ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE

FAKULTA
STROJNÍ

MODELOVÁNÍ HLAVNÍCH KOMPONENT PRIMÁRNÍHO OKRUHU JADERNÉ ELEKTRÁRNY

2020

JAN
KOMRSKA

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Komrska** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **457964**

Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**

Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**

Studijní program: **Strojírenství**

Studijní obor: **Energetika a procesní technika**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Modelování hlavních komponent primárního okruhu jaderné elektrárny

Název bakalářské práce anglicky:

Modelling of the Main Components of the Primary Circuit of a Nuclear Reactor

Pokyny pro vypracování:

Práce bude obsahovat:
1) Popis primárního okruhu tlakovodního jaderného reaktoru
2) Přehled základních rovnic dějů v primárním okruhu jaderného reaktoru
3) Popis modelu přenosu tepla v tlakové nádobě jadernho reaktoru
4) Popis modelu kompenzátoru objemu
5) Popis modelu hlavního cirkulačního čerpadla
6) Popis modelu parního generátoru
7) Diskuze výpočetní náročnosti modelů jednotlivých komponent

Seznam doporučené literatury:

[1] BRENNEN, Christopher Earls. Thermo-Hydraulics of Nuclear Reactors. 1. California Institute of Technology Pasadena, California: Dankat Publishing Company, 2014. ISBN 0-9667409-8-X.
[2] AKIMOTO, Hajime, Yoshinari ANODA, Kazuyuki TAKASE, Hiroyuki YOSHIDA a Hidesada TAMAI. Nuclear Thermal Hydraulics. 2. Japan: Springer Nature, 2016. ISBN 974-4-431-55603-9.
[3] RUBEK, Jaroslav. ŘÍZENÍ A AUTOMATIZACE JADERNÝCH ENERGETICKÝCH ZAŘÍZENÍ.
[4] TODREAS, Neil E. a Mujid S. KAZIMI. Thermal Hydraulic Fundamentals. Massachusetts Institute of Technology. Japan: Taylor & Francis, 1990. ISBN 1-56032-051-6.
[5] UNITED STATES NUCLEAR REGULATORY COMMISSION TECHNICAL TRAINING CENTER. REACTOR CONCEPTS MANUAL-Pressurized Water Reactor (PWR) Systems. USNRC Technical Training Center.
[7] POPOV, Nikola K. Thermal-Hydraulic Design. UNENE: UNENE, 2015.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Václav Dostál, Ph.D., ústav energetiky FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **24.04.2020** Termín odevzdání bakalářské práce: **26.06.2020**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2021**

doc. Ing. Václav Dostál, Ph.D. podpis vedoucí(ho) práce	podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry	prof. Ing. Michael Valášek, DrSc. podpis děkana(ky)

 © ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

8.6.2020	Komesan
Datum převzetí zadání	Podpis studenta

© ČVUT v Praze, Design: ČVUT v Praze, VIC

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně s použitím pramenů a literatury uvedených v přiloženém seznamu citovaných zdrojů.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne: …….. ……

Podpis

Anotační list

Jméno autora: Jan Komrska

Název BP: Modelování hlavních komponent primárního okruhu jaderné elektrárny

Anglický název: Modelling of the Main Components of the Primary Circuit of a Nuclear Reactor

Akademický rok: 2019/2020

Ústav/Odbor: Ústav energetiky

Vedoucí DP: doc. Ing. Václav Dostál, Ph.D.

Bibliografické údaje: Počet stran: 63

Počet obrázků: 29

Počet tabulek: 0

Počet příloh: 0

Klíčová slova: primární okruh tlakovodního reaktoru, popis komponent primárního okruhu, přenos tepla uvnitř aktivní zóny, kompenzátor objemu, hlavní cirkulační čerpadlo, sekundární okruh tlakovodní reaktoru, parogenerátor

Keywords: primary circuit of PWR, description of main components of PWR, heat transfer within active zone, pressurizer, main circulation pump, secondary circuit of PWR, steam generator

Anotace: Tato bakalářská práce je zaměřena na základní popis termohydrauliky, provozní parametry a základní modely jednotlivých komponent primárního a z části i sekundárního okruhu tlakovodního reaktoru jaderné elektrárny. V popisu jsou znázorněny i rozdíly mezi reaktory západního typu PWR a reaktory východního typu VVER a jaké jsou provozní parametry jednotlivých komponent. Modelování zde provádím pro popis funkcí jednotlivých komponent a jakým způsobem by byli regulačně řízeny. V první části práce se zabývám přenosem tepla uvnitř aktivní zóny reaktoru. Dále popisem kompenzátoru objemu a jeho funkcemi v primárním okruhu. A poté se zabývám funkcí a popisem hlavního cirkulačního čerpadla. V druhé části práce se zabývám popisem parogenerátoru, jeho provozními parametry. Nakonec se zabývám jeho přenosovými vlastnostmi, a jakým způsobem by byl vytvářen matematický model parogenerátoru.

