VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH A VARIANTNÍ ŘEŠENÍ SEKUNDÁRNÍHO A TERCIÁLNÍHO OKRUHU JADERNÉ ELEKTRÁRNY

DESIGN AND VARIANT SOLUTIONS OD SECONDARY AND TERTIALY CIRCUITS OF NUCLEAR POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Jakub Hladík**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **Ing. Pavel Milčák**
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Jakub Hladík**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Pavel Milčák**
Akademický rok:	2019/20

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:

Návrh a a variantní řešení sekundárního a terciálního okruhu jaderné elektrárny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jaderná energetika má v rámci trvalé udržitelnosti nezpochybnitelné místo. Znalost principů jednotlivých okruhů u jaderných elektráren je důležitá vzhledem k principu funkce a jaderné bezpečnosti.

Cíle diplomové práce:

- rešerše tepelných schémat jaderných elektráren,
- tvorba dílčích modelů komponent tepelného schématu,
- propojení komponent do tepelného schématu,
- zpracování tepelného schématu pro různé varianty pohonu napájecích čerpadel,
- zpracování tepelného schématu pro variantu suchého a mokrého chlazení.

Seznam doporučené literatury:

KRBEK, Jaroslav. Projektování tepelných centrál. Brno: VUT Brno, 1986, 252 s.

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.

FIEDLER, Jan. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

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.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

.....	.....
doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Účelem této diplomové práce je rešerše tepelných schémat jaderných elektráren a následně předložení návrhu dílčích komponent a jejich zapojení do tepelného schématu. Při návrhu jsou uvažovány různé varianty pohonu napájecích čerpadel a chladicích okruhů.

Klíčová slova

Jádro, jaderná energetika, energetika, sekundární okruh, tepelné schéma

ABSTRACT

The main aim of this diploma thesis is to acquaint the reader by the means of research with heat diagrams of nuclear power plants, and subsequently, submit a scheme design of partial components and their involvement to heat diagram. The work also reflects different drive variations of circulation pumps and cooling circuits.

Key words

Nucleus, nuclear engineering, power engineering, secondary circuit, heat diagram

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLADÍK, Jakub. *Návrh a variantní řešení sekundárního a terciálního okruhu jaderné elektrárny* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-08]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124369. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *diplomovou* práci na téma **Návrh a variantní řešení sekundárního a terciálního okruhu jaderné elektrárny** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---------- ----------

Datum *Jméno a příjmení*

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Pavlu Milčákovi za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD 11
1 Schémata jaderných elektráren 12
1.1 Jednookruhová schémata 13
1.2 Dvouokruhová schémata 16
1.3 Tříokruhová schémata 19
2 Schémata chladicích systémů 22
2.1 Průtočné chlazení 23
2.2 Oběhové chlazení (mokré) 24
2.3 Suché chlazení 27
3 Dílčí komponenty tepelného schématu 31
3.1 Dílčí komponenty primárního okruhu 31
3.1.1 Hlavní cirkulační čerpadlo 31
3.2 Dílčí komponenty sekundárního okruhu 33
3.2.1 Kondenzátor 33
3.2.2 Regenerační ohříváky 34
3.2.3 Napájecí nádrž 35
3.2.4 Parogenerátor 36
3.2.5 Nízkotlaká a vysokotlaká turbína 37
3.2.6 Separátor a přihřívák 38
3.3 Dílčí komponenty terciálního (chladicího) okruhu 39
3.3.1 Čerpadla terciálního okruhu 39
4 Tvorba dílčích modelů komponent tepelného schématu 40
4.1 Návrh kondenzátoru a chladicího okruhu 41
4.2 Návrh nízkotlakých regeneračních ohříváků a napájecí nádrže 43
4.3 Návrh kondenzátního čerpadla a tlakových ztrát v nízkotlaké části regeneračního systému 44
4.4 Návrh napájecího čerpadla a vysokotlakých regeneračních ohříváků 46
4.5 Návrh vysokotlakého regeneračního ohříváku 47
4.6 Návrh separátoru a přihříváku páry 48
4.7 Návrh nízkotlakého dílu parní turbíny 49
4.8 Návrh vysokotlakého dílu parní turbíny 51
4.9 Výpočet parametrů pracovní látky v regeneračních ohřívácích 53
4.10 Výsledné schéma parametrů dílčích komponent tepelného schématu 54
5 Výpočet propojení komponent do tepelného schématu 56
5.1 Výpočet tepelných a hmotnostních bilancí zařízení pracovního okruhu 56
5.2 Určení hmotnostních toků 56
5.3 Tepelná účinnost oběhu a vlastní spotřeba 59
6 Výpočet různých variant pohonu napájecích čerpadel 61

7 Výpočet tepelného schématu ve variantě suchého chlazení 63
DISKUSE 66
ZÁVĚR 67
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 68
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK 70
SEZNAM OBRÁZKŮ 71
SEZNAM TABULEK 72

ÚVOD

Jaderná energetika zaujímá při neustálému zvyšování poptávky po elektrické energii svou nezpochybnitelnou roli. To je dáno i díky její šetrnosti k přírodnímu prostředí, což v době vzrůstajícího vlivu klimatických změn je nutno pokládat za zásadní faktor. Výstavba nových jaderných bloků je zároveň velmi aktuálním tématem na území České republiky.

V této diplomové práci jsou nejprve v kapitolách jedna až tři uvedena formou rešerše jednotlivá schémata jaderných elektráren a jejich chladicích okruhů, následně pak dílčí komponenty jaderných zařízení.

V kapitole čtyři následně probíhá návrh dílčích komponent tepelného schématu sekundárního okruhu a především jejich uzlových bodů. Počínaje kondenzátorem přes jednotlivé díly regeneračních ohříváků, napájecí nádrže a parogenerátoru až po samotné části parní turbíny.

V kapitole pět probíhá následně jejich propojení do tepelného schématu, výpočet parního výkonu parogenerátoru, výpočet vlastní spotřeby a celkové účinnosti jaderného zařízení.

Další variantou řešení je využití turbonapájecího soustrojí k pohonu napájecích čerpadel. Tato varianta je navržena v kapitole šest.

V poslední kapitole je posléze k oběma výše uvedeným možnostem spočtena varianta při využití suchého chlazení.

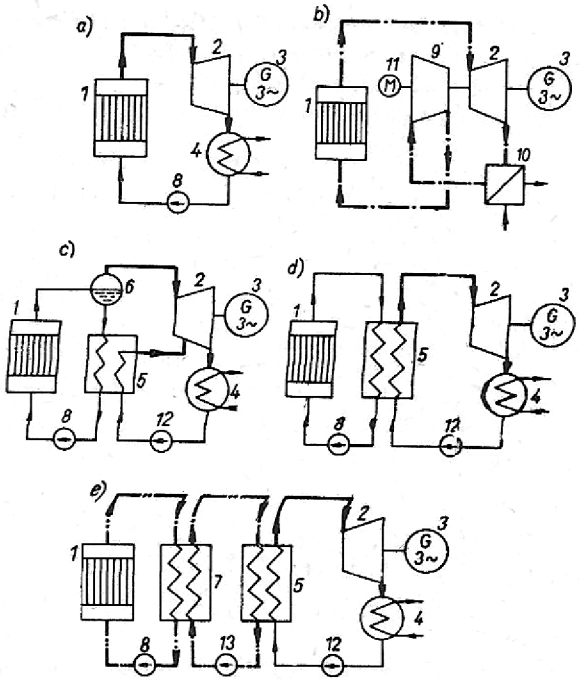
1 Schémata jaderných elektráren

Schémata jaderných elektráren můžeme dělit na základě několika kritérií. V této kapitole jsme se rozhodli na dělení dle počtu okruhů elektrárny, ve kterých dochází ke změně energií. Nejprve z jaderné na tepelnou, následně z tepelné na mechanickou a nakonec na elektrickou.

Dle tohoto kritéria dělíme tepelná schémata jaderných elektráren na:

- Jednookruhová
- Dvouokruhová
- Tříokruhová

Znázornění těchto schémat se nachází na Obr. 1.1.



Obr. 1.1 Základní tepelná schémata jaderných elektráren[7]

Na zvolení typu tepelného schématu jaderné elektrárny se podílí následující požadavky:

- Požadovaná jednoduchost schématu
- Druh pracovní látky a chladiva
- Termodynamická charakteristika schématu
- Jaderná bezpečnost
- Požadované regulační charakteristiky elektrárny
- Ekonomické hledisko [7]

1.1 Jednookruhová schémata

Mezi jednookruhová schémata jaderných elektráren neboli elektráren s přímým cyklem, patří taková schémata, u kterých pracovní látka, která přijímá tepelnou energii v reaktoru, je zároveň přiváděna na turbínu.

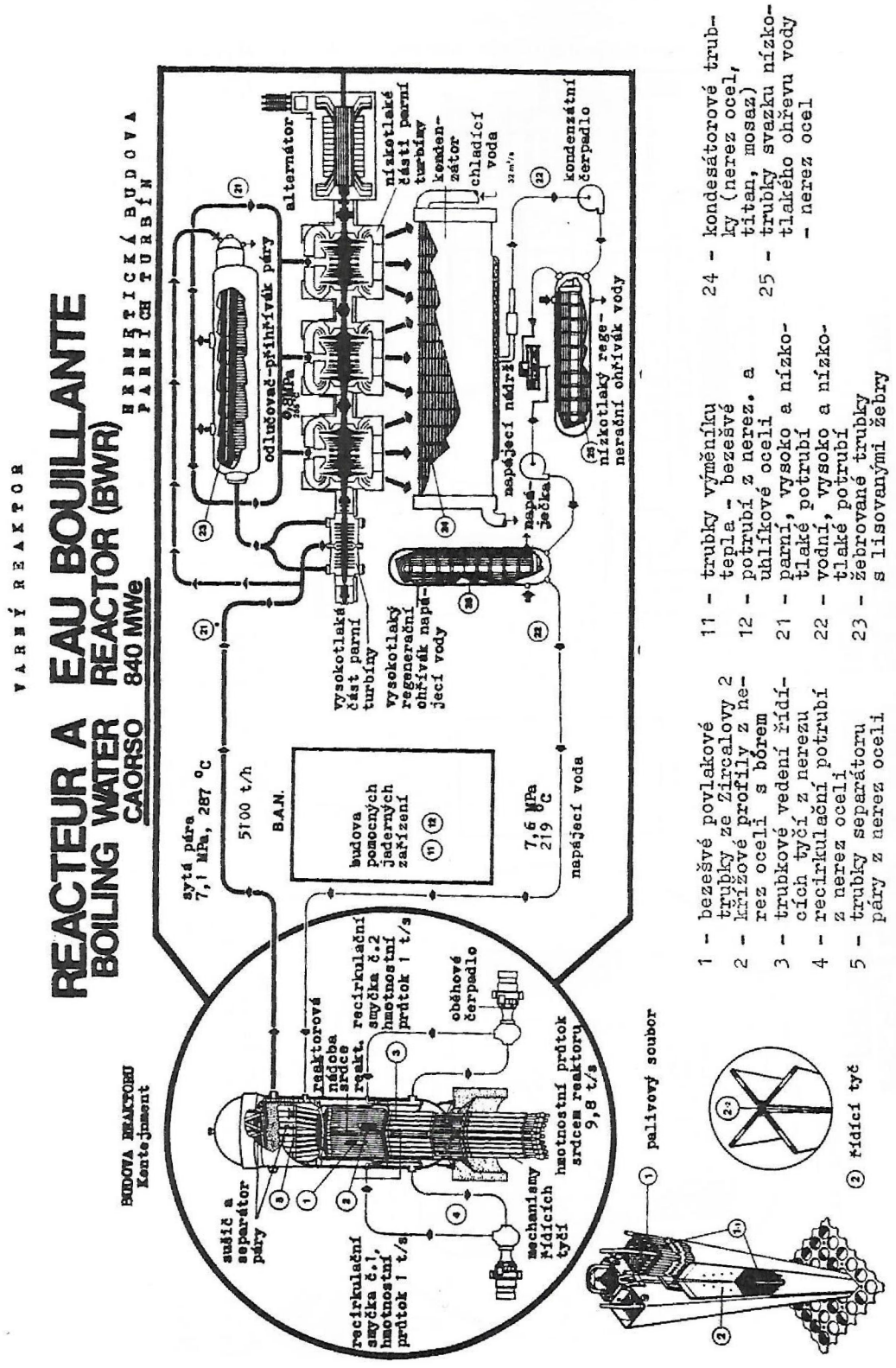
Jedním z reaktorů, využívajících jednookruhové schéma, je reaktor BWR (z anglického boiling water reactor). Byl navrhnut během padesátých let minulého století na území USA. Jedná se o druhý nejrozšířenější typ reaktoru na světě. Na počtu jaderných reaktorů se podílí přibližně ze 14,7%[24]. Voda se zde používá zároveň jako chladivo i jako moderátor. V tab. 1.1 jsou zobrazeny některé parametry jaderné elektrárny využívající reaktor BWR.

Obohacení uranu izotopem ^{235}U	2,1 až 2,6 %
Průměr aktivní zóny	4,5 m
Výška aktivní zóny	3,7 m
Tlak vody	7 MPa
Teplota páry na výstupu z reaktoru	286 °C

Tab. 1.1 Typické parametry reaktoru BWR s výkonem 1000 MW[9]

Dalším typem užívajícím jednookruhové schéma je původně sovětský reaktor RBMK (Reaktor Bolšoj Moščnosti Kanalnyj). Na rozdíl od reaktoru BWR se zde jako moderátor využívá grafitová vyzdívka. Jako palivo se zde používají palivové kazety z přírodního nebo lehce obohaceného uranu ^{235}U. Tento typ reaktoru byl využit v JE Obninsk, JE Kursk či ukrajinské JE Černobyl. V současné době již neprobíhá další výstavba tohoto typu reaktoru.

Na obr. 1.2 je zobrazeno zjednodušené jednookruhové schéma reaktoru BWR, využívaného v italské JE Caorso o výkonu 840MW. Voda se zde používala jako moderátor, stejně tak i jako chladivo. Oběh vody v reaktoru je zde zaručen pomocí recirkulační smyčky, na které se nachází oběhové čerpadlo. Před odchodem z budovy reaktoru projde pracovní látka sušičem a separátorem páry. Poté je odvedena sytá pára o tlaku 7,1 MPa a teplotě 287 °C. Tato pára je posléze uvedena na vysokotlaký díl turbíny. Po odvedení práce na turbíně, je pracovní látka odvedena na odlučovač a přihřívák páry (odběr pro přihřívák páry byl vyveden před vstupem na vysokotlaký díl parní turbíny). Odtud je odvedena na nízkotlakou část parní turbíny. Pracovní látka následně kondenzuje v kondenzátoru. Odváděná kapalina je poté hnána kondenzátním čerpadlem přes nízkotlaký ohřívák vody do napájecí nádrže. Odtud přes napájecí čerpadlo do vysokotlaké regenerace. Tato kapalina o tlaku 7,6 MPa a teplotě 219°C opouští hermetickou budovu parních turbín a vstupuje do budovy reaktoru. Tím uzavírá jednookruhový cyklus.



Obr. 1.2 Zjednodušené funkční schéma JE Caorso[8]

Speciálním typem jednookruhových schémat jaderných elektráren jsou okruhy využívající plynovou turbínu. Na rozdíl od oběhů s parní turbínou zde vstupuje ohřátý plyn odvedený z reaktoru na plynovou turbínu. Odtud je veden na chladič a následně na kompresor. Cyklus je uzavřen navrácením pracovní látky do reaktoru. Jednookruhová schémata s parní turbínou nedosáhla výrazného využití v jaderné energetice, neboť pro získání srovnatelné účinnosti s parními oběhy by musela dosahovat vysokých parametrů (až 800°C[11]). Ty jsou však velmi náročně dosažitelné z hlediska technologického či z důvodů jaderné bezpečnosti. I v tomto případě je celý okruh jaderné elektrárny aktivován. Schéma oběhu s parní turbínou je zobrazeno na obr. 1.1b.

Pokud se budeme držet definice jednookruhových schémat uvedené na začátku této kapitoly, patří mezi jednookruhové cykly i tzv. kombinované schéma. V něm parovodní směs - odvedená z reaktoru - vstupuje do bubnu. Odtud je oddělená sytá pára vedena na turbínu a následně do kondenzátoru. Druhá část pracovní látky - oddělená v bubnu - vstupuje do parního generátoru, kde ohřívá pracovní látku přivedenou z kondenzátoru kondenzátním čerpadlem. Ohřátá látka následně vstupuje na příslušnou část turbíny, zatímco ochlazená kapalina uzavírá cyklus návratem do reaktoru. Při užití tohoto schématu je celý pracovní okruh aktivovaný. Kombinované schéma je zobrazeno na obr. 1.1c.

Mezi největší výhody jednookruhových schémat patří jeho jednoduchost a z toho vyplývající investiční náklady. Dále také vyšší účinnost, protože nedochází ke ztrátám v parogenerátoru. Navíc zde lze dosáhnout vyšších parametrů syté páry vstupující na turbínu.

Zásadní nevýhodou se u jednookruhových schémat stává skutečnost, že aktivní pracovní látka protéká celým okruhem včetně turbín. Z toho vyplývají vyšší požadavky na jadernou bezpečnost a vyšší investiční náklady na údržbu.

Budoucnost jednookruhových jaderných elektráren bude silně spjata s rozvojem jaderné energetiky. Pokročilý varný reaktor AWBR, který patří do třetí generace jaderných reaktorů, byl zatím spuštěn pouze v Japonsku, konkrétně Kašiwazaki-Kariwa (šestý a sedmý blok). Tyto bloky byly spuštěny jako první reaktory třetí generace na světě v letech 1996 až 1997. Před dostavbou jsou další bloky na Tchaj-wanu, jejich spuštění ale záleží na rozhodnutí veřejnosti. Další bloky byly plánovány ve Velké Británii, v současné době byla ale jejich výstavba pozastavena z finančních důvodů.[10]

Obr. 1.3 JE Kašiwazaki-Kariwa[8]

1.2 Dvouokruhová schémata

Na rozdíl od jednookruhových schémat vstupuje u dvouokruhových na turbínu vodní pára, která nebyla v přímém kontaktu s aktivovanou vodou reaktoru. Děje se tak díky rozdělení schématu na primární a sekundární okruh. Tyto okruhy jsou propojeny výměníkem tepla, tzv. parogenerátorem.

Mezi zajímavosti patří, že první jaderná elektrárna zapojená do sítě byla právě dvouokruhová. Stala se jí JE Obninsk již 27. června roku 1954 v 17:45 místního času. V provozu byla pouze pět let, poté se její význam přesunul do oblasti výzkumu. Využívala reaktor AM-1 (Atom mirnyj – mírový atom). Z tohoto typu reaktoru byl odvozen reaktor RBMK. JE Obninsk měla výkon 5 MW. Parametry tepelného schématu JE Obninsk jsou popsány v tab. 1.2. Projektovým inženýrem byl jmenován Nikolaj Dolležal z Ukrajiny (v té době součást SSSR).[12][13]

Tepelný výkon	30MW
Tlak v primárním okruhu na vstupu do PG	10 MPa
Teplota pracovní látky primárního okruhu na vstupu do PG	280°C
Tlak sekundárního okruhu na vstupu do PG	1,25 MPa

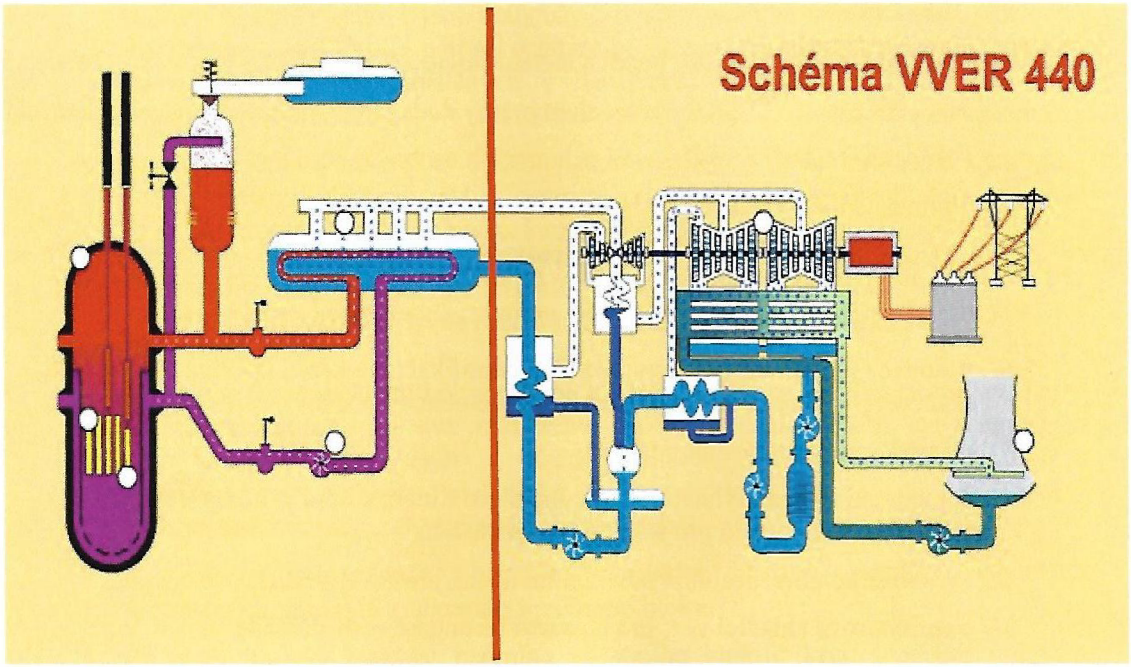
Tab. 1.2 Parametry tepelného schématu JE Obninsk [12]

Doménou dvouokruhových tepelných schémat jaderných elektráren jsou tzv. tlakovodní reaktory. V nich nedochází k varu pracovní látky v primárním okruhu, nýbrž pouze k předání energie pracovní látce sekundárního okruhu v parogenerátoru. Tlakovodní reaktory jsou v současné době nejrozšířenějším typem reaktorů na světě. Tvoří přibližně 67,9 % všech světových reaktorů [24].

