovenské republice, prokázaly v průběhu víceletého provozu parogenerátorů typu PGV 213 na řadu defektů, vyvolaných spolupůsobením korozních médií, napěťových stavů od provozního zatížení, nekvalifikované činnosti při údržbě a manipulaci s díly, výjimečně pak rozvíjením defektů základního materiálu, svarových spojů a návarů (registrovaných a přípustných v průběhu výroby). [2]

Dosavadní provoz všech 24 PG 1. až 4. bloku jaderné elektrárny Dukovany ukazuje, že komponenty nevykazují v rozsahu prováděných provozních kontrol závažnějších závad, týkajících se tlakových částí PG a příslušenství (mimo závitových hnízd I). [2]

Nejvíce opotřebovanými součástmi se jeví spojovací materiál a závitová hnízda. Spojovací materiál se třídí, opravuje a vyměňuje za nový, při nevyhovujících kontrolních operacích. Na základě šetření korozního napadení primárních šroubů, byla realizována změna mazadla a pro zlepšení vlastností šroubů je připravena technologie výroby závitů šroubů s doválcováním na hotovo. V oblasti přírubových spojů primárního víka s kolektorem I. okruhu a víka II. okruhu s nátrubkem Js 700 bylo vyvinuto a je již používáno hydraulické zařízení, které zajišťuje rovnoměrné utahování spoje a menší přídatná napětí. [2]

Dalším slabým místem na dosud provozovaných PG byl uzel rozvodu napájecí vody uvnitř pláště PG. Korozní napadení a způsob proudění způsobily nutnost rekonstrukce uvedeného uzlu. Tato byla postupně realizovaná na všech PG v průběhu plánovaných odstávek. Součástí

rekonstrukce rozvodu napájecí vody byla i montáž potrubí jednoramenného odluhu do II. okruhu PG, která je technickým vylepšením komponentu. [2]

Na ostatních částech parogenerátorů nebyly zjištěny žádné vážnější závady, které by ohrožovaly jadernou bezpečnost zařízení. Z posuzovaných hledisek se jeví parogenerátory jako komponenty s malou poruchovostí a zabezpečují požadavky provozu a jaderné bezpečnosti. [2]

Tab. 9.1 Přehled typů a provedení PG 3. bloku. [2]

Blok číslo	Označení	Typ/ provedení	Výrobce	Poznámka
3	3YB11W01	II/4	Vítkovice	Plášť skružovaný
	3YB12W01	II/3	SSSR	Plášť skružovaný
	3YB13W01	II/3	Vítkovice	Plášť skružovaný
	3YB14W01	I/3	SSSR	Plášť skružovaný
	3YB15W01	I/3	Vítkovice	Plášť skružovaný
	3YB16W01	I/4	SSSR	Plášť skružovaný

9.2 Realizované změny na 3. bloku EDU

Realizované změny jsou uvedeny ve třech formách:

1. Plánované technická řešení (modifikace) ve formě **B14-xxxx**
2. Vynucené technické řešení, tj. odstranění vady zjištěné během kontrol, tzv. „Technické řešení vady“ ve formě **TŘV** - užívané do roku 2000 včetně
3. Vynucené technické řešení, tj. odstranění vady zjištěné během kontrol, tzv. „Technické řešení neshody“ ve formě **TŘN** - užívané od roku 2001

Tab. 9.2 Přehled změn a technických řešení na 3. bloku EDU v letech 1986 - 1996 [2]

Rok	Označení TŘ	Název, popis, účel, vliv na provoz
1986	B14-020-86:	PG1 - 6 - Úprava uchycení jednodukových vyrovnávacích nádob PG.
1988	TŘ 008/88/Du	PG 2: Výměna kostky SKTOV za nerez.
1988	TŘ 009/88/Du	PG 3: Vybroušení indikace základního materiálu tělesa PG, bez nutnosti vyvaření.
1988	TŘ 010/88/Du	PG 4: Nález UZ indikací v svaru č.46 II. nátrubku. PG 3: Rozměrová odchylka osazení I. víka SK a drážek HK, SK. Řešeno úpravou průměru drátu Ni kroužků.
1989	TŘ 007/89/Du	PG 1,3,4,5,6: Preventivní výměna kostek SKTOV za nerezové.
1989	TŘ 008/89/Du	PG 4: Vady na těsnících plochách I. a II. vík. Plynulé podélné rozbroušení, opakované kontroly.
1989	TŘ 009/89/Du	PG 5: Vybroušení indikací základního materiálu tělesa PG, bez nutnosti vyvaření výbrusů.
1990	TŘ 006/90/Du	PG 1: Poškození těsnící plochy I. víka HK. Oprava vyvařením a přesoustružením celé těsnící plochy.
1991	TŘ 002/91/Du	PG 1 - 6: Typové TŘ pro zaslepování TS trubek. PG 2: Rozměrová odchylka osazení I. víka SK. Řešeno úpravou drátu Ni kroužku. PG 1: Nevyhovující výpočet převýšení drážek SK vůči víku. Řešeno

		úpravou drátu Ni kroužku.
1992	TŘ 013/92/Du	PG 1 - 6: Typové TŘ pro montáž ochranného plechu na RNV po zjištění korozně - erozních děr.
1992	TŘ 014/92/Du	PG 6: Preventivní rekonstrukce RNV horním rozvodem - realizace v r.1992.
1992	TŘ 015/92/Du	PG 6: Vybroušení indikací základního materiálu tělesa PG.
1992	TŘ 016/92/Du	PG 3: Pór na těsnící ploše II. víka SK. Oprava vyvařením a zaleštěním.
1993	TŘ 001/93/Du	PG 1 - 6: Typové TŘ pro rekonstrukci RNV horním rozvodem vč. montáže inovovaného jednoramenného odluhu.
1995		Realizace na PG 5 (3YB15W01)
1996		Realizace na PG 1 a 4 (3YB11,14W01)
2000		Realizace na PG 3 a 6 (3YB13,16W01)
1996	TŘ 002/96/Du	PG 3: Vybrušování kapilárních trhlin ve spodní části I. závitového hnízda č.5 HK. Po nepříznivém vývoji směru trhlin bylo rozhodnuto o výměně horní části kolektoru.

