



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PŘEPOČET SEKUNDÁRNÍHO OKRUHU JADERNÉ ELEKTRÁRNY PRO NENÁVRHOVÉ PODMÍNKY

NUCLEAR POWER PLANT SECONDARY CIRCUIT RECALCULATION FOR OFF-DESIGN CONDITIONS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Oulehla

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel

Milčák

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jan Oulehla**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Milčák**
Akademický rok: 2022/23

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:

Přepočít sekundárního okruhu jaderné elektrárny pro nenávrhové podmínky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jaderná energetika má v rámci trvalé udržitelnosti nezpochybnitelné místo. V současnosti je ve světě ve fázi výstavby přibližně padesát reaktorů. Přepočít sekundárního okruhu jaderné elektrárny pro nenávrhové podmínky je důležitý z hlediska návrhu všech komponent jaderně–energetických zařízení.

Cíle diplomové práce:

- stručný úvod do problematiky řešeného úkolu,
- provedení návrhového výpočtu u hlavních zařízení tepelného schématu,
- popis hlavních zařízení tepelného schématu při změně provozních podmínek,
- analýza chování sekundárního okruhu jaderné elektrárny pro nenávrhové podmínky v rozsahu minimálního až maximálního výkonu.

Seznam doporučené literatury:

BEČVÁŘ, Josef. Jaderné elektrárny. 2. vyd. Praha: SNTL/ALFA, 1981, 634 s.

KLIK, František a Jaroslav DALIBA. Jaderná energetika. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 189 s. : il. ; 30 cm. ISBN 80-01-02550-0.

DUBŠEK, František. Jaderná energetika. Brno: PC DIR, 1994, 209 s. ISBN 80-214-0538-4.

MURRAY, Raymond LeRoy a Keith E HOLBERT. Nuclear energy: an introduction to the concepts, systems, and applications of nuclear processes. 7th ed. Amsterdam: Elsevier, 2015, xvii, 550 s. : il. ISBN 978-0-12-416654-7.

KRBEK, Jaroslav, Jan FIEDLER a Bohumil POLESNÝ. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem práce je popsat provozní vlastnosti sekundárního a terciárního okruhu jaderné elektrárny Dukovany pro nenávrhové výkonové stavy a zhodnotit jejich vliv na jednotlivé komponenty. Teoretický rozbor je podložen simulací chování systému s použitím výpočtového programu EES.

Klíčová slova

Jaderná elektrárna, nenávrhový stav, kondenzátor, parogenerátor, parní turbína, regenerační ohřívač

ABSTRACT

The aim of this thesis is to describe the operational characteristics of the secondary and tertiary circuit of the Dukovany nuclear power plant for non-design power states and to evaluate their impact on individual components. The theoretical analysis is supported by simulation of the system's behavior using the EES computational program.

Key words

Nuclear power plant, non-design state, condenser, steam generator, steam turbine, regenerative heater

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

OULEHLA, Jan. *Přepočít sekundárního okruhu jaderné elektrárny pro nenávrhové podmínky* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/148594>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Přepočít sekundárního okruhu jaderné elektrárny pro nenávrhové podmínky** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu, Ing. Pavlu Milčákovi, za odborné rady a podporu při vypracování mé diplomové práce. Zároveň bych chtěl poděkovat dalším vyučujícím Energetického ústavu VUT FSI a provozním technikům JE Dukovany za relevantní informace a materiály.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Specifika provozu při jiných než návrhových stavech	12
1.1 Návrhové podmínky	12
1.2 Rozdělení nenávrhových podmínek.....	12
1.2.1 Výkonové nenávrhové podmínky z důvodu regulace	12
1.2.2 Nenávrhové podmínky z důvodu změny vlastností zařízení.....	12
1.2.3 Nenávrhové podmínky z důvodu odstávky jednotlivých prvků zařízení	12
1.3 Výkonové nenávrhové podmínky	13
1.3.1 Rozpětí regulace, legislativní požadavky a ekonomické motivace.....	13
1.3.2 Modernizace a zvyšování výkonu	14
1.4 Efekt změny výkonu na jednotlivé prvky i zařízení jako celek	14
1.4.1 Parogenerátor	14
1.4.2 Turbína	15
1.4.3 Kondenzátor	15
1.4.4 Regenerační ohříváky	17
1.4.5 Celková účinnost systému	17
2 Návrh vybraných prvků	18
2.1.1 Kondenzátor	18
2.1.2 Regenerační ohříváky.....	20
2.1.3 Parogenerátor	26
3 Návrh bilance systému.....	35
3.1 Postupy a zjednodušení užitá při výpočtu jednotlivých komponent.....	35
3.1.1 Parogenerátor	35
3.1.2 Parní turbína	35
3.1.3 Přehřívák	37
3.1.4 Kondenzátor	39
3.1.5 Regenerační ohříváky.....	42
3.1.6 Celková bilance systému	45
3.2 Zhodnocení výpočtu	47
DISKUSE	49
ZÁVĚR.....	50
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	51
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	53
SEZNAM OBRÁZKŮ	55
SEZNAM TABULEK A GRAFŮ.....	56
SEZNAM PŘÍLOH	57

ÚVOD

Jaderná energetika je v této době uvažována jako budoucí stěžejní pilíř výroby elektrické energie v České republice. V rámci vyšší implementace obnovitelných zdrojů energie do energetické sítě rostou požadavky na regulační schopnosti zařízení a zajištění provozu i při širší škále výkonu.

První kapitola se zabývá definicí nenávrhových podmínek, shrnutím jejich možných příčin a teoretickým zhodnocením vlivu rozdílných provozních podmínek na jednotlivé prvky sekundárního a terciárního okruhu jaderné elektrárny i provoz systému jako celku.

Druhá kapitola se věnuje popisu numerické simulace konkrétního zařízení, provedené v programu EES a dalších kancelářských podpůrných programech, jejíž cílem je podpořit tvrzení vyslovené v první kapitole diplomové práce. Práce je doplněna přílohou obsahující schémata sekundárního okruhu pro vybrané modelové situace, která jsou zde zastoupena výkonovým rozpětím 50-108 % při referenčních venkovních podmínkách, modelovým letním a zimním provozem a provozem při výpadku vysokotlaké regenerace.

1 Specifika provozu při jiných než návrhových stavech

1.1 Návrhové podmínky

Pro definici tématu je nejprve nutné uvést, co je myšleno pojmem návrhové podmínky. Jako návrhové podmínky jsou uvažovány provozní parametry odpovídající provozu za plného výkonu a při plné funkčnosti. V této práci je vzhledem k předchozímu vyjádření primárně popisováno chování jednotlivých prvků při jiném než základním zatížení a při rozdílném než nominálním průtoku médií. Mezi nenávrhové podmínky jsou dále uvažovány i změny vlastností zařízení z důvodu degradace, a to z důvodů popsanych v kapitole 1.2.2., avšak ty jsou v práci až na výjimky popisovány pouze teoreticky.

1.2 Rozdělení nenávrhových podmínek

1.2.1 Výkonové nenávrhové podmínky z důvodu regulace

Základním stavem, který se odlišuje od nominálních podmínek, je změna výkonu zařízení z důvodu regulace. Důvody regulace mohou být založeny na vnějších i vnitřních vlivech, v případě vnějších vlivů například na poptávce elektřiny a stavu ostatních elektráren v síti a změnách počasí. Regulace z důvodu vnitřních vlivů je typicky založena na potřebě snižovat výkon z důvodu poruchy, testování, kontroly a údržby zařízení.

1.2.2 Nenávrhové podmínky z důvodu změny vlastností zařízení

Při dlouhodobém provozu dochází přirozeně k degradaci materiálů a komponent, která následně, téměř vždy negativně, ovlivňuje funkci zařízení.

V případě parních turbín patří mezi nejčastější typy degradace zasolování a abraze lopatek. Zasolování lopatek vede k snižování průtočných průřezů, změně tvaru profilu lopatek a ke vzniku turbulencí. V případě nerovnoměrného zasolení lopatek mohou navíc způsobovat nerovnováhu rotoru a tím zvyšovat problémy s vibracemi. Zasolování lopatek může vést i k vyššímu riziku koroze, a to i v případě využití speciálních korozivzdorných materiálů. Druhým případem degradace parních turbín je abraze, tedy mechanické odstraňování materiálu z povrchu lopatek turbíny vlivem opakovaného tření s částicemi, jako jsou například vodní kapky či částičky vysrážených solí. Abraze opět negativně ovlivňuje účinnost turbíny z důvodu změny tvaru profilu lopatek a poškození povrchu lopatek. Abraze také způsobuje opotřebení lopatek, což může vést až k jejich selhání a odtržení od rotoru. Zasolování i abraze se projevují nižší termodynamickou účinností turbíny a větším zvýšením entropie při expanzi, což je možné sledovat při vykreslení expanzní linie v T-s diagramu jako posun výstupního stavu směrem doprava.

V případě tepelných výměníků, které jsou v kapitole 2 reprezentovány regeneračními ohříváky, kondenzátorem a parogenerátorem, je nejčastějším důvodem změny vlastností zařízení zanášení. Zanášení, tedy tvorba nánosů a nečistot na teplosměnných plochách výměníku, může být biologického (řasy, sinice, mlži), mechanického (sedimenty a nečistoty) nebo chemického (oxidy a karbonáty) původu. Zanášení má negativní vliv na prostup tepla ve výměníku a z důvodu snížení průtočných průřezů i na tlakové ztráty systému. V extrémních případech může zanášení z důvodu snížení odvodu tepla vést k poškození teplosměnných ploch. Typickými projevy zanášení výměníků jsou tedy nižší výstupní teploty ohřivaného média, respektive vyšší chlazeného, a vyšší tlakové ztráty mezi vstupem a výstupem výměníku.

1.2.3 Nenávrhové podmínky z důvodu odstávky jednotlivých prvků zařízení

V případě energetických zařízení vybavených paralelně zapojenými zařízeními, jako jsou čerpadla, turbíny či tepelné výměníky, je v případě poruchy na jednom z duplicitních zařízení potenciálně možné pokračovat v provozu při sníženém výkonu. V případě zdrojů základního

zatížení, mezi které patří právě jaderné elektrárny, je snaha se tomuto provozu, i z bezpečnostních důvodů, vyhnout za pomoci redundance. V případě parních elektráren bývá tento provoz častější, a to za pomoci systému společného parovodu, kdy bývá více kotlů propojeno společným rozvodem páry k více turbínám. V případě některých jaderných elektráren, mezi něž spadá i JE Dukovany, je reaktor možné provozovat při sníženém výkonu s pouze jedním z více paralelních parogenerátorů v provozu. Tento scénář nebývá uskutečňován dlouhodobě. Není vhodný z ekonomických i technických důvodů, jako jsou nevhodnost a změna termohydraulických podmínek v reaktoru, počet jeho opakování v případě záměrné odstávky jednoho z parogenerátorů z důvodu podpůrných služeb (dále jen PpS) je v kampani omezen. Mezi prvky, jejichž výpadek by mohl vést k ovlivnění procesů v jaderné elektrárně, ale nevedl by k její odstávce, patří například čerpadla a ventily v chladicím okruhu, částečný výpadek jejich funkce by vedl ke snížení průtoku chladicí vody a následnému zvýšení teploty a kondenzačního tlaku v kondenzátoru. To by mělo za následek snížení výkonu generovaného na turbosoustrojí.

1.3 Výkonové nenávrhové podmínky

1.3.1 Rozpětí regulace, legislativní požadavky a ekonomické motivace

Nejčastějším důvodem výkonových odchylek od základního zatížení je poskytování PpS. Podpůrné služby jsou způsob poskytování regulačního výkonu od výrobců elektrické energie provozovateli přenosové soustavy. Tento poskytnutý regulační výkon slouží k udržení rovnováhy mezi výrobou a spotřebou elektrické energie a tím k zajištění kvality a spolehlivosti dodávky elektrické energie, a to na základě udržení frekvence a napětí v síti na hodnotách definovaných Kodexem PS [1].

Jaderná elektrárna Dukovany je schopna poskytovat širokou škálu podpůrných služeb, mezi něž spadá Primární regulace výkonu (FCP, dříve PR), Sekundární regulace (aFRP, dříve SR), Minutová záloha (mFRPt, dříve MZt), Sekundární regulace napětí a jalového výkonu (SRUQ případně ASRU), Výroba do ostrovního provozu (OP), dodatečné snížení výkonu v rámci Procesu náhrady záloh (SV₃₀) a další služby na základě pokynů dispečinku ČEZ a PPS. Z důvodu vyčerpání není poskytována ani certifikována služba Primární regulace výkonu. Poskytování podpůrných služeb je motivováno tržními mechanismy, kdy po splnění technických certifikací a při vysoutěžení regulačního objemu je poskytovatelům PpS hrazena poskytnutá energie, případně rezervovaný výkon, jako regulační energie, případně jsou jim hrazeny kapacitní platby [2].

Tabulka 2.1 Podpůrné služby certifikované elektrárnou Dukovany

Služba	Poskytované parametry
aFRP (SR)	$P_{aFRP} = +/- 10 \div 15 MW_e$
mFRP15+ (MZ15P)	$P_{mFRP15+} = 10 \div 20 MW_e$
mFRP15- (MZ15M)	$P_{mFRP15-} = -10 \div -66 MW_e$
SV ₃₀	$P_{SV} = -10 \div -90 MW_e$
ASRU	$Q_r = -72 \div 167 MVAR$
OP	$P_{minROP} = 44 MW_e$

Hodnoty popsané v Tabulka 2.1 jako poskytované parametry vyjadřují možné odchylky od obvykle nominálního výkonu pro případ záporné regulace výkonu a sníženého výkonu v případě kladné regulace. Výjimkou je hodnota $P_{\min\text{ROP}} = 44 \text{ MWe}$, vyjadřující minimální certifikovaný výkon pro pokrytí vlastní spotřeby při činnosti v ostrovním provozu a hodnota Q_r , s významem minimálního a maximálního jalového výkonu, a to vyjádřeného v megavoltampérech, tedy jednotce jalového výkonu, rozměrově shodné s megawatty.

Nejčastěji poskytované služby jsou služby aFRP a mFRP15. V případě aFRP jde o změnu výkonu v rozsahu dle Tabulka 2.1 Podpurné služby certifikované elektrárnou Dukovany a to v časovém intervalu nejpozději do 7,5 minuty od momentu požadavku ze strany PPS. Tento časový požadavek bude dále od 18.12.2024 zkrácen na 5 minut od požadavku. Služba mFRP15 zajišťuje případné nahrazení regulačního výkonu poskytovaného v rámci aFRP, a to v časovém intervalu do 15 minut od momentu požadavku. V případě delšího trvání regulační potřeby je poskytována služba procesu náhrady záloh SV₃₀, uváděná také jako RR-, její poskytování není financováno pomocí kapacitních plateb za rezervovaný výkon, ale pouze pomocí plateb za skutečně poskytnutý výkon v rámci PpS [2].

V rámci podpurné služby Ostrovní provoz (OP), je elektrárna v případě výpadku elektrifikační sítě schopna přejít na vlastní spotřebu a podílet se na obnovení sdílené externí sítě. Pro umožnění startu v podmínkách Ostrovního provozu je elektrárna vybavena přímým elektrickým spojením s přečerpávací vodní elektrárnou Dalešice.

Poskytování PpS je také ovlivněno technickými a bezpečnostními omezeními reaktoru. Počet opakování výkonových odchylek během jedné palivové kampaně je omezen, a to již pro pokles o 9 % nominálního výkonu až po stav odstavení jednoho turbosoustrojí v rámci bloku. Pokles o méně než 9 %, v jehož rozsahu je možné počet zásahů opakovat bez omezení, zároveň patří mezi nejčastěji poskytované podpurné služby sekundární regulace frekvence a minutové zálohy [17].

1.3.2 Modernizace a zvyšování výkonu

S ohledem na a stárnutí komponent a technologický pokrok v průmyslu dochází při dlouhodobém provozu elektrárny k výměně zastaralých či opotřebovaných zařízení za moderní komponenty. Při těchto výměnách bývají často použita zařízení s vyšší účinností, případně zařízení, která vedou k zvýšení celkové účinnosti procesu. Tyto substituce mohou ovlivňovat chování celého systému a před jejich zavedením je nutné testovat efekt výměny na ostatní prvky.

V případě jaderné elektrárny Dukovany bylo s postupem času modernizováno několik mechanických komponent sekundárního okruhu. Nejvýraznější modernizací bylo od roku 2003 postupné nahrazení původních turbín za modernizované turbíny, které umožňují dosáhnout vyššího výkonu a díky moderním výpočtovým a výrobním postupům dosahují také vyšší účinnosti. Ve snaze o další zvyšování výkonu byly v letech 1999 a 2000 vyměněny také kondenzátory a byly opatřeny novým systémem kontinuálního čištění, který omezuje tvorbu nánosů na vnitřní straně teplosměnných trubek a vede společně s vyšší teplosměnnou plochou kondenzátorů ke zvýšení výkonu kondenzátoru a snížení tlaku a teploty kondenzace páry za turbínou. Tyto změny vedly k zvýšení entalpického spádu na turbíně a tím zvýšení výkonu.