Typickými zástupci tlakovodních reaktorů jsou americký reaktor PWR (Pressurized light-water moderated and cooled reactor), a ruský reaktor VVER (Vodo-vodjanoj energetičeskij reaktor). V této původně americké technologii dochází k udržování pracovní látky v primárním okruhu pod bodem varu za působení vysokých tlaků. Například v JE Dukovany je tlak pracovní látky na vstupu do parogenerátoru 12,25 MPa [14]. Těmito parametry vznikají velké nároky na tlakovou nádobu reaktoru. Ta bývá svařena z prstenců nízkouhlíkaté oceli. Zároveň je nutná zvýšená antikorozní ochrana, neboť reaktory VVER využívají jako chladivo a moderátor lehkou vodu obsahující kyselinu boritou H_3BO_4. Odstavná koncentrace kyseliny je 14 g_{H3BO4}/kg_{H2O}[14]. Rozdíl mezi reaktory PWR a VVER je především v robustnosti a rozloze. Reaktor VVER má větší objem chladiva v primárním okruhu, což má pozitivní vliv na bezpečnost, neboť při úniku dochází k chlazení reaktoru po delší dobu. Naproti tomu má reaktor PWR nižší investiční náklady.

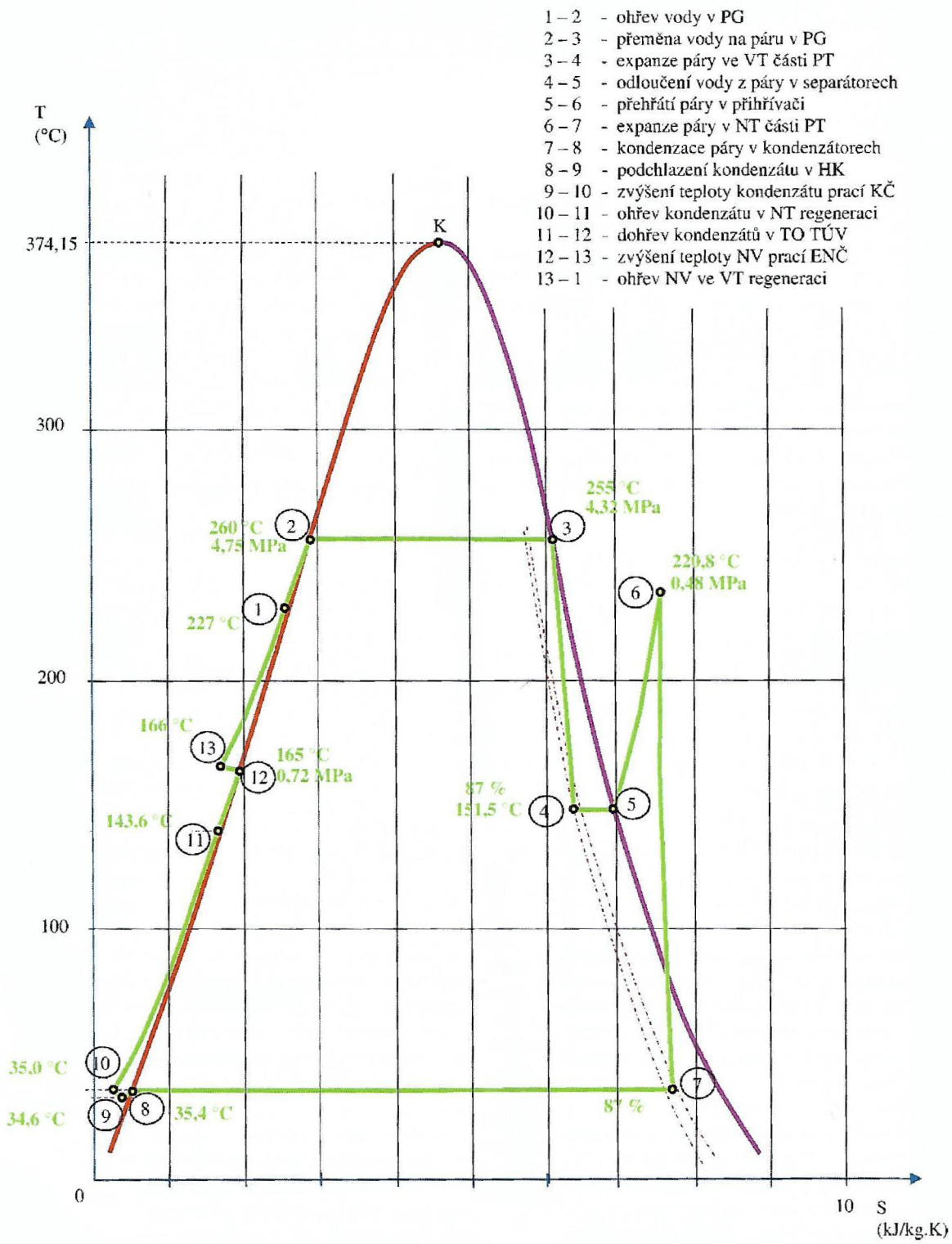
Na obr. 1.4 je zobrazeno schéma primárního a sekundárního okruhu JE Dukovany, využívající modernizovaný reaktor VVER 440 V-213. Proudění primárního okruhu je zajištěno hlavními cirkulačními čerpadly, umístěnými na studené cirkulační větvi. Voda je vedena do reaktoru, kde se v aktivní zóně ohřívá z teploty 267 °C na hodnotu 297 °C. Následně je vedena do parogenerátoru, kde vytváří sytou páru pro sekundární okruh. Na studené i teplé cirkulační smyčce je umístěna hlavní uzavírací armatura. Tlak v primárním okruhu je udržován pomocí kompenzátoru objemu umístěným na teplé větvi okruhu. Zde je

chladivo ohříváno skupinou elektroohříváků, které zde udržují teplotu přibližně 325 °C (nejvyšší v primárním okruhu). Při poklesu tlaku dojde k zapnutí zbylých elektroohříváků až po dosažení nominálního stavu. Celkový výkon elektroohříváků je 1620 kW. Naopak při zvýšení tlaku dojde k zapnutí sprch, umístěných ve vrchní části kompenzátoru objemu. Pokud by sprchy nedokázaly zastavit nárůst tlaku, dojde k otevření pojistných ventilů a odfuku páry do barbotážní nádrže umístěné nad kompenzátorem objemu.Celkově se primární okruh skládá z šesti takovýchto smyček. [14]



Obr. 1.4 Schéma primárního a sekundárního okruhu JE Dukovany[14]

Sekundární okruh dvouokruhové jaderné elektrárny je velmi podobný jednookruhovým schématům. Zde je ale pracovní látka vystupující z vysokotlaké regenerace vedena do parogenerátoru, přejímá teplo primárního okruhu, a až poté vstupuje na vysokotlaký díl parní turbíny. Parametry tepelného schématu sekundárního okruhu JE Dukovany jsou popsány v T-s diagramu na obr. 1.5.



Obr. 1.5 Parametry sekundárního okruhu JE Dukovany[14]

Jedním z nejmodernějších dvookruhových schémat jsou ty, které využívají reaktor VVER 1200, spadající do generace III+. V současné době je využíván v JE Novoroněž. Tyto reaktory patří mezi jednu z možností pro plánované jaderné bloky v České republice.

Dalším typem reaktorů využívající dvouokruhové schéma je reaktor PHWR (Pressurized heavy water reactor) - původně z Kanady. Jako chladivo a moderátor je zde používána těžká voda D_2O. Na zastoupení všech reaktorů ve světě se podílí přibližně 10,9 % [24]. Trubky, kterými protéká pracovní látka v reaktoru, jsou zde vedeny horizontálně.

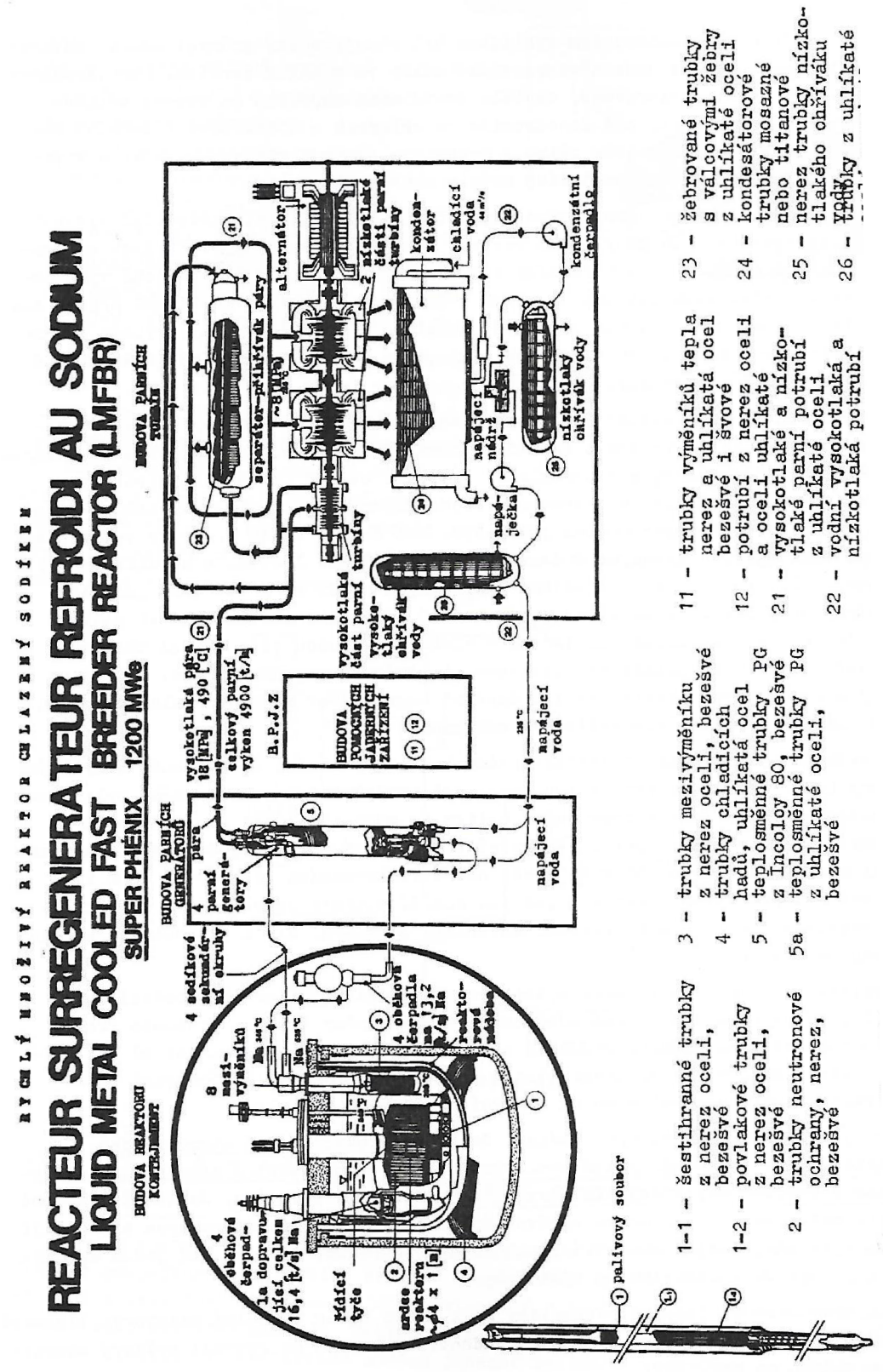
Mezi dvouokruhová schémata patří i některé typy reaktorů chlazené plynem. Konkrétně reaktor GCR Magnox (Gas cooled graphite moderator reactor). Moderátorem primárního okruhu jsou grafitové bloky, chladivem pak oxid uhličitý CO2, který předává teplo pracovní látce sekundárního okruhu (voda) v parogenerátoru. V současnosti se využívá pokročilejší typ tohoto reaktoru – AGR. Je využíván především ve Velké Británii.

1.3 Tříokruhová schémata

Pro pochopení tříokruhových schémat jaderných elektráren je potřeba nejprve definovat rozdíl mezi tepelnými a rychlými reaktory. Tepelné reaktory - jak již vypovídá název - využívají ke štěpné reakci tepelné neutrony, jejichž energie se pohybuje do hodnoty 1 eV. Využívají se ke štěpení uranu ^{235}U. Naproti tomu rychlé neutrony, které mají kinetickou energii větší než 0,1 MeV, se využívají ke štěpení uranu ^{238}U v rychlých reaktorech. Neutrony vzniklé jaderným štěpením patří povětšinou mezi neutrony rychlé, proto se pro účinné štěpení uranu ^{235}U využívá moderátor ke snížení kinetické energie neutronů. Z toho vyplývá, že elektrárny, které fungují na principu rychlých (množivých) reaktorů, moderátor nepotřebují. Štěpení na základě rychlých neutronů nám zároveň umožňuje štěpit jaderné palivo ve větší míře, než je možné u reaktorů využívajících tepelné neutrony.[8]

Využití rychlých neutronů má velký vliv na konstrukci reaktoru. Dochází zde ke zvýšení neutronového toku a tepelného zatížení aktivní zóny oproti jiným typům reaktorů. To vede k velmi specifickým požadavkům na chladivo. Především jeho vysokou tepelnou vodivost při nízkých rychlostech, vysokou teplotu varu při nízkém tlaku a také co nejnižší bod tuhnutí. Takové vlastnosti se ukázal splňovat tekutý sodík.

Na obr. 1.6 je zobrazeno schéma tříokruhové jaderné elektrárny s rychlým reaktorem, Super Phénix o výkonu 1200 MW. Primární okruh je složen z reaktoru a oběhových čerpadel, které jsou umístěny integrálně a zajišťují oběh v okruhu. Pracovní látka je přiváděna do mezivýměníku, kde předává tepelnou energii látce sekundárního okruhu. Mezivýměníků je osm, každý s tepelným výkonem 375 MW[8]. Sekundární okruhy jsou čtyři, pracovní látkou je v nich sodík. Ta je vedena z budovy reaktoru do budovy parních generátorů. Zde předává teplo sekundárního okruhu v parogenerátorech. Oběh v sekundárním okruhu je zajišťován oběhovými čerpadly umístěnými ve studené smyčce. Terciální okruh tříokruhové elektrárny je totožný se sekundárním okruhem v dvouokruhových schématech. Aktivován je pouze primární okruh.



Obr. 1.6 Zjednodušené funkční schéma JE s rychlým reaktorem[8]

Tříokruhové schéma využívají v současné době komerčně provozované reaktory FBR (fast breeder reactor). Tento reaktor používá třetí blok Bělojarské JE. Typické parametry jaderné elektrárny, využívající reaktor FBR (konkrétně LMFBR) o výkonu 2740 MW, jsou popsány v tab. 1.3.

Tepelný výkon reaktoru	MW	2740
Čistý elektrický výkon	MW	1000
Tepelná účinnost	%	36,5
Objem srdce a množivé zóny reaktoru	l	20853
Ekvivalentní průměr srdce reaktoru	m	2,82
Ekvivalentní průměr AZ reaktoru	m	3,71
Výška AZ	m	1,22
Teplota chladiva (Na) na vstupu do reaktoru	°C	343
Teplota chladiva na výstupu z reaktoru	°C	499
Průměr palivové tyčky	cm	0,74
Teplota pokrytí paliva	°C	558
Hmotnost počáteční vsázky kovu (těžkého)	kg	85200
Z toho hmotnost štěpných materiálů	kg	3635
Průměrné vyhoření paliva	MWd/t	61000

Tab. 1.3 Typické parametry reaktoru FBR s výkonem 2740MW[8]

2 Schémata chladicích systémů

Jaderné elektrárny využívají R-C cyklus pro získávání elektrické energie. Z tohoto cyklu vyplývá potřeba chladicích systémů. Pokud k předání energie chladicímu systému dochází v kondenzátoru, jedná se o přímou chladicí soustavu. Pokud k ochlazování dochází alespoň ve dvou výměnících, jedná se o chladicí soustavu nepřímou.

V této kapitole jsme rozdělili chladicí systémy na:

- Průtočné chlazení
- Oběhové (recirkulační) chlazení (mokré)
- Suché chlazení

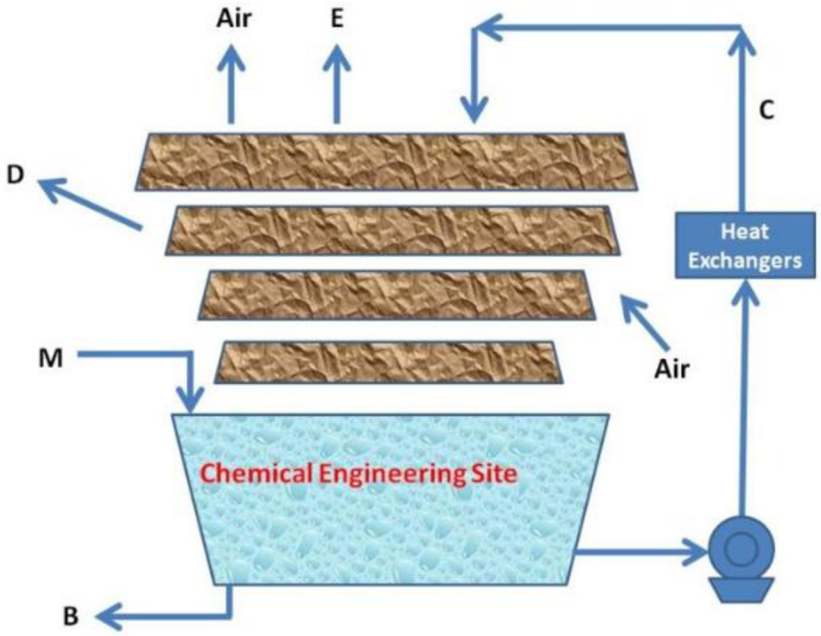
Mezi další spotřebitele vody v tepelných centrálách patří:

- Chlazení turbínového oleje
- Chlazení elektrického generátoru
- Chlazení ložisek čerpadel a ventilátorů
- Bezpečnostní systémy JZ

Přesto k největší spotřebě vody dochází právě u chlazení kondenzátoru při oběhovém chlazení. Množství chladící vody se získává pomocí násobnosti chlazení m.

$$m = \frac{M_V}{M_p} = \frac{i_{kin} - i_{kout}}{c_v . \Delta T_w} \qquad (2.1)$$

S tím souvisí i doplňování ztrát vody v chladícím okruhu (M). Ten je způsoben ztrátou odparem (E), únosem (D) a odluhem (B).[4]



Obr. 2.1 Schéma ztrát vody v chladicím okruhu oběhového chlazení [4]

$$M = E + D + B \qquad (2.2)$$

2.1 Průtočné chlazení

Průtočné chlazení, nebo též OTC systém chlazení (once-through cooling), je způsob ochlazování jaderného zařízení, který bývá využíván v oblastech s velkou zásobou vody. Konkrétně se jedná především o pobřeží, okolí velkých řek, ale i dalších vodních nádrží. Tudíž může být voda jak sladká, tak slaná. U slané vody tak ale dochází k dodatečným nákladům na opatření vůči korozi.