Tab. 9.3 Přehled změn a technických řešení na 3. bloku EDU od roku 1996 [2]

Rok	Označení TŘ	Název, popis, účel, vliv na provoz
1999	B14-4596	Přemístění nátrubků odvodu parovodů PG 31,33,34,36.
2000	B14-4566	Rekonstrukce těsnícího uzlu přírubového spoje II. víka kolektoru PG“
2001		Realizováno na PG 3YB11W01 - HK; 3YB12W01 - HK, SK
2002		Realizováno na PG 3YB13,14,16W01 - HK, SK;
2003		Realizováno na PG 3YB15W01 - HK, SK;
2000	B14-4567	Rekonstrukce těsnícího uzlu přírubového spoje průlezu do PG“ -
2001		Realizováno na PG 3YB12W01
2002		Realizováno na PG 3YB13,14,16W01
2003		Realizováno na PG 3YB15W01
2000	B14-4714	Ochranný plech v okolí horkého primárního kolektoru PG
2001		Realizace na PG 3YB12W01
2002		Realizace na PG 3YB13,14,16W01
2003		Realizace na PG 3YB15W01
2001	B14-4880	Úprava spojovacího materiálu II. vík pro použití utahováku AMTEC“
2002		Realizováno na PG 3YB13,14,16B01 - HK, SK
2003		Realizováno na PG 3YB12W01 - HK; 3YB15W01 - HK, SK
2004		Realizováno na PG 3YB11W01 - HK, SK
2001	B14-4401	Rekonstrukce těsnícího uzlu přírubového spoje s kolektorem primárního okruhu s těsněním z expandovaného grafitu“.
2002		Realizováno na PG 3YB13W01 - HK, SK;
2003		Realizováno na PG 3YB12W01 - HK; 3YB15W01 - HK, SK
2004		Realizováno na PG 3YB11W01 - HK, SK;
2005		Realizováno na PG 3YB12W01 - SK
2002	B14-4956	Hřebenové těsnění primárního kolektoru PG Realizace na PG 3YB12W01 - HK; 3YB15W01 - HK, SK.

2003 2004 2005		Realizace na PG 3YB11W01 - HK, SK Realizace na PG 3YB12W01 – SK Realizace na PG 3YB14,16W01 - HK, SK
2001 2002	B14-4713	Úprava výběhu závitových hnízd primárních kolektorů PG Realizováno na PG 3YB11W01 - HK Realizováno na PG 3YB12W01 - HK
2002 2003 2004 2005	B14-4971	„Konstrukční úprava odvodušňovacího potrubí primárních kolektorů PG“ Realizováno na PG 3YB15W01 - HK, SK Realizováno na PG 3YB11W01 - HK, SK Realizováno na PG 3YB12W01 - HK, SK Realizováno na PG 3YB14,16W01 - HK, SK
2005 2006	B14 - 5395	„Modifikace těsnění bočního průřezu PG“ Realizace na PG 3YB14,16W01 Realizace na PG 3YB15W01
2005	B14-4154/D	„Oprava horní části horkého primárního kolektoru PG VVER 440 3YB14W01“
2005 2006	B14 - 5412	„Utěsnění svorníků primárních kolektorů PG proti průniku media II.O.“ Realizace na PG 3YB16W01 – SK; pouze hnízdo č. 1. Realizace na PG 3YB15,16W01- HK, SK
2007	B14-4971 B14-5395 B14-5412	Konstrukční úprava odvodušňovacího potrubí kolektorů PG 3YB13W01 Modifikace těsnění bočního průřezu PG 3YB13W01 Utěsnění svorníků primárních kolektorů PG proti průniku media II.O. 3YB13W01
2009	B14-5395 B14-5412 B14-5483	Modifikace těsnění bočního průřezu PG 3YB11,12W01 Utěsnění svorníků primárních kolektorů PG proti průniku media II.O. 3YB11,12W01 Přírubový spoj na trase odvodu PG

9.3 Vliv rekonstrukce rozvodu napájecí vody

9.3.1 Systém horního rozvodu napájecí vody

Tento způsob rozvodu napájecí vody má všechny znaky tzv. horního rozvodu napájecí vody. Tvoří jej vidlicová rozváděcí komora $\varnothing 159 \times 6$, na kterou je prostřednictvím trubek $\varnothing 32 \times 2,5$ napojeno šest hubic ve formě krabic, které ústí do horních partií v tzv. horké části teplosměnného svazku trubek a to do jeho vertikální střední mezery vytvořené v něm z důvodu umístění stojek držáků nosných mříží svazku. Po délce parního generátoru jsou hubice umístěny tak, že dvě ústí do kratší horké větve teplosměnného svazku trubek a čtyři do horké větve delší. Hubice jsou distancovány v mezeře svazku plecháči a je na každé z nich zavěšen usměrňovací plech, který směřuje napájecí vodu do horizontální mezery teplosměnného svazku. Zavěšený usměrňovací plech je vůči nosnému systému teplosměnného svazku distancován k tomu účelu upravenými kostkami. Vidlicová komora je svisle uložena v šesti podpěrách. [13]