Abstract: This bachelor's thesis is focused on a description of thermal hydraulics, operating parametres and basic models of each individual main components of the primary and secondary circuits of pressurized water reactor nuclear power plant as well. The description used here is to show differences between the western-type PWR and the eastern-type VVER and operating parametres of different components. The modelling used here shows different functions of each component and different ways of their regulation. I focus on the heat transfer within the fuel cells inside the active zone of a nuclear reactor in the first part of the thesis. Next focus is on a description of

the pressurizer and its functions within the primary circuit. Lastly I describe functions of the main circulation pump. The second part of the thesis focuses on description of a steam generator and its operating parametres. In the last chapter we describe steam generator‘s transmission properties and a creation of the steam generator mathematical model.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Václavu Dostálovi, Ph.D. za odborný dohled, za cenné rady a připomínky a vedení mé bakalářské práce.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za velkou podporu při studiu na vysoké škole.

Obsah

Seznam obrázků 10
Seznam použitých zkratek 11
Seznam použitých značek a symbolů 12
Seznam použitých indexů 14
1. Úvod – Termohydraulika a základy automatického řízení 16
2. Primární okruh 20
    2.1 Tlaková nádoba reaktoru 21
    2.2 Palivové kazety 22
3. Vedení tepla a jeho přenos v aktivní zóně reaktoru 24
    3.1 Vedení tepla kondukcí 24
    3.2 Vedení tepla v palivu 25
    3.3 Vedení tepla v mezeře mezi palivem a pokrytím 25
    3.4 Vedení tepla pokrytím palivové tyče 26
    3.5 Toky tepla a teploty na povrchu jednotlivých těles 26
    3.6 Dynamika přenosu tepla 27
4. Kompenzátor objemu 30
    4.1 Reakce kompenzátoru na změny objemu 31
    4.2 Dynamika kompenzátoru objemu 36
5. Hlavní cirkulační čerpadlo 40
    5.1 Instrumentace hlavního cirkulačního čerpadla 41
    5.2 Určení čerpacího výkonu 41
    5.3 Hydraulické charakteristiky a provozní režimy hlavního cirkulačního čerpadla 42
6. Sekundární okruh 43
7. Parogenerátor 44
    7.1 Provozní parametry parogenerátoru PWR 45
    7.2 Bilance výměníku – parogenerátoru 45
    7.3 Odlučovač vody 46
8. Přenosové vlastnosti parogenerátoru 46
    8.1 Model s rozloženými parametry 46
    8.2 Model se soustředěnými parametry 49
    8.3 Přenosy na sekundární straně parogenerátoru 50
    8.4 Vazby mezi veličinami primárního a sekundárního okruhu přes parogenerátor 54
9. Přístupy k modelování 56

10. Závěr 61
11. Použitá literatura 63

Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma spojitého regulačního obvodu [2] 17
Obrázek 2: Přechodové charakteristiky PID [2] 18
Obrázek 3: Různé druhy stability regulačního obvodu[2] 19
Obrázek 4: Schéma primárního okruhu PWR [4] 20
Obrázek 5: Srovnání tlakových nádob PWR a VVER 1000 [4] 21
Obrázek 6: 3-D nákres primárního okruhu PWR a VVER [4] 22
Obrázek 7: Schéma palivových kazet dvou běžných typů tlakovodních reaktorů, vlevo VVER 1000, napravo PWR [4] 22
Obrázek 8: Palivová kazeta PWR [1] 23
Obrázek 9: Nákres průběhů teplot ve stěně [4] 24
Obrázek 10: Pohled shora na palivovou peletku uloženou v pokrytí [4] 24
Obrázek 11: Kompenzátor objemu s jednotlivými veličinami pro reaktor PWR [4] 30
Obrázek 12: Nákres systémů kompenzátoru objemu [4] 31
Obrázek 13: Funkce kompenzátoru objemu 32
Obrázek 14: Bilance kompenzátoru objemu 32
Obrázek 15: Počáteční a konečné stavy kompenzátoru objemu [5] 33
Obrázek 16: Termodynamická reprezentace obou funkcí kompenzátoru [5] 34
Obrázek 17: Schéma veličin, na kterých závisí dynamika kompenzátoru objemu [2] 36
Obrázek 18: Přechodové charakteristiky kompenzátoru objemu [2] 39
Obrázek 19: Průřez hlavním cirkulačním čerpadlem [6] 40
Obrázek 20: Úplná hydraulická charakteristika hlavního cirkulační čerpadla [10] 42
Obrázek 21: Sekundární okruh typického PWR o tepelném výkonu 3000 MWt [4] 43
Obrázek 22: Horizontální parogenerátor reaktoru VVER [9] 44
Obrázek 23: Vertikální parogenerátor reaktoru PWR [1] 45
Obrázek 24: Základní teplotní průběh na parogenerátoru [4] 45
Obrázek 25: Vertikální parogenerátor s vyznačenými separátory páry [1] 46
Obrázek 26: Schéma přenosů tepla v parogenerátoru [2] 47
Obrázek 27: Přechodové charakteristiky pro model se soustředěnými parametry [2] 50
Obrázek 28: Přechodové charakteristiky pro přenosy sekundární strany parogenerátoru [2] 53
Obrázek 29: Průběh teplot v parogenerátoru [2] 55