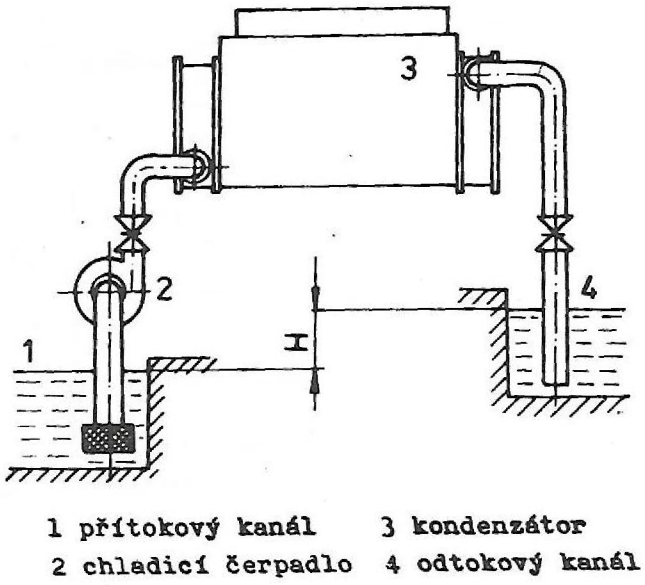
Voda je u průtočného chlazení vedena přímo do kondenzátoru, kde přejímá teplo z jaderného zařízení, a následně se vrací do místa odběru.

Systém průtočného chlazení se skládá z jímacího zařízení, systému potrubí (přívodních a vratných), přičemž oběh je zajištěn pomocí jednoho či více čerpadel chladící vody. Ta mohou být umístěna buď přímo u zdroje vody, nebo též u kondenzátoru.

Zároveň je často využíván přirozený tok řek či možnost využití gravitačního spádu, kdy jsou čerpadla umístěna pod kondenzátorem.

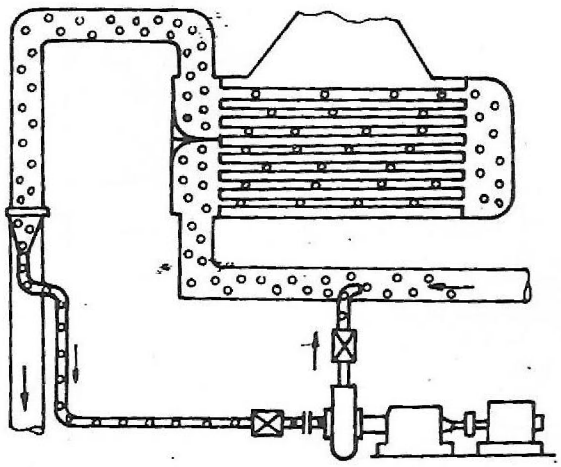
V některých případech, kdy je potřeba překonat delší vzdálenost, např. při podcházení komunikace, se využívá železobetonový kanál pro přívod vody do kondenzátorů.

Mezi průtočná chlazení patří i tzv. sifonový princip, při kterém je centrální čerpací stanice na břehu řeky. Jedná se o jeden z nejekonomičtějších způsobů chlazení elektráren. Zároveň je ale omezen podmínkou, že výtok z kondenzátoru nesmí být výše než 7 m nad hladinou zdroje vody. Schéma sifonového principu u průtočného chlazení je zobrazeno na obr. 2.2.[1]



Obr. 2.2 Sifonový princip u průtočného chlazení [1]

Z důvodu zabránění vniknutí mechanických usazenin či živých organismů do chladicího systému se využívá systém kontinuálního čištění trubek zvaný Taproge. Schéma tohoto systému je zobrazeno na obr. 2.3.



Obr. 2.3 Systém kontinuálního čištění trubek [1]

Jednou z výhod průtočného chlazení je fakt, že téměř nedochází k odpařování užívané vody. Jen velmi malé množství projde změnou skupenství při návratu do místa odběru z důvodu předchozího ohřátí.

Každý zdroj energie využívající průtočné chlazení je ale zároveň omezen a kontrolován v důsledku ohřátí vody (typicky 30 °C) navracející se do místa odběru. Další možností je měření teplotního rozdílu vstupní a výstupní chladící látky. Někdy se využívá kombinace obou zmíněných kontrol. Děje se tak z důvodu vlivu na životní prostředí či živé organismy. Některé státy v současnosti zvyšují teplotu výstupní vody až na 40 °C. [15]

Průtočné chlazení se využívá především pro elektrárny velkých výkonů (řádově stovky MW). V České republice se využívá systém průtočného chlazení u elektrárny v Hodoníně a Mělníku.

2.2 Oběhové chlazení (mokré)

Oběhové chlazení patří mezi nejpoužívanější typ chladicích systémů v našich podmínkách, tj. bez velkých řek či bez okolních moří. Obě jaderné elektrárny nacházející se na území České republiky využívají oběhový systém chlazení.

U oběhového chlazení zajišťuje přejímání teploty v kondenzátoru chladící okruh, který následně pokračuje několika způsoby:

- Chladicí rybník
- Chladicí věž s přirozeným tahem
- Chladicí věž s nuceným tahem

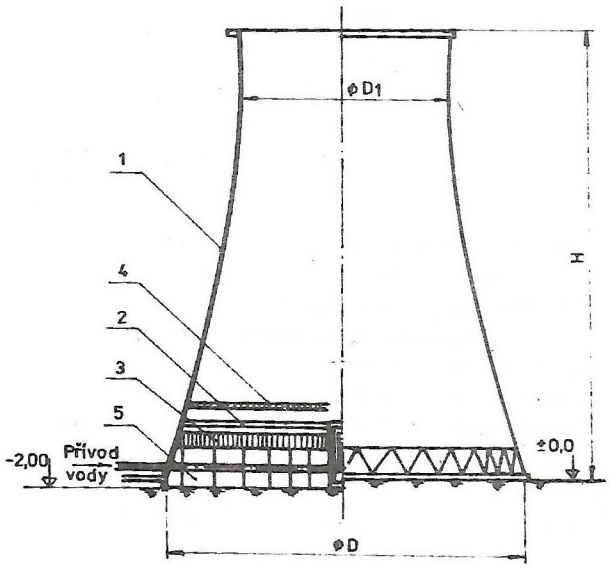
Mezi další možnosti patří tzv. sprchový bazén, který se investičně nachází mezi chladicím rybníkem a chladicí věží s přirozeným tahem. Z důvodu možného zamrznutí či velkého únosu vody nebyl tento druh oběhového chlazení v energetice rozšířen.

Chladicí rybníky, které jsou využívané pro oběhové chlazení, bývají většinou uměle vytvořené. Využívají se především v Rusku. Jejich výhodou je především nižší střední roční teplota vody. Další výhodou je možnost zásoby vody v oblastech s výrazně měnícím se

úhrnem srážek napříč časem. Naopak - mezi největší nevýhody patří velká zastavěná plocha a vyšší investiční náklady.

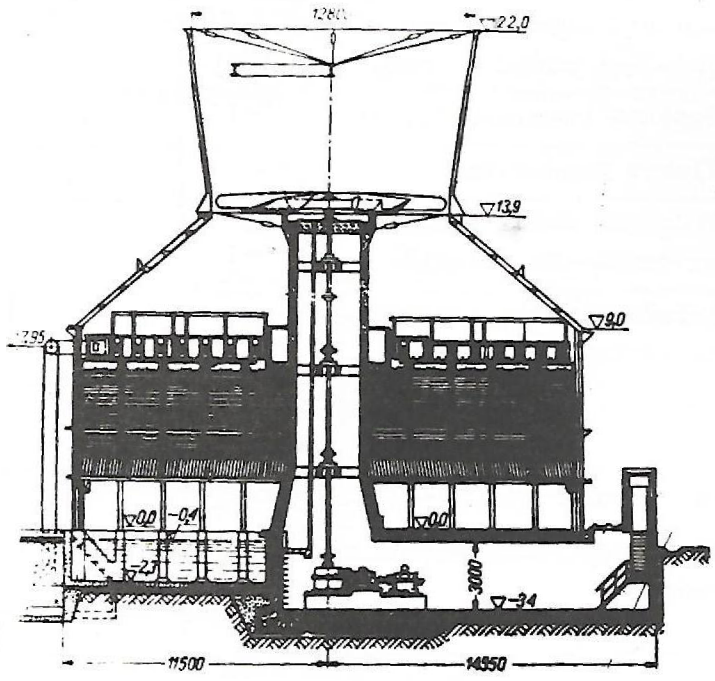
Obr. 2.4 Chladicí rybník JE Kursk [16]

Nejužívanějším způsobem chlazení s recirkulačním okruhem je využití tzv. chladicích věží s přirozeným tahem. Při tomto typu chlazení je chladicí látka vyvedená z kondenzátoru vedena do věží s hyperboloidním pláštěm. Zde je buď rozprašována (tato metoda se nazývá jako soustava kapková), nebo rozvedená na soustavu šikmých desek (blánová metoda). Chladicí věže se dříve stavěly například ze dřeva či ze dřeva s ocelovou konstrukcí. Ty však měly velmi nízkou trvanlivost. Postupně se přešlo k železobetonovým věžím, které kromě delší životnosti umožnily i chlazení větších výkonů. Pod věží se nalézá bazén chladicí vody. Schéma chladicí věže je zobrazeno na obr. 2.5.



Obr. 2.5 Chladicí věž s přirozeným tahem [1]

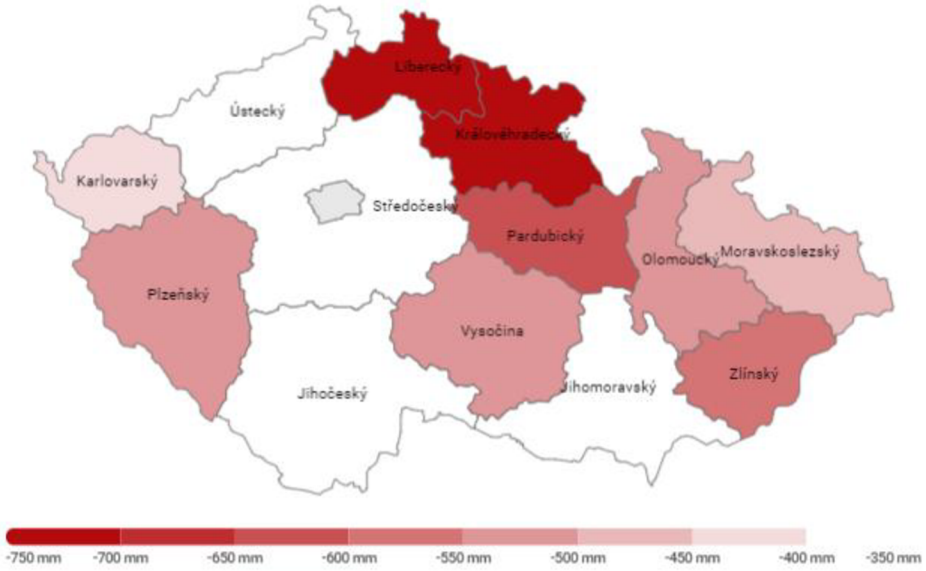
Poslední typ chlazení u oběhových schémat (mokrých) využívá tzv. chladicí věže s umělým nebo též nuceným tahem. V tomto případě je oběh vzduchu zajištěn ventilátorem nacházejícím se v útrobách chladicí věže. Výhodou tohoto systému je, že se teplota ochlazované vody v kondenzátoru více přiblíží teplotě mokrého teploměru díky většímu hmotnostnímu toku vzduchu. Dále pak lepší možnosti regulace, či nižší výška chladicích věží. Nevýhodou je pak spotřeba elektrické energie ventilátory. V současnosti se tento typ chlazení používá například jako záložní systém chlazení v JE Dukovany.



Obr. 2.6 Chladicí věž s nuceným tahem [1]

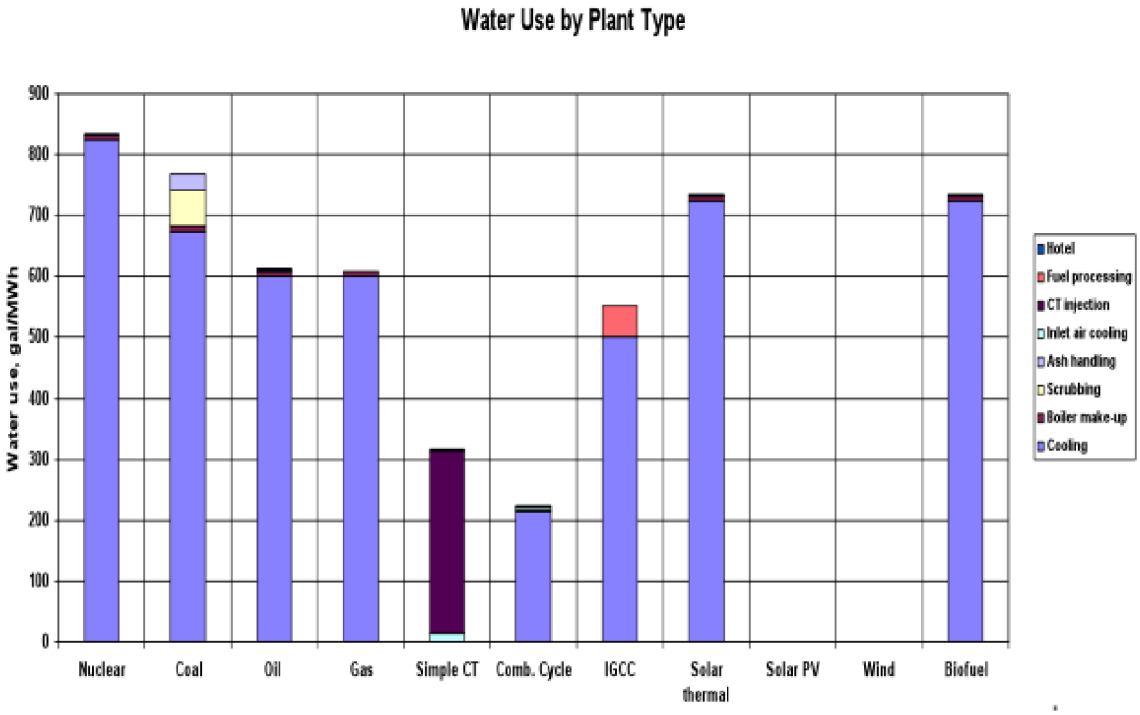
2.3 Suché chlazení

V následku klimatických změn dochází nejen na území České republiky k úbytku srážek a zásob povrchové a podzemní vody. Sucho se projevuje zejména od roku 2014, kdy hned ve dvou letech bylo označeno jako velmi silné (2015 78 % a v roce 2018 76 % k dlouhodobému průměrnému ročnímu úhrnu srážek). Dalším problémem spojeným s klimatickými změnami je i nárůst průměrné teploty. Kromě oblastí jako je zemědělství či vodohospodářství, se problémy s klimatickými změnami projevují i v oblasti energetiky.[17]



Obr. 2.7 Plošný deficit srážek v mm pro území krajů České republiky za období hydrologických roků 2014 až 2018[18]

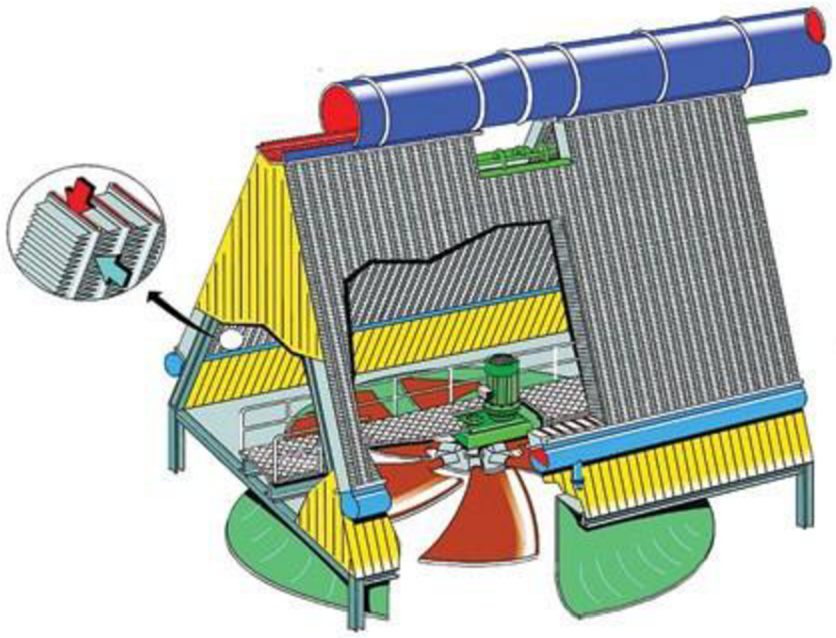
Spotřeba vody je jednou z nejzásadnějších otázek v pohledu na budoucnost jaderné energetiky. Bývá používána jako častý argument při protijaderných postojích. Na obr. 2.8 je zobrazena spotřeba vody na MWh (1 gal = 3,79 l) napříč různými typy elektráren. Právě proto je jaderná energetika silně provázána s klimatickými změnami.



Obr. 2.8 Spotřeba vody, vztažená na MWh, napříč různými typy elektráren [15]

V roce 2018 došlo kvůli vlně veder k odstavení jednoho bloku švédské jaderné elektrárny Righals o výkonu 904 MW z důvodu vysoké teploty mořské vody. Ve Francii došlo ve stejném období k odstavení třech bloků společnosti EDF. Důvodem byla vysoká teplota řeky Rhony. Všechny tyto bloky mají jeden společný znak – k ochlazování využívají průtočné chlazení.[19]

Jedním z možných řešení problémů chlazení jaderných elektráren by mohly být kondenzátory chlazené vzduchem. U tohoto systému chlazení je voda z kondenzátoru vedena do tepelných výměníků, kde proudí uzavřenými soustavami potrubí a kanálků. Zde předává teplo okolnímu vzduchu poháněnému ve většině systémů pomocí skupiny ventilátorů. Schéma takovéhoto systému chlazení je zobrazeno na obr. 2.9.

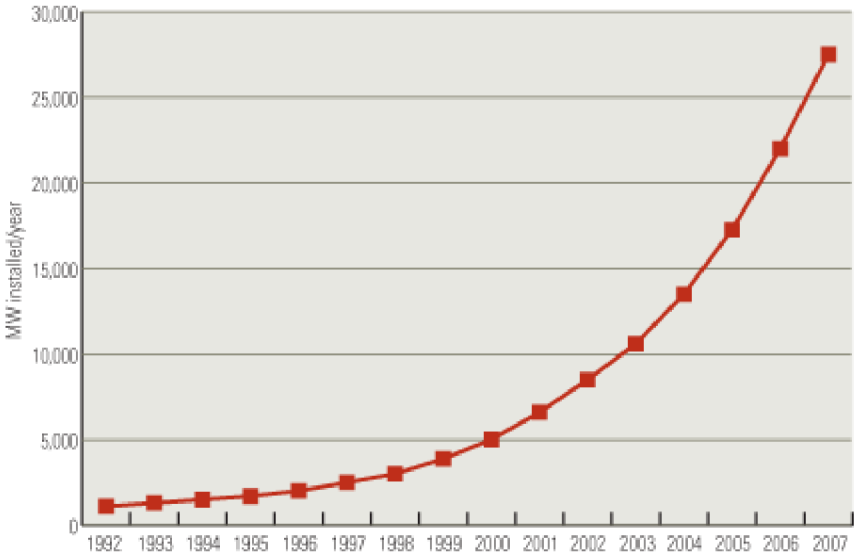


Obr. 2.9 Schéma vzduchem chlazeného systému s nuceným tahem[20]

Problémem systému využívajícího suché chlazení je především nízká tepelná vodivost vzduchu a jeho nízká tepelná kapacita. Ta se následně s dalšími parametry projeví ve stanovení součinitele prostupu tepla k, který tak bude řádově nižší, než v případě chladicích systémů využívajících vodu. Dle rov. 2.2 tak zákonitě dojde k výraznému navýšení potřebné plochy výměníku při zachování předaného tepla. Například u největších současných elektráren využívajících suché chlazení Medupi a Kusile (každá o výkonu 4800 MW), dosahuje plocha vzduchem chlazeného systému u jednotlivých elektráren 72000 m^2[22].

$$Q = k.S.\Delta t \tag{2.2}$$

Přesto dochází k výraznému užívání suchého chlazení v energetickém průmyslu. Mezi nejčastější uživatele tohoto způsobu chlazení patří především Spojené státy americké, Čína, země Středního východu a jižní Afriky. Nárůst instalovaného výkonu využívajícího suché chlazení je zobrazen na obr. 2.10.