9.3.2 Srovnání původního (spodního) a horního rozvodu napájecí vody

Po konstrukční stránce je horní rozvod jednodušší. Odpadají v něm rozvodné prvky umístěné pod hladinou vody v PG, které vykazovaly malou životnost a které u spodního rozvodu NV blokují proudění vertikální mezerou horké části svazku teplosměnných trubek. Tomu u původního řešení nebylo. Při původním napájení docházelo k velkému vzdučení hladiny vody po délce svazku teplosměnných trubek PG blíže k horkému kolektoru. Horní rozvod NV násobí účinky spodního rozvodu tím, že využívá k intenzifikaci přívodu napájecí a oběhové vody do svazku prakticky nejen celou mezeru ve střední části svazku teplosměnných trubek (svislá mezera v centrálních partiích horké části svazku), ale i horizontální mezeru, která ve svazku zůstala po původním provedení spodního rozvodu NV. To má vliv na vzdučení hladiny nad horkou částí svazku, ale především povzbuzuje proudění oběhové vody. Tento rozvod NV proto zmenšuje vzdučení hladiny vody nad horkými partiemi svazku. Spodní rozvod NV při původním provedení neřeší zcela otázku snížení tepelného zatížení svazku, protože prostředek k tomu, chladnou resp. nedohřátou napájecí vodu zavádí jen do jedné poloviny horké partie svazku. Naopak horní rozvod tím, že zavádí vodu na hladinu a do horkých partií svazku a především pak do svislé centrální mezery svazku, dopomáhá k rovnoměrnému tepelnému zatížení obou jeho horkých polovin. [13]

Při použití horního rozvodu NV:

- dochází k usměrnění cirkulace vody v horní části parního generátoru
- vysoká turbulence, vyvolaná přílivem napájecí vody nad hmotnostní hladinu v hubicích, mající charakter vírů, dopomáhá k velmi rychlému dohřevu napájecí vody
- je podporována stabilní cirkulace (přirozená) v obou částech horkého svazku
- dochází oproti spodnímu rozvodu NV k podstatnému snížení tepelného zatížení a k jeho zrovnoměrnění v horních řadách trubek horizontálního průřezu horké části svazku teplosměnných trubek
- dochází ke zrovnoměrnění hladiny co do její výšky a tak k zabránění obnažování horních řad trubek teplosměnného svazku

Tab. 9.4 Porovnání původního provedení a provedení s horním rozvodem napájecí vody [13]

Účinek	Původní RNV	Horní RNV
Vliv koncepce rozvodu na vibrace (svazku a celku)	0	0
Vliv koncepce rozvodu na hydraulické poměry PG	0	+
Vliv koncepce rozvodu na tepelné poměry PG	0	+
Vliv koncepce na jednoduchost konstrukce rozvodu	0	+
Vliv koncepce na čistotu a vlhkost páry	0	+
Vliv koncepce na koncentraci solí v oběhové vodě	0	0
Vliv koncepce rozvodu na životnost svazku trubek	0	+
Vliv koncepce rozvodu na tepelné poměry napájecího nátrubku	0	+
Vliv koncepce na kontrolu stavu rozvodu	0	+
Vliv koncepce rozvodu na opravy napájecí soustavy	0	+
Vliv koncepce na odkalování PG	0	0

9.4 Vliv zaslepování trubek

9.4.1 Dosavadní provoz

Jeden z nejdůležitějších uzlů na PG z hlediska životnosti a jaderné bezpečnosti je svazek TS trubek. Z dosavadního provozu jednoznačně vyplývá, že k narušování TS trubek dochází z vnějšího povrchu TS trubek a ze strany horkého kolektoru - uvedené závěry vyplývají z kontroly vířivými proudy. Rozvoj vad z vnitřního povrchu se nepotvrdil a z tohoto důvodu můžeme konstatovat, že vady TS trubek typu přeložek a otlaků z vnitřního povrchu nemají takový vliv na netěsnost a zaslepování TS trubek. [2]

Přehled o počtu zaslepených trubek je uveden v tabulce 9.5. Z tabulky vyplývá, že nejvíce teplosměnných trubek na 3. bloku zůstává zaslepeno na PG 36 (3YB16W01), tj. 40 ks, což činí z celkového počtu teplosměnných trubek 5536 pouze 0,723 %, což se jeví jak z hlediska životnosti, tak i z hlediska ovlivnění přestupu tepla, po 22 letech provozu za zanedbatelné číslo. [2]

Tab. 9.5 Počet teplosměnných trubek zaslepených během provozu k 31.12.2008 [2]

PG	BLOK							
	1		2		3		4	
	ZASLEPENÉ TEPLOSMĚNNÉ TRUBKY (5 536 trubek na PG)							
	ks	%	ks	%	ks	%	ks	%
1	5	0,090	0	0,00	0	0,00	44	0,795
2	12	0,217	8	0,145	4	0,072	9	0,163
3	18	0,325	17 (13)	0,307	2	0,036	13 (8)	0,235
4	20 (1)	0,361	42	0,759	10	0,181	4 (2)	0,072
5	10	0,181	6	0,108	2 (2)	0,036	2 (2)	0,036
6	6 (2)	0,108	60	1,084	40	0,723	4 (1)	0,072
Σ	70		128		58		73	