1.4 Efekt změny výkonu na jednotlivé prvky i zařízení jako celek

1.4.1 Parogenerátor

Při snížení tepelného výkonu reaktoru při zachování výstupní teploty primárního média z reaktoru (vstupní teploty primárního média do parogenerátoru), dochází ke snížení intenzity přenosu tepla, a to na základě změny charakteristik varu. V parogenerátoru při nominálním výkonu probíhá rozvinutý bublinový var za podkritického tepelného toku. Při snížení průtoku

primárního média regulací hlavního cirkulačního čerpadla dojde ke snížení přestupu tepla ze strany primárního média z důvodu snížení turbulence proudění, i ze strany páry, z důvodu snížení intenzity varu, která se projeví méně turbulentní tvorbou parních bublin. Výstupní teplota primárního média v tomto případě poklesne, což je podloženo výpočtem, který byl učiněn na základě grafu tepelného toku v závislosti na rozdílu teplot stěny a teploty varu, který je zobrazen na Obr. 2.6 a podložen výstupem výpočtu ve formě grafické závislosti na Obr. 2.8

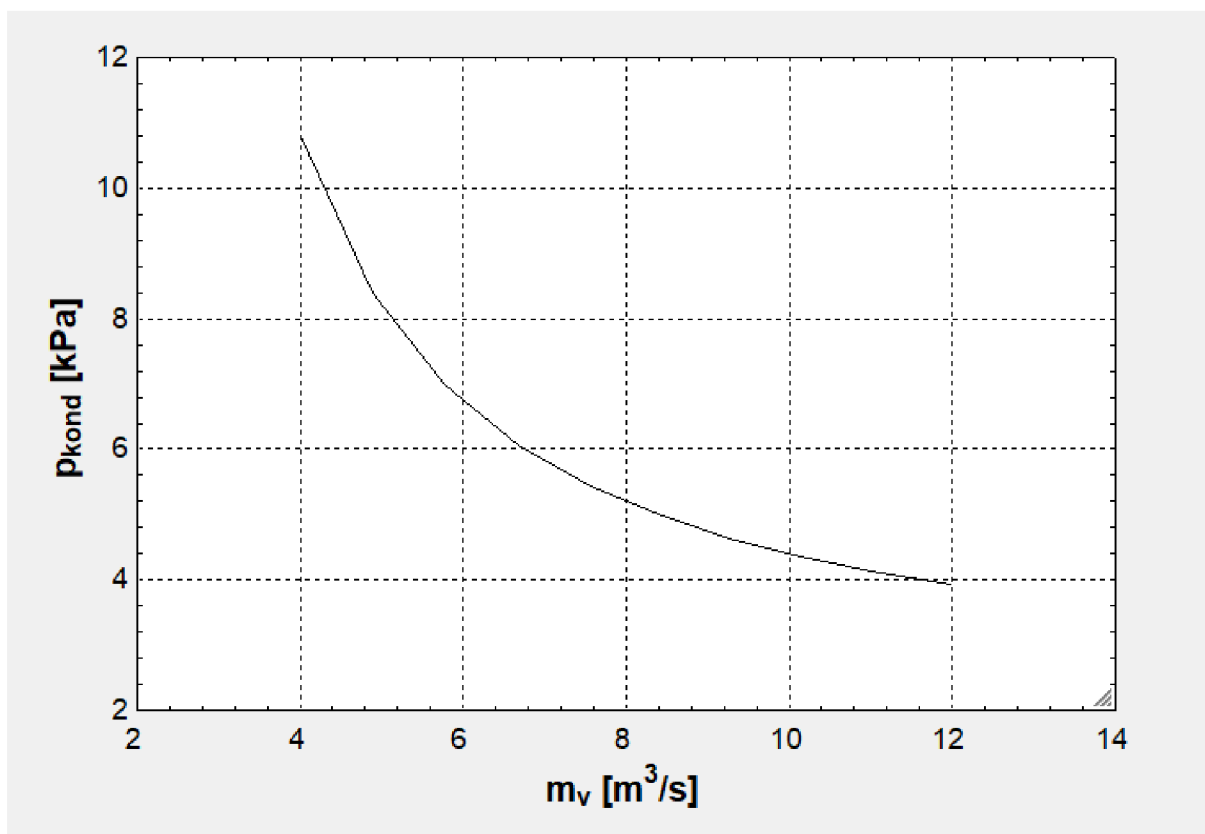
1.4.2 Turbína

Při provozu turbíny při rozdílném, než návrhovém stavu je možné předpokládat změnu její termodynamické účinnosti, při snižování průtoku postupně klesá termodynamická účinnost z důvodu nevhodných rychlostních poměrů na lopatkách, nestabilitě proudění a zvýšením vířivých ztrát, až při dosažení přibližně 20-30 % nominálního průtoku dochází na posledních lopatkových stupních k ventilátorovému jevu, který výrazně snižuje předávaný výkon. Při dalším snižování hmotnostního průtoku je možné dosáhnout takzvaného start-up průtoku, tedy průtoku, při kterém je výkon nulový a veškerá předaná energie je spotřebovávána na překonání třecích sil. Tento minimální průtok pro udržení nominálních otáček se u většiny parních turbín pohybuje mezi 5-20 %. Snížení účinnosti lze očekávat i v případě zvýšení průtoku, a to například z důvodu vyšších ztrát třením či neoptimálních rychlostních poměrů.

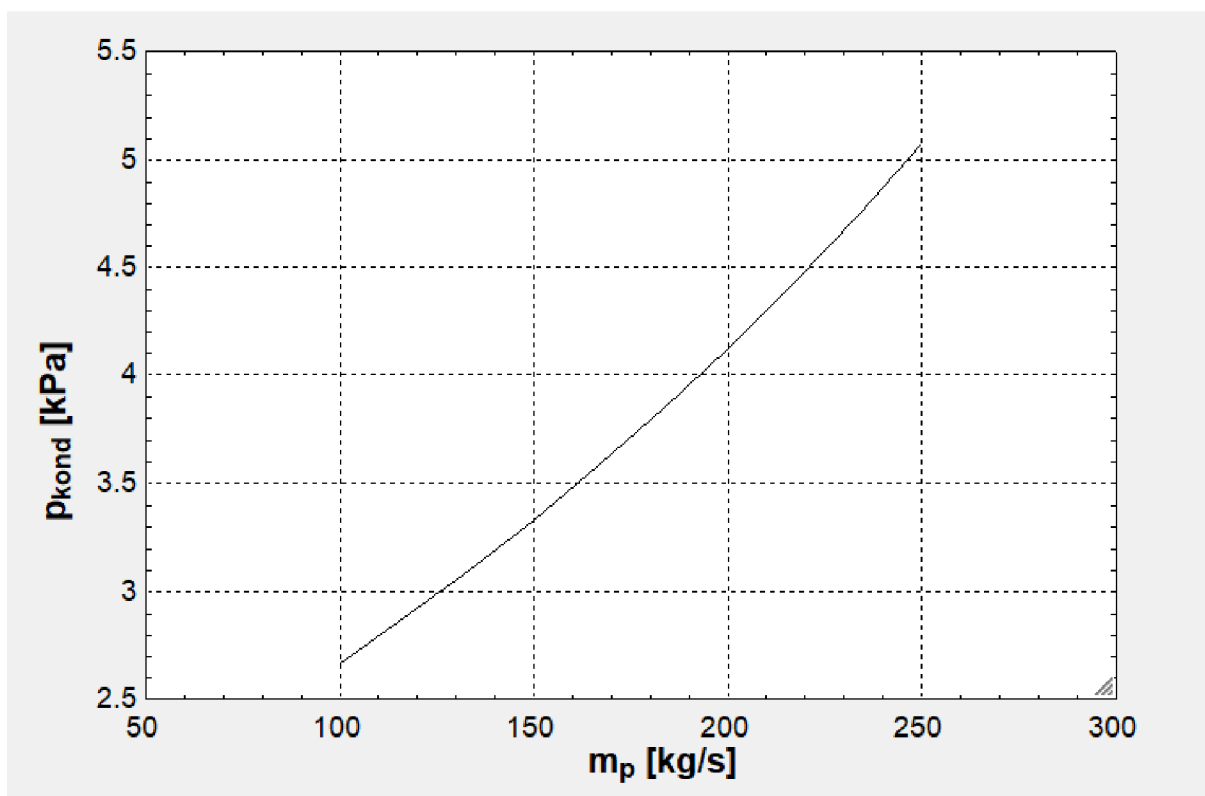
1.4.3 Kondenzátor

V případě kondenzátoru je možné uvažovat o dvou nenávrhových stavech z pohledu průtoku, a to snížení kondenzující páry a snížení chladicího média. V případě snížení hmotnostního průtoku kondenzující páry dochází k snížení výstupní teploty chladiva, snížení středního logaritmického teplotního spádu ve výměníku a snížení teploty a tlaku kondenzace. Snižování výkonu výměníku tedy vede k zvýšení jeho účinnosti.

Zvýšení průtoku chladiva má na účinnost výměníku a hlavní sledované parametry v kondenzátoru, tedy teplotu a tlak kondenzace, stejný efekt jako výše zmiňované snížení hmotnostního průtoku páry. Na rozdíl od něj však nevede k snižování výkonu, nicméně musí být zvoleno vhodně vzhledem ke kvadraticky rostoucím tlakovým ztrátám, které se projevují zvýšením příkonu oběhových čerpadel sekundárního okruhu. Na Obr. 1.1 a Obr. 1.2 je na výpočtovém modelu kondenzátoru JE Dukovany zobrazena závislost kondenzačního tlaku na průtoku páry, respektive chladiva a přibližná charakteristika popisující vliv teploty vzduchu na kondenzačním tlaku. Tato charakteristika je však pouze přibližná, jelikož nebere v potaz sekundární jevy ovlivňující chladicí okruh, jako je namrzání a další negativní jevy.



Obr. 1.1 Závislost kondenzačního tlaku na průtoku chladicí vody



Obr. 1.2 Závislost kondenzačního tlaku na průtoku páry kondenzátorem

1.4.4 Regenerační ohříváky

Snižování průtoku kondenzátu a odběrové páry je vzájemně závislé a mezi množstvím odběrové páry a průtokem regenerátu platí téměř přímá úměra. Teoreticky je možné uvažovat snížení nedohřevu v hlavní části regeneračního ohříváku, nicméně tato změna má vzhledem k předsazenému chladiči kondenzátu minimální efekt ve formě mírného posunu střední teploty přívodu tepla do systému. Jde však o zanedbatelný efekt ve srovnání s rostoucími poměrnými tepelnými ztrátami a dalšími efekty nenominálních podmínek na celkový proces.

1.4.5 Celková účinnost systému

Účinnost systému při rozdílných výkonových stavech je ovlivněna komplexní součinností více zařízení. Zatímco účinnost tepelných výměníků, jmenovitě parogenerátoru, kondenzátoru a regeneračních ohříváků pro snížený výkon mírně roste díky poklesu hodnoty nedohřevu, stěžejní vliv na celkovou účinnost cyklu má chování parní turbíny, jež je v jaderných elektrárnách navržena pro 100 % výkon. Zároveň je třeba uvažovat vyšší poměrnou hodnotu vlastní spotřeby energie, a to spotřebu v čerpadlech a dalších podpůrných zařízeních a zvýšení poměrných tepelných ztrát. Pro účinné řízení výkonu je nutné vypracovat přesnější simulaci jednotlivých výše zmíněných dějů.

2 Návrh vybraných prvků

Návrhové výpočty jednotlivých komponent v kapitole 2, stejně jako celkový modifikovatelný bilanční výpočet, popisovaný v kapitole 3, byly provedeny v softwarovém nástroji EES. Tento program využívá numerické algoritmy k řešení soustav rovnic, a to za pomoci metody matic koeficientů. Tento způsob umožňuje řešení soustav nelineárních rovnic s vyšší přesností a je oproti iterativní metodě vhodný pro soustavy s větším počtem rovnic. Vzhledem k způsobu řešení není možné uvažovat přesnou strukturu postupu, platí zde princip nezávislosti řádků. I přesto bylo nutné z důvodu linearizace přistoupit na některá zjednodušení, zdůraznit je nutné například nahrazení středních logaritmických spádů ve většině výpočtů za prostý teplotní spád. Celý výpočet byl prováděn v jednotkách kPa, °C, kJ, kW a m, což je důvod některých úprav ve vzorcích pro výpočet bezrozměrných jednotek.

V práci bylo zvoleno shodné pojmenování proměnných, jako v samotném výpočtovém kódu, což je důvod vyhnouti se využití dvojí spodní indexace, kterou program EES neumožňuje. Důvodem pro tuto volbu bylo usnadnění orientace v kódu a zvýšení srozumitelnosti pro čtenáře, kteří by s tímto kódem pracovali.

Největším nedostatkem zvolené metody výpočtu je pak oblast vysokotlakých ohříváků, kdy při určitých výkonových stavech dochází k ohřevu výstupního média těsně nad teplotu odběrové páry v daném ohříváku. Možným řešením by bylo rozdělení plochy výměníku do více výpočtových oblastí. V případě návrhu chování parogenerátoru ze strany primárního média byl navržen předpoklad chování pro zajištění řízení výkonu pro nenávrhové stavy na základě popisu varu ve volném objemu při daném rozdílu teploty stěny a předpokladu konstantní vstupní teploty primárního média.

2.1.1 Kondenzátor

Návrh kondenzátoru vycházel z veřejně dostupných dat [3], pomocí kterých byly určeny vstupní parametry, jako je materiál, průměr a tloušťka stěny teplosměnných trubek, průtok chladiva a nominální předávaný tepelný výkon. Na základě těchto parametrů byla zvolena celková teplosměnná plocha a následně za pomoci [4] a [5] sestaven výpočtový model, jež pro dané podmínky nejprve určí součinitel prostupu tepla a následně teplotu a tlak na parní straně kondenzátoru. Výpočet teplot kondenzátoru byl v první části shodný s výpočtem v [moje BP], liší se však ve výpočtu koeficientu přestupu tepla a je tak lépe schopen reagovat na změny parametrů, jako je teplosměnná plocha a hmotnostní průtoky obou médií.

Na základě meteorologických dat [16] byla určena základní výpočtová venkovní teplota vzduchu T_{out} a relativní vlhkost R . Z těchto hodnot byla spočtena teplota mokrého teploměru T_{wB} pro standardní atmosférický tlak.

$$T_{out} = 8,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{wB} = \text{wetbulb}(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{out}, P = 101, R = 0.8) \quad (2.1)$$

Hodnota APPROACH, rozdíl mezi teplotou chlazené vody a teplotou mokrého teploměru T_{wB} , je dle [4] určena jako tabelovaná hodnota pro atmosférické chladicí věže s přirozeným tahem.

$$\text{APPROACH} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{w1} = T_{wB} + \text{APPROACH} \quad (2.2)$$

Byly určeny základní parametry výměníku, a to vnitřní a vnější průměr trubek d_1 a d_2 , celkový počet teplosměnných trubek n_{tr} a hmotnostní průtok chladiva m_v . Hmotnostní průtok byl nejprve uvažován dle [3] 35 000 m³/h. Tlak chladiva byl zvolen po konzultaci s vedoucím.

$$d_1 = 0,021 \text{ m}$$

$$d_2 = 0,022 \text{ m}$$

$$n_{tr} = 31716$$

$$m_v = 35000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\rho_{chl} = f(p_{chl}, T_1) \quad (2.3)$$

$$\rho_{chl} = 999,1 \text{ kg/m}^3$$

$$p_{chl} = 300 \text{ kPa}$$

V předchozím bodě zavedené parametry n_{tr} a m_v jsou jedny z možných proměnných výpočtu, s jejich změnou je možné sledovat jejich vliv na teplotu a tlak kondenzace celkovou účinnost zařízení a také poměrné ztráty v kondenzátoru. Pro možné posouzení poměrné tlakové ztráty, tedy podílu nové a nominální tlakové ztráty, byly zavedeny parametry $n_{tr_puvodni}$, $m_v_puvodni$ a $w_{chl_puvodni}$, které popisují počet trubek a rychlost proudění před změnou hodnot n_{tr} a m_v . Při výpočtu rychlosti je rychlost uvažována dvojnásobná, a to z důvodu dvoutahého uspořádání kondenzátoru.

$$n_{tr_puvodni} = 31716$$

$$m_v_puvodni = 35000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$w_{chl_puvodni} = \frac{2 \cdot 4 \cdot m_v_puvodni}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_{tr_puvodni}} \text{ m}^2/\text{s} \quad (2.4)$$

$$w_{chl} = \frac{2 \cdot 4 \cdot m_v}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_{tr}} \text{ m}^2/\text{s} \quad (2.5)$$

Dle výpočtové příručky [5] dále byly zvoleny opravné koeficienty c_m , c_c a c_t . Koeficient c_m byl určen pro materiál titan. Koeficient c_t byl určen pro úroveň čistoty – kontinuální čištění. Poslední koeficient, c_c , pro opravu na základě vstupní teploty chladicí vody, byl počten dle rovnice 2.6, přičemž je zde nutné dodržet rozsah platnosti $0,9 \text{ m/s} < w_{ch} < 3,7 \text{ m/s}$. Tento rozsah byl ve všech zkoumaných konfiguracích dodržen. S využitím opravných koeficientů je následně spočten koeficient prostupu tepla k .

$$c_m = 0,951$$

$$c_c = 0,9$$

$$c_t = 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot T_{w1} - 1,506 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\sqrt{(21,5 - T_{w1})^2} \right)^{1,39} + 0,7765 \quad (2.6)$$

$$c_t = 0,9259$$

$$k = 2854 \cdot (1 - 2,33 \cdot (d_2)) \cdot c_m \cdot c_m \cdot c_m \cdot \sqrt{w_{chl}} \quad (2.7)$$

Finálně byly dopočteny hodnoty výkonů kondenzátoru ze strany páry, vody i z pohledu přenosu tepla, které jsou všechny shodně označeny Q_{kond} . Na základě těchto rovností a předpokládaného tlaku kondenzace, který při známých parametrech a průtoku kondenzující páry určuje výkon kondenzátoru, byla navržena vhodná délka teplosměnných trubek L_{tr} , která byla následně použita pro výpočet v hlavním výpočtovém kódu. Dále byly na základě dostupných provozních schémat v prvním návrhu určeny předpokládaný nominální průtok páry v kondenzátoru m_{14} a suchost páry na vstupu do kondenzátoru, na výstupu je uvažována sytá kapalina bez podchlazení.

$$Q_{kond} = m_{14} \cdot (h_{p_{in}} - h_{p_{out}}) \quad (2.8)$$

$$Q_{kond} = m_v \cdot \rho_{chl} \cdot (h_{chl_{out}} - h_{chl_{in}}) \quad (2.9)$$

$$Q_{kond} = k \cdot S \cdot \Delta T_{ln_str} \quad (2.10)$$

Přičemž hodnoty ΔT_{ln_str} a S byly určeny dle rovnic při střední logaritmičkový spád a pro plochu stěny trubky s využitím středního průměru trubky d_{tr_str} .

$$d_{tr_str} = \frac{(d_{in} + d_{out})}{2} \quad (2.11)$$

$$\Delta T_{ln_str} = \frac{(T_{w2} - T_{w1})}{\ln \left(\frac{T_{kond} - T_{w1}}{T_{kond} - T_{w2}} \right)} \quad (2.12)$$

$$S = L_{tr} \cdot n_{tr_kond} \cdot \pi \cdot d_{tr_str} \quad (2.13)$$

Předpokládaný tlak kondenzace je 4,6 kPa. Na základě této hodnoty bylo spočteno, že délka trubek by měla být přibližně 9,7 metru. Tento rozměr je dále využíván v hlavním výpočtovém modelu pro nenávrhové stavy. Nominální výkon kondenzátoru dle výše popsání postupu vychází přibližně 480 MW.