Obr. 2.10 Nárůst instalovaného výkonu využívajícího suché chlazení [20]

Na rozdíl od obecné energetiky se nezdá pravděpodobné, že by jaderné elektrárny v blízké budoucnosti přijaly systém suchého chlazení. Ten je v současnosti využíván u malých modulárních reaktorů (SMR) – amerických Holtec SMR-160 a B&W mPower. U velkých elektráren o výkonu 1000 MW - jako je JE navrhovaná v této diplomové práci - by dodatečné náklady dosahovaly okolo dvě stě milionu dolarů.[15]

Posudkem způsobilosti použití oběhového chlazení jaderné elektrárny se v současnosti zabývá vyjádření Ministerstva životního prostředí (MZP)- konkrétně posuzování vlivů na životní prostředí (EIA). V říjnu roku 2019 došlo k vyjádření ohledně záměru vybudování nového jaderného zdroje v lokalitě Dukovany.

V oblasti vyhodnocení vlivů na povrchové a podzemní vody bylo vyhodnoceno vybudování nového jaderného bloku o výkonu 1000 MW a jeho vlivu na řeku Jihlavu. Při současném provozu stávajících čtyř jaderných bloků s novým jaderným zařízením nebyl v případě nejhorších klimatických scénářů významný vliv na životní prostředí prokázán.[21]

Ukazatel	Profil					
teplota vody	Jihlava–Mohelno pod					
Varianta	Průměr °C	Změna °C	Změna %	Medián °C	Změna °C	Změna %
T0°C; 2000 MW	20,0	0,0	0,0	19,9	0,0	0,0
T0°C; 2×1200 MW	20,5	0,5	2,5	20,3	0,4	2,0
T0°C; 2000+1200 MW	21,3	1,3	6,5	20,9	1,0	5,0
T2°C; 2000 MW	21,8	1,8	9,0	21,6	1,7	8,5
T2°C; 2×1200 MW	22,5	2,5	12,5	22,1	2,2	11,1
Jihlava–Vladislav pod (2009-2015)	23,0			22,9		
Hodnota přípustného znečištění	29,0					

Tab. 2.1 Vliv NJZ na teplotu vody (maximum) v profilu Jihlava – Mohelno pod, modelovaný pro jednotlivé výpočetní varianty[21]

3 Dílčí komponenty tepelného schématu

Tepelné schéma každé jaderné elektrárny se skládá z nejrůznějších komponent, které zajišťují správný a bezpečný chod jaderného zařízení. V této kapitole jsme se rozhodli probrat ty nejdůležitější dílčí komponenty, které jsou nutné k návrhovému výpočtu sekundárního a terciálního (chladicího) okruhu dvouokruhové jaderné elektrárny a její celkové účinnosti.

Mezi takovéto komponenty primárního okruhu patří:

- Hlavní cirkulační čerpadlo (HCČ)

Sekundárního okruhu:

- Kondenzátor
- Regenerační ohříváky
- Napájecí nádrž
- Parogenerátor
- Nízkotlaký a vysokotlaký díl turbíny
- Separátor a přihřívák

Terciálního okruhu:

- Čerpadlo chladicího okruhu

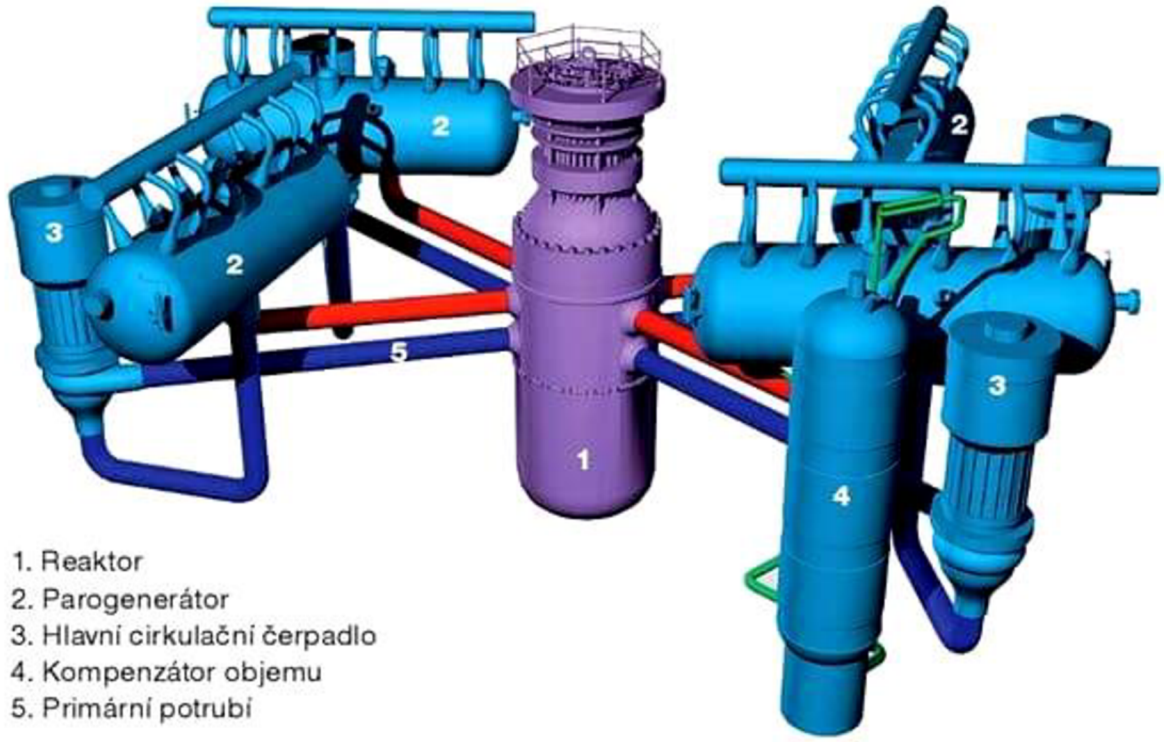
3.1 Dílčí komponenty primárního okruhu

3.1.1 Hlavní cirkulační čerpadlo

Hlavní cirkulační čerpadlo (HCČ) je čerpadlo, které zajišťuje oběh chladiva v primárním okruhu. Standardně bývá umístěno na studené větvi v každé cirkulační smyčce. S jeho pomocí je odváděno teplo z aktivní zóny reaktoru do parogenerátoru a tím je zajištěno předávání tepla sekundárnímu okruhu.

Obr. 3.1 Hlavní cirkulační čerpadlo JE Dukovany [14]

Jaderné zařízení s tlakovodním reaktorem o výkonu 1000 MW využívá čtyři HCČ pro čtyři parogenerátory. 3D schéma takovéhoto primárního okruhu a jeho dispoziční uspořádání nalezneme na obr. 3.2



Obr. 3.2 3D schéma primárního okruhu [5]

Pro výpočet celkové tepelné účinnosti JZ je třeba znát příkon hlavního cirkulačního čerpadla. Tento údaj jsme čerpali z jediné jaderné elektrárny na území České republiky s reaktorem o výkonu 1000 MW – JE Temelín. Výkon jednoho cirkulačního čerpadla je: [6]

$$P_{w,HC\check{C}1} = 5100\ kW \tag{3.1}$$

Tento údaj jsme vynásobili počtem HCČ na jeden primární okruh a získali jsme celkový příkon:

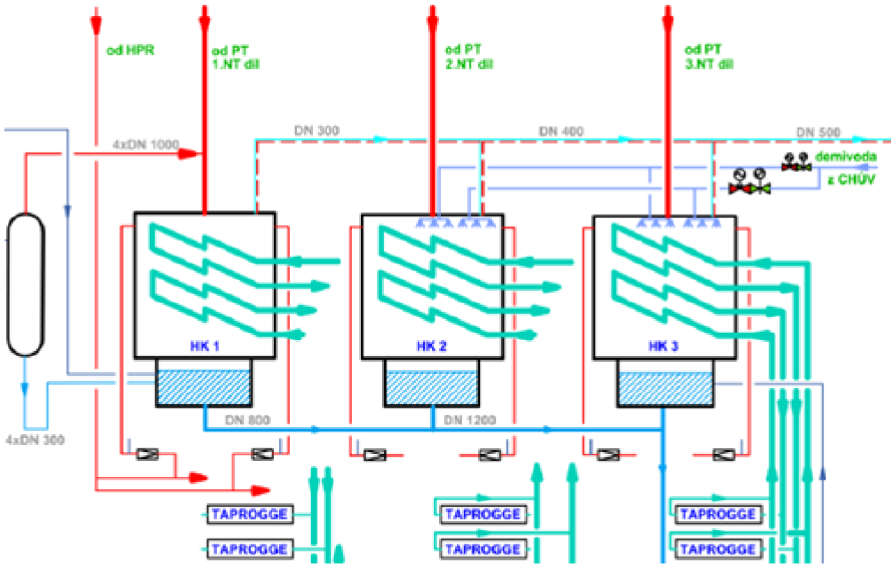
$$P_{w,HC\check{C}} = 4 \cdot P_{w,HC\check{C}1} = 4 \cdot 5100 = 20400\ kW \tag{3.2}$$

3.2 Dílčí komponenty sekundárního okruhu

3.2.1 Kondenzátor

Kondenzační systém zahrnuje celou řadu zařízení za různými účely. Mezi stěžejní úkon patří odvádění kondenzačního tepla páry vystupující z nízkotlakého dílu turbíny. Mezi další zařízení přísluší například doplňování pracovní látky sekundárního okruhu či udržování tlaku v parním prostoru kondenzátoru.

Kondenzátory se nacházejí pod jednotlivými NT díly turbíny. Pro 1000 MW blok se využívá třech kondenzátorů. Dispoziční uspořádání kondenzátorů je zobrazeno na obr. 3.3.



Obr. 3.3 Dispoziční uspořádání kondenzátorů [23]

Suchost páry vstupující do kondenzátoru jsme čerpali z jaderné elektrárny Temelín: [23]

$$x_{kin} = 0{,}86 \tag{3.3}$$

3.2.2 Regenerační ohříváky

Regenerační ohříváky se využívají k postupnému ohřívání napájecí vody před vstupem do parogenerátoru. Stává se tak za účelem zvýšení celkové účinnosti jaderného zařízení.

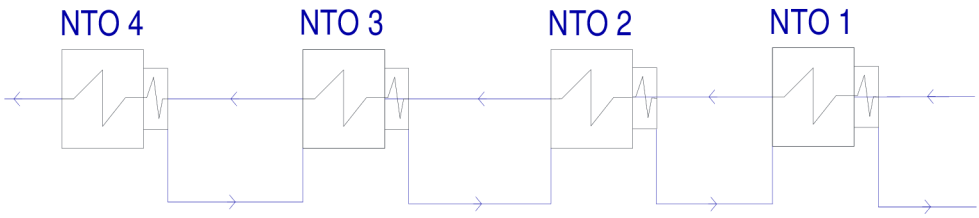
Pára, která ohřívá kondenzát, je zde přiváděna z neregulovaných odběrů turbín.

Regenerační ohříváky se dělí na tzv.:

- Nízkotlaké regenerační ohříváky (NTO)
- Vysokotlaké regenerační ohříváky (VTO)

Zvýšení teploty v jednotlivých ohřívácích je dáno požadavky na teplotu kapaliny vstupující do parogenerátoru v případě VTO. U NTO pak k dosažení požadovaných parametrů v napájecí nádrži.

Existují různé způsoby zapojení regeneračních ohříváků. V této diplomové práci jsme přistoupili k tzv. kaskádovému uspořádání, které je zobrazeno na obr. 3.4.



Obr. 3.4 Kaskádové zapojení regeneračních ohříváků

Dále jde na obr. 3.4 vidět rozdíl mezi ohříváky s chladiči páry a bez nich. Dle těchto typů se mění i nedohřev jednotlivých ohříváků.

Obr. 3.5 VTO JE Dukovany [14]

Regenerace u JE Dukovany se skládá z pěti nízkotlakých regeneračních ohříváků a dvou vysokotlakých. U JE Temelín pak ze čtyř stupňů NTO a jednoho stupně VTO.

3.2.3 Napájecí nádrž

Voda vystupující z nízkotlaké regenerace je vedena do odplyňovačů, ve kterých dochází k termickému odplynění kondenzátu a posléze do napájecí nádrže. Dalšími účely tepelné

úpravny vody je zajištění zásob vody pro parogenerátory a zajištění dostatečného tlaku pro napájecí čerpadla.

Napájecí nádrž se z bezpečnostních důvodů umisťuje na nejvyšších místech strojovny. Termické odplyňovače jsou umístěny nad nimi.

Tlak v napájecí nádrži jsme čerpali z Jaderné elektrárny Temelín o stejném výkonu: [23]

$$p_a = 10{,}3\ bar \tag{3.4}$$

3.2.4 Parogenerátor

Parogenerátor je komponenta jaderné elektrárny, která se nachází na pomezí primárního a sekundárního okruhu. Jedná se o tepelný výměník, který je tvořen pláštěm a vnitřní trubkovou teplosměnnou plochou. U reaktorů VVER je parogenerátor umístěn horizontálně. V PG dochází k předání tepla primárního okruhu do okruhu sekundárního.

Obr. 3.5 Parogenerátor JE Dukovany [14]

Na parogenerátor jsou tudíž kladeny vysoké požadavky v ohledu bezpečnosti, aby nedošlo k promísení aktivované látky primárního okruhu s látkou v sekundárním okruhu.

V tab. 3.1 se nachází vybrané technické parametry parogenerátorů JE Dukovany.

Průměr	3210	mm
Délka	11800	mm
Teplota primárního chladiva na vstupu do parogenerátoru	297	°C
Teplota primárního chladiva na výstupu z parogenerátoru	267	°C
Parní výkon	475	t/h
Teplota napájecí vody	164-228	°C
Tlak syté páry	4,85	MPa
Teplota syté páry	262	°C

Tab. 3.1 Technické parametry parogenerátoru JE Dukovany [14]

3.2.5 Nízkotlaká a vysokotlaká turbína

Parní turbína, využívaná v JE, slouží k přeměně tepelné a tlakové energie syté páry na mechanickou energii. Turbína se v tomto případě dělí na vysokotlakou a nízkotlakou část. Do vysokotlaké turbíny vstupuje pára vedená z parogenerátoru pomocí parovodů přes rychlozávěrné a regulační ventily. Aby se dosáhlo požadovaných parametrů páry pro vstup na nízkotlaký díl turbíny, je pára po výstupu z VT dílu vedena do separátoru, kde je odstraněn přebytečný kondenzát. Následně je pára ještě přihřívána. Z NT dílu dále míří pára do kondenzátorů.

Parní turbína sloužící v JE Dukovany je typu ŠKODA K 220-44. Jedná se o třítělesovou turbínu složenou z jednoho VT dílu a dvou NT dílů. VT díl je dvouproudý. Ke každému reaktoru náleží dvě takovéto turbíny, proto je tento celek též nazývaný jako duoblok. [14]

Obr. 3.6 Parní turbína ŠKODA K 1000-5,8[5]

Druhá jaderná elektrárna, jež se nachází se na území České republiky, využívá parní turbínu ŠKODA K 1000-5,8. Je složena z jednoho VT dílu a tří paralelních NT dílů.

Vysokotlaký díl turbíny je i v tomto případě dvouproudý. VT díl v tomto případě přispívá na celkově získané mechanické energii přibližně 40 %. Tlaky na vstupu do jednotlivých dílů parní turbíny jsou:[23]

$$p_{NTin} = 6{,}838\ bar \tag{3.5}$$

$$p_{VTin} = 54{,}364\ bar \tag{3.6}$$

Tlak na výstupu z vysokotlaké části parní turbíny je:[23]

$$p_{VTout} = 7{,}034\ bar \tag{3.7}$$

Teplota na vstupu do nízkotlaké části parní turbíny je:[23]

$$t_{NTin} = 246{,}9\ °C \tag{3.8}$$

3.2.6 Separátor a přihřívák

Mezi jednotlivými díly parní turbíny je umístěn postupně separátor a následně přihřívák páry. Separátor (SPP) je určen k odstranění přebytečné vlhkosti páry před vstupem do přihříváku. Důvodem užití přihříváku je ohřátí páry nad mez sytosti za účelem zvýšení celkové účinnosti tepelného schématu.

Odběr páry pro potřeby přihříváku bývá umístěn v pomocném parním kolektoru.

Obr. 3.7 Systém separace a přihřívání páry [23]

3.3 Dílčí komponenty terciálního (chladicího) okruhu

3.3.1 Čerpadla terciálního okruhu

Čerpadla terciálního okruhu jsou nezanedbatelnou položkou pro výpočet vlastní spotřeby jaderné elektrárny. Zajišťují oběh chladiva v chladicích okruzích. Jejich příkon je ale napříč jadernými elektrárnami značně proměnný, neboť je dán hned několika parametry. Mezi stěžejní patří vzdálenost JZ od zdroje vody, délka potrubí či příslušný výškový rozdíl.

Pro alespoň přibližný příkon čerpadel terciálního okruhu jsme využili čerpadla JE Temelín, které využívají vodu z Hněvkovické vodní elektrárny. Příkon jedné z řad čerpadel dosahuje až: [5]

$$Pw_{to1} = 5000\ kW \tag{3.9}$$

Pro tři kondenzátory to bude následně:

$$Pw_{to} = 3 \cdot Pw_{to1} = 3 \cdot 5000 = 15000\ kW \tag{3.10}$$

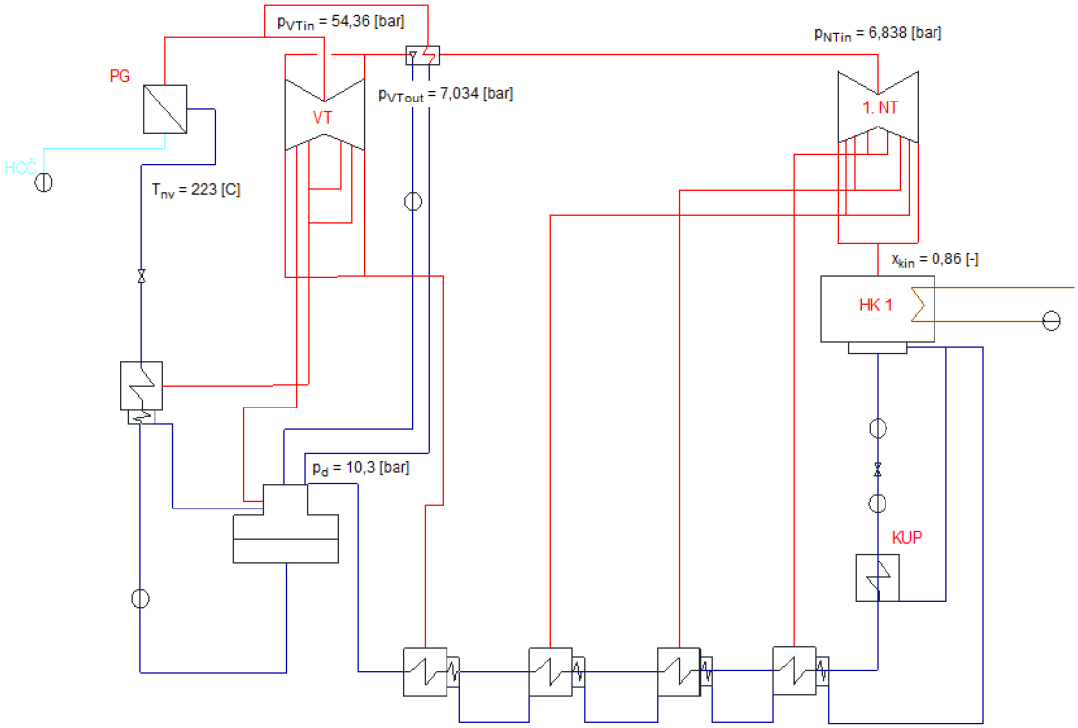
4 Tvorba dílčích modelů komponent tepelného schématu

Návrhový výpočet sekundárního a terciálního okruhu jaderné elektrárny spočívá v postupném návrhu dílčích komponent tepelného schématu a jejich následného zapojení do tepelného schématu. Pro tento návrh jsme využili některé vstupní parametry získané z kapitoly *3. Dílčí komponenty tepelného schématu*. Tyto parametry jsou uvedeny v tab. 4.1.

Tlak na vstupu do vysokotlaké části turbíny	p_{VTin}	54,364	bar
Tlak na výstupu z vysokotlaké části turbíny	p_{VTout}	7,034	bar
Tlak na vstupu do nízkotlaké části turbíny	p_{NTin}	6,838	bar
Teplota na vstupu do nízkotlaké části turbíny	t_{NTin}	246,9	°c
Tlak v odplyňováku	p_d	10,3	bar
Suchost páry na vstupu do kondenzátoru	x_{kin}	0,86	-
Teplota napájecí vody	t_{nv}	223	°c

Tab. 4.1 Vstupní parametry dílčích modelů komponent tepelného schématu

Základní výpočet přísluší jaderné elektrárně o dvouokruhovém schématu s tlakovodním reaktorem, napájecími čerpadly s elektrickým pohonem a mokrým oběhovým chladicím okruhem. Tepelné schéma tohoto návrhového výpočtu je složeno z parogenerátoru, vysokotlakého a nízkotlakého dílu parní turbíny, kondenzátoru, kondenzátoru ucpávkové páry, čtyřmi stupni nízkotlakých regeneračních ohříváků s kaskádovým zapojením a dochlazovači páry, napájecí nádrží a jedním stupněm vysokotlaké regenerace s podchlazovači kondenzátu. Mezi jednotlivými díly turbíny je umístěn přihřívák a separátor páry. Tepelné schéma je uvedeno na obr. 4.1.