(x) z toho počet zaslepených trubek z výroby

9.4.2 Odhad dalšího provozu

Počty zaslepených trubek v jednotlivých PG jsou uvedeny na výkonové hladině 100 % P_{nom} . Pokud budeme uvažovat PG 3. bloku s nejvyšším počtem zaslepených trubek za přibližně 20 let provozu (40 zaslepených trubek) a zvýšení výkonové hladiny na 105 % P_{nom} , pak počet zaslepených trubek za dalších přibližně 20 let provozu PG bude celkem

$$n_i = 40 + 40 \cdot 1,05 = 82 \text{ zaslepených trubek} \quad (9-1)$$

což představuje z celkového počtu teplosměnných trubek 5536 pouze 1,481 %. Provedeme-li stejný odhad, ovšem pro v budoucnu uvažovanou výkonovou hladinu 107 % P_{nom} , pak za 20 let provozu bude zaslepeno celkem

$$n_i = 40 + 40 \cdot 1,07 = 83 \text{ trubek} \quad (9-2)$$

což představuje pouze 1,499 %.

10. ZÁVĚR

Práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část. Teoretická část je zpracována v kapitolách 2 a 3. V kapitole 2 je vysvětlen princip činnosti parního generátoru bloku VVER 440 a jeho hlavní konstrukční části. Úvod kapitoly 3 osvětluje pojem součinitele prostupu tepla, dále jsou uvedeny dva teoretické výpočtové modely k určení součinitele. Teoretické modely ovšem počítají pouze se střední teplosměnnou trubkou parogenerátoru. Přesnější výpočtový model by zřejmě poskytl rozdělení celého trubkového svazku na jednotlivé sekce, na které by byly aplikovány teoretické rovnice.

Cílem práce je posoudit změny prostupu tepla v parogenerátorech 3. bloku jaderné elektrárny Dukovany po více než dvaceti letech provozu v souvislosti se zvýšením nominálního výkonu reaktoru o 5 %, k čemuž slouží právě součinitel prostupu tepla. Praktická část zahrnuje výpočet skutečného součinitele prostupu tepla s využitím dat z uvádění 3. bloku EDU do provozu v roce 1986. V kapitole 6 je opět počítán skutečný součinitel prostupu tepla ovšem model využívá dat, která byla naměřena po zvýšení výkonu 3. bloku EDU v roce 2009. Obě závislosti se od sebe v podstatě neliší. Pouze hodnoty skutečného součinitele prostupu tepla kolem výkonové hladiny 50 % P_{nom} se výrazněji liší, což je způsobeno tím, že tento výpočtový model neuvažuje dohřev napájecí vody na teplotu sytosti. Problematiku dohřevu napájecí vody na teplotu sytosti ovšem bere v úvahu model pro určení transponovaného součinitele prostupu tepla, který nejlépe vypovídá o tepelných poměrech v PG. Transponovaný součinitel prostupu tepla však není reálná hodnota, nýbrž pouze hodnota sloužící k porovnání. Model rovněž využívá jak dat ze spouštění bloku do provozu, tak i dat z měření po zvýšení výkonu bloku. Výsledné hodnoty z obou zdrojů dat se od sebe liší jen minimálně. To je zřejmě způsobeno změnami realizovanými na PG 3. bloku od data jeho spuštění. Z naměřených dat se nedá určit pokles skutečného součinitele prostupu tepla, protože po změnách realizovaných na 3. bloku od data jeho spuštění se součinitel za 23 let provozu v podstatě nezměnil. Pokud by ke změnám na PG nedošlo a především pokud by nedošlo k rekonstrukci rozvodu napájecí vody tzv. horním rozvodem, pak by se součinitel prostupu tepla vlivem více než dvacetiletého provozu patrně zhoršil. V kapitole 9 je provedena úvaha zmenšení teplosměnné plochy v závislosti na počtu zaslepených trubek. Pokud bude tendence nutnosti zaslepení teplosměnných trubek pokračovat ve stejném tempu, nastoleném dosavadním provozem, pak ani v případě PG s nejvyšším počtem zaslepených trubek na sledovaném 3. bloku nedojde k výraznému zmenšení celkové teplosměnné plochy PG. Bereme-li v úvahu dalších 20 let provozu při zvýšeném výkonu bloku až na 107 % P_{nom} , pak předpokládaný počet zaslepených trubek z celkových 5536 činí pouze 1,5 %. Z pohledu prostupu tepla, resp. součinitele prostupu, mohou být parní generátory provozovány, i na zvýšené výkonové hladině, ještě minimálně dalších 20 let, aniž by došlo k výraznému zhoršení.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MATAL, Oldřich. *Jaderné reaktory a jejich chlazení*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2001. 117 s. ISBN 80-214-2028-6.
- [2] *Dokumentace EDU*.
- [3] DUBŠEK, František. *Jaderná energetika*. 2. doplněné vyd. Brno: PC-DIR, spol. s.r.o. Brno, 1997. 216 s. ISBN 80-214-0833-2.
- [4] *Vstupní data pro bezpečnostní analýzy EDU: Kapitola 2 - Sekundární okruh*. Předprovozní bezpečnostní zpráva. ČEZ-JE Dukovany, 2005. 161 s.
- [5] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2001. 160 s. ISBN 80-214-2029-4.
- [6] *Vyhodnocení spouštění III. Bloku JE Dukovany*.
- [7] MAREŠ, R. - ŠIFNER, O. - KADRNOŽKA, J. *Tabulky vlastností vody a páry*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství VUTIUM Brno, 1999. 156 s. ISBN 80-214-1316-6.
- [8] SAZIMA, M. - KMONÍČEK, V. - SCHNELLER, J. a kol. *Technický průvodce 2: Teplo*. 1. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury Praha, 1989. 592 s. ISBN 80-03-00043-2.
- [9] OCHRANA, Ladislav. *Kotle a výměníky tepla*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2004. 85 s. ISBN 80-214-2847-3.
- [10] *Souhrnná dokumentace pro spouštění I. Bloku JE Dukovany: E 21 – Program určení koeficientu prostupu tepla PG*.
- [11] *Vyhodnocení testů VPR (Využití projektových rezerv) 3. bloku EDU: Program měření hlavních parametrů bloku – PMPB1*.
- [12] *Vyhodnocení testů VPR (Využití projektových rezerv) 3. bloku EDU: Program měření tlakových ztrát v parovodech a HPK – PMTZ1*.
- [13] DUBŠEK, František. *Porovnání dvou variant řešení napájení parního generátoru pro bloky VVER 440*. Posudek. Energetický ústav FSI VUT v Brně, 1996.
-