2.1.2 Regenerační ohříváky

Návrh výpočtového modelu regeneračních ohříváků probíhal ve dvou krocích. Nejprve bylo na základě dostupných dat ze schématu [11] byly určeny vstupní a výstupní teploty regenerátu, resp. napájecí vody a odběrové tlaky z turbíny. Z těchto dat byly dle [5] určeny teplosměnné plochy jednotlivých regeneračních ohříváků. V druhé části byly určeny parametrické rovnice popisující změny koeficientu prostupu tepla na zatížení výměníku. Tyto parametrické rovnice byly následně využity v hlavním výpočtovém kódu pro popis přenosu tepla v reg. ohřívácích.

Pro výpočet potřebných rozměrů jsou nejprve určeny vstupní a výstupní entalpie, teploty a rovnice pro tepelné výkony ze strany vody i páry. Výstupní entalpie zkondenzované odběrové páry je určena jako entalpie kapaliny o tlaku přiváděné odběrové páry a teplotě napájecí vody zvýšené o nedohřev o hodnotě 3 °C. Tento nedohřev je určen předřazeným ohřívačem využívající zbytkové teplo odběrového kondenzátu a na rozdíl od parní části výměníku nebyl modelován, ale byl zvolen pevně. Změny parametrů v předřazeném podchlazovači kondenzátu byly pro nízký dopad na celkový výpočet a vysokou výpočetní náročnost zanedbány.

Pro primární návrh teplosměnné plochy byly hodnoty průtoku hlavního kondenzátu/napájecí vody m_w a jeho tlaku p_w , vstupní a výstupní teploty vody t_{in} a t_{out} a parametry páry, a to tlak, teploty a entalpie, p_{steam} , t_{steam} a h_{st_in} , zvoleny, a to dle [11].

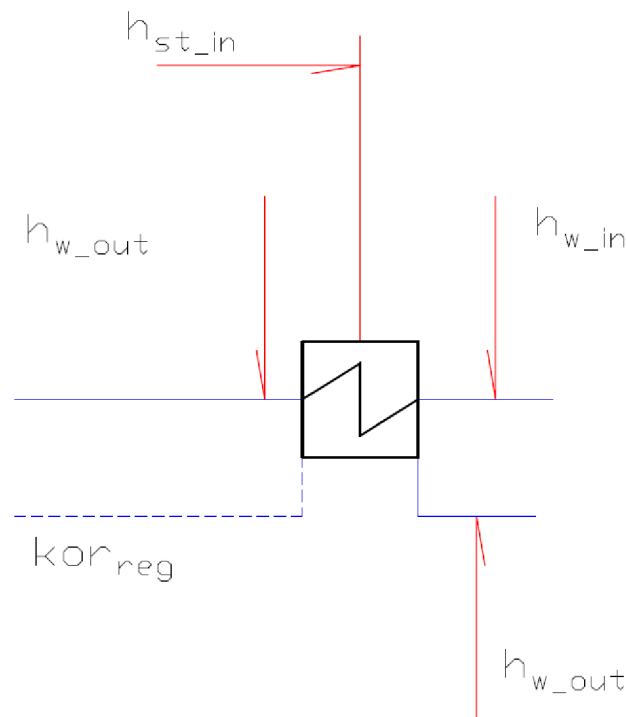
$$h_{st_out} = f(p_{steam}, t_{in}) \quad (2.14)$$

$$h_{w_in} = f(p_w, t_{in}) \quad (2.15)$$

$$h_{w_out} = f(p_w, t_{out}) \quad (2.16)$$

$$h_{st_out} = f(p_{steam}, t_{in}) \quad (2.17)$$

Poté byl určen potřebný průtočný průřez, respektive počet teplosměnných trubek. Pro určení teplotního spádu na výměníku byla určena jako výstupní teplota z parní části výměníku teplota syté kapaliny o tlaku odběru. Nakonec byl na základě návrhové rychlosti vody určen potřebný počet trubek a po jeho zaokrouhlení určena skutečná rychlost média



Obr. 2.3 Základní schéma měrných entalpií vstupujících do výpočtu regeneračního ohřívače s naznačením využitím korekce pro spádování kondenzátu, popsané v 37

$$t_{st_out} = f(p_{steam}, x) \quad (2.18)$$

$$S = L_{tr} \cdot n_{tr_kond} \cdot \pi \cdot d_{tr_str} \quad (2.19)$$

$$d_1 = 0,014 \text{ m}$$

$$d_2 = 0,016 \text{ m}$$

$$w_{kond} = 2$$

$$t_{str} = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} \quad (2.20)$$

$$v_{kond} = f(p_w, t_{str}) \quad (2.21)$$

$$S_p = \frac{m_w \cdot v}{w_{kond}} \quad (2.22)$$

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot S_p}{\pi \cdot d_1^2} \quad (2.23)$$

$$n_{tr_r} = \text{round}(n_{tr}) \quad (2.24)$$

$$S_{p_r} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_{tr}}{4} \quad (2.25)$$

$$w_{kond_r} = \frac{m_w \cdot v}{S_{p_r}} \quad (2.26)$$

Na základě všech připravených parametrů byly dle [15] postupně určeny hodnoty součinitele přestupu tepla na vnější a vnitřní straně trubek a dopočten součinitel tepelné vodivosti materiálu. Platnost rovnice 2.31 je omezena pro rozsah hodnoty Reynoldsova čísla vyšší než 2320, což je však ve všech uvažovaných stavech splněno.

První částí výpočtu je určení koeficientu přestupu tepla ze strany vody. Pro tento výpočet byly nejprve určeny hodnoty součinitele tepelné vodivosti materiálu trubek λ_w , dynamické viskozity μ a měrné tepelné kapacity c_p , stejně tak jako tyto hodnoty pro mezní vrstvu proudění.

$$\lambda_w = f(p_w, t_{str}) \quad (2.27)$$

$$\mu = f(p_w, t_{str}) \quad (2.28)$$

$$c_p = f(p_w, t_{str}) \quad (2.29)$$

$$\rho = f(p_w, t_{str}) \quad (2.30)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p \cdot 1000}{\lambda_w} \quad (2.31)$$

$$Re = \frac{w_{kond_r} \cdot d_1 \cdot \rho}{\mu} \quad (2.32)$$

$$t_{st_first} = t_{str} + 3 \quad (2.33)$$

$$\lambda_{w_st} = f(p_w, t_{st_first}) \quad (2.34)$$

$$\mu_{st} = f(p_w, t_{st_first}) \quad (2.35)$$

$$c_{p_st} = f(p_w, t_{st_first}) \quad (2.36)$$

$$Pr_{st} = \frac{\mu_{st} \cdot c_{p_st} \cdot 1000}{\lambda_{w_st}} \quad (2.37)$$

Při výpočtu byly využity opravné koeficienty pro vliv turbulence x_1 , vlivu vstupního segmentu y_1 a vlivu rozdílných vlastností média v mezní vrstvě při povrchu trubky y_2 .

$$x_1 = \left(\frac{1}{8}\right) \cdot (1,82 \cdot \log Re - 1,64)^{-2} \quad (2.38)$$

$$y_1 = 1 + \left(\frac{d_1}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.39)$$

$$y_2 = \left(\frac{Pr}{Pr_{st}}\right)^{0,11} \quad (2.40)$$

$$Nuss = \frac{(x_1 - (Re - 1000) \cdot Pr)}{\left(1 + 12,7 \cdot \sqrt{x_1} \cdot Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot y_1 \cdot y_2 \quad (2.41)$$

$$\alpha_{in} = \frac{Nuss \cdot \lambda_w}{d_1} \quad (2.42)$$

Tepelný odpor stěny trubky λ_{reg} , jejíž materiál byl uvažován nerezová ocel typu AISI 310, byl určen pro střední teplotu trubky t_{str_tr} , do výpočtu vstupoval také parametr α_{out} , který v této fázi výpočtu ještě nebyl definován. To bylo možné díky maticovému způsobu řešení, který je popsán v úvodu kapitoly 2.

$$t_{str_tr} = \frac{(t_{st_out} \cdot \alpha_{out} + t_{str} \cdot \alpha_{in})}{(\alpha_{out} + \alpha_{in})} \quad (2.43)$$

$$\lambda_{reg} = f(t_{str_tr}) \quad (2.44)$$

Pro výpočet kondenzace byly dle [5] určeny nejprve hodnoty gravitačního zrychlení g pro výpočet Galileova čísla a odhad teploty v mezní vrstvě t_v při kondenzaci. Dále byla určena vertikální vzdálenost mezi přepážkami výměníku L_{pr} , která byla po konzultaci s vedoucím zvolena 0,25 m.

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$t_v = t_{st_out} - \frac{3}{8} \cdot (t_{st_out} - t_{str_tr}) \quad (2.45)$$

$$\lambda_{kond} = f(p_{steam}, t_v) \quad (2.46)$$

$$\mu_{kond} = f(p_{steam}, t_v) \quad (2.47)$$

$$c_{p_kond} = f(p_{steam}, t_v) \quad (2.48)$$

$$\rho_{kond} = f(p_{steam}, t_v) \quad (2.49)$$

$$Pr_{kond} = \frac{\mu_{kond} \cdot c_{p_kond} \cdot 1000}{\lambda_{kond}} \quad (2.50)$$

$$v_{kond} = f(p_{steam}, t_v) \quad (2.51)$$

$$Gal = \left(\frac{v_{kond}^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.52)$$

$$L_{pr} = 0,25 \text{ m}$$

$$Z = Gal^{-1} \cdot \frac{(\lambda_{kond} \cdot (t_{st_out} - t_{str_tr}) \cdot L_{pr})}{(1000 \cdot (i_{st_out} - i_{st_out}) \cdot \mu_{kond})} \quad (2.53)$$

$$Nuss_{kond} = 0,941 \cdot Z^{-0,2187} \quad (2.54)$$

$$\alpha_{out} = \frac{Nuss_{kond} \cdot \lambda_{kond}}{Gal} \quad (2.55)$$

Na základě hodnot vnějšího i vnitřního součinitele přestupu tepla a tepelného odporu stěny byl určen součinitel prostupu tepla k pro nominální stav. Na základě nutného přeneseného výkonu byla určena potřebná funkční délka teplosměnných trubek L. Tato hodnota byla následně dosazena do sekundárního výpočtu, který se zabýval změnou koeficientu prostupu tepla, který zde vystupoval jako nový neznámý parametr. Určen byl také orientační parametr, minimální výška trubkové části ohříváku h_{reg} , a to na základě znalosti designu reg. ohříváků, kdy bylo předpokládáno vertikální U-trubicové provedení.

1.7	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	k
	m_w	P_w	t_{in}	t_{out}	p_{steam}	t_{steam}	$i_{st,in}$	$n_{tr,r}$	L		
Run 1	115	1500	49.3	82.69	49	81.1	2548	762	9.41	0.1512	
Run 2	170.8	1500	49.3	78.24	49	81.1	2548	762	9.41	0.1692	
Run 3	226.7	1500	49.3	74.83	49	81.1	2548	762	9.41	0.1801	
Run 4	282.5	1500	49.3	72.14	49	81.1	2548	762	9.41	0.1873	
Run 5	338.3	1500	49.3	69.96	49	81.1	2548	762	9.41	0.1924	
Run 6	394.2	1500	49.3	68.16	49	81.1	2548	762	9.41	0.1962	
Run 7	450	1500	49.3	66.64	49	81.1	2548	762	9.41	0.1992	

Obr. 2.4 Parametrická tabulka vyjadřující závislost koeficientu prostupu tepla k a výstupní teploty t_{out} na průtoku m_w pro NTO2

$$k = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{\alpha_{in} \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{reg}} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_{out} \cdot d_2}\right)} \cdot 1000 \quad (2.56)$$

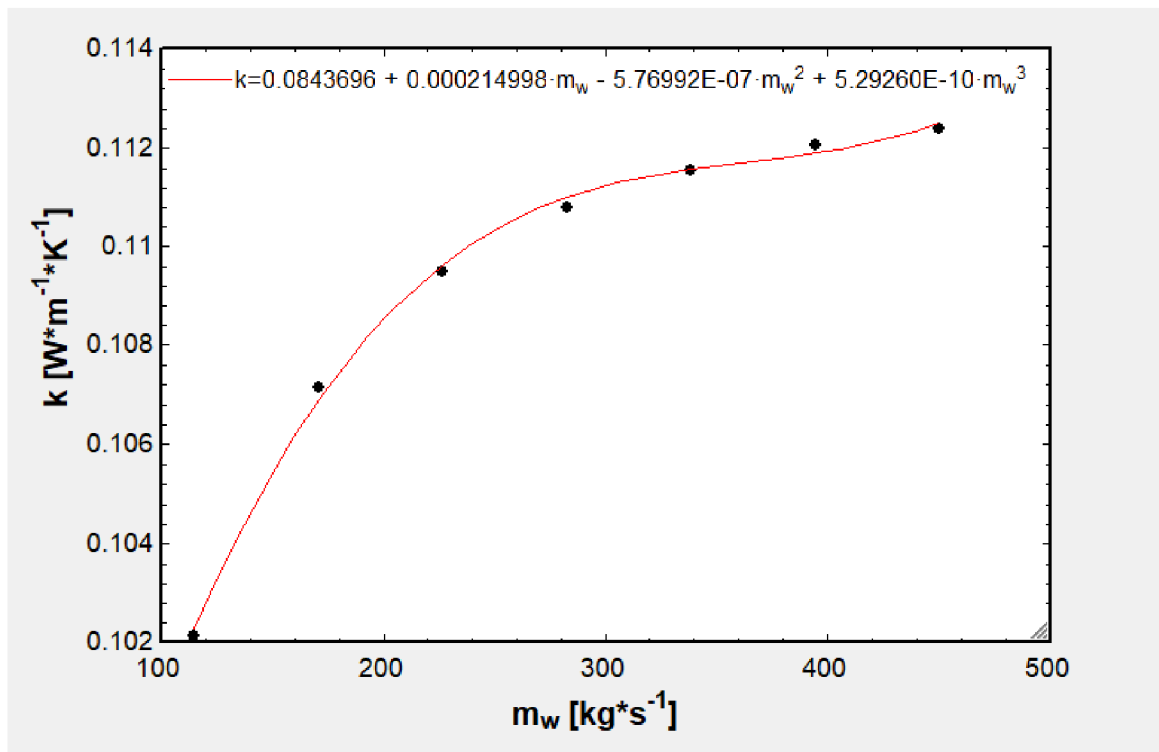
$$\Delta t_{spad_str} = \frac{2 \cdot t_{st_out} - t_{out} - t_{in}}{2} \quad (2.57)$$

$$Q_{reg} = k \cdot \Delta t_{spad_str} \cdot L \cdot n_{tr} \quad (2.58)$$

$$h_{reg} = \frac{L}{2} \quad (2.59)$$

Výpočet byl proveden pro každý jednotlivý regenerační výměník při proměnlivém hmotnostním toku, jak je ilustrováno na parametrické tabulce z programu EES pro druhý nízkotlaký ohřívák na Obr. 2.4. Neznámé, výpočtem dopočtené hodnoty koeficientu prostupu tepla k a výstupní teploty t_{out} jsou uvedeny modrou barvou písma. Tato charakteristika byla převedena na kubickou rovnici v závislosti na průtoku regenerátu, přičemž závislost je zobrazena na Obr. 2.5.