Obr. 4.1 Tepelné schéma jaderné elektrárny

4.1 Návrh kondenzátoru a chladicího okruhu

Návrhový výpočet jsme započali výpočtem v oblasti kondenzátoru. K jeho spočtení jsme potřebovali výše zmíněnou suchost páry na vstupu do kondenzátoru x_{kin}, a dále pak příslušnou teplotu.

K té jsme se dostali pomocí výpočtu teplot v terciálním (chladicím) okruhu s ohledem na teplotu mokrého teploměru okolí. Z důvodu zajištění stabilního provozu jsme vlastnosti okolního vzduchu čerpali v letních měsících, konkrétně průměrné teploty z období od 1. 7. 2019 do 1. 9. 2019. [25]

Průměrná teplota vzduchu v příslušném období:

$$t_{ok} = 21{,}37\ °C \tag{4.1}$$

Průměrná vlhkost vzduchu v příslušném období:

$$\varphi_{ok} = 67{,}52\ \% \tag{4.2}$$

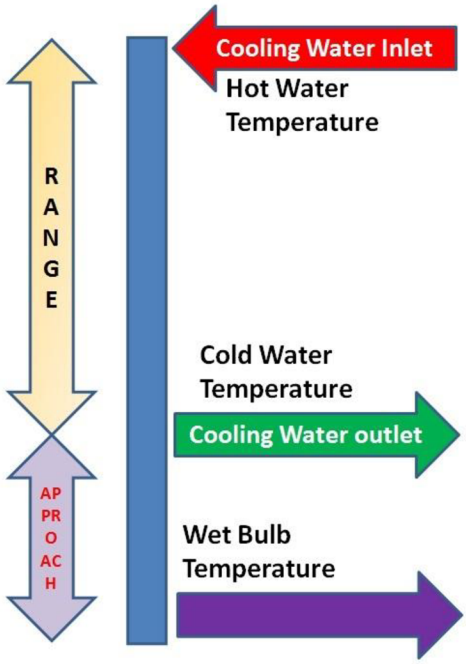
Průměrný tlak vzduchu v příslušném období:

$$p_{ok} = 1\ bar \tag{4.3}$$

Teplotu mokrého (vlhkého) teploměru jsme pak následně získali jako funkci těchto průměrných hodnot za dané období. Výpočet proběhl v programu EES.

$$t_{wb} = f(p_{ok}, t_{ok}, \varphi_{ok}) = 17{,}33\ °C \tag{4.4}$$

S pomocí teploty mokrého teploměru jsme mohli získat jednotlivé teploty t_{v1} a t_{v2} terciálního okruhu a následně teplotu páry vstupující do kondenzátoru. Teplotní schéma je zobrazeno na obr. 4.2.



Obr. 4.2 Teplotní schéma chladicího okruhu [4]

Teplotní rozdíl mezi hodnotou mokrého teploměru a hodnotou vody (approach) vystupující z chladicí věže jsme stanovili: [1]

$$\Delta t_A = 8\,°C \tag{4.5}$$

Teplota vody, vystupující z chladicí věže, bude následně:

$$t_{v1} = t_{wb} + \Delta t_A = 17{,}33 + 8 = 25{,}33\,°C \tag{4.6}$$

Ohřátí chladicí látky (range) v kondenzátoru jsme stanovili:[1]

$$\Delta t_v = 10\,°C \tag{4.7}$$

Teplota vody, vstupující do chladicí věže, bude následně:

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_v = 25{,}33 + 10 = 35{,}33\,°C \tag{4.8}$$

Hodnotu nedohřevu v kondenzátoru jsme stanovili:[1]

$$\Delta t_{nk} = 1\,°C \tag{4.9}$$

Teplota páry, vstupující do kondenzátoru bude mít tedy teplotu:

$$t_{kout} = t_{v2} + \Delta t_{nk} = 35{,}33 + 1 = 36{,}33\ °C \tag{4.10}$$

Za pomoci teploty páry a odpovídající suchosti jsme posléze získali přináležející tlak a entalpii v kondenzátoru. Výpočet proběhl v programu EES.

$$p_k = f(t_{kout}, x_{kin}) = 0{,}06054\ bar \tag{4.11}$$

$$i_{kin} = f(p_k, x_{kin}) = 2229\ kJ/kg \tag{4.12}$$

$$i_{kout} = f(p_k, x = 0) = 152{,}2\ kJ/kg \tag{4.13}$$

Teplotní rozdíl mezi teplotou vstupující a vystupující z kondenzátoru, a následně z kondenzátoru ucpávkové páry, je zanedbatelný. Tudíž byly následující teploty shodné.[2]

$$t_{kout} = t_{k1} = t_{k2} = 36{,}33\ °C \tag{4.14}$$

4.2 Návrh nízkotlakých regeneračních ohříváků a napájecí nádrže

Další komponentou ve směru toku pracovní látky jsou nízkotlaké regenerační ohříváky. V nich se pracovní látka postupně ohřeje až na teplotu požadovanou v napájecí nádrži. Ta je dána tlakem v napájecí nádrži a příslušnou suchostí. Výpočet proběhl v programu EES.

$$t_{nn} = f(p_d, x = 0) = 181{,}2\ °C \tag{4.15}$$

Od této teploty jsme posléze rozdělili stupně ohřátí mezi jednotlivé nízkoteplotní ohříváky a tak stanovili jednotlivé teploty v uzlových bodech ohříváků.

$$t_{k3} = t_{k2} + 30 = 36{,}33 + 30 = 66{,}33\ °C \tag{4.16}$$

$$t_{k4} = t_{k3} + 30 = 66{,}33 + 30 = 96{,}33\ °C \tag{4.17}$$

$$t_{k5} = t_{k4} + 28 = 96{,}33 + 28 = 124{,}33\ °C \tag{4.18}$$

$$t_{k6} = t_{k5} + 28 = 124{,}33 + 28 = 152{,}33\ °C \tag{4.19}$$

Z těchto teplot jsme mohli následně získat teplotu topné páry vstupující do ohříváku. Nedohřev pro nízkotlaký ohřívák páry s podchlazovačem kondenzátu se pohybuje mezi 1 až 2 K [2].

$$\Delta t_{nNT} = 1{,}5\ K \tag{4.20}$$

Teploty páry byly stanoveny:

$$t_{o3} = t_{k3} + \Delta t_{nNT} = 66{,}33 + 1{,}5 = 67{,}83\ °C \tag{4.21}$$

$$t_{o4} = t_{k4} + \Delta t_{nNT} = 96{,}33 + 1{,}5 = 97{,}83\ °C \tag{4.22}$$

$$t_{o5} = t_{k5} + \Delta t_{nNT} = 124{,}33 + 1{,}5 = 125{,}83\ °C \tag{4.23}$$

$$t_{o6} = t_{k6} + \Delta t_{nNT} = 152{,}33 + 1{,}5 = 153{,}83\ °C \tag{4.24}$$

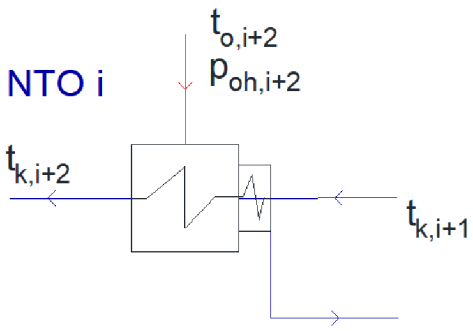
Pro tyto teploty jsme při využití příslušné suchosti odečetli tlaky při vstupu páry do ohříváku. Výpočet proběhl v programu EES.

$$p_{oh3} = f(t_{o3}, x = 1) = 0{,}2836\ bar \tag{4.25}$$

$$p_{oh4} = f(t_{o4}, x = 1) = 0{,}9372\ bar \tag{4.26}$$

$$p_{oh5} = f(t_{o5}, x = 1) = 2{,}3800\ bar \tag{4.27}$$

$$p_{oh6} = f(t_{o6}, x = 1) = 5{,}2660 bar \tag{4.28}$$



Obr. 4.3 Schéma nízkotlakého regeneračního ohříváku

4.3 Návrh kondenzátního čerpadla a tlakových ztrát v nízkotlaké části regeneračního systému

Tlakové ztráty v nízkotlaké části regeneračního systému jsou složeny z mnoha dílčích ztrát. Uvažované tlakové ztráty jsou uvedeny v tab. 4.2.

Tlaková ztráta v regeneračním ohříváku	Δp_{RO}	0,75	bar
Tlaková ztráta v chladiči kondenzátu	Δp_{CHK}	0,6	bar
Tlaková ztráta v kondenzátoru ucpávkové páry	Δp_{KUP}	0,6	bar
Tlaková ztráta zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu	$\Delta p_{čk}$	3	bar
Tlaková ztráta v potrubí NTO	Δp_{kp}	1	bar
Tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru	Δp_{rh}	5	bar
Rozdíl tlaku daný převýšením odplyňovače vůči čerpadlu	Δp_{geod1}	2	bar
Rozdíl tlaku daný převýšením NTO vůči čerpadlu	$\Delta p_{geodNTO}$	0,6	bar

Tab. 4.2 Tlakové ztráty v nízkotlaké části regeneračního systému [2]

Z těchto hodnot jsme spočítali součet tlakových ztrát všech ohříváků v nízkotlaké části regeneračního systému:

$$\Delta p_{NTO} = 4 \cdot \Delta p_{RO} + 3 \cdot \Delta p_{CHK} + 1 \cdot \Delta p_{KUP} = 4 \cdot 0{,}75 + 3 \cdot 0{,}6 + 1 \cdot 0{,}6 = 5{,}4\ bar \tag{4.29}$$

Pomocí všech tlakových ztrát můžeme z hodnoty tlaku v napájecí nádrži (tento tlak se rovná tlaku v odplyňováku) získat tlak za čerpadlem hlavního kondenzátu:

$$p_{nn} = p_d = 10{,}3\ bar \tag{4.30}$$

$$p_{k\check{c}} = p_{nn} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{\check{c}k} + \Delta p_{kp} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geod1} = 10{,}3 + 5{,}4 + 3 + 1 + 5 + 2 = 26{,}7\ bar \tag{4.31}$$

Pomocí jednotlivých tlakových ztrát bylo následně možné získat tlaky v jednotlivých uzlových bodech v nízkotlaké části regeneračního systému. V průběhu výpočtu dojde k zanedbání tlakových ztrát v potrubí NTO. [2]

$$p_{k1} = p_{k\check{c}} - \Delta p_{\check{c}k} - \Delta p_{rh} + \Delta p_{geodNTO} = 26{,}7 - 3 - 5\text{-}0{,}6 = 18{,}1\ bar \tag{4.32}$$

$$p_{k2} = p_{k1} - \Delta p_{\mathrm{KUP}} = 18{,}1 - 0{,}6 = 17{,}5\ \mathrm{bar} \tag{4.33}$$

$$p_{k3} = p_{k2} - \Delta p_{\mathrm{RO}} - \Delta p_{\mathrm{CHK}} = 17{,}5 - 0{,}75 - 0{,}6 = 16{,}15\ \mathrm{bar} \tag{4.34}$$

$$p_{k4} = p_{k3} - \Delta p_{\mathrm{RO}} - \Delta p_{\mathrm{CHK}} = 16{,}15 - 0{,}75 - 0{,}6 = 14{,}8\ \mathrm{bar} \tag{4.35}$$

$$p_{k5} = p_{k4} - \Delta p_{\mathrm{RO}} - \Delta p_{\mathrm{CHK}} = 14{,}8 - 0{,}75 - 0{,}6 = 13{,}45\ \mathrm{bar} \tag{4.36}$$

$$p_{k6} = p_{k5} - \Delta p_{\mathrm{RO}} - \Delta p_{\mathrm{CHK}} = 13{,}45 - 0{,}75 - 0{,}6 = 12{,}1\ \mathrm{bar} \tag{4.37}$$

Čerpadla hlavního kondenzátu překonávají tlakový rozdíl:

$$\Delta p_{k\check{c}} = p_{k\check{c}} - p_k = 26{,}7 - 0{,}06054 = 26{,}64\ bar \tag{4.38}$$

Pomocí tlakového rozdílu čerpadla hlavního kondenzátu lze dosáhnout přírůstku entalpie v kondenzátních čerpadlech. Pro získání výsledku v kJ/kg je nutné vynásobit tento vzorec stem.[2]

$$\Delta i_{k\check{c}} = \frac{\Delta p_{k\check{c}} \cdot v_{k\check{c}}}{\eta_{k\check{c}}} \cdot 100 = \frac{26{,}64 \cdot 0{,}001005}{0{,}81} \cdot 100 = 3{,}306\ kJ/kg \tag{4.39}$$

Přičemž účinnost čerpadla s vyšším objemovým průtokem (nad 500 m^3/h) se pohybuje v rozmezí 0,8 až 0,82.[2] Měrný objem kondenzátu v čerpadle jsme získali pomocí příslušné teploty a tlaku. Výpočet měrného objemu proběhl v programu EES.

$$v_{k\check{c}} = f(t_{kout}, p_{k\check{c}}) = 0{,}001005\ m^3/kg \tag{4.40}$$

$$\eta_{k\check{c}} = 0{,}81 \tag{4.41}$$

4.4 Návrh napájecího čerpadla a vysokotlakých regeneračních ohříváků

Z napájecí nádrže je pracovní látka vedena do vysokotlakých regeneračních ohříváků, přičemž je pohyb zajištěn prací elektrického napájecího čerpadla. Výpočet tlakových ztrát této části okruhu je obdobný jako v nízkotlaké části. Jednotlivé tlakové ztráty jsou uvedeny v tab. 4.3.

Tlaková ztráta v potrubí napájecí vody	Δp_{np}	2	bar
Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody	Δp_{rn}	10	bar
Tlaková ztráta ve VTO	Δp_{VTO}	1	bar
Geodetický rozdíl tlaku	Δp_{geod}	4	bar

Tab. 4.3 Tlakové ztráty ve vysokotlaké části regeneračního systému [2]

Mezi další tlakové ztráty patří ztráty, které jsou vypočítané pomocí tlaku páry, jež vstupuje na vysokotlaký díl parní turbíny. Konkrétně tlaková ztráta vznikající mezi parogenerátorem a turbínou Δp_{pp} a tlakovou ztrátou na vodní straně parogenerátoru Δp_{pg}.[2]

$$\Delta p_{pp} = 0{,}04 \cdot p_{VTin} = 0{,}04 \cdot 54{,}364 = 2{,}175\ bar \tag{4.42}$$

$$\Delta p_{pg} = 0{,}15 \cdot p_{VTin} = 0{,}15 \cdot 54{,}364 = 8{,}155\ bar \tag{4.43}$$

Pomocí těchto tlakových ztrát jsme byli schopni získat tlak napájecí vody vstupující do parogenerátorů.[2]

$$p_{nv} = p_{VTin} + \Delta p_{pp} + \Delta p_{pg} + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} = 54{,}364 + 2{,}175 + 8{,}155 + 2{,}000 + 10 = 76{,}69\ bar \tag{4.44}$$

Stejným postupem jsme se dále dostali k tlaku za napájecím čerpadlem:[2]

$$p_{nč} = p_{VTin} + \Delta p_{pp} + \Delta p_{pg} + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{VTO} + \Delta p_{geod} = 54{,}364 + 2{,}175 + 8{,}155 + 2{,}000 + 10 + 1 + 4 = 81{,}69\ bar \tag{4.45}$$

Pomocí tohoto tlaku a tlaku v napájecí nádrži jsme byli schopni získat přírůstek tlaku v napájecím čerpadle s elektromotorem:

$$\Delta p_{nč} = p_{nč} - p_{nn} = 81{,}69 - 10{,}30 = 71{,}39\ bar \tag{4.46}$$

Pomocí tlakového rozdílu získaného napájecím čerpadlem se dosáhne přírůstku entalpie v napájecích čerpadlech. Pro získání výsledku v kJ/kg je nutné vynásobit tento vzorec stem.[2]

$$\Delta i_{nč} = \frac{\Delta p_{nč} \cdot v_{nč}}{\eta_{nč}} \cdot 100 = \frac{71{,}39 \cdot 0{,}001123}{0{,}81} \cdot 100 = 9{,}898\ kJ/kg \tag{4.47}$$

Přičemž účinnost čerpadla s vyšším objemovým průtokem (nad 500 m^3/h) se pohybuje v rozmezí 0,8 až 0,82.[2] Měrný objem kondenzátu v napájecím čerpadle jsme získali pomocí příslušné teploty a tlaku. Výpočet měrného objemu proběhl v programu EES.

$$v_{nč} = f(t_{nn}, p_{nč}) = 0{,}001005\ m^3/kg \tag{4.48}$$

$$\eta_{nč} = 0{,}81 \tag{4.49}$$

Entalpii pracovní látky před vstupem do napájecího čerpadla zjistíme pomocí tlaku v napájecí nádrži a příslušné suchosti. Výpočet entalpie proběhl v programu EES.

$$i_{nn} = f(p_{nn}, x = 0) = 768{,}6\ kJ/kg \tag{4.50}$$

V tuto chvíli už stačí pro výpočet entalpie za napájecím čerpadlem přičíst k entalpii před napájecí nádrží i_{nn} příslušný rozdíl $\Delta i_{nč}$.

$$i_{nč} = i_{nn} + \Delta i_{nč} = 768{,}600 + 9{,}898 = 778{,}5\ kJ/kg \tag{4.51}$$

Ohřátí pracovní látky v napájecím čerpadle se rovná přibližně hodnotě 5 °C.[2]

$$\Delta t_{nč} = 5\ °C \tag{4.52}$$

Teplota vody za napájecím čerpadlem je rovna součtu teploty v napájecí nádrži a ohřátí vody v napájecím čerpadle:

$$t_{nč} = t_{nn} + \Delta t_{nč} = 768{,}600 + 9{,}898 = 778{,}5\ kJ/kg \tag{4.53}$$

4.5 Návrh vysokotlakého regeneračního ohříváku

Posledním dílčím komponentem tepelného schématu před vstupem pracovní látky do parogenerátoru je jeden díl vysokotlakého regeneračního ohříváku (viz *obr. 4.1*). Zde dojde k finálnímu ohřátí pracovní látky pro potřeby parogenerátoru.