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

EDU		jaderná elektrárna Dukovany
HK		horký kolektor
JE		jaderná elektrárna
NV		napájecí voda
PG		parní generátor
RNV		rozvod napájecí vody
SK		studený kolektor
SKTOV		systém kontroly těsnosti ochranných výklenků
TS		teplosměnná
d	m	tloušťka teplosměnné trubky
D_{in}	m	vnitřní průměr teplosměnné trubky
D_{out}	m	vnější průměr teplosměnné trubky
D_{st}	m	střední průměr teplosměnné trubky
i_p	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	entalpie syté páry
i_{nv}	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	entalpie napájecí vody
i_{sv}	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	entalpie syté páry
k, k_F	$\text{MW}\cdot\text{°C}^{-1}$	součinitel prostupu tepla
k_{Dst}	$\text{MW}\cdot\text{°C}^{-1}$	součinitel prostupu tepla pro střední průměr teplosměnné trubky
k_{Ftrans}	$\text{MW}\cdot\text{°C}^{-1}$	transponovaný součinitel prostupu tepla
$k_{F105\%}$	$\text{MW}\cdot\text{°C}^{-1}$	součinitel prostupu tepla pro hladinu 105 % nominálního výkonu
$k_{F107\%}$	$\text{MW}\cdot\text{°C}^{-1}$	součinitel prostupu tepla pro hladinu 107 % nominálního výkonu
k_{in}	$\text{MW}\cdot\text{°C}^{-1}$	součinitel prostupu tepla vztažený k vnitřnímu povrchu teplosměnné trubky
k_{out}	$\text{MW}\cdot\text{°C}^{-1}$	součinitel prostupu tepla vztažený k vnějšímu povrchu teplosměnné trubky
L	m	délka teplosměnné trubky

L_h	m	hydrodynamická náběhová délka
m	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	hmotnostní průtok
m_{chl}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	hmotnostní průtok chladiva
m_{nv}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	hmotnostní průtok napájecí vody
$\overline{m_{nv}}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	průtok napájecí vody před korekcí
m_{odl}	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	hmotnostní průtok odluhu
n_t	-	počet teplosměnných trubek
Nu	-	Nusseltovo číslo
O_{st}	m^2	průtočný průřez svazku trubek v jednom PG
$P_{100\%}$	MW	výkon pro hladinu 100 % nominálního výkonu
$P_{105\%}$	MW	výkon pro hladinu 105 % nominálního výkonu
$P_{107\%}$	MW	výkon pro hladinu 107 % nominálního výkonu
Δp	MPa	tlaková změna
$\overline{\Delta p}$	MPa	tlaková změna před korekcí (porovnávací)
P_{nom}	MW	výkon nominální hladiny
p_p	MPa	tlak syté páry
P_{PG}	W	tepelný výkon PG
Pr	-	Prandtlovo číslo
Pr_{sp}	-	Prandtlovo číslo (určeno dle střední teploty proudu vody)
Pr_{st}	-	Prandtlovo číslo (určeno dle střední teploty teplosměnné trubky)
P_t	W	tepelný výkon jedné teplosměnné trubky PG
q	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$	tepelné zatížení, měrný tepelný tok
Q	W	tepelný tok
r_{in}	m	vnitřní poloměr teplosměnné trubky
r_{out}	m	vnější poloměr teplosměnné trubky
R	$\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$	tepelný odpor
R_1	$\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$	tepelný odpor na vnitřní straně teplosměnné trubky
R_2	$\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$	tepelný odpor na vnější straně teplosměnné trubky
Re	-	Reynoldsovo číslo
R_λ	$\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$	tepelný odpor vedením tepla stěnou teplosměnné trubky