Je nutné upozornit na omezení zvolené výpočtové metody, kdy ve stávajícím modelu při nízkém hmotnostním průtoku dochází k zvyšování výstupní teploty média a k poklesu nedohřevu až do záporných hodnot. Jedním z důvodů je linearizace výpočtu a využití prostého logaritmického spádu místo středního logaritmického teplotního spádu, který výrazně zhoršuje konvergenci výpočtu. Možným řešením by bylo rozdělení teplosměnné plochy do více výpočtových zón, z důvodu rozsahu práce však k tomuto přístupu nebylo přistoupeno. Chyba má zanedbatelný efekt na výsledek celkové bilance systému.



Obr. 2.5 Grafické zobrazení závislosti koeficientu prostupu tepla k na průtoku m_w pro NTO2

2.1.3 Parogenerátor

Návrhový výpočet parogenerátoru byl proveden na základě literatury [6] a [7]. Výstupem tohoto návrhu jsou rozměry teplosměnné plochy a parametry přestupu tepla ve výměníku. Tento výpočet, zaměřený na návrh teplosměnné plochy, je zobrazen na Obr. 3.14. Následně byl doplněn přibližným rozbohem trendu jeho chování při nenávrhových stavech. Návrh parogenerátoru je pouze doplněním návrhu hlavních komponent sekundárního okruhu a při zkoumaných nenávrhových výkonových stavech bude mnohem výrazněji ovlivňovat chování primárního okruhu.

Při návrhu parogenerátoru byl sestaven předpoklad chování pro nenávrhové stavy ze strany primárního média na základě popisu varu ve volném objemu při známém rozdílu teploty stěny a teploty varu sekundárního média a předpokladu konstantní vstupní teploty primárního média. Po konzultaci s provozními techniky však bylo zhodnoceno, že popis změny teploty média vnitřní strany trubek pro nenávrhové stavy neodpovídá reálnému chování, které musí být přizpůsobeno potřebám reaktoru, které parogenerátor ovlivňuje například formou změny výstupní teploty primárního média, což ovlivňuje hodnotu reaktivity. Cílem navrženého odhadu není určit konkrétní teploty, ale pouze popsat trend vývoje výstupní teploty primárního média.

Základními známými parametry při výpočtu parogenerátoru byly hodnoty tlaku primárního a sekundárního média p_{prim} a p_{sec} , dále pak teplota primárního média t_{prim_in} a t_{prim_out} . V hlavním výpočtovém kódu byly tyto dvě teploty uvažovány konstantní, a to z důvodu nižší výpočtové náročnosti a absence vlivu na bilanci sekundárního systému. Dalším známým parametrem byla hodnota t_{sec_in} , vyjadřující vstupní teplotu napájecí vody, která byla určena jako teplota vody za druhým vysokotlakým ohřívákem. Pro daný tlak sekundárního média bylo možné určit teplotu sytosti t_{sec_out} . Pro vstupní a výstupní parametry byly určeny hodnoty entalpií obou médií a pro primární médium hodnoty součinitele tepelné vodivosti λ_{prim} , kinematické viskozity ν_{prim} a hustoty ρ_{prim_str} . Ze zdroje byl také zjištěn nominální výkon jednoho parogenerátoru Q_{PG} , ze zdroje [11] pak jeho účinnost η_{pg} .

$$\eta_{pg} = 0,98$$

$$t_{prim_st} = \frac{(t_{prim_in} + t_{prim_out})}{2} \quad (2.60)$$

$$t_{sec_out} = f(p_{sec}) \quad (2.61)$$

$$t_{prim_str} = \frac{(t_{sec_in} + t_{sec_out})}{2} \quad (2.62)$$

$$h_{prim_out} = f(p_{prim}, t_{prim_out}) \quad (2.63)$$

$$h_{prim_in} = f(p_{prim}, t_{prim_in}) \quad (2.64)$$

$$h_{sec_out} = f(p_{sec}, x) \quad (2.65)$$

$$h_{sec_in} = f(p_{sec}, t_{sec_in}) \quad (2.66)$$

$$\lambda_{prim} = f(p_{prim}, t_{prim_str}) \quad (2.67)$$

$$\nu = f(p_{prim}, t_{prim_str}) \quad (2.68)$$

$$\rho_{prim_str} = f(p_{prim}, t_{prim_str}) \quad (2.69)$$

$$Q_{PG} = 229200 \text{ kW}$$

Z dostupných dat [8] byly určeny parametry trubek, a to délka d_{out} a tloušťka stěny s_{pg} , což vedlo k určení vnitřního průměru d_{in} . Následně byla navržena požadovaná rychlost primárního média w_{prim_teo} a na základě potřebného průtoku primárního média i nutná celková průtočná plocha S_p a průtočná plocha jedné trubky S_{tr} . Poměr těchto hodnot vyjadřoval nejprve teoretický počet trubek n_{tr_teo} , jehož předesignováním o 20 % a zaokrouhlením na celá čísla vnikl jejich skutečný počet n_{tr} . Na základě tohoto zvýšeného počtu trubek byla určena skutečná rychlost primárního média w_{prim} a jako kontrolní parametr také jeho objemový průtok za hodinu V_{prim} .

$$d_{out} = 0,016 \text{ m}$$

$$s_{pg} = 0,0014 \text{ m}$$

$$d_{in} = d_{out} - 2 \cdot s_{pg} \quad (2.70)$$

$$w_{prim_teo} = 5 \text{ m/s}$$

$$m_{prim} = \frac{Q_{pg}}{\eta_{pg} \cdot (i_{prim_in} - i_{prim_out})} \quad (2.71)$$

$$S_p = \frac{m_{prim}}{w_{prim_teo} \cdot \rho_{prim_str}} \quad (2.72)$$

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot S_p}{\pi \cdot d_1^2} \quad (2.73)$$

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \quad (2.74)$$

$$n_{tr_teo} = \frac{S_p}{S_{tr}} \quad (2.75)$$

$$n_{tr} = \text{round}(1,2 \cdot n_{tr_teo}) \quad (2.76)$$

$$w_{prim} = \frac{m_{prim}}{S_{tr} \cdot n_{tr} \cdot \rho_{prim_str}} \quad (2.77)$$

$$V_{prim} = \frac{m_{prim} \cdot 3600}{\rho_{prim_str}} \quad (2.78)$$

V následném výpočtu byl určen součinitel přestupu tepla, a to za pomoci Reynoldsova čísla Re_{prim} , Prandtlova čísla Pr_{prim} v hlavním proudu a na povrchu trubky Pr_{tr} . Teplota na vnitřním povrchu trubky byla zjednodušeně uvažována jako střední teplota stěny trubky a byla spočtena za pomoci v kódu později definovaných proměnných α_{in} a α_{out} , což je umožněno zvolenou metodou výpočtu, jak je zmíněno v úvodu kapitoly.

$$Re_{prim} = \frac{w_{prim} \cdot d_{in}}{v_{prim}} \quad (2.79)$$

$$t_{tr} = \frac{(t_{prim_str} \cdot \alpha_{in} + t_{sec_out} \cdot \alpha_{out})}{(\alpha_{in} + \alpha_{out})} \quad (2.80)$$

$$Pr_{prim} = f(t_{prim_str}, p_{prim}) \quad (2.81)$$

$$Pr_{tr} = f(t_{tr}, p_{prim}) \quad (2.82)$$

$$Nuss_{prim} = 0,023 \cdot Re_{prim}^{0,8} \cdot Pr_{prim}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{prim}}{Pr_{tr}}\right)^{0,25} \quad (2.83)$$

$$\alpha_{in} = \frac{Nuss_{prim} \cdot \lambda_{prim}}{d_{in}}$$

$$\lambda_{pg} = f(t_{str_tr})$$

Tepelný odpor stěny byl určen pro nerezovou ocel AISI316 a střední teplotu trubky t_{tr} .

$$\lambda_{tr} = f(t_{str_tr}) \quad (2.84)$$

Přestup tepla ze strany páry byl určen na základě zdroje [7], a to na základě tepelného toku na metr čtvereční q_{m2} a tlaku v sekundárním okruhu p_{sec} .

$$n_{surf} = 0,7 \quad (2.85)$$

$$\alpha_{out} = 4,34 \cdot q_{m2_nominal}^{0,7} \cdot \left(\frac{p_{sec}}{1000}\right)^{0,14} \cdot 1,37 \cdot 10^{-2} \cdot \left(\frac{p_{sec}}{1000}\right)^{-2} \quad (2.86)$$

Při znalosti součinitelů přestupu tepla a tepelné vodivosti materiálu, bylo možné určit celkový délkový součinitel prostupu tepla k , tedy vztažený na metr délky trubky, následně byl spočten střední logaritmický teplotní spád, jehož užití bylo možné díky nižší výpočtové náročnosti parogenerátoru a zároveň bylo vhodné z důvodu vyšší změny teploty primárního média. Pro výpočet teplotního spádu byla uvažována v mezitrubkovém prostoru teplota sytosti v celém objemu, jak vyplývá z principu funkce daného zařízení a vhodněji popisuje skutečné podmínky. Byl určen výkon na jeden metr trubky q_{skut_1m} a tepelný tok na metr čtvereční plochy $q_{m2_nominal}$. Opět pouze jako kontrolní veličina byl určen plošný součinitel prostupu tepla k_{m2} .

$$k = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{\alpha_{in} \cdot d_{in}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{tr}} \cdot \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) + \frac{1}{\alpha_{out} \cdot d_{out}}\right)} \quad (2.87)$$

$$\Delta T_1 = t_{prim_in} - t_{sec_out} \quad (2.88)$$

$$\Delta T_2 = t_{prim_out} - t_{sec_out} \quad (2.89)$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2.90)$$

$$q_{skut_1m} = k \cdot \Delta T_{ln} \quad (2.91)$$

$$s_{1m} = \pi \cdot (d_{in} + s_{pg}) \quad (2.92)$$

$$q_{m2_nominal} = \frac{q_{skut_1m}}{s_{1m}} \quad (2.93)$$

$$k_{m2} = \frac{k}{s_{1m}} \quad (2.94)$$

Na základě získaných tepelných toků byla dopočtena nutná celková délka teplosměnných trubek parogenerátoru L_{pg_celk} a při znalosti jejich počtu také aktivní délka teplosměnných trubek L_{pg} , určující základní rozměr parogenerátoru. Výsledkem výpočtu bylo množství generované páry na jeden parogenerátor m_{sec} , přičemž jedno turbosoustrojí je zásobeno třemi parogenerátory, celkové množství připadající na jednu smyčku sekundárního okruhu je tedy hodnota m_g .

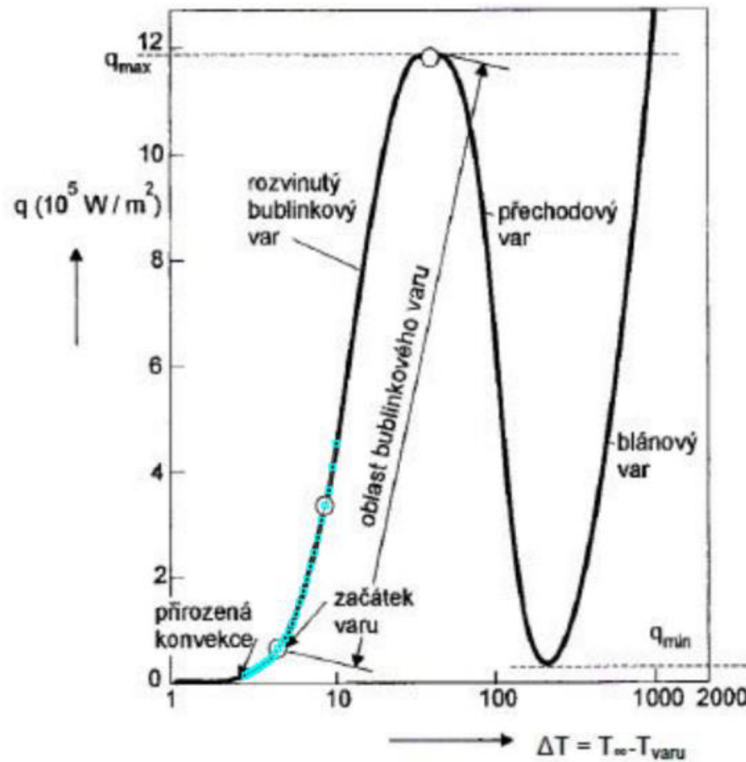
$$L_{pg_celk} = \frac{1000 \cdot Q_{pg}}{q_{skut_1m}} \quad (2.95)$$

$$L_{pg} = \frac{L_{pg_celk}}{n_{tr}} \quad (2.96)$$

$$m_{sec} = \frac{Q_{pg}}{h_{sec_out} - h_{sec_in}} \quad (2.97)$$

$$m_g = 3 \cdot m_{sec} \quad (2.98)$$

Výpočet změny výstupní teploty primárního média byl uskutečněn na základě obecného grafu tepelného toku při varu ve velkém objemu v závislosti na rozdílu teploty stěny a saturační teploty vody dle [12]. Pro sledovanou oblast teplot byla určena kubická charakteristika, která byla následně převedena na rovnici tepelného toku v závislosti na teplotě stěny. Pro určení vnějšího součinitele přestupu tepla je možné užít základní rovnici 2.99.

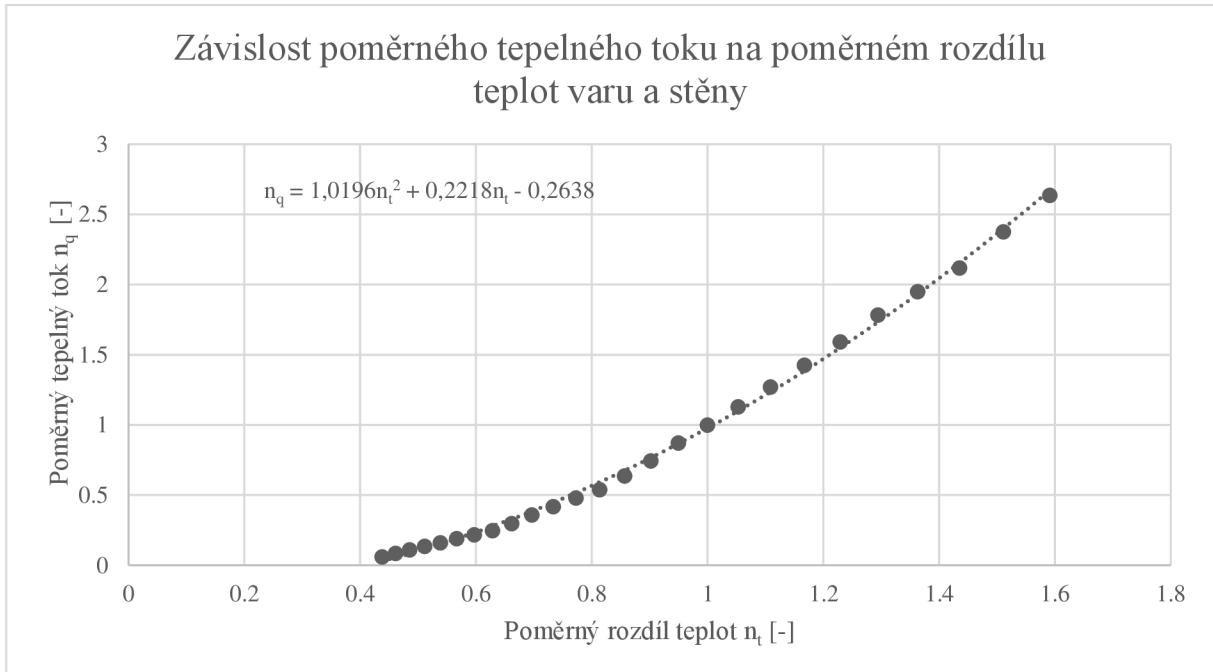


Obr. 2.6 Oblast hodnot využitých pro sestavení teplotní závislosti tepelného toku [12]

$$q = \alpha \cdot \Delta T \quad (2.99)$$

Problémem výpočtu byla jistá nepřesnost vůči nominálním spočteným hodnotám, konkrétně pro tepelný tok při nominálním provozu se neshodovala teplota stěny dle výpočtu a dle grafu, proto k němu bylo přistoupeno odlišným způsobem, a to s použitím poměrných hodnot rozdílu teploty stěny a saturační teploty a poměrné hodnoty tepelného toku. Hodnota těchto ukazatelů byla pro nominální stav zvolena 1. Pro oblast grafu vyjadřující předpokládaný rozsah hodnot obou proměnných byla vytvořena kubická závislost vyjadřující jejich vzájemný vztah. Ta byla následně využita pro provázání spočteného rozdílu teplot a tepelného toku.