Požadované ohřátí napájecí vody ve VTO je určeno rozdílem teploty napájecí vody a teploty vody v napájecí nádrži zvýšené o ohřátí vody v napájecím čerpadle: [2]

$$\Delta t_{VO} = t_{nv} - t_{nn} - \Delta t_{nč} = 223{,}0 - 181{,}2 - 5{,}0 = 36{,}8\ °C \tag{4.54}$$

Nedohřev pro vysokotlaký ohřívák s chladičem páry se přibližně rovná hodnotě 1,5 K. [2]

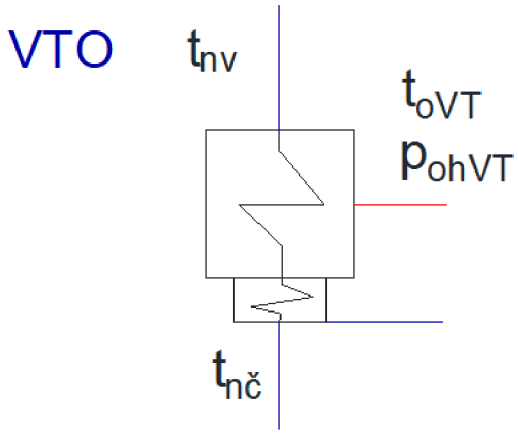
$$\Delta t_{nVT} = 1{,}5\ K \tag{4.55}$$

Pomocí tohoto nedohřevu a teploty napájecí vody lze získat potřebnou teplotu páry vstupující do vysokotlakého ohříváku: [2]

$$t_{oVT} = t_{nv} + \Delta t_{nVT} = 223{,}0\ + 1{,}5\ = 224{,}5\ °C \tag{4.56}$$

Pro tuto teplotu jsme při využití příslušné suchosti odečetli tlak při vstupu páry do vysokotlakého ohříváku. Výpočet proběhl v programu EES.

$$p_{ohVT} = f(t_{oVT}, x = 1) = 25{,}24\ bar \tag{4.57}$$



Obr. 4.4 Schéma vysokotlakého regeneračního ohříváku

4.6 Návrh separátoru a přihříváku páry

Nejprve jsme určili teplotu ohřívací páry před přihřívákem z teploty páry na vstupu do nízkotlaké části turbíny. Teplotní rozdíl se rovná přibližně 20 °C.[23]

$$t_{ph} = t_{NTin} + 20{,}0 = 246{,}9 + 20{,}0 \ = 266{,}9\ °C \tag{4.58}$$

Z této teploty je možné následně pomocí odpovídající suchosti získané pomocí separátoru zjistit příslušný tlak páry před vstupem do přihříváku. Výpočet tlaku páry proběhl v programu EES.[2]

$$p_{ph} = f\left(t_{ph}, x = 1\right) = 52{,}38\ bar \tag{4.59}$$

Odběr ohřívací látky pro potřeby přihříváku je vyveden před vstupem na vysokotlaký díl parní turbíny. Z toho vyplývá, že entalpie této páry je rovna entalpii páry před vstupem na turbínu. Tu získáme pomocí odpovídajícího tlaku a stoprocentní suchosti. Výpočet entalpie páry proběhl v programu EES.

$$i_{ph} = i_{VTin} = f(p_{VTin}, x = 1) = 2790\ kJ/kg \tag{4.60}$$

S pomocí tlaku ohřívací páry vstupující do přihříváku a příslušné suchosti jsme získali hodnotu entalpie kondenzátu za přihřívákem.

$$i_{phk} = f\left(p_{ph}, x = 0\right) = 1169\ kJ/kg \tag{4.61}$$

Jako poslední krok jsme získali entalpie páry mezi separátorem a přihřívákem a entalpii kondenzátu na výstupu ze separátoru. K tomu jsme využili tlak páry na výstupu z vysokotlakého dílu parní turbíny a odpovídající suchosti

$$i_{sp} = f(p_{VTout}, x = 1) = 2764\ kJ/kg \tag{4.62}$$

$$i_{spk} = f(p_{VTout}, x = 0) = 698{,}2\ kJ/kg \tag{4.63}$$

4.7 Návrh nízkotlakého dílu parní turbíny

Z důvodu postupných tlakových ztrát je prvním dílem navrženým v této diplomové práci díl nízkotlaký. Návrh se týká zejména parametrů na vstupu při jednotlivých odběrech a na výstupu z parní turbíny. Expanzní linie NT dílu je zobrazena až v následující kapitole společně s expanzní linií VT dílu.

Z počátku jsme vypočítali jednotlivé relativní tlakové ztráty vznikající v potrubí mezi odběrovým místem na turbíně a samotným regeneračním ohřívákem. Pro tyto ztráty byl použit vzorec:[2]

$$\Delta p_j = \frac{11 - j}{100} \tag{4.64}$$

Parametr j je v tomto případě pořadové číslo ohříváku počítané ve směru od kondenzátoru.

Tlakové ztráty pro jednotlivé odběry NT dílu jsou uvedeny v tab. 4.4.

Relativní tlaková ztráta pro odběr pro NTO 1	Δp_1	0,10	-
Relativní tlaková ztráta pro odběr pro NTO 2	Δp_2	0,09	-
Relativní tlaková ztráta pro odběr pro NTO 3	Δp_3	0,08	-

Tab. 4.4 Relativní tlakové ztráty pro odběry NT dílu parní turbíny

Pomocí relativních tlakových ztrát lze posléze spočítat jednotlivé tlaky v místě odběru.[2]

$$p_{o3} = p_{oh3} \cdot (1 + \Delta p_1) = 0{,}2836 \cdot (1 + 0{,}10) = 0{,}312\ bar \tag{4.65}$$

$$p_{o4} = p_{oh3} \cdot (1 + \Delta p_2) = 0{,}9372 \cdot (1 + 0{,}09) = 1{,}022\ bar \tag{4.66}$$

$$p_{o5} = p_{oh3} \cdot (1 + \Delta p_3) = 2{,}3800 \cdot (1 + 0{,}08) = 2{,}570\ bar \tag{4.67}$$

Pro výpočet expanze v parní turbíně bylo potřeba nejprve určit tlakové ztráty v traktu turbíny při výpočtovém režimu. Mezi takové ztráty patří tlaková ztráta v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcím ventilu a regulačních ventilech. Konstanta objevující se ve vzorci k výpočtu této tlakové ztráty se pohybuje v rozmezí 0,03 až 0,05. [2]

$$\Delta p_{z1NT} = 0{,}04 \cdot p_{NTin} = 0{,}04 \cdot 6{,}838 = 0{,}2735\ bar \tag{4.68}$$

Stejně tak je potřeba spočítat tlakovou ztrátu na výstupním hrdle turbíny. Pro tu je však nutné nejprve určit dílčí parametry. Parametr ξ se pohybuje mezi hodnotami 0,6 až 1,4, přičemž menší hodnota přísluší velkým turbínám. c_E je rychlost páry na výstupu z parního dílu turbíny. Její hodnota se pohybuje v rozmezí mezi 150 až 300 m/s.[2]

$$\xi_{NT} = 0{,}9 \tag{4.69}$$

$$c_{ENT} = 230\ m/s \tag{4.70}$$

Výsledná tlaková ztráta na výstupním hrdle turbíny se posléze spočítala pomocí vzorce: [2]

$$\Delta p_{z5NT} = 0{,}038\left(\xi_{NT} - 1\right)\left(\frac{c_{ENT}}{100}\right)^2 \cdot p_k = 0{,}038 \cdot (0{,}9 - 1) \cdot \left(\frac{230}{100}\right)^2 \cdot 0{,}06 = \\ = -0{,}001206\ bar \tag{4.71}$$

Díky jednotlivým tlakovým ztrátám jsme zjistili tlaky p_{p1NT} a p_{eNTk}:[2]

$$p_{p1NT} = p_{NTin} - \Delta p_{z1NT} = 6{,}838 - 0{,}2735 = 6{,}564\ bar \tag{4.72}$$

$$p_{eNTk} = p_k + \Delta p_{z5NT} = 0{,}06 + (-0{,}001206) = 0{,}05879\ bar \tag{4.73}$$

Entalpii páry při vstupu na turbínu jsme získali s pomocí odpovídající teploty a tlaku. Výpočet entalpie páry proběhl v programu EES.

$$i_{aNT} = f\left(t_{NTin}, p_{p1NT}\right) = 2948\ kJ/kg \tag{4.74}$$

Výpočet expanzní linie je rozdělen do jednotlivých stupňů vícestupňové parní turbíny. Pro jednotlivý bod se nejprve odečte příslušná entropie (s využitím odpovídajícího tlaku a suchosti či entalpie). Následuje výpočet ideálního entalpického spádu, přes který se následně s pomocí účinnosti parní turbíny dojde ke skutečnému bodu. Účinnost parní turbíny jsme uvažovali: [3]

$$\eta_{tdi} = 0{,}8 \tag{4.75}$$

Poté výpočet expanzní linie postupoval dle výše zmíněného postupu.

$$s_{aNT} = f\left(x = 1, p_{p1NT}\right) = 6{,}73\ kJ/(kg \cdot K) \tag{4.76}$$

$$i_{o5iz} = f(s_{aNT}, p_{o5}) = 2592\ kJ/kg \tag{4.77}$$

$$i_{o5} = i_{aNT} - \eta_{tdi}(i_{aNT} - i_{o5iz}) = 2948 - 0{,}8 \cdot (2948 - 2592) \\ = 2663\ kJ/kg \tag{4.78}$$

Následný výpočet probíhal analogicky. Získané hodnoty jsou pro přehlednost zapsány v tabulce tab. 4.5.

s_{o5}	6,907	kJ/(kg.K)
s_{o4}	6,989	kJ/(kg.K)
s_{o3}	7,092	kJ/(kg.K)
s_{eNT}	7,233	kJ/(kg.K)
i_{o4iz}	2510	kJ/kg
i_{o3iz}	2364	kJ/kg
i_{eNTiz}	2182	kJ/kg
i_{o4}	2541	kJ/kg
i_{o3}	2399	kJ/kg
i_{eNT}	2225	kJ/kg

Tab. 4.5 Výpočet expanzní linie NT dílu

4.8 Návrh vysokotlakého dílu parní turbíny

Návrh vysokotlakého dílu parní turbíny bude probíhat z většiny velmi obdobně návrhu nízkotlakého dílu. Teplotu páry, která vstupuje na VT díl, jsme získali pomocí odpovídajícího tlaku a suchosti. Výpočet proběhl v programu EES.

$$t_{VTin} = f(x = 1, p_{VTin}) = 269{,}3\ °C \tag{4.79}$$

Výpočet relativních tlakových ztrát proběhl obdobně jako u nízkotlakého dílu, konkrétně dle vzorce *4.64*. Výsledky jsou zapsány v tabulce *tab. 4.6*.

Relativní tlaková ztráta pro odběr pro NTO 4	Δp_4	0,07	-
Relativní tlaková ztráta pro odběr pro VTO	Δp_{VT}	0,06	-

Tab. 4.6 Relativní tlakové ztráty pro odběry VT dílu parní turbíny

Z důvodu odběru z vysokotlakého dílu parní turbíny pro účely NTO vzniknou aditivní tlakové ztráty v tomto odběru: [23]

$$\Delta p_{oVT} = 1{,}5\ bar \tag{4.80}$$

Tlak páry v odběru pro odplyňovák jsme uvažovali stejný jako tlak páry v odplyňováku: [2]

$$p_{od} = p_d = 10{,}3\ bar \tag{4.81}$$

Z těchto dílčích hodnot bylo možné následně spočítat jednotlivé tlaky v místech odběru. [2]

$$p_{o6} = p_{oh6} \cdot (1 + \Delta p_4) + \Delta p_{oVT} = 5{,}266 \cdot (1 + 0{,}07) + 1{,}5 = 7{,}135\ bar \tag{4.82}$$

$$p_{oVT} = p_{ohVT} \cdot (1 + \Delta p_{VT}) = 25{,}24 \cdot (1 + 0{,}06) = 26{,}76\ bar \tag{4.83}$$

Výpočet vstupních a výstupních tlakových ztrát proběhl obdobně jako u výpočtu nízkotlakého dílu parní turbíny.

$$\Delta p_{z1VT} = 0{,}04 \cdot p_{VTin} = 0{,}04 \cdot 54{,}36 = 2{,}175\ bar \tag{4.84}$$

Volba parametrů pro výpočet tlakové ztráty na výstupním hrdle probíhala dle stejných kritérií jako u NT dílu.[2]

$$\xi_{VT} = 0{,}8 \tag{4.85}$$

$$c_{EVT} = 230\ m/s \tag{4.86}$$

Výsledná tlaková ztráta na výstupním hrdle turbíny se posléze spočítala pomocí vzorce: [2]

$$\Delta p_{z5VT} = 0{,}038\left(\xi_{VT} - 1\right)\left(\frac{c_{EVT}}{100}\right)^2 \cdot p_{VTout} \tag{4.87}$$
$$= 0{,}038 \cdot (0{,}8 - 1) \cdot \left(\frac{230}{100}\right)^2 \cdot 7{,}034 = -0{,}2828\ bar$$

Díky jednotlivým tlakovým ztrátám jsme zjistili tlaky p_{p1VT} a p_{eVTk}:[2]

$$p_{p1VT} = p_{VTin} - \Delta p_{z1VT} = 54{,}36 - 2{,}175 = 52{,}19\ bar \tag{4.88}$$

$$p_{eVTk} = p_{VTout} + \Delta p_{z5VT} = 7{,}034 + (-0{,}2828) = 6{,}751\ bar \tag{4.89}$$

Entalpii páry při vstupu na turbínu jsme získali s pomocí odpovídající teploty a tlaku. Výpočet entalpie páry proběhl v programu EES.

$$i_{aVT} = f\left(t_{VTin}, p_{p1VT}\right) = 2803\ kJ/kg \tag{4.90}$$

Výpočet expanzní linie probíhal pomocí stejného principu jako u nízkotlakého dílu. První část tohoto výpočtu je představena následovně: [2]

$$s_{aVT} = f\left(x = 1, p_{p1VT}\right) = 5{,}953\ kJ/(kg \cdot K) \tag{4.91}$$

$$i_{oVTiz} = f(s_{aVT}, p_{oVT}) = 2664\ kJ/kg \tag{4.92}$$

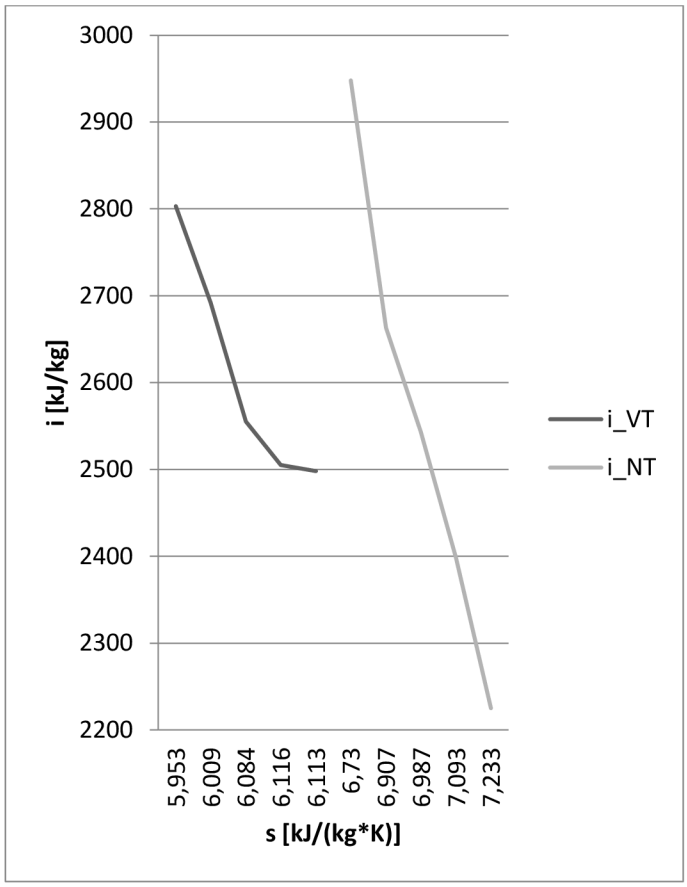
$$i_{oVT} = i_{aVT} - \eta_{tdi}(i_{aVT} - i_{oVTiz}) = 2803 - 0{,}8 \cdot (2803 - 2664) \tag{4.93}$$
$$= 2692\ kJ/kg$$

Následný výpočet probíhal analogicky. Získané hodnoty jsou pro přehlednost zapsány v tabulce tab. 4.7.

s_{oVT}	6,009	kJ/(kg.K)
s_{od}	6,084	kJ/(kg.K)
s_{o6}	6,116	kJ/(kg.K)
s_{eVT}	6,113	kJ/(kg.K)
i_{odiz}	2521	kJ/kg
i_{o6iz}	2493	kJ/kg
i_{eVTiz}	2496	kJ/kg
i_{od}	2555	kJ/kg
i_{o6}	2505	kJ/kg
i_{eVT}	2498	kJ/kg

Tab. 4.7 Výpočet expanzní linie VT dílu

Výsledná expanzní linie parní turbíny je zobrazena na obrázku *obr. 4.5*.



Obr. 4.5 Expanzní linie parní turbíny

4.9 Výpočet parametrů pracovní látky v regeneračních ohřívácích

Pro zapojení jednotlivých dílčích komponent do tepelného schématu je nutné na závěr spočítat hodnoty entalpií v uzlových bodech regeneračních ohříváků. S pomocí hodnot získaných výše jsme získali následující hodnoty entalpií v hlavní větvi nízkotlakých ohříváků:

$$i_{k1} = f(t_{k1}, p_{k1}) = 153{,}8\ kJ/kg \tag{4.94}$$

$$i_{k2} = f(t_{k2}, p_{k2}) = 153{,}7\ kJ/kg \tag{4.95}$$

$$i_{k3} = f(t_{k3}, p_{k3}) = 279{,}0\ kJ/kg \tag{4.96}$$

$$i_{k4} = f(t_{k4}, p_{k4}) = 404{,}6\ kJ/kg \tag{4.97}$$

$$i_{k5} = f(t_{k5}, p_{k5}) = 523{,}0\ kJ/kg \tag{4.98}$$

$$i_{k6} = f(t_{k6}, p_{k6}) = 642{,}8\ kJ/kg \tag{4.99}$$

$$i_{nv} = f(t_{nv}, p_{nv}) = 958{,}8\ kJ/kg \tag{4.100}$$

Pro získání dalších hodnot entalpií bylo nutné určit teplotní ochlazení kondenzátu v chladiči u NTO: [23]

$$\Delta t_{mNT} = 22\ °C \tag{4.101}$$

Pomocí tohoto teplotního rozdílu jsme zjistili teplotu kondenzátu odcházejícího z chladiče. Entalpie použité v tomto výpočtu uvažujeme o stejné hodnotě jako entalpie při odběru turbíny, neboť následně dochází k izoentalpickému škrcení.[2]

$$t_{3m} = f(i_{o3}, p_{oh3}) - \Delta t_{mNT} = 45{,}83\ °C \tag{4.102}$$

Z této teploty a příslušné suchosti následně získáme entalpii kondenzátu:

$$i_{ok3k} = f(t_{3m}, x = 0) = 191{,}9\ kJ/kg \tag{4.103}$$

Pro zbývající část NTO probíhal výpočet analogicky. Výsledné hodnoty jsou zapsány v tabulce *tab. 4.8*.

t_{4m}	75,83	°C
t_{5m}	103,80	°C
t_{6m}	131,80	°C
i_{ok4k}	317,4	kJ/kg
i_{ok5k}	435,2	kJ/kg
i_{ok6k}	554,2	kJ/kg

Tab. 4.8 Parametry pracovní látky u NTO

Obdobně probíhal výpočet i u vysokotlakých regeneračních ohříváků. Hodnotu teplotního ochlazení kondenzátu v chladiči u VTO jsme určili: [23]

$$\Delta t_{mVT} = 32\ °C \tag{4.104}$$

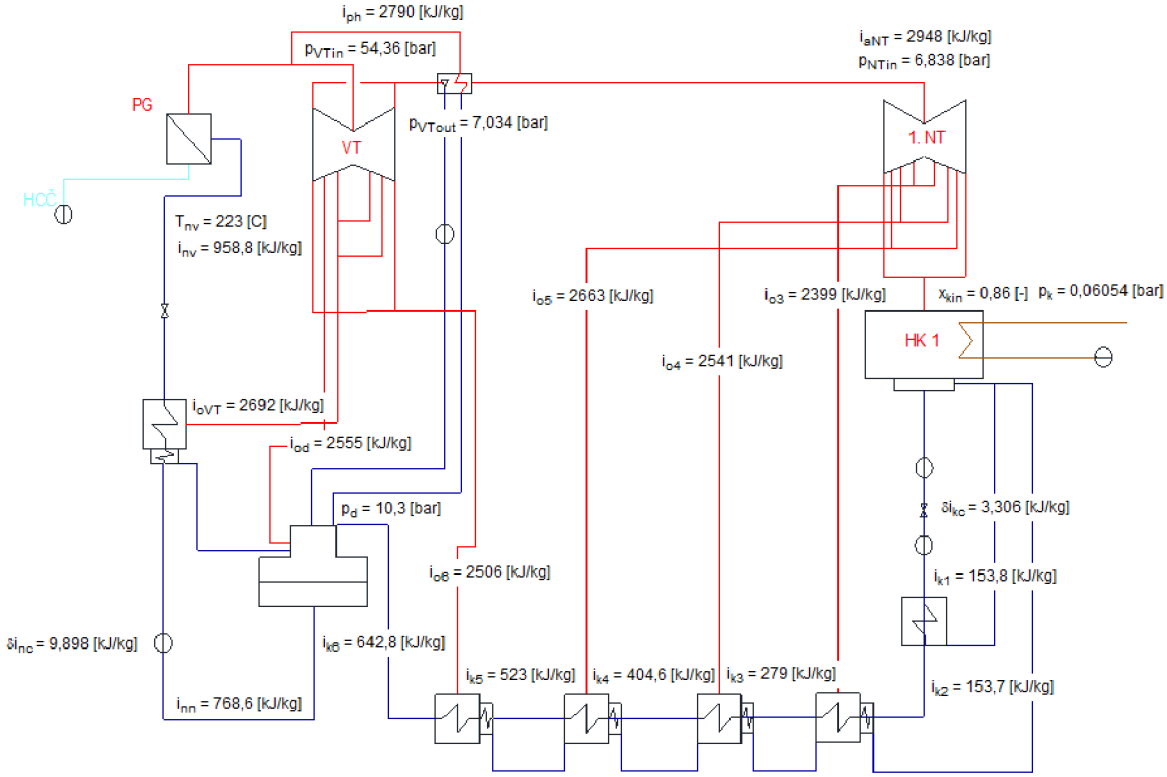
Následně jsme stejným postupem získali teplotu kondenzátu odcházejícího z chladiče a příslušnou entalpii. Výpočet proběhl v programu EES.

$$t_{VTm} = f(i_{oVT}, p_{ohVT}) - \Delta t_{mVT} = 192{,}5\ °C \tag{4.105}$$

$$i_{oVTk} = f(t_{VTm}, x = 0) = 818{,}8\ kJ/kg \tag{4.106}$$

4.10 Výsledné schéma parametrů dílčích komponent tepelného schématu

Vypočtené parametry dílčích komponent tepelného schématu jsme přehledně zobrazili ve schématu z *obr. 4.1*. Schéma bylo vytvořeno v programu AutoCAD a následně vloženo do programu EES, kde byly přiděleny jednotlivé hodnoty parametrů. Výsledné schéma je zobrazeno na obrázku *obr. 4.6*.