S	m^2	teplosměnná plocha, průtočný průřez
S_{int}	m^2	vnitřní teplosměnná plocha jedné teplosměnné trubky
S_{outt}	m^2	vnější teplosměnná plocha jedné teplosměnné trubky
S_{ss}	m^2	střední teplosměnná plocha svazku trubek
t_1	$^{\circ}C$	teplota horké primární vody na vstupu do teplosměnných trubek
t_2	$^{\circ}C$	teplota studené primární vody na výstupu z teplosměnných trubek
\bar{t}_1	$^{\circ}C$	teplota horké primární vody na vstupu do teplosměnných trubek před korekcí
\bar{t}_2	$^{\circ}C$	teplota studené primární vody na výstupu z teplosměnných trubek před korekcí
t_{nv}	$^{\circ}C$	teplota napájecí vody
t_p	$^{\circ}C$	teplota syté páry
t_{prim}	$^{\circ}C$	průměr teplot primární vody
t_{sp}	$^{\circ}C$	střední teplota proudu vody
t_{st}	$^{\circ}C$	střední teplota teplosměnné trubky
t_{w1}	$^{\circ}C$	teplota stěny teplosměnné trubky na primární straně
t_{w2}	$^{\circ}C$	teplota stěny teplosměnné trubky na sekundární straně
t_{∞}	$^{\circ}C$	teplota tekutiny v dostatečné vzdálenosti od teplosměnné trubky
Δt	$^{\circ}C$	teplotní diference
Δt_{ln}	$^{\circ}C$	logaritmický teplotní spád
v	$m.s^{-1}$	rychlost proudu tekutiny
w_s	$m.s^{-1}$	průměrná rychlost vody v teplosměnné trubce PG
α	$W.m^{-2}.K^{-1}$	součinitel přestupu tepla
α_{in}, α_1	$W.m^{-2}.K^{-1}$	součinitel přestupu tepla na vnitřní straně teplosměnné trubky
α_{out}, α_2	$W.m^{-2}.K^{-1}$	součinitel přestupu tepla na vnější straně teplosměnné trubky
σ_1	$^{\circ}C$	odchylka teploty horké větve od průměru
σ_2	$^{\circ}C$	odchylka teploty studené větve od průměru
ρ	$kg.m^{-3}$	hustota proudu tekutiny

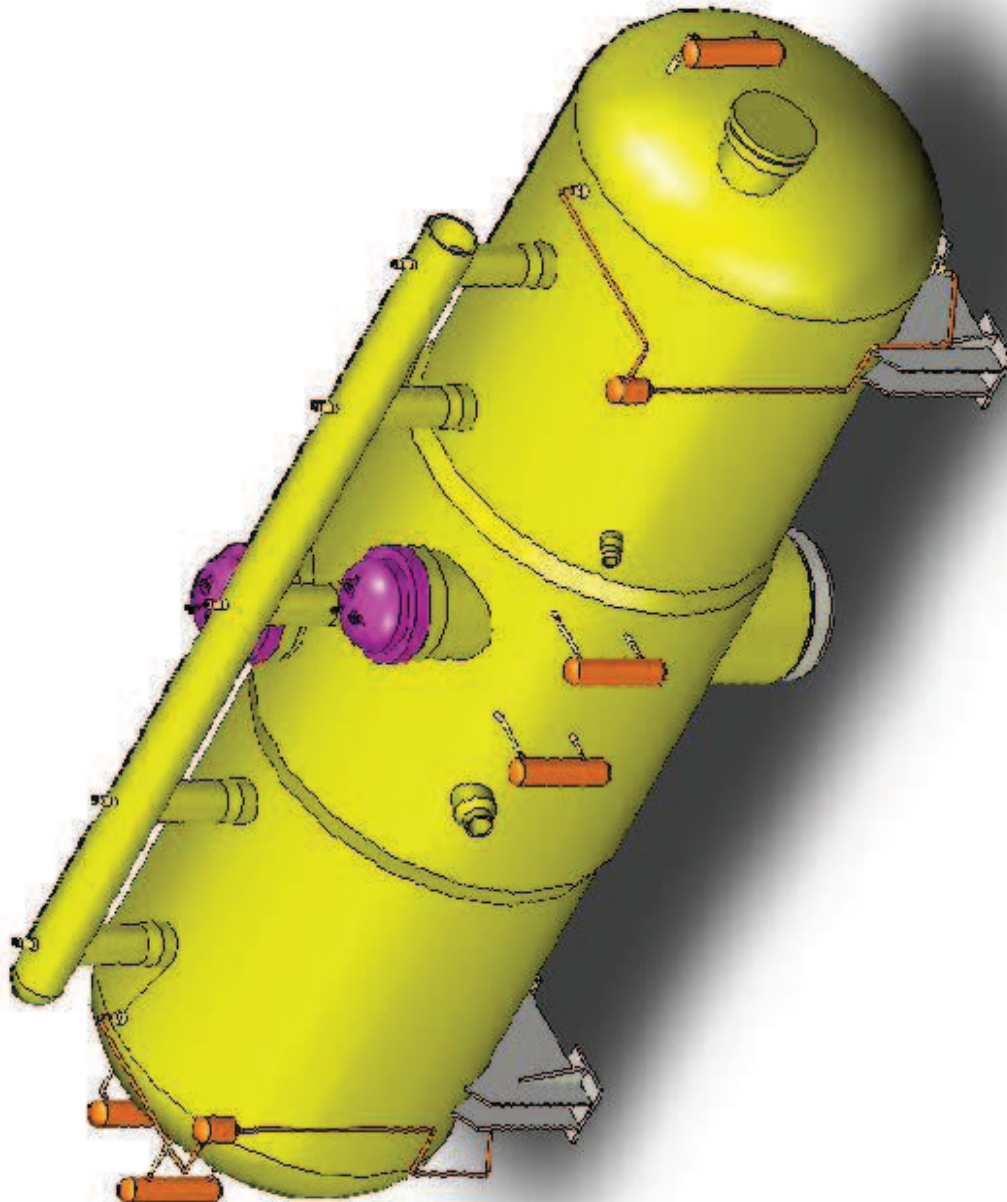
ρ_{nv}	kg.m^{-3}	hustota napájecí vody
$\rho_{nv220^\circ\text{C}}$	kg.m^{-3}	hustota napájecí vody při 220 °C
ρ_{sp}	kg.m^{-3}	hustota (určena dle střední teploty proudu vody)
ρ_{st}	kg.m^{-3}	hustota (určena dle střední teploty teplosměnné trubky)
μ_{st}	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	kinematická viskozita (určena dle střední teploty teplosměnné trubky)
μ_{sp}	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	kinematická viskozita (určena dle střední teploty proudu vody)
ν_{sp}	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	dynamická viskozita (určena dle střední teploty proudu vody)
ν_{st}	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	dynamická viskozita (určena dle střední teplosměnné teploty trubky)
λ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	tepelná vodivost
λ_{sp}	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	tepelná vodivost proudu vody
λ_t	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	tepelná vodivost materiálu teplosměnných trubek (při cca 280 °C)
π	-	Ludolfovo číslo