Tento výrazný rozdíl oproti skutečnosti, který se projevil cca třetinovým tepelným tokem vůči tepelnému toku určenému z grafu, lze vysvětlit zjednodušením v podobě využití konstantního teplotního spádu na celé ploše výměníku. Přestup tepla při varu je charakterizován značně nelineární závislostí na rozdílu teplot varu a stěny a u velkých zařízení s proměnlivými parametry je vhodnější rozdělení do většího množství výpočtových zón, umožňující přesnější popis varu v konkrétních podmínkách.



Graf 2.1 Závislost poměrného tepelného toku na poměrném rozdílu teplot varu a stěny

Na základě poměrné závislosti byla sestrojena rovnice upravující hodnotu tepelného toku $q_{m2_nominal}$ pro nenominální podmínky. Hodnota $\Delta t_{nominal}$ vyjadřuje nominální střední teplotní rozdíl mezi teplotou stěny a saturační teplotou média, ve kterém dochází k varu. Na základě této rovnice byla poté zpětně určena hodnota vnějšího součinitele prostupu tepla pro změněný výkon α_{out} .

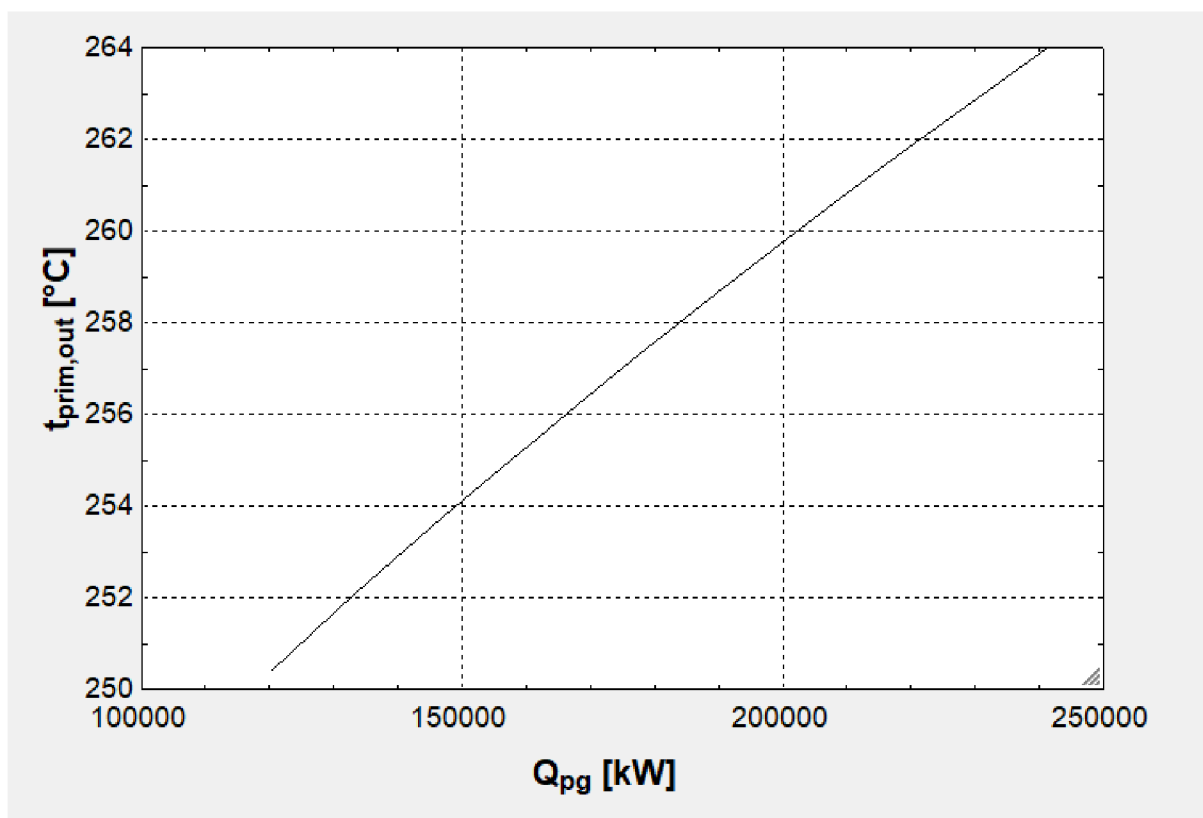
$$q_{m2} = q_{m2_nominal} \cdot \left(1,0196 \cdot \left(\frac{t_{tr_skut} - t_{sec_out}}{\Delta t_{nominal}} \right)^2 + 1,0196 \cdot \left(\frac{t_{tr_skut} - t_{sec_out}}{\Delta t_{nominal}} \right) - 0,2638 \right) \quad (2.100)$$

$$\alpha_{out_exp} = \frac{q_{m2_nominal}}{t_{tr_skut} - t_{sec_out}} \quad (2.101)$$

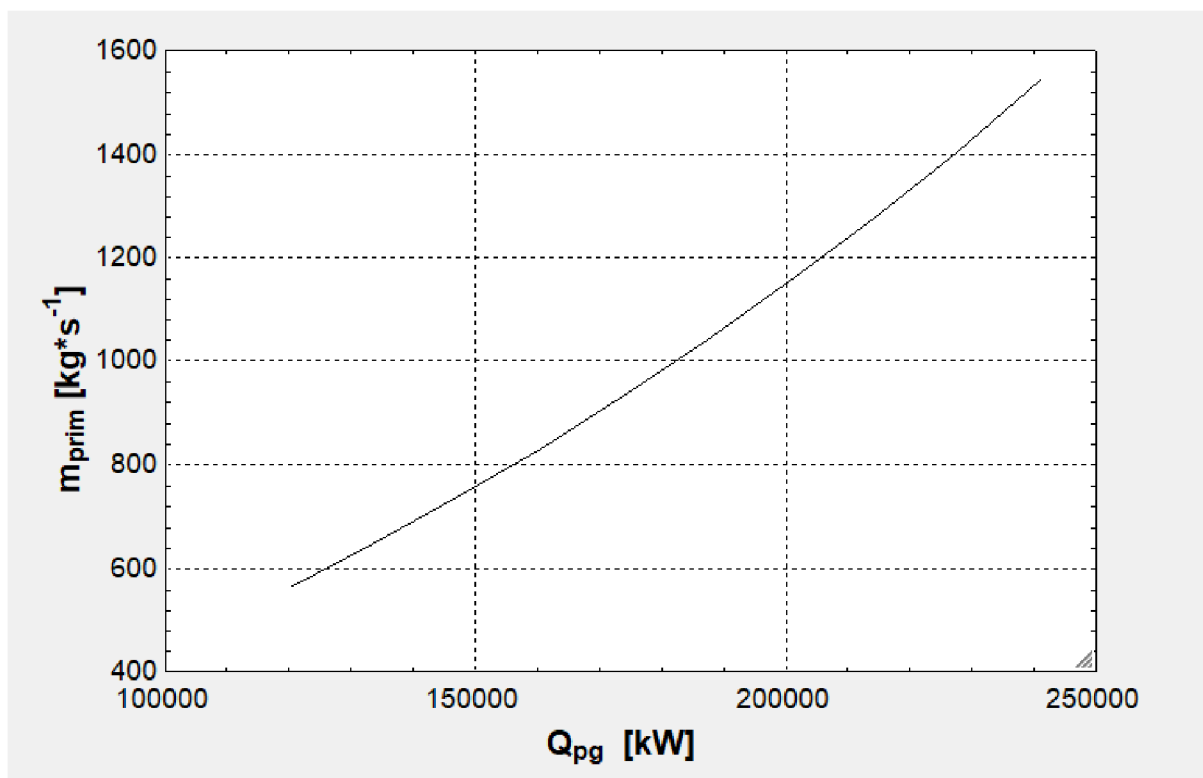
Z výsledných hodnot byly následně vykresleny křivky, zobrazené na Obr. 2.9 a Obr. 2.8 popisující závislost výstupní teploty na výkonu parogenerátoru.

1..10	1 Q_{pg}	2 m_{prim}	3 α_{in}	4 α_{out}	5 δT_{in}	6 $t_{prim,in}$	7 $t_{prim,out}$
Run 1	241047	1543	20500	20291	26.96	297	266.3
Run 2	227597	1405	18994	19404	26.36	297	265.1
Run 3	214148	1275	17557	18511	25.74	297	263.8
Run 4	200698	1153	16185	17612	25.11	297	262.6
Run 5	187248	1039	14871	16703	24.47	297	261.3
Run 6	173799	931.8	13611	15782	23.8	297	260
Run 7	160349	830.7	12401	14846	23.12	297	258.6
Run 8	146899	735.6	11236	13892	22.42	297	257.2
Run 9	133450	645.9	10113	12916	21.69	297	255.7
Run 10	120000	561.4	9028	11913	20.93	297	254.2

Obr. 2.7 Parametrická tabulka základních parametrů pro nenávrhové podmínky parogenerátoru



Obr. 2.8 Závislost výstupní teploty primárního média na výkonu parogenerátoru



Obr. 2.9 Závislost hmotnostního průtoku primárního média na výkonu parogenerátoru

```

*****
"PAROGENERATOR"
"pri tomto vypoctu je uzivano indexu *prim* pro medium primarniho okruhu a *sec* pro medium sekundarniho okruhu"

[Q_pg=229200] "kW" "nominalni vykon jednoho ze tri parogeneratoru - v poznamce, vypocet je provaden stejne jako obvykle rizeni
-energetickych zarizeni, tedy smerem od turbiny"
vykon_PG_%=Q_pg/229200*100
eta_pg=0.98

"vstupni parametry media"
p_prim=12300
p_sec=4300
t_prim_in=297
t_prim_out=268
t_prim_str=(t_prim_in+t_prim_out)/2
t_sec_in=t_out[8]
t_sec_out=t_sat(Steam, P=p_sec)
t_sec_str=(t_sec_in+t_sec_out)/2
i_prim_in=enthalpy(Water, P=p_prim, T=t_prim_in)
i_prim_out=enthalpy(Water, P=p_prim, T=t_prim_out)
i_sec_in=enthalpy(Water, P=p_sec, T=t_sec_in)
i_sec_out=enthalpy(Steam, P=p_sec, x=1)
ro_prim_str=density(Water, T=(t_prim_in+t_prim_out)/2, P=p_prim)
nu_prim=kinematicviscosity(Water, T=(t_prim_in+t_prim_out)/2, P=p_prim)
lambda_prim=conductivity(Water, T=t_prim_str, P=p_prim)

"parametry trubek a prvnii odhad rychlosti"
d_out=0.016
s_pg=0.0014
d_in=d_out-2*s_pg
w_prim_teo=5

"energeticke bilance a navrh poctu trubek"
m_prim=Q_pg/((i_prim_in-i_prim_out)*eta_pg)
S_p=m_prim/(w_prim_teo*ro_prim_str)
S_tr=(pi*d_in^2)/4
n_tr_teo=S_p/S_tr
n_tr=round(n_tr_teo*1.2) "overdesign o 20 %"
w_prim=m_prim/(ro_prim_str*S_tr*n_tr)
V_prim=m_prim*3600/ro_prim_str "pouze kontrolni vypocet, pri nominalnim stavu by mel byt prtok priblizne 7000 m3/hod"

"prestup tepla ze strany vody"
Re_prim=(w_prim*d_in)/nu_prim
t_tr=(t_prim_str*alfa_in+t_sec_out*alfa_out)/(alfa_in+alfa_out)
Prandtl_prim=prandtl(Water, T=t_prim_str, P=p_prim)
Prandtl_tr=prandtl(Water, T=t_tr, P=p_prim)
Nuss_prim=0.023*Re_prim^0.8*Prandtl_prim^0.43*(Prandtl_prim/Prandtl_tr)^0.25
alfa_in=Nuss_prim*lambda_prim/d_in

"vedeni tepla trubkou"
lambda_tr=conductivity(Stainless_AISI316, T=t_tr)

"prestup tepla ze strany pary"
n_surf=0.7
alfa_out=4.34*q m^2*0.7*((p sec/1000)^0.14+1.37*10^(-2)*(p sec/1000)^(2)) "sovetska metodika"

"celkovy soucinitel prostupu tepla"
k=(2*pi)/((1/(d_out/2*alfa_out))+((1/lambda_tr)*(ln(d_out/d_in)))+(1/(d_in/2*alfa_in))) "W/(m^2K)"
deltaT_1=t_prim_in-t_sec_out
deltaT_2=t_prim_out-t_sec_out "predpoklad varu ve vetsine objemu a teplota je temer v celem objemu
-sekundarniho media rovna teplote varu"
deltaT_ln=(deltaT_1-deltaT_2)/(ln(deltaT_1/deltaT_2))
q_skut_1m=k*(deltaT_ln) "W/m - tepelny tok na metr trubky"
s_1m=pi*(d_in+s_pg) "stredni prumer trubky"
q_m2=q_skut_1m/s_1m "vykon na m2 plochy trubky"
k_m2=k/s_1m "W/(m^2K)"

"chyba odhadu teploty trubky"
chyba_odhadu_T_tr=100*(t_tr-t_tr_skut)/(t_tr_skut) "v %, nemela by presahnout 1 %"

"vypocet delky trubek nutne pro nominalni vykon"
L_pg_celk=Q_pg/(q_skut_1m/1000) "celkova delka trubek - celkovy predany vykon (v kW) deleno vykon predany na 1 m trubky, v ramci
-vypoctu dulezite jen pro nom. vykon"
L_pg=L_pg_celk/(n_tr) "delka jedne trubky parogeneratoru"
m_sec=Q_pg/(i_sec_out-i_sec_in)
m[9]=3*m_sec "na jednu turbinu pripadaji tri parogeneratoru"
*****

```

Obr. 2.10 Výpočtový model parogenerátoru v programu EES ve zjednodušené formě při předpokladu konstantní vstupní a výstupní teploty primárního média

3 Návrh bilance systému

3.1 Postupy a zjednodušení užitá při výpočtu jednotlivých komponent

V rámci linearizace výpočtu bylo chování komponent ve vybraných případech řešeno převedením samostatně spočtených dat do formy mocninných rovnic v závislosti na základním vztažném parametru, nejčastěji průtoku média hlavní smyčky. Řešení jednotlivých zařízení je popsáno v podkapitolách níže.

3.1.1 Parogenerátor

Z hlediska využití pro hlavní část diplomové práce, tedy bilanci sekundárního okruhu, nebylo nutné uvažovat komplikovanější model parogenerátoru, uvedený v podkapitole 26, jelikož tento výpočet se liší pouze vlastnostmi primárního média, jeho nutným průtokem a výstupní teplotou a přímo neovlivňuje tepelné pochody v sekundárním okruhu. Součástí výpočtu je tedy pouze základní návrh teplosměnné plochy a model tedy uvažuje konstantní výstupní teplotu primárního média.

3.1.2 Parní turbína

V případě turbíny byl zvolen výpočet za pomoci termodynamické účinnosti, vyjádřené jako podíl skutečného a izoentropického entalpického spádu na turbíně [13]. Jednotlivé stupně byly rozděleny na segmenty dle odběrů. Tlak v místě odběrů byl pro každý jednotlivý odběr uvažován konstantní pro celé výkonové spektrum, a to z důvodu, že vstupní teplota a tlak páry zůstávají přibližně v celé výkonové škále také konstantní, při zanedbání vlivu mírné změny teploty přehřevu. Znalost odběrových tlaků je také nutná pro matematickou řešitelnost soustavy.

Termodynamická účinnost turbíny musela být při výpočtu expanzí z důvodu problémů s konvergencí zachována konstantní, ale funkce popisující změnu účinnosti na hmotnostním průtoku bylo užito alespoň při výpočtu práce konané turbínou. Korekční křivky parní turbíny byly sestrojeny na základě dat z odborné literatury [13], přičemž nejvyšší účinnost byla předpokládána při nominálním zatížení a při odchylce je pro kladné i záporné změny očekáváno symetrické snížení účinnosti. Jedná se o zjednodušený model chování, umožňující snadnější výpočet, zanedbávající rozdíl mezi termodynamickou účinností celé turbíny a jednoho stupně dané turbíny z důvodu reheat faktoru, což je však irelevantní pro případ užití pouze pro výpočet konané práce. Pro výpočet výsledného svorkového elektrického výkonu generátoru byla po konzultaci ještě započtena generátorová účinnost $\eta_{generatorova}$, popisující účinnost přeměny mechanické energie generátoru na elektrickou energii a takzvaná $\eta_{mechanicka}$, která vyjadřuje poměr mezi spojkovým a vnitřním výkonem.