Obr. 4.6. Výsledné schéma parametrů dílčích komponent tepelného schématu

5 Výpočet propojení komponent do tepelného schématu

Po výpočtu dílčích komponent tepelného schématu následuje jejich propojení do tepelného schématu. Pro výpočet propojení jsme postupovali dle vypočtených hodnot z kapitoly *4* zobrazených především v obrázku *obr. 4.6*. Základní výpočet přísluší jaderné elektrárně o dvouokruhovém schématu s tlakovodním reaktorem, napájecími čerpadly s elektrickým pohonem a mokrým oběhovým chladicím okruhem - stejně jako v kapitole *4*.

5.1 Výpočet tepelných a hmotnostních bilancí zařízení pracovního okruhu

Výpočet tepelných a hmotnostních bilancí zařízení pracovního okruhu jsme prováděli v poměrných veličinách α. Prvním poměrným hmotnostním tokem je tok pro vysokotlaký ohřívák:[2]

$$\alpha_{VT} = \frac{i_{nv} - i_{nč}}{i_{oVT} - i_{oVTk}} = \frac{958{,}8 - 778{,}5}{2692 - 818{,}8} = 0{,}09624 \tag{5.1}$$

Následuje soustava rovnic hmotnostních toků pro další odběry pro odplyňovák, nízkotlaké regenerační ohříváky a přihřívák. Zároveň poměrný hmotnostní tok kondenzátu vystupujícího ze separátoru. Vypočtené hodnoty poměrných hmotnostních toků jsou uvedeny v tabulce *tab. 5.1*. [2]

$$\alpha_d \cdot i_{od} + \alpha_{sep} \cdot i_{spk} + (1 - \alpha_{ph} - \alpha_{VT} - \alpha_d - \alpha_{sep}) \cdot i_{k6} + \alpha_{VT} \cdot i_{oVTk} + \alpha_{ph} \cdot i_{phk} = i_{nn} \tag{5.2}$$

$$\alpha_{ph} = \alpha_5 \cdot \frac{i_{aNT} - i_{sp}}{i_{ph} - i_{phk}} \tag{5.3}$$

$$\alpha_{k6} = 1 - \alpha_d - \alpha_{sep} - \alpha_{ph} \tag{5.4}$$

$$\alpha_{o6} = \alpha_{k6} \cdot \frac{i_{k6} - i_{k5}}{i_{o6} - i_{ok6k}} \tag{5.5}$$

$$\alpha_{o5} = \alpha_{k6} \cdot \frac{i_{k5} - i_{k4}}{i_{o5} - i_{ok5k}} \tag{5.6}$$

$$\alpha_{o4} = \alpha_{k6} \cdot \frac{i_{k4} - i_{k3}}{i_{o4} - i_{ok4k}} \tag{5.7}$$

$$\alpha_{o3} = \alpha_{k6} \cdot \frac{i_{k3} - i_{k2}}{i_{o3} - i_{ok3k}} \tag{5.8}$$

$$\alpha_{sep} = 0{,}1066 \cdot \alpha_4 \tag{5.9}$$

5.2 Určení hmotnostních toků

Následuje výpočet poměrných průtoků v jednotlivých úsecích turbíny. Ten se vypočte s pomocí jednotlivých poměrných hmotnostních toků získaných výše. Následuje soustava

rovnic v jednotlivých úsecích turbíny. Vypočtené hodnoty poměrných hmotnostních toků jsou uvedeny v tabulce *tab. 5.1*.[2]

$$\alpha_1 = 1 - \alpha_{ph} \tag{5.10}$$

$$\alpha_2 = \alpha_1 - \alpha_{VT} \tag{5.11}$$

$$\alpha_u = 0{,}005 \tag{5.12}$$

$$\alpha_3 = \alpha_2 - \alpha_d \tag{5.13}$$

$$\alpha_4 = \alpha_3 - \alpha_{o6} - \alpha_u \tag{5.14}$$

$$\alpha_5 = \alpha_4 - \alpha_{sep} \tag{5.15}$$

$$\alpha_6 = \alpha_5 - \alpha_{o5} \tag{5.16}$$

$$\alpha_7 = \alpha_6 - \alpha_{o4} \tag{5.17}$$

$$\alpha_8 = \alpha_7 - \alpha_{o3} \tag{5.18}$$

Přičemž α_u je všechna pára pro kondenzátor ucpávkové páry KUP. Pro správnost hmotnostní bilance se odběr uvažuje za VT dílem turbíny.[2]

Výpočet soustavy rovnic *5.2* až *5.18* proběhl v programu EES. Výsledky jsou uvedeny v tabulce *tab. 5.1*.

Výpočet entalpických spádů v jednotlivých úsecích turbíny jsme spočetli na základě entalpií v jednotlivých úsecích turbíny, získaných v kapitole *4*.

$$H_1 = i_{aVT} - i_{oVT} \tag{5.19}$$

$$H_2 = i_{oVT} - i_{od} \tag{5.20}$$

$$H_3 = i_{od} - i_{o6} \tag{5.21}$$

$$H_4 = i_{o6} - i_{eVT} \tag{5.22}$$

$$H_5 = i_{aNT} - i_{o5} \tag{5.23}$$

$$H_6 = i_{o5} - i_{o4} \tag{5.24}$$

$$H_7 = i_{o4} - i_{o3} \tag{5.25}$$

$$H_8 = i_{o3} - i_{eNT} \tag{5.26}$$

Výpočet soustavy rovnic *5.19* až *5.26* proběhl v programu EES. Výsledky jsou uvedeny v tabulce *tab. 5.1*.

Práci na turbíně následně zjistíme pomocí jednotlivých hmotnostních toků a jim odpovídajícím entalpickým spádům: [2]

$$a_{it} = \alpha_1 \cdot H_1 + \alpha_2 \cdot H_2 + \alpha_3 \cdot H_3 + \alpha_4 \cdot H_4 + \alpha_5 \cdot H_5 + \alpha_6 \cdot H_6 + \alpha_7 \cdot H_7 + \alpha_8 \cdot H_8 \quad (5.27)$$

Svorkový výkon jaderného zařízení byl stanoven na 1000 MW. Zároveň jsme vyčíslili mechanickou účinnost a účinnost generátoru: [2]

$$P_{sv} = 1000000\ kW \quad (5.28)$$

$$\eta_m = 0{,}96 \quad (5.29)$$

$$\eta_g = 0{,}98 \quad (5.30)$$

Hmotnostní tok páry následně získáme pomocí výše vypočtených hodnot: [2]

$$M_p = \frac{P_{sv}}{\eta_m \eta_g a_{it}} = \frac{1000000}{0{,}96 \cdot 0{,}98 \cdot 697{,}2} = 1524\ kg/s \quad (5.31)$$

Jednotlivé hmotnostní toky pak lze jednoduše dopočítat dle následující rovnice:

$$M_i = \alpha_i \cdot M_p \quad (5.32)$$

Úsek i	**α_i[-]**	**H_i[kJ/kg]**	**M_i [kg/s]**
1	0,9248	111,00	1410,0
2	0,8285	136,60	1263,0
3	0,7946	49,82	1211,0
4	0,7397	7,38	1128,0
5	0,6609	284,70	1008,0
6	0,6178	122,60	941,8
7	0,5719	141,60	871,8
8	0,5258	174,00	801,5
ph	0,0752	-	114,7
sep	0,0789	-	120,2
u	0,0050	-	7,6
k6	0,8120	-	1238,0
o6	0,0499	-	76,0
o5	0,0431	-	65,8
o4	0,0459	-	69,9
o3	0,0461	-	70,2
d	0,0339	-	51,7
VT	0,0962	-	146,7

Tab. 5.1 Získané hodnoty při výpočtu propojení komponent do tepelného schématu

Výsledná hodnota práce na turbíně je:

$$a_{it} = 697{,}2\ kJ/kg \tag{5.27}$$

5.3 Tepelná účinnost oběhu a vlastní spotřeba

První část výpočtu tepelné účinnosti oběhu zahrnuje výpočet tepla přivedeného do oběhu v parogenerátoru. To se spočítá z rozdílu entalpií před a za parogenerátorem.

$$q_1 = i_{aVT} - i_{nv} = 2803 - 958{,}8 = 1844\ kJ/kg \tag{5.33}$$

Následuje výpočet vnitřní tepelné účinnosti. Ten je určen jako podíl práce vykonané na turbíně a tepla přivedeného do oběhu v parogenerátoru. [2]

$$\eta_{ti} = \frac{a_{it}}{q_1} = \frac{697{,}2}{1844} = 0{,}3781 \tag{5.34}$$

Další počítanou účinností je tepelná účinnost oběhu na svorkách generátoru.[2]

$$\eta_{tsv} = \frac{P_{sv}}{q_1 M_p} = \frac{1000000}{1844 \cdot 1524} = 0{,}3557 \tag{5.35}$$

Dalším krokem je výpočet vlastní spotřeby jaderného zařízení. Mezi tyto hodnoty patří výpočet příkonu napájecího a kondenzátního čerpadla: [2]

$$Pw_{nč} = \frac{M_p \Delta i_{nč}}{\eta_{nč}\eta_{el}} = \frac{1524 \cdot 9{,}898}{0{,}81 \cdot 0{,}98} = 19008\ kW \tag{5.36}$$

$$Pw_{kč} = \frac{M_p \Delta i_{kč}}{\eta_{kč}\eta_{el}} = \frac{1524 \cdot 3{,}306}{0{,}81 \cdot 0{,}98} = 6350\ kW \tag{5.37}$$

Přičemž účinnosti uvedené v rovnících 5.36 a 5.37 jsou: [2]

$$\eta_{nč} = 0{,}81 \tag{5.38}$$

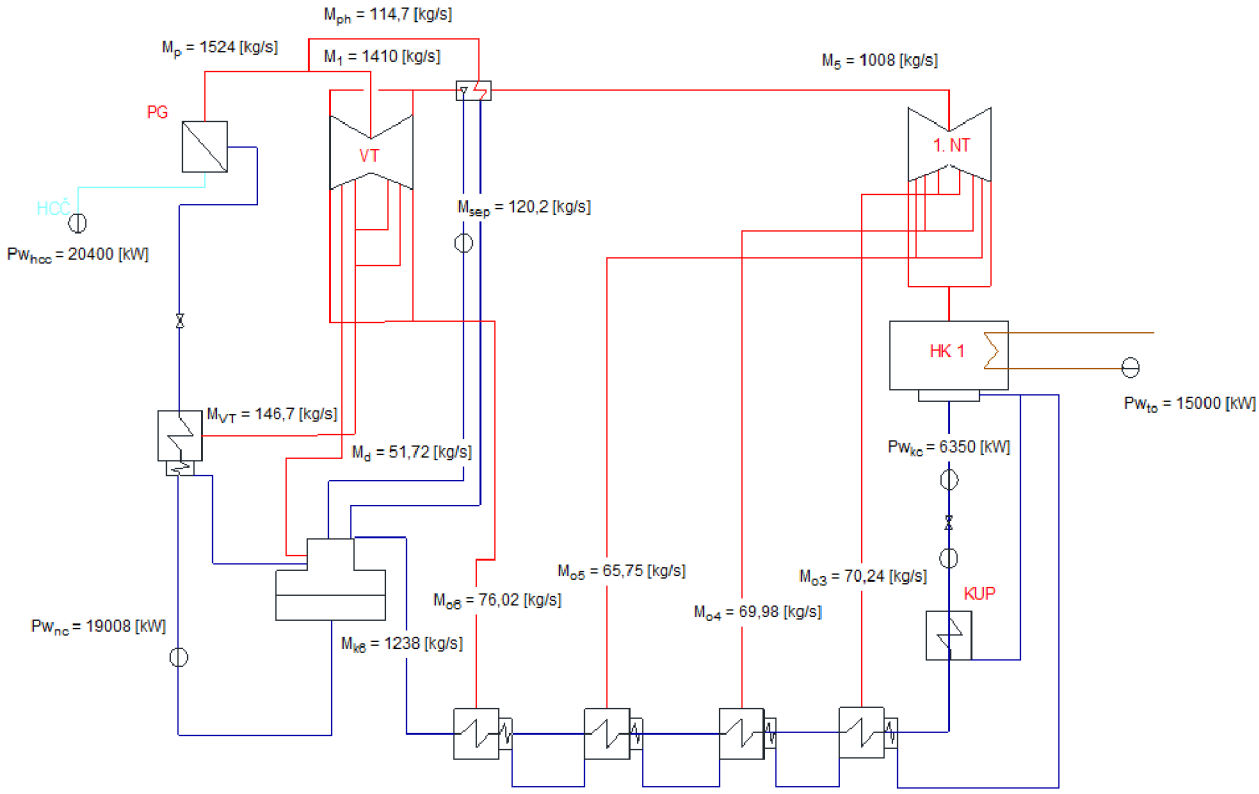
$$\eta_{kč} = 0{,}81 \tag{5.39}$$

$$\eta_{el} = 0{,}98 \tag{5.40}$$

Pro výpočet celkové účinnosti JZ s uvážením vlastní spotřeby využijeme ještě příkon hlavního cirkulačního čerpadla (3.2) a čerpadel terciálního okruhu (3.10).[2]

$$\eta_{ctsv} = \frac{P_{sv} - Pw_{nč} - Pw_{kč} - Pw_{hcč} - Pw_{to}}{q_1 M_p} = \tag{5.41}$$

$$= \frac{1000000 - 19008 - 6350 - 20400 - 15000}{1844 \cdot 1524} = 0{,}3341$$



Obr. 5.1 Tepelné schéma JZ s jeho průtoky a příkony

6 Výpočet různých variant pohonu napájecích čerpadel

Pro pohon napájecích čerpadel je možno užít dva různé způsoby napájení. Prvním, uvedeným v základním výpočtu této diplomové práce, byl způsob za užití elektromotoru. Druhým způsobem je užití turbonapájecího soustrojí (TBN). Potřebná pára pro TBN je vyvedena za přihřívákem páry před nízkotlakým dílem parní turbíny.

Návrh s pohonem TBN při využití mokrého oběhového chlazení probíhal obdobně jako při využití elektromotoru, s výjimkou výpočtů uvedených v této kapitole.

Entalpie páry vstupující do TBN je rovna entalpii pracovní látky vstupující na nízkotlaký díl parní turbíny:

$$i_{TBNa} = i_{aNT} = 2948\ kJ/kg \tag{6.1}$$

Tlak páry za TBN jsme stanovili: [23]

$$p_{TBNe} = 0{,}075\ bar \tag{6.2}$$

Entalpii páry za TBN jsme následně získali jako funkci tlaku a suchosti vstupující do kondenzátoru. Výpočet proběhl v programu EES.

$$i_{TBNe} = f(p_{TBNe}, x_{kin}) = 2237 kJ/kg \tag{6.3}$$

Poměrný hmotností tok pracovní látky procházející TBN spočítáme jako:

$$\alpha_{TBN}(i_{TBNa} - i_{TBNe}) = \frac{\Delta i_{nč}}{\eta_{nč}\eta_{tdi}} \tag{6.4}$$

Poměrný hmotnostní tok pro potřeby TBN je nutné zároveň odečíst z poměrného hmotnostního toku α_5:

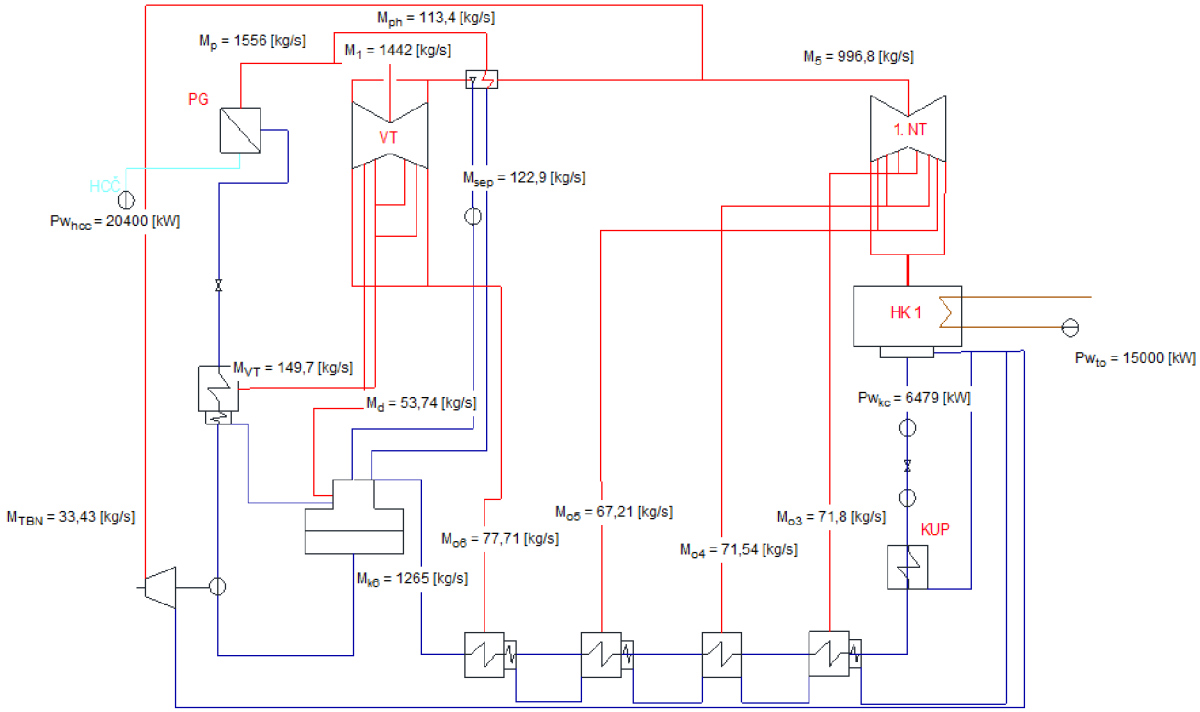
$$\alpha_5 = \alpha_4 - \alpha_{sep} - \alpha_{TBN} \tag{6.5}$$

Po získání dílčích výpočtů jsme byli schopni vypočítat celkovou účinnost JZ s uvážením vlastní spotřeby:

$$\eta_{ctsv} = \frac{P_{sv} - Pw_{kč} - Pw_{hcč} - Pw_{to}}{q_1 M_p} = \tag{6.6}$$

$$= \frac{1000000 - 6479 - 20400 - 15000}{1844 \cdot 1556} = 0{,}3340$$

Hodnoty průtoků a příkonů tepelného schématu s využitím TBN jsou uvedeny na obrázku obr. 6.1.



Obr. 6.1 Tepelné schéma JZ s jeho průtoky a příkony s využitím TBN

Porovnání údajů s využitím různých způsobů pohonu napájecích čerpadel je uvedeno v tabulce *tab. 6.1*.

Veličina	TBN s mokrým chlazením	ENČ s mokrým chlazením
M_p[kg/s]	1556	1524
$Pw_{nč}$[kW]	0	19008
$Pw_{kč}$[kW]	6479	6350
η_{tsv}[-]	0,3486	0,3557
η_{ctsv}[-]	0,3340	0,3341

Tab. 6.1 Srovnání různých způsobů pohonu napájecích čerpadel

7 Výpočet tepelného schématu ve variantě suchého chlazení

Z důvodů uvedených v *kapitole 2.3* jsme vytvořili návrh tepelného schématu JZ pro variantu při využití suchého chlazení. V této kapitole jsme navrhli výpočty při využití různých typů pohonu napájecích čerpadel.

Návrh varianty suchého chlazení při využití ENČ i TBN probíhal obdobně jako při využití mokrého chlazení s výjimkou výpočtů uvedených v této kapitole.