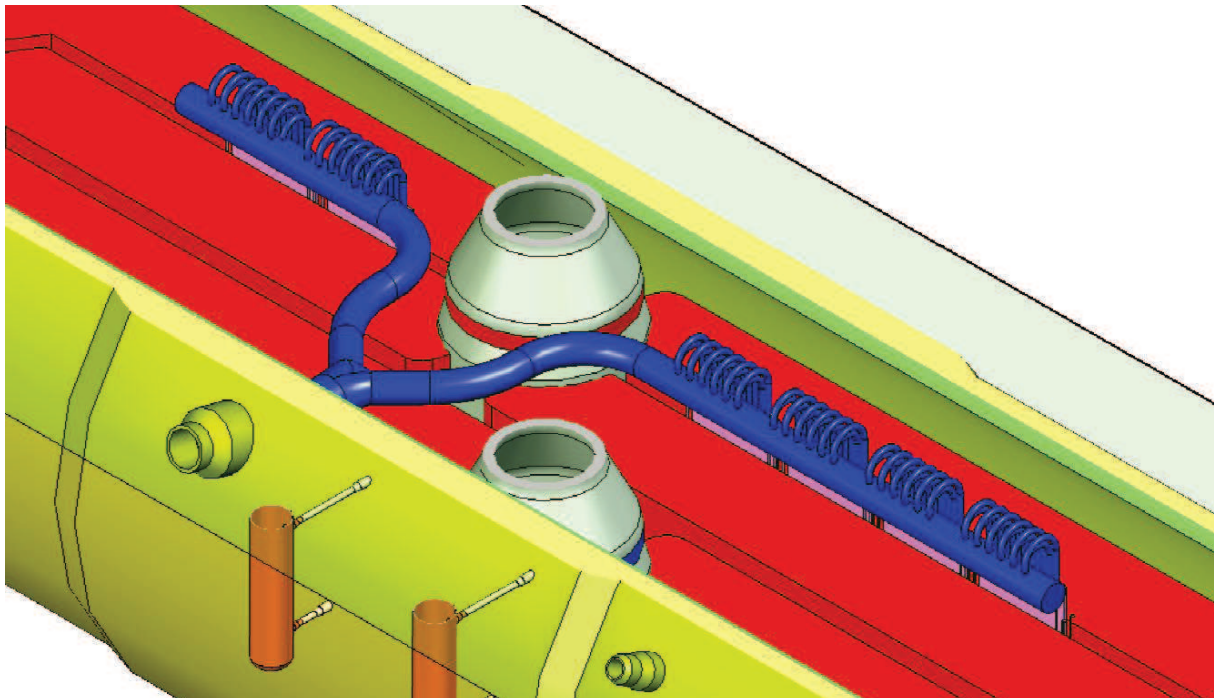
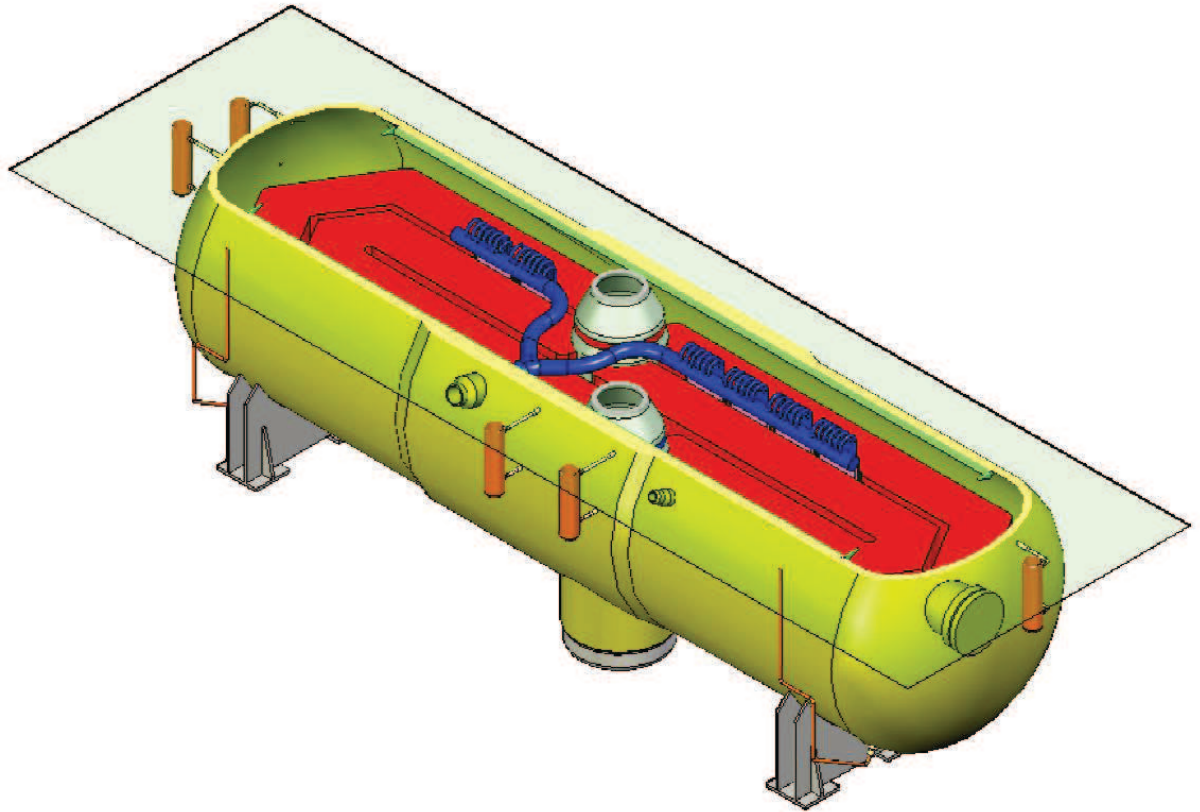
SEZNAM PŘÍLOH