Příklad části výpočtu expanze v turbíně a následné separace vlhkosti a přehřevu mezi VT a NT dílem turbosoustrojí je uveden na Obr. 3.11.

```

*****
"odber k odplyneni az vystup z VT dilu"
s_T[5] = entropy(Steam, P=p_steam[5], x=x_steam[5] )
h_T5a = enthalpy(Steam, P=p_steam[5], x=x_steam[5] )
h_ET5a =enthalpy(Steam, s=s_T[4], P=p_steam[5])
eta_VT=(h_T4a-h_T5a)/(h_T4a-h_ET5a)
m[13]=m[12]-m_p_kor[6]

"separátor vlhkosti"
h_T5_po_odlouceni_vlhkosti = enthalpy(Steam, P=p_steam[5], x=0.995)
m_vlhkost=(0.995-x_steam[5])*(m[13]-m_p_kor[5])
m[14]=m[13]-m_vlhkost-m_p_kor[5]
m_pred_separaci=m[13]-m_p_kor[5]
h_vlhkost=enthalpy(Steam, P=p_steam[5], x=0) "precerpavano do NN"

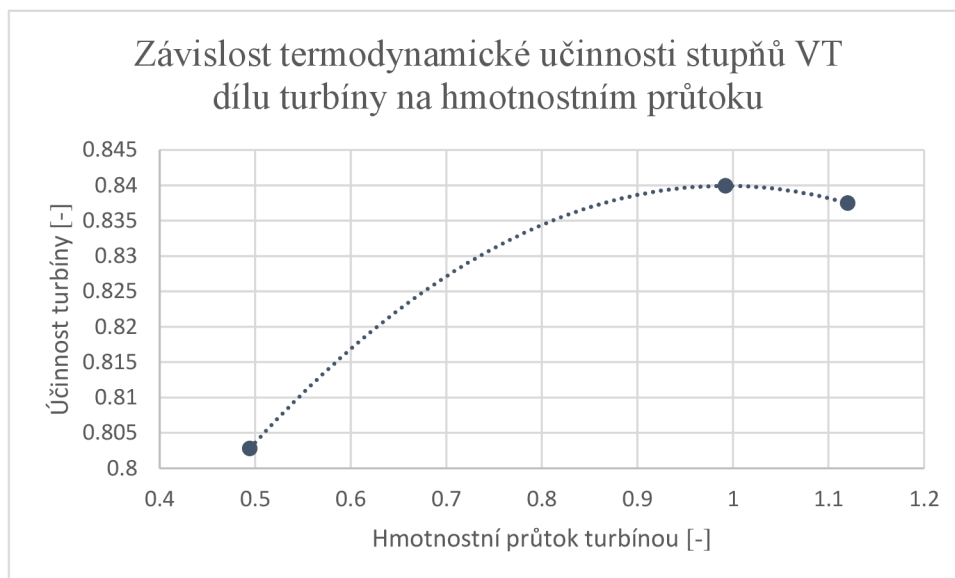
"přihřívák"
"z duvodu resitelnosti a vzhledem k poskytnutým datům uvažována lineární závislost teplot přehřevu na výkonu turbíny"
t_steam[14]=temperature(Steam, P=p_steam[5], x=0.995)
t_steam[15]=64*(P_vykon_turbiny/241899)+150
t_steam_prihr=48*(P_vykon_turbiny/241899)+126.33

"výstupní teplota jednotlivých stupňů určena dle provozních dat funkci"
h_steam[14]=h_T5_po_odlouceni_vlhkosti
h_steam_meziprihr=enthalpy(Steam, P=p_steam[5], T=t_steam_prihr)
h_steam[15]=enthalpy(Steam, P=p_steam[5], T=t_steam[15])
h_VT8_kond=enthalpy(Water, P=p_steam[8], T=t_steam[15]+3)
h_VT7_kond=enthalpy(Water, P=p_steam[7], T=t_steam_prihr+3)
(m_prehrivak_7*(h_T2a-h_VT7_kond)+m[14]*h_steam[14]=m[14]*h_steam_meziprihr
(m_prehrivak_8*(h_T2a-h_VT8_kond)+m[14]*h_steam_meziprihr=m[14]*h_steam[15]

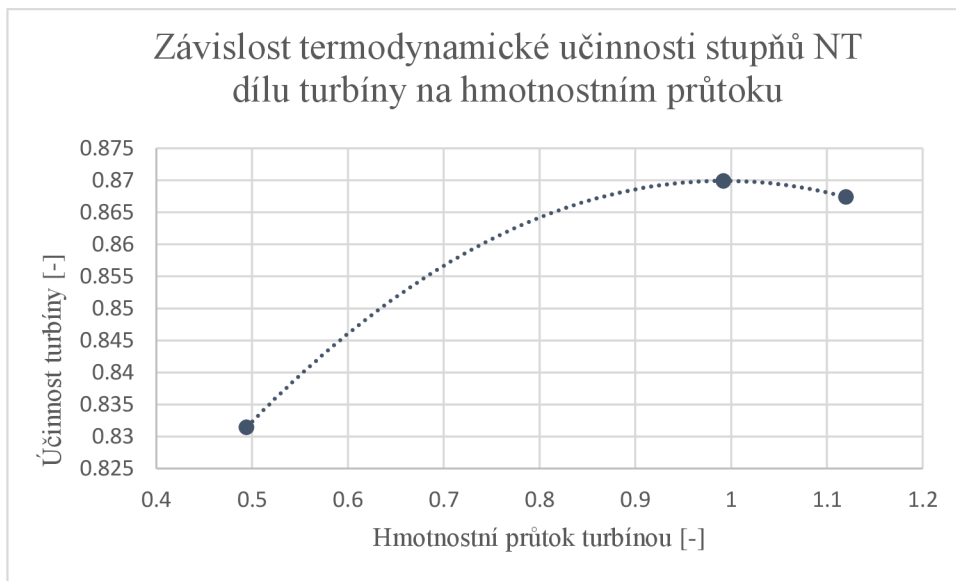
kor_pr=m_prehrivak_8*(h_VT8_kond-enthalpy(Water, P=p_steam[8], T=t_steam_prihr+3) )/(m_prehrivak_7*(h_T2a-h_VT7_kond))
m_prehrivak_7kor=m_prehrivak_7*(1-kor_pr)
m[15]=m[14]
*****

```

Obr. 3.11 Příklad výpočtu expanze ve VT díle a následné separace a přehřívání, včetně korekce pro kaskádování kondenzátu



Graf 3.2 Grafické zobrazení změny termodynamické účinnosti VT dílu



Graf 3.3 Grafické zobrazení změny termodynamické účinnosti NT dílu

Pro příklad výpočtu expanze byl zvolen první stupeň vysokotlakého dílu, tedy mezi vstupem do parní turbíny a odběrem VTO8.

$$\eta_{VT} = 0,84 \quad (3.1)$$

$$h_{T1a} = f(p_{vstupVT}, x_{vstup}) \quad (3.2)$$

$$s_{T1} = f(p_{vstupVT}, x_{vstup}) \quad (3.3)$$

$$s_{T2} = f(p_{steam8}, x_8) \quad (3.4)$$

$$h_{T2a} = f(p_{steam8}, x_{vstup}) \quad (3.5)$$

$$h_{IET2a} = f(p_{steam8}, s_{T1}) \quad (3.6)$$

$$\eta_{VT} = \frac{h_{T1a} - h_{T2a}}{h_{T1a} - h_{IET2a}} \quad (3.7)$$

Tlak na vstupu $p_{vstupVT}$ byl určen jako tlak v parogenerátoru snížený o ztráty v potrubí a armaturách na vstupu do turbíny. Jedná se o jediné místo, kde jsou ve výpočtu uvažovány tlakové ztráty při proudění páry, a to z důvodu jejich největšího vlivu na daném úseku. Ztráty jsou uvažovány pro výkonové rozpětí konstantní, což je nutný ústupek pro zajištění konvergence modelu.

3.1.3 Přehřívák

Při výpočtu přehříváku byla brána proměnlivá teplota přehřevu. Před vstupem do přehříváku je zajištěno odloučení vlhkosti na úroveň suchosti 0,995. Přehřev je uvažován dvoustupňový, tedy nejprve za pomoci páry o nižší teplotě a tlaku ze sedmého vysokotlakého odběru a následně parou s vyššími parametry z osmého odběru. Z dat poskytnutých vedoucím byla vytvořena lineární závislost teplot přehřevu na procentuálním výkonu turbíny. Návrh

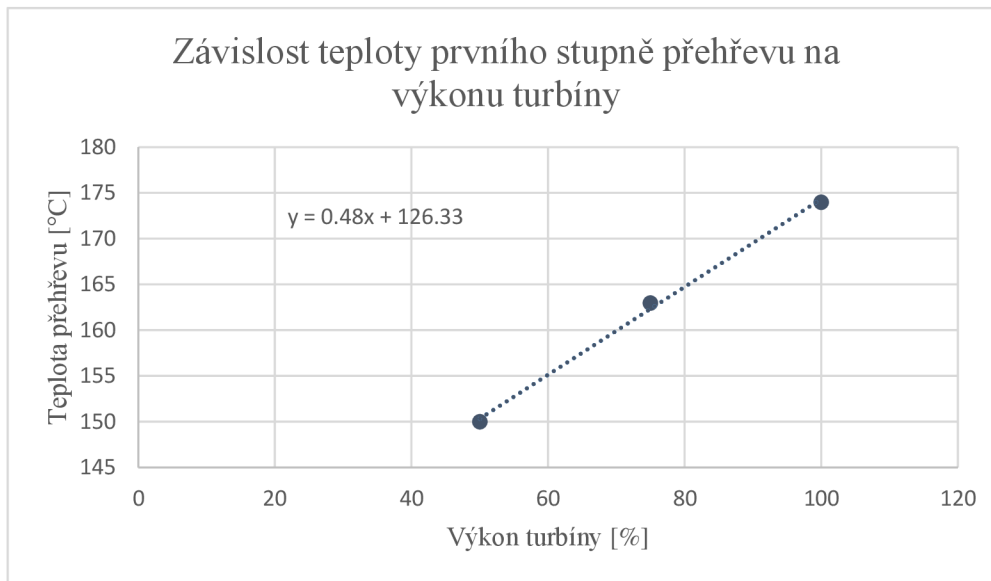
výměníku pára-pára, popisující přenos tepla v přehříváku, bylo nad rozsah práce, a proto byl na základě literatury [13] zvolen pevně daný nedohřev o hodnotě 3 °C.

Při výpočtu odběrové páry užití v přehříváku byl poprvé využit korekční faktor, což byla metoda zvolená k popisu snížené spotřeby odběrové páry v ohřívácích při využití spádování kondenzátoru z ohříváku o vyšší teplotě. Princip korekčního faktoru sestává nejprve z výpočtu spotřeby topné páry nutné pro daný výkon bez využití spádování dalších kondenzátů. Následně je spočtena poměrná hodnota tepla přivedeného formou spádovaných proudů vůči původnímu teplu přivedenému v topné páře bez spádování. Následně je o tento poměr snížena teoretická spotřeba páry, čímž je určena její reálná hodnota.

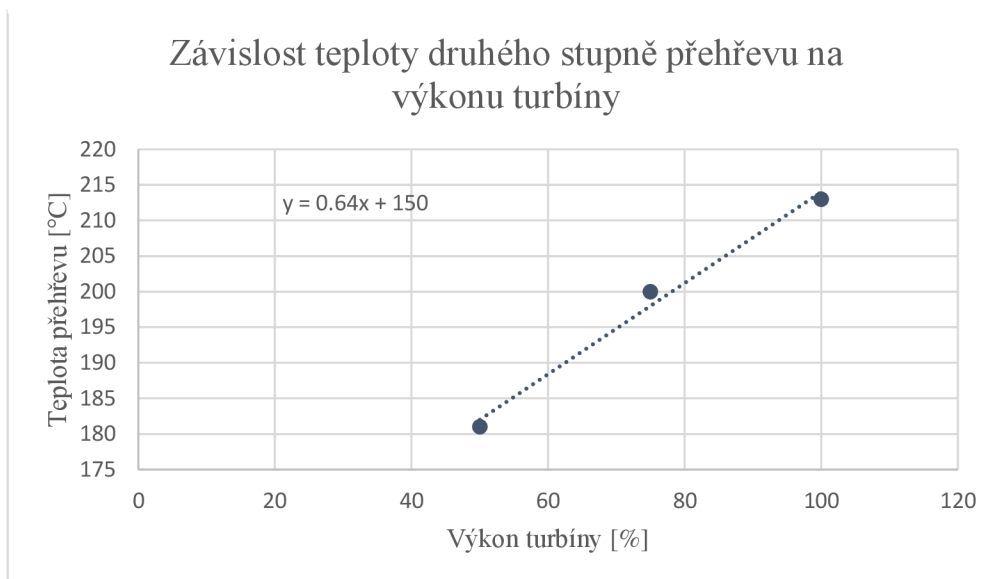
Pro názornost je uveden příklad užití korekčního faktoru pro přehřívák. Hodnota $m_{prehrivak_8}$ je dříve určená hodnota množství páry ve vyšším stupni přehříváku. Hodnoty h_{VT8_kond} a h_{VT8_kond7} určují entalpii zkondenzovaného osmého odběru, a to před vstupem a po vstupu do přehříváku nižšího stupně. Parametr $m_{prehrivak_7}$ vyjadřuje původní potřebné množství páry bez užití kaskádování a hodnoty h_{T2a} a h_{VT7_kond} vstupní a výstupní entalpii páry tohoto proudu. Výsledná hodnota $m_{prehrivak_7kor}$ je hledanou veličinou poníženu o teplo přivedené v podobě kondenzátu.

$$kor_{pr} = \frac{m_{prehrivak_8} \cdot (h_{VT8_kond} - h_{VT8_kond7})}{m_{prehrivak_7} \cdot (h_{T2a} - h_{VT7_kond})} \quad (3.8)$$

$$m_{prehrivak_7kor} = m_{prehrivak_7} \cdot (1 - kor_{pr}) \quad (3.9)$$



Graf 3.4 Závislost teploty přehřevu prvního stupně přehříváku na výkonu turbíny



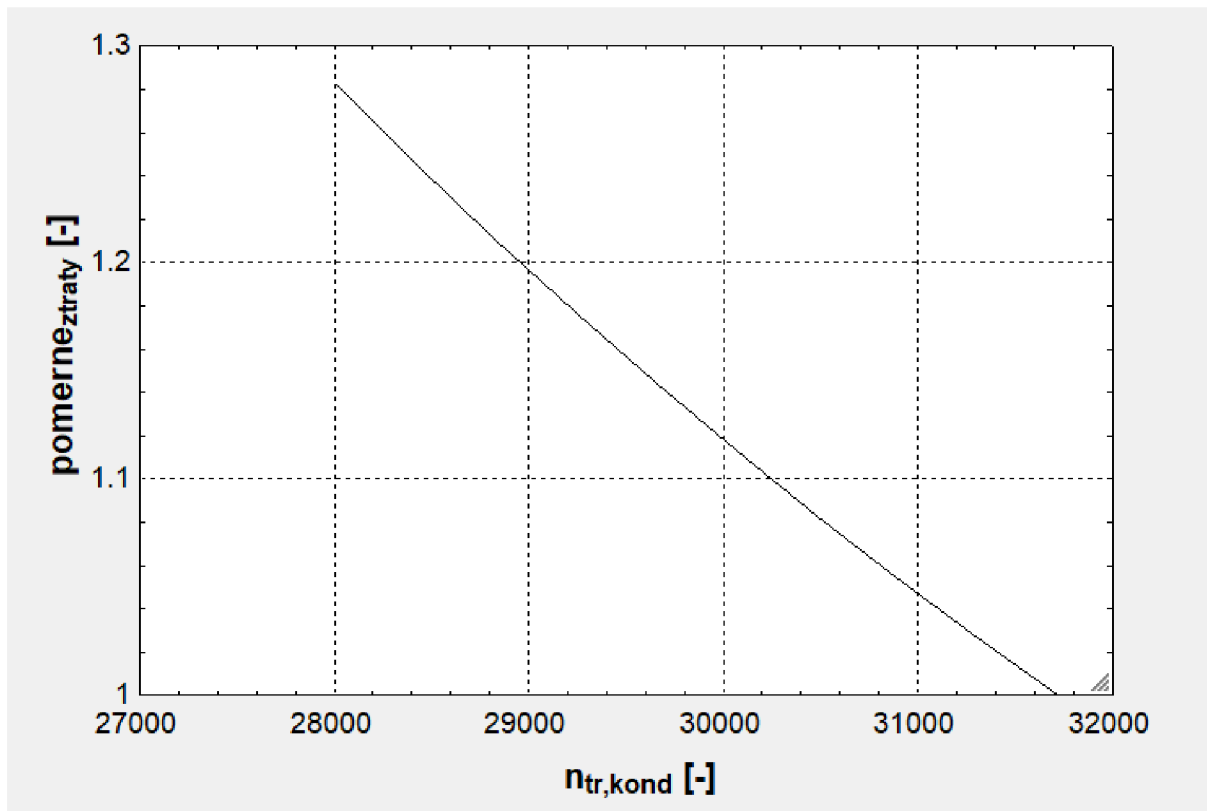
Graf 3.5 Závislost teploty přehřevu druhého stupně přehříváku na výkonu turbíny

Využití této metody bylo zvoleno z důvodu lepší konvergence výpočtu. Pro široký rozsah platnosti, se kterým se práce potýká, bylo nutné volit často méně obvyklé přístupy popisu jednotlivých jevů.