Teplota pracovní látky vystupující z kondenzátoru jsme vypočítali následovně:[26]

$$t_{kout} = t_{ok} + t_{kn} + \Delta t_w = 21{,}37 + 1 + 8 = 30{,}37\ °C \tag{7.1}$$

Přičemž teplota nedohřevu v kondenzátoru a rozdíl teplot na vstupu a výstupu z kondenzátoru v chladicím okruhu je:[1][26]

$$t_{kn} = 1\ °C \tag{7.2}$$

$$\Delta t_w = 8\ °C \tag{7.3}$$

Díky změně teploty v kondenzátoru dojde i ke změně tlaku v kondenzátoru:

$$p_k = f(t_{kout}, x_{kin}) = 0{,}04336\ bar \tag{7.4}$$

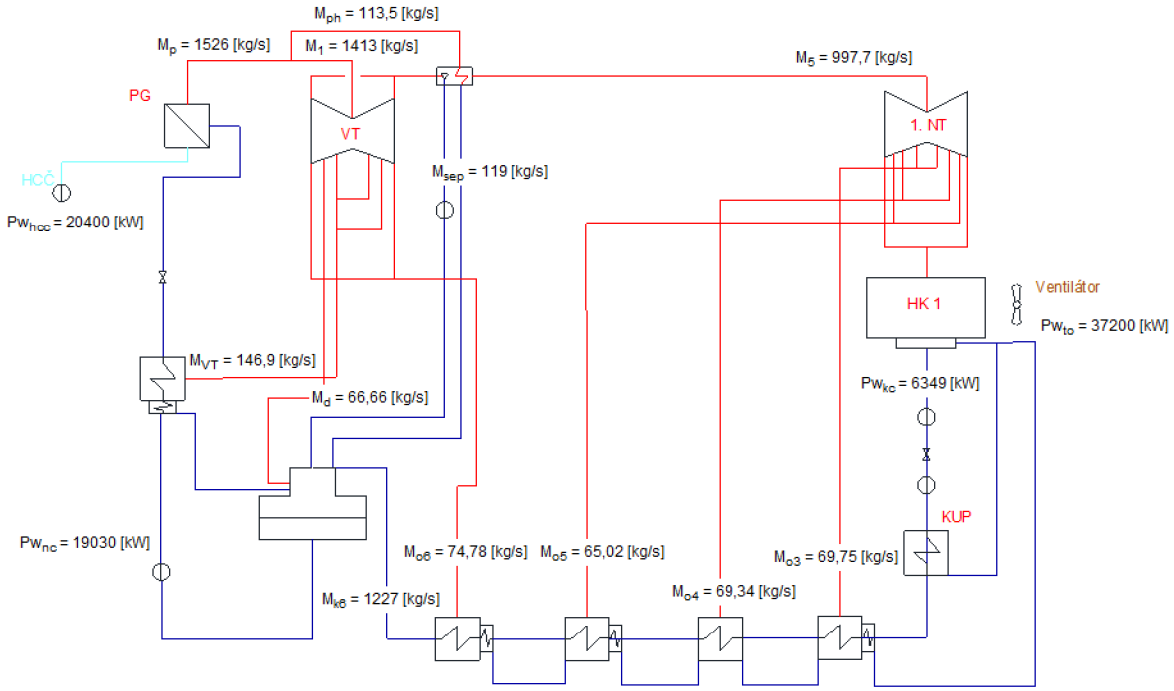
Příkon ventilátorů terciálního okruhu jsme stanovili: [26]

$$Pw_{to} = 37200\ kW \tag{7.5}$$

Po získání dílčích výpočtů jsme byli schopni vypočítat celkovou účinnost JZ s uvážením vlastní spotřeby pro variantu suchého chlazení s využitím ENČ:

$$\eta_{ctsv} = \frac{P_{sv} - Pw_{nč} - Pw_{kč} - Pw_{hcč} - Pw_{to}}{q_1 M_p} = \tag{7.6}$$

$$= \frac{1000000 - 19030 - 6349 - 20400 - 37200}{1844 \cdot 1526} = 0{,}3258$$

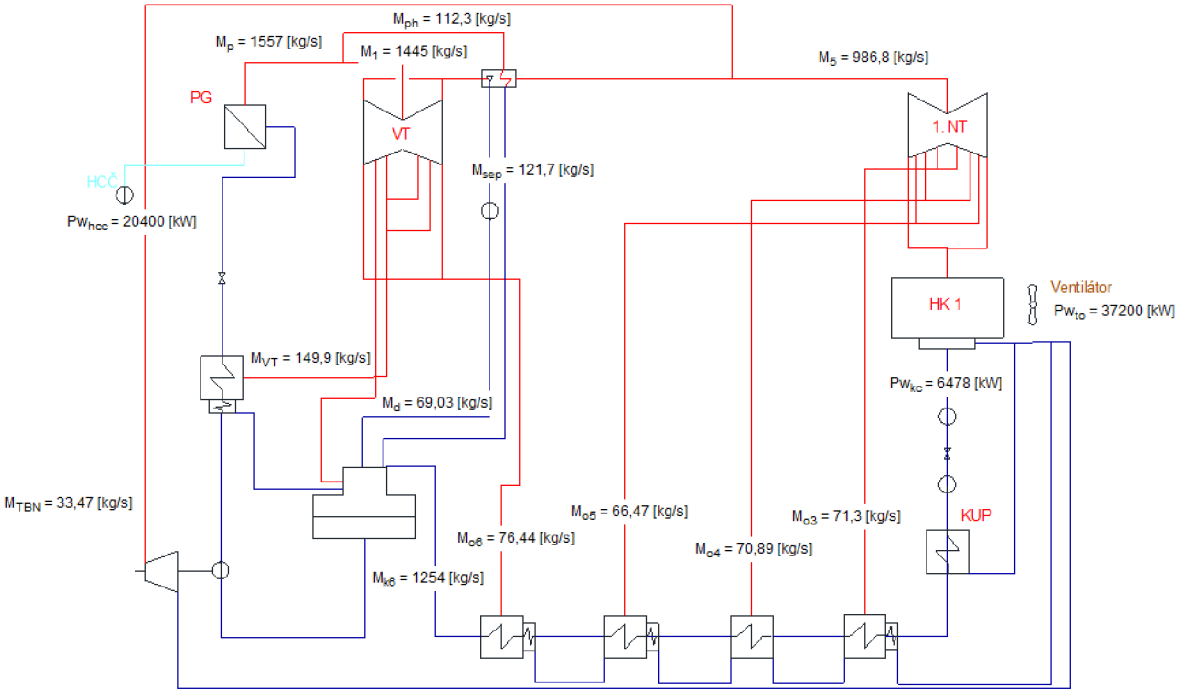


Obr. 7.1 Tepelné schéma JZ s jeho průtoky a příkony pro variantu suchého chlazení s využitím ENČ

Stejným způsobem jsme dopočítali variantu suchého chlazení s využitím TBN:

$$\eta_{ctsv} = \frac{P_{sv} - Pw_{k\check{c}} - Pw_{hc\check{c}} - Pw_{to}}{q_1 M_p} = \tag{7.7}$$

$$= \frac{1000000 - 6478 - 20400 - 37200}{1844 \cdot 1557} = 0{,}3259$$



Obr. 7.2 Tepelné schéma JZ s jeho průtoky a příkony pro variantu suchého chlazení s využitím TBN

Porovnání údajů s využitím různých způsobů pohonu napájecích čerpadel při různých chladicích okruzích je uvedeno v tabulce *tab. 7.1*.

Veličina	TBN s mokrým chlazením	ENČ s mokrým chlazením	TBN se suchým chlazením	ENČ se suchým chlazením
M_p[kg/s]	1556	1524	1557	1526
$Pw_{nč}$[kW]	0	19008	0	19030
$Pw_{kč}$[kW]	6479	6350	6478	6349
η_{tsv}[-]	0,3486	0,3557	0,3482	0,3553
η_{ctsv}[-]	0,3340	0,3341	0,3259	0,3258

Tab. 7.1 Srovnání různých způsobů pohonu napájecích čerpadel při různých chladicích okruzích

DISKUSE

Při absenci výpočtu primárního okruhu byl příkon napájecího čerpadla vyčíslen dle známých hodnot z JE Temelín, který využívá stejný tlakovodní reaktor VVER 1000 V-320. Pro různé varianty řešení sekundárního a terciálního okruhu jaderné elektrárny (různé varianty pohonu napájecích čerpadel a možnosti chladicího okruhu) bude tento příkon proměnný. Stejně tak se bude měnit výkon čerpadel a ventilátorů terciálního okruhu.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout sekundární a terciální okruh jaderné elektrárny pro tlakovodní reaktor. Celkový svorkový výkon jaderného zařízení byl stanoven na 1000 MW elektrické energie. Tomu byl uzpůsobován výkon reaktoru pro různé varianty řešení.

Pro variantu s elektrickým pohonem a mokrým způsobem chlazení jsme získali hodnotu parního výkonu parogenerátoru 1524 kg/s. Teplo předané sekundárnímu okruhu v parogenerátoru 1844 kJ/kg, měrná práce na turbíně 672,2 kJ/kg. Celková vlastní spotřeba zaujala příkon 60,76 MW. Po jejím odečtení jsme se dostali na hodnotu účinnosti celého JZ 33,41 %.

Dále jsme navrhli variantu s turbonapájecím pohonem čerpadel a mokrým chlazením. Obě varianty jsme posléze spočítali i pro variantu suchého chlazení. Celkově tak vznikla čtyři variantní řešení sekundárního a terciálního okruhu JE. Jejich vlastní spotřeba, parní výkon a celkové účinnosti jsou uvedeny v tabulce *tab. 7.1*.

Při využití TBN se oproti variantě s elektrickým pohonem napájecích čerpadel výrazně zvýšil potřebný parní výkon parogenerátoru, zatímco účinnost zůstala téměř neměnná. Opačné výsledky se dostavily při užití varianty suchého chlazení. Zatímco parní výkon PG zůstal pro obě varianty napájecích čerpadel v podstatě shodný, došlo k výraznému poklesu celkové účinnosti se započtením vlastní spotřeby JZ.

Dále je v práci uvedeno:

- rešerše schémat JE
- rešerše chladicích okruhů
- rešerše dílčích komponent tepelného schématu
- návrh dílčích komponent tepelného schématu

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] KRBEK, Jaroslav. Projektování tepelných centrál. Brno: VUT Brno, 1986, 252 s.

[2] 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.

[3] FIEDLER, Jan. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

[4] Cooling Tower EfficiencyCalculations. *ChemicalEngineeringSite* [online]. [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: http://chemicalengineeringsite.in/cooling-tower-efficiency-calculations/

[5] Jaderná elektrárna Temelín – technický skvost z jižních Čech. *OENERGETICE.cz* [online]. [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: https://oenergetice.cz/jaderne-elektrarny/jaderna-elektrarna-temelin-technicky-skvost-z-jiznich-cech?fbclid=IwAR1UNq3HEzg44uFfSqCrSYvp2vIx2AYyS1hXYgER4hclpCpP_rXgEng7ZmY

[6] Jaderná elektrárna Temelín. *Svět energie* [online]. [cit. 2020-02-19]. Dostupné z: https://www.svetenergie.cz/cz/elektrarny/jaderne-elektrarny/jaderne-elektrarny-cez/jaderna-elektrarna-temelin?fbclid=IwAR0F-AWu52WhdpEtX89YaUHYOAVBQLobG_l9EhIGF7pIZLExG_hsUNRXYl8

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

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

[9] ZÁKLADNÍ TYPY JADERNÝCH REAKTORŮ. *Skupina ČEZ* [online]. [cit. 2020-02-28]. Dostupné z: https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobni-zdroje/jaderna-energetika/je-ve-svete/zakladni-typy-jadernych-reaktoru

[10] WAGNER, Vladimír. Nové jaderné reaktory III+ generace v provozu - část 2. *OENERGETICE.CZ* [online]. 2018 [cit. 2020-02-28]. Dostupné z: https://oenergetice.cz/jaderne-elektrarny/nove-jaderne-reaktory-iii-generace-provozu-cast-2

[11] DOLEŽAL, Jaroslav. *Jaderné a klasické elektrárny*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2011. ISBN isbn978-80-01-04936-5.

[12] Jaderná elektrárna Obninsk. *Wikipedie* [online]. [cit. 2020-03-03]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Jadern%C3%A1_elektr%C3%A1rna_Obninsk

[13] Před 65 lety spustili první jadernou elektrárnu, která dodávala elektřinu do domácností. Byla vzorem i pro Černobyl. *Česká televize* [online]. [cit. 2020-03-03]. Dostupné z: https://ct24.ceskatelevize.cz/veda/2853575-pred-65-lety-spustili-prvni-jadernou-elektrarnu-ktera-dodavala-elektrinu-do-domacnosti

[14] *Sborník přednášek pro Letní univerzitu*. Jaderná elektrárna Dukovany: Skupina ČEZ, 2019.

[15] CoolingPowerPlants. *Worldnuclearassociation* [online]. UpdatedSeptember 2019 [cit. 2020-03-13]. Dostupné z: https://www.world-nuclear.org/information-library/current-and-future-generation/cooling-power-plants.aspx#ECSArticleLink2

[16] Kursk NuclearPower Plant. Viewfromcoolingpond (2019). In: *Reddit* [online]. [cit. 2020-03-18]. Dostupné z: https://i.redd.it/6m5ta2t9tj541.jpg

[17] Sucho v Česku 2014–současnost. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): WikimediaFoundation, 2001- [cit. 2020-03-13]. Dostupné z:

https://cs.wikipedia.org/wiki/Sucho_v_%C4%8Cesku_2014%E2%80%93sou%C4%8Dasnost

[18] *Česko už čtyři roky sužuje sucho. ‚Srážek je teď hodně, vyhráno ale nemáme,' varuje hydrolog* [online]. [cit. 2020-03-13]. Dostupné z: https://www.irozhlas.cz/zpravy-domov/pocasi-sucho-2018-2019-v-cesku-mapa-chmi-hydrolog_1901110815_ako

[19] Francouzské i švédské jaderné elektrárny jsou kvůli teplu odstavovány. *IRozhlas* [online]. [cit. 2020-03-13]. Dostupné z: https://oenergetice.cz/jaderne-elektrarny/francouzske-i-svedske-jaderne-elektrarny-jsou-kvuli-teplu-odstavovany

[20] Air-cooledcondenserseliminate plant water use. *Powermag* [online]. September 2008 [cit. 2020-03-13]. Dostupné z: https://www.powermag.com/air-cooled-condensers-eliminate-plant-water-use/

[21] ČESKÁ REPUBLIKA. Vyhodnocení vlivů nového jaderného zdroje v lokalitě Dukovany na povrchové a podzemní vody. In: č. *39/2015 Sb.*. Výzkumný ústav vodohospodářský T. G. Masaryka: Ministerstvo životního prostředí, 2019.

[22] FOUILLOUX, Jean-Pierre a Mark OTTO. Medupi and Kusile. *EePublishers* [online]. 2012 [cit. 2020-03-17]. Dostupné z: https://www.ee.co.za/article/alstom-007-02-medupi-and-kusile-supercritical-giants-of-south-africa.html

[23] *SEKUNDÁRNÍ ČÁST JE VVER 1000: UČEBNÍ TEXTY PRO PŘÍPRAVU PERSONÁLU JE*. Brno: Skupina ČEZ, 2019.

[24] NuclearPowerReactors. *Worldnuclearassociation* [online]. 2020 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: https://www.world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/nuclear-power-reactors/nuclear-power-reactors.aspx

[25] *Technika prostředí QPRO* [online]. 2008 [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: https://www.qpro.cz/Prumerny-stav-vzduchu-dle-vyberu-hodin

[26] ŠAPOŠNIKOV, VsevolodVladimirovič, František POMAJZL a Ivo POSSELT. *Atmosférické chladiče a chladicí věže*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1977. Řada strojírenské literatury.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	**Veličina**	**Jednotka**
α	poměrný hmotnostní tok	-
a	měrná práce	kJ/kg
i	entalpie	kJ/kg
η	účinnost	-
H	entalpický spád	kJ/kg
M	hmotnostní tok	kg/s
Pw	příkon	kW
p	tlak	bar
q	teplo	kJ/kg
s	entropie	kJ/(kg.K)
t	teplota	°C
v	měrný objem	m^3/kg
x	suchost	-

Zkratka	**Význam**
JE	Jaderná elektrárna
PG	Parogenerátor
JZ	Jaderné zařízení
HCČ	Hlavní cirkulační čerpadlo
VTO	Vysokotlaké regenerační ohříváky
NTO	Nízkotlaké regenerační ohříváky
SPP	Separátor páry
KUP	Kondenzátor ucpávkové páry
TBN	Turbonapájecí soustrojí napájecího čerpadla
ENČ	Napájecí čerpadlo poháněné elektromotorem

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Základní tepelná schémata jaderných elektráren[7]
Obr. 1.2 Zjednodušené funkční schéma JE Caorso[8]
Obr. 1.3 JE Kašiwazaki-Kariwa[8]
Obr. 1.4 Schéma primárního a sekundárního okruhu JE Dukovany[14]
Obr. 1.5 Parametry sekundárního okruhu JE Dukovany[14]
Obr. 1.6 Zjednodušené funkční schéma JE s rychlým reaktorem[8]
Obr. 2.1 Schéma ztrát vody v chladicím okruhu oběhového chlazení [4]
Obr. 2.2 Sifonový princip u průtočného chlazení [1]
Obr. 2.3 Systém kontinuálního čištění trubek [1]
Obr. 2.4 Chladicí rybník JE Kursk [16]
Obr. 2.5 Chladicí věž s přirozeným tahem [1]
Obr. 2.6 Chladicí věž s nuceným tahem [1]
Obr. 2.7 Plošný deficit srážek v mm pro území krajů České republiky za období hydrologických roků 2014 až 2018[18]
Obr. 2.8 Spotřeba vody, vztažená na MWh, napříč různými typy elektráren [15]
Obr. 2.9 Schéma vzduchem chlazeného systému s nuceným tahem[20]
Obr. 2.10 Nárůst instalovaného výkonu využívajícího suché chlazení [20]
Obr. 3.1 Hlavní cirkulační čerpadlo JE Dukovany [14]
Obr. 3.2 3D schéma primárního okruhu [5]
Obr. 3.3 Dispoziční uspořádání kondenzátorů [23]
Obr. 3.4 Kaskádové zapojení regeneračních ohříváků
Obr. 3.5 VTO JE Dukovany [14]
Obr. 3.5 Parogenerátor JE Dukovany [14]
Obr. 3.6 Parní turbína ŠKODA K 1000-5,8[5]
Obr. 3.7 Systém separace a přihřívání páry [23]
Obr. 4.1 Tepelné schéma jaderné elektrárny
Obr. 4.2 Teplotní schéma chladicího okruhu [4]
Obr. 4.3 Schéma nízkotlakého regeneračního ohříváku
Obr. 4.4 Schéma vysokotlakého regeneračního ohříváku
Obr. 4.5 Expanzní linie parní turbíny
Obr. 4.6. Výsledné schéma parametrů dílčích komponent tepelného schématu
Obr. 5.1 Tepelné schéma JZ s jeho průtoky a příkony
Obr. 6.1 Tepelné schéma JZ s jeho průtoky a příkony s využitím TBN
Obr. 7.1 Tepelné schéma JZ s jeho průtoky a příkony pro variantu suchého chlazení s využitím ENČ
Obr. 7.2 Tepelné schéma JZ s jeho průtoky a příkony pro variantu suchého chlazení s využitím TBN

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1 Typické parametry reaktoru BWR s výkonem 1000 MW[9]
Tab. 1.2 Parametry tepelného schématu JE Obninsk [12]
Tab. 1.3 Typické parametry reaktoru FBR s výkonem 2740MW[8]
Tab. 2.1 Vliv NJZ na teplotu vody (maximum) v profilu Jihlava – Mohelno pod, modelovaný pro jednotlivé výpočetní varianty[21]
Tab. 3.1 Technické parametry parogenerátoru JE Dukovany [14]
Tab. 4.1 Vstupní parametry dílčích modelů komponent tepelného schématu
Tab. 4.2 Tlakové ztráty v nízkotlaké části regeneračního systému [2]
Tab. 4.3 Tlakové ztráty ve vysokotlaké části regeneračního systému [2]
Tab. 4.4 Relativní tlakové ztráty pro odběry NT dílu parní turbíny
Tab. 4.5 Výpočet expanzní linie NT dílu
Tab. 4.6 Relativní tlakové ztráty pro odběry VT dílu parní turbíny
Tab. 4.7 Výpočet expanzní linie VT dílu
Tab. 4.8 Parametry pracovní látky u NTO
Tab. 5.1 Získané hodnoty při výpočtu propojení komponent do tepelného schématu
Tab. 6.1 Srovnání různých způsobů pohonu napájecích čerpadel
Tab. 7.1 Srovnání různých způsobů pohonu napájecích čerpadel při různých chladicích okruzích