- **Prostorový model PG VVER 440**
- **Prostorový model horního rozvodu napájecí vody PG VVER 440**
- **Snímek PG VVER 440**
- **Snímek primárního a sekundárního víka**
- **Snímek vnitřní části PG**

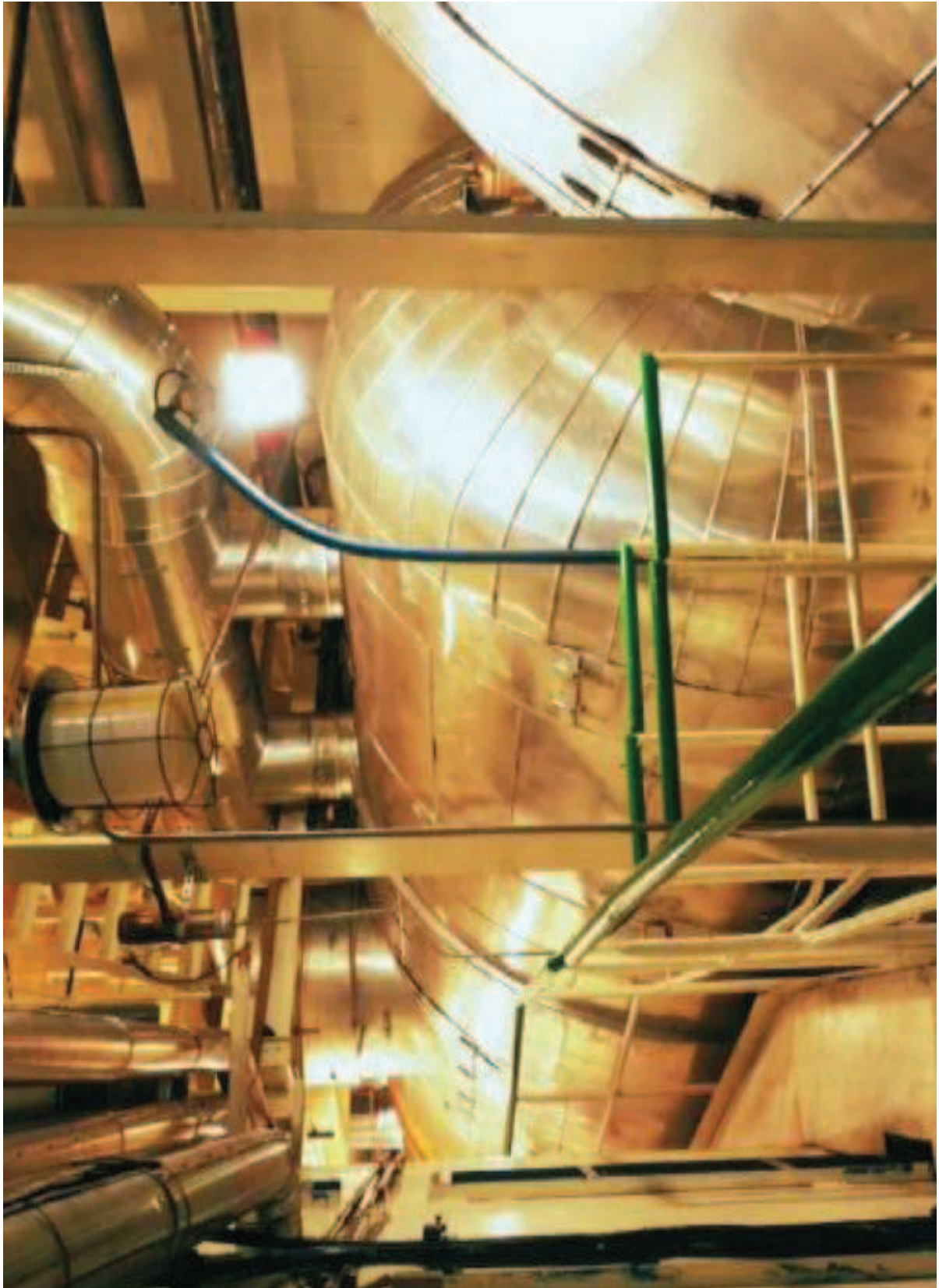
- Prostorový model PG VVER 440



- Prostorový model horního rozvodu napájecí vody PG VVER 440



- Snímek PG VVER 440



- Snímek primárního a sekundárního víka



- Snímky vnitřní části PG