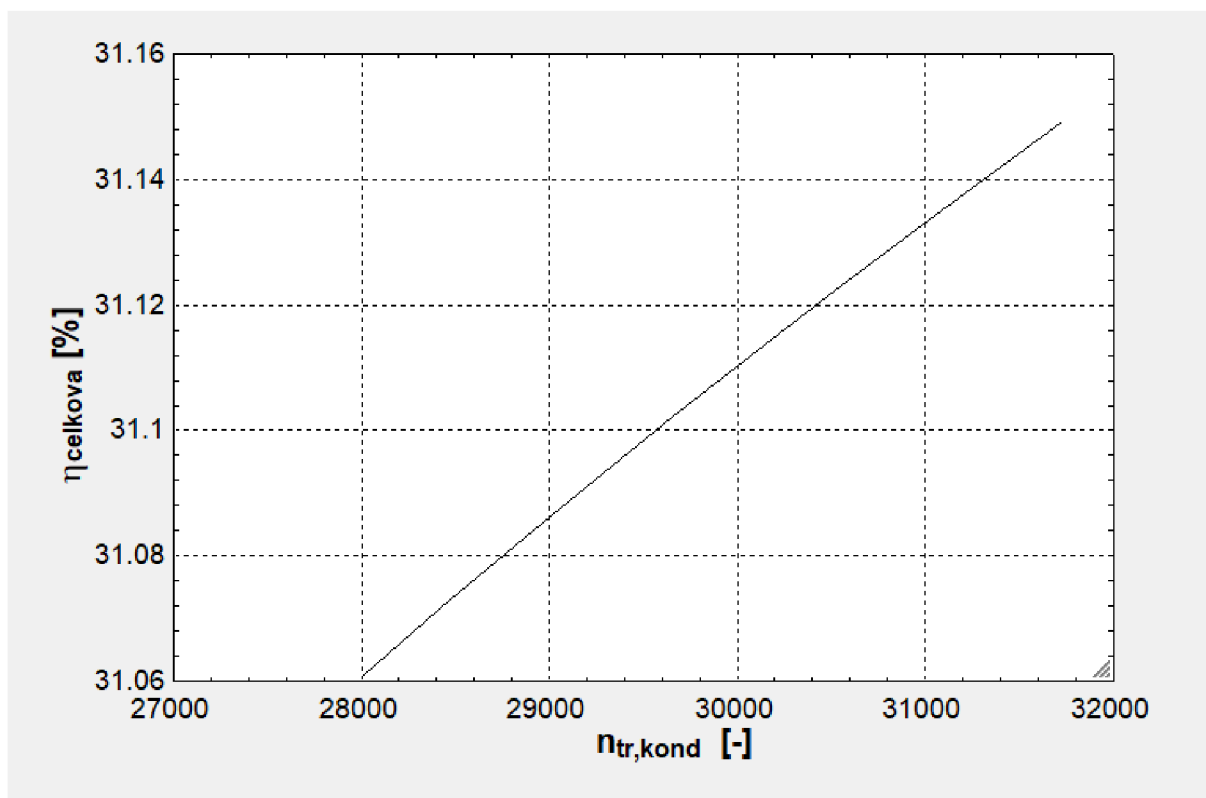
3.1.4 Kondenzátor

Výpočetní blok kondenzátoru byl v hlavním výpočtu užít ve shodné formě s výpočtem v podkapitole 1.4.3. Jediným rozdílem bylo pevné určení rozměrů výměníku, počtu, délky a typu trubek. Zároveň byly v textu zvýrazněny parametry, u kterých se předpokládalo jejich využití v podobě variabilních vstupů, ovlivňujících výpočet. Tyto zvýrazněné parametry jsou průtok chladicího média terciárního okruhu, počet průtočných teplosměnných trubek, venkovní

teplota a relativní vlhkost vzduchu. Tyto proměnné umožňují simulovat provoz s ohledem na degradaci zařízení ve formě zaslepování trubek, částečnou poruchu, nebo naopak modernizaci oběhových čerpadel a s tím spojenou změnu průtoku chladiva, a na proměnlivé vnější vlivy v podobě rozdílných sezónních či krátkodobých meteorologických podmínek. Pro tyto modelové situace byla vytvořena schémata, která jsou součástí práce v podobě příloh 1-7.



Obr. 3.12 Závislost poměrných tlakových ztrát vztažených k nominálním ztrátám na počtu průtočných trubek kondenzátoru



Obr. 3.13 Závislost celkové účinnosti na počtu průtočných trubek kondenzátor

Z Obr. 3.13 je zřejmé, že postupné snížení počtu teplosměnných trubek při zachování hmotnostního průtoku chladiva má vliv primárně na výrazně zvýšenou tlakovou ztrátu a pouze omezený vliv na celkovou účinnost systému.

```

*****
"KONDENZATOR"
"!!!barevným zvýrazněním podkresleny parametry, u kterých se předpokládá změna pro jednotlivá provozní schémata!!!"

T_out=8.3 "venkovní teplota, možno v parametrické tabulce sledovat vliv na funkci kondenzátoru a celkovou účinnost"
p_atm=101
p_chl=300
R=0.8
T_wB= wetbulb(AirH2O, T=T_out, P=p_atm, R)
APPROACH = 8
T_w1 = T_wB + APPROACH
d_2=0.022
d_1=0.021
n_tr_kond=31716 "počet aktivních trubek kondenzátoru, možno v parametrické tabulce sledovat vliv na funkci kondenzátoru a celkovou
-účinnost"
m_v=35000/3600 "objemový průtok chladiva v kondenzátoru, možno v parametrické tabulce sledovat vliv na funkci kondenzátoru a celkovou
-účinnost"
ro_chl=density(Water, P=p_chl, T=(T_w1)) "měření průtoku uvazováno na vstupu"

"parametry pro schematicke srovnání v par. tabulkách"
n_tr_puvodni=31716
m_v_puvodni=35000/3600
w_chl_puvodni=(8*(m_v_puvodni))/(pi*d_1^2*n_tr_puvodni)
pomerny_narust_ztrat=(w_chl/w_chl_puvodni)^2 "pro srovnání poměru nových a původních tlakových ztrát při změně počtu průchozích trubek
-nebo změně průtoku chladiva"

t_st_k=(d_2-d_1)/2
c_m=0.951 "pro materiál titan"
c_c=0.9 "pro kontinuálně čističi"

c_t=1.051*10^(-2)*T_w1-1.506*10^(-3)*(sqrt((21.5-T_w1)^2))^1.39+0.7765 "platné pouze pro 0.9-3.7 m/s, pro všechny normální pracovní
-režimy splněno"
m_v=(pi*d_1^2/4)*(w_chl/2)*n_tr_kond
k_kond=2854*(1-2.33*(d_2))^c_t*c_m*c_c*sqrt(w_chl)/1000

Q_kond=m[20]*(h_1-h_2)
Q_kond=m_v*ro_chl*(h_chl_o-h_chl_i)
Q_kond=k_kond*S*deltat_spad_str

deltat_spad_str=(2*t_kond-t_w1-t_w2)/2 "nutná linearizace"
h_chl_i=enthalpy(Water, T=T_w1, P=p_chl)
h_chl_o=enthalpy(Water, T=T_w2, P=p_chl)
S=L_tr*n_tr_kond*pi*d_1
L_tr=9
h_2=enthalpy(Steam, x=0, T=t_kond)
h_1=enthalpy(Steam, x=x_kond, T=t_kond)

p_kond=pressure(Steam, x=0, T=t_kond)

```

Obr. 3.14 Výpočtový model kondenzátoru v programu EES

3.1.5 Regenerační ohříváky

Pro popis charakteristik regeneračních výměníků byl v hlavním výpočtovém programu zvolen rozdílný přístup, sestávající z využití specifické verze *subprogramu* v software EES zvané *module*. *Module* umožňuje vyvolání samostatného podvýpočtu, což je možné i mnohonásobně a jedná se tedy o vhodné řešení pro výpočet řady prvků s rozdílnými parametry ale z větší části shodným matematickým popisem. Ukázka využití *module* je zobrazena na obrázku Obr. 3.15.

Modul pro výpočet regeneračních ohříváků byl popsán pro obecné parametry a až při volání kódu je specifikováno, jaká data mají být načtena. Obecně definované vstupy jsou teplota topné páry na vstupu t_{steam} na základě parametrů daném místě turbíny p_{steam} a s_T , vstupní a výstupní entalpie teplé a chladné strany $h_{st,in}$, $h_{st,out}$, $h_{w,in}$ a $h_{w,out}$. Dále pak výstupní rozdíl teplot výměníku $\Delta t_{vystup,reg}$, definován jako rozdíl vstupní teploty topné páry a výstupní teploty ohřivaného média. V rámci omezení rozsahu možných hodnot byl vyžadován kladný

teplotní rozdíl, pro snížení chyby popsané v 2.1.2. V poslední verzi výpočtového modelu však nebyl program schopen řešit takto podmíněný model a muselo docházet k takzvanému „overriding constrains“, tedy ignorování omezujících podmínek.

$$t_{steam} = f(p_{steam}, S_T) \quad (3.10)$$

$$h_{st_in} = f(p_{steam}, S_T) \quad (3.11)$$

$$h_{st_out} = f(p_{steam}, t_{in}) \quad (3.12)$$

$$h_{w_in} = f(p_w, t_{in}) \quad (3.13)$$

$$h_{w_out} = f(p_w, t_{out}) \quad (3.14)$$

$$\Delta t_{vystup_reg} = t_{steam} - t_{out} \quad (3.15)$$

$$Q_1 = m_w \cdot (h_{w_out} - h_{w_in}) \quad (3.16)$$

$$Q_1 = m_p \cdot (h_{st_in} - h_{st_out}) \quad (3.17)$$

$$\Delta t_{spad_str} = (2 \cdot t_{steam} - t_{out} - t_{in}) \quad (3.18)$$

$$Q_1 = k \cdot L \cdot \Delta t_{spad_str} \cdot n_{tr} \quad (3.19)$$

Modul je poté volán pro výpočet s parametry pro jednotlivé ohříváky, a to tlak a hmotnostní průtok kondenzátu, respektive napájecí vody, p_w a m_w , délku a počet teplosměnných trubek L a n_{tr} , tlak odběrové páry p_{steam} a vstupní teplotu ohříváné vody, která je definována jako výstupní teplota z předchozího prvku. Součástí modulu je také kubická rovnice určená v kapitole 2.1.2, popisující závislost součinitele prostupu tepla k na hmotnostním průtoku hlavního proudu a korekční součinitel pro přepočet snížené potřeby topné páry díky kaskádování kondenzátu. Tlak v hlavního proudu v nízkotlakých ohřívácích byl určen na základě linárně zvoleného kroku mezi tlaky za kondenzátními čerpadly, který byl uvažován 1800 kPa dle [11].

Součástí výpočtu mezi nízkotlakou a vysokotlakou regenerací byla také napájecí a odplyňovací nádrž, jejíž výpočet spotřeby topné páry byl proveden obdobným způsobem, jako v případě regeneračních ohříváků, včetně využití korekčního faktoru.

Jedním ze zkoumaných provozních režimů byl také výpadek vysokotlaké regenerace a jeho vliv na celkovou účinnost schématu. Tento stav je zobrazen na tepelném schématu v příloze 7. Tento výpočet byl proveden pomocí změny parametru přehříváků, a to uvažováním hodnoty teplosměnné plochy blízké nule. Tato metoda umožňuje se stávajícím modelem simulovat výpadek libovolného regeneračního ohříváku a následnou změnu parametrů tepelného cyklu.

```

*****
"MODUL REGENERACNI"
Module reg(k, p_w,t_in,m_w,n_tr, p_steam,L, s_T:m_p, t_out)
  "Vypocet obecného reg ohřívaku 1-7"

  t_steam=temperature(Steam, P=p_steam, s=s_T)
  h_st_in=enthalpy(Steam, P=p_steam, s=s_T)
  h_st_out=enthalpy(Steam, P=p_steam, T=t_in+3) "uvazuji vzdy predrazeny vymenik voda-voda, z duvodu kompaktnosti vypoctu a nizkeho
-vlivu na vypocet u nej predpokladam konstantni nedohrev 3 °C"
  h_w_in=enthalpy(Water, P=p_w, T=t_in)
  h_w_out=enthalpy(Water, P=p_w, T=t_out)
  {deltaT_vystup_reg=t_steam-t_out } "snaha o zavazbeni vystupni teploty je popsana v textove casti prace, ale pro prehlednost je vlozeno
-pouze do poznamky pro vyhnuti se nadbytecnym dialogovym oknum, vzhledem k vyslednemu overriding constrains, tedy nefunkcni
-omezeni"

  Q_1=m_w*(h_w_out-h_w_in)
  Q_1=m_p*(h_st_in-h_st_out)

  deltat_spad_str=(2*t_steam-t_out-t_in)/2 "z duvodu linearizace bylo nutne uzit prosty teplotni spad"
  Q_1=k*L*(deltat_spad_str)*n_tr
End
*****
"NTO1"

Call reg(k[1], p_w[1], t_in[1],m[1], n_tr[1], p_steam[1],L[1], s_T[10]:m_p[1], t_out[1])
k[1]=0.0770186+0.000658117*m[1]-0.00000153533*m[1]^2 + 1.31281E-09*m[1]^3
p_w[1]=1700
m[1]=m[20]+m_p_kor[1]+m_p_kor[2]
n_tr[1]=754
L[1]=9.66 "urceno z prvotniho navhu pro nominalni vykon"
p_steam[1]=16
t_in[1]=t_kond
kor_NT1=(m_p_kor[2]*(enthalpy(Steam, T=t_in[2]+3, P=p_steam[2])-enthalpy(Steam, T=t_in[1], P=p_steam[3])) + m_p[1]*(enthalpy(Steam,
-P=p_steam[1], T=t_in[1]+3)-enthalpy(Steam, P=p_steam[1], T=t_in[1])))/(m_p[1]*(enthalpy(Steam, P=p_steam[2], s=s_T[2]))-enthalpy(
- Steam, P=p_steam[2], T=t_in[1]+3))

m_p_kor[1]=m_p[1]*(1-kor_NT1)

```

Obr. 3.15 Příklad využití funkce module pro výpočet parametrů NTO1 ve finálním bilančním kódu

3.1.6 Celková bilance systému

Výše popsané výpočtové postupy byly aplikovány na celkový bilanční výpočtový model, jehož výsledky jsou uvedeny formou tepelných schémat v příloze. V rámci bilančního výpočtu byla postupně popsána zařízení, uvedená v Tabulka 3.2. V rámci výpočtu byly barevně zvýrazněny hodnoty, u kterých se předpokládá využití jako manuálně měněné vstupní parametry.

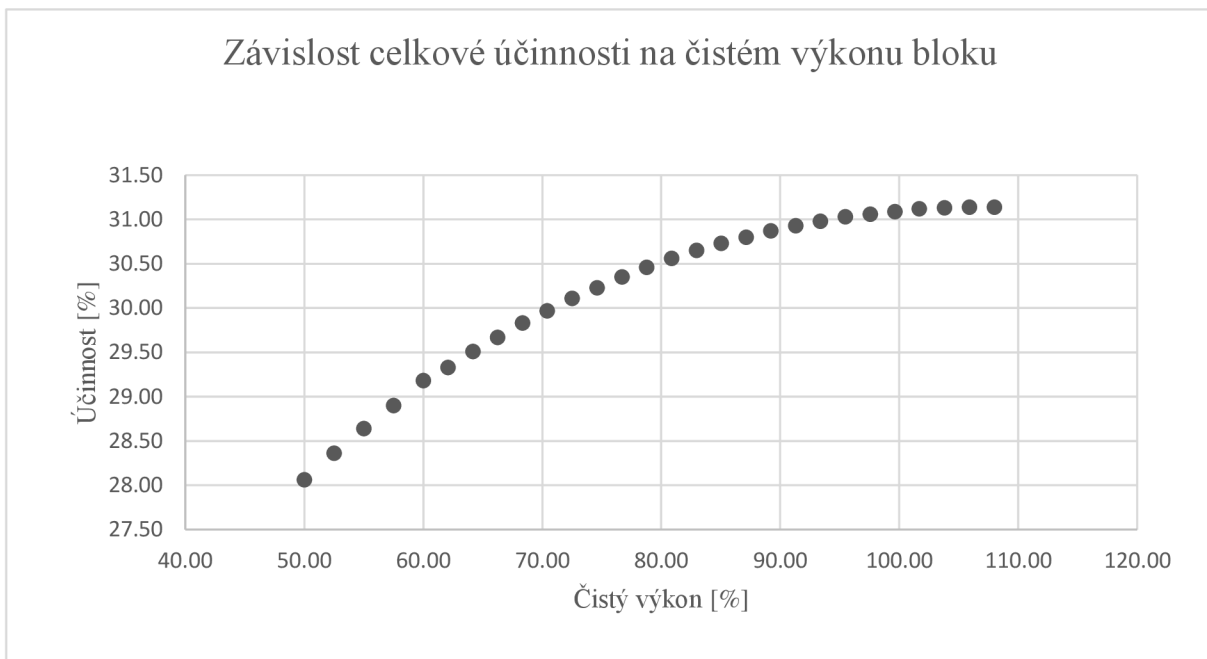
Tabulka 3.2 Způsob popisu jednotlivých prvků v hlavním výpočtovém kódu

Prvek	Způsob popisu
parogenerátor	model pro nominální podmínky
turbína	výpočet pro konstantní termodynamickou účinnost
kondenzátor	kompletní výpočetní model, se zanedbáním odsávání nekond. plynů
regenerační ohříváky	kompletní výpočetní model s využitím parametrických rovnic včetně kaskádování
napájecí nádrž	energetická bilance včetně kaskádování, se zanedbáním odsávání nekond. plynů
napájecí a kondenzátní čerpadlo	prosté zvýšení tlaku

Na základě celého modelu byla sestrojena Tabulka 3.3, popisující změny v účinnosti sekundárního okruhu v závislosti na výstupní výkonové úrovni. Dále je zde uveden spočtený potřebný výkon přiváděný z primárního okruhu pro zajištění tohoto výkonu. Tyto výpočty byly uskutečněny pro standardní vnější podmínky, které byly uvažovány jako průměrná roční teplota vzduchu v lokalitě Dukovany dle [16], tedy 8,3 °C a relativní vlhkost vzduchu 80 %. Pro přehledné zobrazení dat z tabulky byly sestrojeny grafy Graf 3.6 a Graf 3.7.

Tabulka 3.3 Srovnání celkové a tepelné účinnosti a nutného výkonu parogenerátoru pro zajištění čistého výstupního výkonu

$vykon_{sit_ \%}$ [%]	$vykon_{PG_ \%}$ [%]	$\eta_{celkova}$ [%]	$\eta_{tepelna}$ [%]	$zmena_{\eta_{celkova}}$ [%]
108,0	108,9	31,14	34,61	0,1313
105,9	106,8	31,14	34,68	0,1297
103,8	104,7	31,13	34,74	0,1045
101,7	102,7	31,12	34,80	0,05576
99,65	100,6	31,09	34,85	-0,01643
97,57	98,62	31,06	34,90	-0,112
95,48	96,63	31,03	34,94	-0,2311
93,39	94,65	30,98	34,98	-0,3738
91,30	92,69	30,93	35,01	-0,5403
89,22	90,74	30,87	35,04	-0,7308
87,13	88,81	30,80	35,06	-0,9459
85,04	86,90	30,73	35,08	-1,186
82,96	84,99	30,65	35,10	-1,451
80,87	83,10	30,56	35,11	-1,742
78,78	81,22	30,46	35,11	-2,06
76,70	79,35	30,35	35,12	-2,406
74,61	77,48	30,23	35,11	-2,779
72,52	75,63	30,11	35,11	-3,181
70,43	73,78	29,97	35,10	-3,614
68,35	71,94	29,83	35,09	-4,079
66,26	70,11	29,67	35,07	-4,576
64,17	68,28	29,51	35,05	-5,109
62,09	66,46	29,33	35,04	-5,678
60,00	64,55	29,18	35,02	-6,153
57,50	62,47	28,90	34,95	-7,068
55,00	60,29	28,64	34,91	-7,897
52,50	58,12	28,36	34,87	-8,795
50,00	55,95	28,06	34,82	-9,77



Graf 3.6 Závislost celkové účinnosti oběhu na čistém výkonu bloku



Graf 3.7 Závislost termické účinnosti oběhu na čistém výkonu bloku

3.2 Zhodnocení výpočtu

Pro určení celkové čisté účinnosti bloku je nutné určit vlastní spotřebu zařízení. Z dostupných materiálů [17] je známá pouze nominální hodnota této spotřeby. Vzhledem k tomu, že na vlastní spotřebě se podílí převážně nejvýkonnější zařízení, jako jsou hlavní cirkulační čerpadla, kondenzátní a napájecí čerpadla sekundárního okruhu a chladičí čerpadla terciárního okruhu a jejich nejčastěji užívané regulaci škrcením průtoku, lze spotřebu těchto zařízení, stejně jako u ostatních spotřebičů, které musí být udržovány v plném provozním režimu, uvažovat konstantní pro celý výkonový rozsah řešený v rámci výpočtového modelu. Vlastní spotřeba tedy na jedno turbosoustrojí, byla 26 MW_e [52]. Vzhledem k této hodnotě bylo maximální celkové čisté účinnosti dosaženo při maximálním uvažovaném elektrickém výkonu 108 %.

V případě termické účinnosti se však projeví rozdílné trendy změn účinnosti jednotlivých prvků. Zatímco u turbíny dochází k exponenciálnímu poklesu účinnosti při vychýlení od návrhového průtoku, u tepelných výměníků, reprezentovaných kondenzátorem a regeneračními výměníky, efektivita roste. Největší vliv na zvýšení výkonu má snížení kondenzačního tlaku při sníženém průtoku páry, jak je zobrazeno na Obr. 1.2. Změna účinnosti přenosu tepla v parogenerátoru, projevující se nutnou změnou průtoku primárního média a v praxi i jeho proměnlivou vstupní a výstupní teplotou, se neprojevuje změnou účinnosti sekundárního okruhu. Znalost jejich parametrů je však nutná pro vhodné nastavení podmínek transportu tepelné energie z reaktoru do sekundárního okruhu při regulaci výkonu. Výpočetní model se v principu shoduje s předpoklady učiněnými v podkapitole 1.4, přičemž dále konkrétně vyčísluje rozsah dopadu výkonové změny na účinnost prvku i systému.

DISKUSE

Výsledky výpočetní části práce se shodují s předpoklady vytvořenými na teoretickém základu v podkapitole 1.4. Pro porovnání s reálnými daty jsou konkrétní hodnoty zatížení chybou vstupních parametrů zařízení, vzhledem k omezeným dostupným údajům o jednotlivých zařízeních a nutnosti jejich návrhu, kdy při vzniku chyby v návrhu zařízení, dimenzovaného na nominální zatížení, dochází k přenosu této chyby na návrh chování při nenominálních podmínkách, kde se projevuje růstem takzvané kumulativní chyby výpočtu.

Dalším omezením výpočtu bylo také zanedbání či zjednodušení některých prvků, z těch nejvýraznějších lze jmenovat odluh sekundárního okruhu, chladicí smyčku generátoru a systém odvodu ucpávkové páry. Tyto prvky také zasahují do energetické bilance sekundárního okruhu, avšak pro zjednodušení výpočtu nebyly zahrnuty.

Výrazně byl výpočet ovlivněn také možnostmi výpočetního software a dle nich zvolenými metodami řešení. Z důvodu konvergence bylo například nutné u většiny výměníků využít prostý teplotní spád, což v případě regeneračních ohříváků vedlo k vyšší hodnotě teplotního spádu než při užití logaritmického teplotního spádu. Stejně tak popis expanze v turbíně bylo z důvodu omezených možností řešení soustavy nutné řešit pro konstantní termodynamickou účinnost, přestože je součástí práce popis změny této účinnosti v podobě vykreslení předpokládané korekční křivky i její odůvodnění.

Samotný výpočtový model po konzultaci s vedoucím nebyl přiložen, a to z důvodu nutnosti nastavení vhodné kombinace parametrů a prvotních odhadů pro jednotlivé typy výpočtů, které limitují efektivní využití kódu bez dostatečné znalosti těchto omezení.

ZÁVĚR

V rámci této diplomové práce bylo podrobněji analyzováno chování zařízení sekundárního okruhu při změně provozních podmínek, včetně možných důvodů odchýlení se od nominálních provozních podmínek. Nejprve byly teoreticky popsány předpoklady chování jednotlivých zařízení tepelného schématu a následně byly tyto předpoklady srovnány s výpočetními modely hlavních zařízení. Byly vykresleny závislosti popisující citlivost prvků na odchylky od referenčních podmínek. Součástí práce bylo také zhodnocení vlivu rozdílných provozních režimů na účinnost zařízení v rozmezí zvoleného minimálního až maximálního výkonu, a to na úrovni celého systému včetně vzájemných vazeb zařízení.

Hlavním výstupem práce je sada schémat, vytvořených na základě výsledků výpočtových modelů v programu EES, obsahujících základní parametry v jednotlivých částech sekundárního okruhu pro rozdílné výkonové, provozní a sezónní podmínky.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Kodex přenosové soustavy. *Česká elektroenergetická přenosová soustava* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.ceps.cz/cs/kodex-ps>
- [2] Provozní stavy. *Česká elektroenergetická přenosová soustava* [online]. [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: <https://www.ceps.cz/cs/provozni-stavy>
- [3] Kondenzátor: Výklad. Svět energie: Vzdělávací portál ČEZ [online]. ČEZ [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/jadernoelektrarny/jaderna-elektrarna-podrobne/kondenzator/vyklad>
- [4] ŠAPOŠNIKOV, Vsevolod, Ivo POSSELT a František POMAJZL. *Atmosférické chladiče a chladicí věže*. Praha: SNTL, 1977, 183 s.
- [5] CARDENAS, Francisco. *HEI - STANDARDS FOR STEAM SURFACE CONDENSERS* [online]. 11. vydání. Cleveland, 2012 [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: https://kupdf.net/download/hei-2629-2012-e11-standards-for-steam-surface-condensers_595d0311dc0d60c746e1ce2f_pdf
- [6] HEJZLAR, Radko. *Stroje a zařízení jaderných elektráren*. Vyd. 3. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-010-3189-6.
- [7] KONYAEVA, L. P., A. N. KRUPENAVA a L. A. KRUPNOVA, ed. *Руководящий документ по стандартизации методические указания тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования аэс (Rukovodyashchiy dokument po standartizatsii metodicheskiye ukazaniya teplovoy i gidravlicheskiy raschet teploobmennogo oborudovaniya aes)*. Leningrad, 1989.
- [8] Parogenerátor: parametry. Svět energie: Vzdělávací portál ČEZ [online]. ČEZ [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/jadernoelektrarny/jaderna-elektrarna-podrobne/parogenerator/parametry>
- [9] *Design of Electrical Power Systems for Nuclear Power Plants* [online]. Vídeň (Rakousko): International Atomic Energy Agency, 2016 [cit. 2023-05-20]. ISBN 978-92-0-109314-1. Dostupné z: <https://www.iaea.org/publications/10688/design-of-electrical-power-systems-for-nuclear-power-plants>
- [10] RUBEK, J. a J. PLISKA. *Moderní trendy v optimalizaci provozu elektráren a tepláren* [online]. Roč. 13, č. 5, s. 28–30. Automa, 2007.
- [11] *Tepelné schéma - výkon 100 %*. UJV Řež a.s., divize ENERGOPROJEKT, 2011.
- [12] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [13] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [14] BLOCH, Heinz a Murari SINGH. *Steam turbines: design, application and re-rating* [online]. Vyd. 2. McGraw Hill Professional, 2008 [cit. 2023-05-20]. ISBN 9780071641005. Dostupné z: [https://ipfs.io/ipfs/bafykbzacecjbhbt54r4vvbb5xad76kestmwhunzleyanpk6tbc3ge4vr6k4ak?filename=\[%20Heinz%20Bloch,%20Murari%20Singh%20-%20Steam%20Turbines:%20Design,%20Application,%20and%20Re-Rating%20\(2009,%20McGraw-Hill%20Professional\).pdf](https://ipfs.io/ipfs/bafykbzacecjbhbt54r4vvbb5xad76kestmwhunzleyanpk6tbc3ge4vr6k4ak?filename=[%20Heinz%20Bloch,%20Murari%20Singh%20-%20Steam%20Turbines:%20Design,%20Application,%20and%20Re-Rating%20(2009,%20McGraw-Hill%20Professional).pdf)
- [15] THULUKKANAM, Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*. Boca Raton: CRC Press, 2000 [cit. 2023-05-21]. ISBN 9780429115448.
- [16] *Charakteristika zájmového území lokality*. Elektronický digitální povodňový portál [online]. [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: https://www.edpp.cz/res_charakteristika-zajmoveho-uzemi/

- [17] *Národní zpráva ČR pro účely Úmluvy o jaderné bezpečnosti: Technická data elektrárny* [online]. 2001 [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: https://www.sujb.cz/fileadmin/sujb/docs/zpravy/narodni_zpravy/Priloha1.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Význam
EES	Engineering equation solver
JE	Jaderná elektrárna
PpS	Podpůrné služby
FCP	Primární regulace frekvence
PR	Primární regulace frekvence
aFRP	Sekundární regulace výkonu
SR	Sekundární regulace výkonu
mFRPt	Minutová záloha
MZt	Minutová záloha
SRUQ	Sekundární regulace napětí pomocí jalového výkonu
ASRU	Sekundární regulace napětí pomocí jalového výkonu
OP	Ostrovní provoz
ČEZ	České energetické závody a.s.
PPS	Provozovatel přenosové soustavy
NTO	Nízkotlaký ohřívák
VTO	Vysokotlaký ohřívák

Symbol	Veličina	Jednotka
P	Výkon	MW
Q_r	Jalový výkon	MVA_r
m	Hmotnostní průtok	$kg \cdot s^{-1}$
p	Tlak	kPa
R	Relativní vlhkost	%
T	Teplota	$^{\circ}C$
t	Teplota	$^{\circ}C$
$APPROACH$	Teplotní rozdíl	$^{\circ}C$
d	Průměr	m
n	Počet trubek	-
ρ	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$
w	Střední rychlost proudění	$m \cdot s^{-1}$
c	Koeficient	-
k	Součinitel prostupu tepla	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Q	Tepelný výkon	kW
ΔT	Prostý střední teplotní spád	$^{\circ}C$
S	Plocha	m^2
c_p	Izobarická měrná teplotní kapacita	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
λ	Součinitel tepelné vodivosti materiálu	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
μ	Dynamická viskozita	$Pa \cdot s$
Pr	Prandtlovo číslo	-
Re	Reynoldsovo číslo	-
x_l	Opravný součinitel	-
y	Opravný součinitel	-
α	Součinitel přestupu tepla	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
ν	Kinematická viskozita	$m^2 \cdot s^{-1}$
Gal	Galileovo číslo	-
L	Délka	m
Z	Koeficient	-
$Nuss$	Nusseltovo číslo	-
h	Výška	m
η	Účinnost	-
x	Suchost páry	-

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1.1 Závislost kondenzačního tlaku na průtoku chladicí vody
- Obr. 1.2 Závislost kondenzačního tlaku na průtoku páry kondenzátorem
- Obr. 2.3 Základní schéma měrných entalpií vstupujících do výpočtu regeneračního ohříváku s naznačením využitím korekce pro spádování kondenzátu, popsané v 37
- Obr. 2.4 Parametrická tabulka vyjadřující závislost koeficientu prostupu tepla k a výstupní teploty t_{out} na průtoku m_w pro NTO2
- Obr. 2.5 Grafické zobrazení závislosti koeficientu prostupu tepla k na průtoku m_w pro NTO2
- Obr. 2.6 Oblast hodnot využitých pro sestavení teplotní závislosti tepelného toku [12]
- Obr. 2.7 Parametrická tabulka základních parametrů pro nenávrhové podmínky parogenerátoru
- Obr. 2.8 Závislost výstupní teploty primárního média na výkonu parogenerátoru
- Obr. 2.9 Závislost hmotnostního průtoku primárního média na výkonu parogenerátoru
- Obr. 2.10 Výpočtový model parogenerátoru v programu EES ve zjednodušené formě při předpokladu konstantní vstupní a výstupní teploty
- Obr. 3.11 Příklad výpočtu expanze ve VT díle a následné separace a přehřívání, včetně korekce pro kaskádování kondenzátu
- Obr. 3.12 Závislost poměrných tlakových ztrát vztažených k nominálním ztrátám na počtu průtočných trubek kondenzátor
- Obr. 3.13 Závislost celkové účinnosti na počtu průtočných trubek kondenzátor
- Obr. 3.14 Výpočtový model kondenzátoru v programu EES
- Obr. 3.15 Příklad využití funkce module pro výpočet parametrů NTO1 ve finálním bilančním kódu

SEZNAM TABULEK A GRAFŮ

Tabulka 2.1 Podpůrné služby certifikované elektrárnou Dukovany

Tabulka 3.2 Způsob popisu jednotlivých prvků v hlavním výpočtovém kódu

Tabulka 3.3 Srovnání celkové a tepelné účinnosti a nutného výkonu parogenerátoru pro zajištění čistého výstupního výkonu

Graf 2.1 Závislost poměrného tepelného toku na poměrném rozdílu teplot varu a stěny

Graf 3.2 Grafické zobrazení změny termodynamické účinnosti VT dílu

Graf 3.3 Grafické zobrazení změny termodynamické účinnosti NT dílu

Graf 3.4 Závislost teploty přehřevu prvního stupně přehříváku na výkonu turbíny

Graf 3.5 Závislost teploty přehřevu druhého stupně přehříváku na výkonu turbíny

Graf 3.6 Závislost celkové účinnosti oběhu na čistém výkonu bloku

Graf 3.7 Závislost termické účinnosti oběhu na čistém výkonu bloku

SEZNAM PŘÍLOH

1. Tepelné schéma pro 50 % dodávaného výkonu do sítě
2. Tepelné schéma pro 75 % dodávaného výkonu do sítě
3. Tepelné schéma pro 100 % dodávaného výkonu do sítě
4. Tepelné schéma pro 108 % dodávaného výkonu do sítě
5. Tepelné schéma pro letní provoz při referenčním výkonu reaktoru
6. Tepelné schéma pro zimní provoz při referenčním výkonu reaktoru
7. Tepelné schéma pro provoz při referenčním výkonu reaktoru při výpadku vysokotlaké regenerace