Seznam použitých zkratek

BWR	varný reaktor
HP	vysokotlaký díl turbíny
LP	nízkotlaký díl turbíny
LOCA	havárie spojené se ztrátou chladiva
PID	spojitý regulátor složený s proporcionální, integrační a derivační části
PORV	pojistný ventil kompenzátoru objemu
PWR	západní typ tlakovodního reaktoru
^{235}U	izotop uranu s nukleonovým číslem 235
UO_2	oxid uraničitý
USA	Spojené Státy Americké
VVER	východní typ tlakovodního reaktoru

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
y	regulovaná veličina	[-]
y_z	žádaná hodnota regulované veličiny	[-]
x	akční veličina regulovaného obvodu	[-]
W_1	přenos 1	[-]
W_2	přenos 2	[-]
W_R	přenos regulátoru	[-]
K	parametr regulátoru	[-]
s	kořen charakteristické rovnice	[-]
q	tepelný tok	$[W \cdot m^{-2}]$
Q	tepelný výkon	[W]
A	plocha	$[m^2]$
λ	měrná tepelná vodivost	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
T	teplota	[K]
ΔT	rozdíl teplot	[K]
r	průměr	[m]
q‘‘‘	hustota tepelného toku	$[W \cdot m^{-2}]$
α	součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
k	součinitel prostupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
c	měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
ρ	hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
S	přestupová plocha	$[m^2]$
τ	čas	[s]
z	proměnná výška ve válcových souřadnicích	[m]
g	měrná hmota	$[kg \cdot m^{-3}]$
G	hmotnostní průtok paliva	$[kg \cdot s^{-1}]$
p	tlak	[MPa]
V	objem	$[m^3]$
n	látkové množství	[mol]
R	Molární plynová konstanta	$[J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}]$

Značka	Veličina	Jednotka
m	hmotnost	[kg]
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	[kg·s^{-1}]
u	vnitřní energie	[J]
v	měrný objem	[m^3·kg^{-1}]
h, i	entalpie	[J·kg^{-1}]
$\dot{W}$	výkon	[W]
η	účinnost	[-]
Δp	rozdíl tlaků	[MPa]
$\dot{Q}$	objemový průtok	[m^3·s^{-1}]
ω	úhlová rychlost	[rad·s^{-1}]
x	proměnná délka	[m]
Δx	element délky	[m]
F	plocha průtočného průřezu	[m^2]
L	délka	[m]
ϑ	teplota syté vodní páry	[K]
O	Obsah plochy	[m^2]
t	teplota	[K]
Δt	rozdíl teplot	[K]
m	hmotnostní průtok	[kg·s^{-1}]
M	průtočné celkové množství	[kg·s^{-1}]

Seznam použitých indexů

Index	Význam
p	proporcionální
i	integrální
d	derivační
F, F_0	palivová peletka
G, G_0	mezera mezi pokrytím a palivovou peletkou
C, C_0	pokrytí
0	stav 0 – osa palivové peletky
1	stav 1 – chladivo
2	stav 2
u	stav týkající se palivového článku
m	stav týkající se vzduchové mezery
s	stav týkající se pokrytí
c	stav týkající se chladiva
t	stav týkající se teplosměnné trubky
i	počáteční stav
K	koncový stav
f,f1, f2, v, voda	kapalná fáze = voda
g,g1, g2, p, pára	plynná fáze = vodní pára
c0, c1	celková
surge	stav týkající se funkce indukčních ohříváků
spray	stav týkající se funkce systému ochlazovacích sprch
sytá pára	vodní pára s vlhkostí x = 100%
sytá voda	voda s vlhkostí x = 0%
h	stav týkající se indukčních ohříváků
st	střední
ko	kompenzátor objemu
d	doplňovaná voda do primárního okruhu
od	odebíraná voda z primárního okruhu
sm	parovodní směs

Index	Význam
‘	označení stavu ‘
‘‘	označení stavu “
vstupní	stav na sacím hrdle čerpadla
výstupní	stav na výtlačném hrdle čerpadla
hřídel	stav týkající se hřídele čerpadla
střižná	popisuje střižnou sílu, která působí při práci čerpadla
čerpadlo	stav týkající se čerpadla
pg	parogenerátor
pg_1	stav týkající se vstupu chladiva do parogenerátoru
pg_2	stav týkající se výstupu chladiva z parogenerátoru
nv	napájecí voda

1. Úvod – Termohydraulika a základy automatického řízení

Termohydraulika je vědní disciplína zabývající se studií proudění tekutin schopných přenášet teplo. Termín termohydraulika se skládá ze slov termo; thermo z řeckého slova thermé = teplo, thermos = teplý a ze slova hydraulika, což je technický obor zabývající se mechanických vlastností tekutin. Termohydraulika tedy jako obor kombinuje obory termodynamiky, mechaniky tekutin[1]

U jaderné elektrárny jsou pomocí termohydrauliky popisovány všechny procesy, které se zabývají odvodem tepla z reaktoru pomocí tekutého média – chladiva, v našem případě vody. Dále jsou pomocí ní popisovány procesy, které dané teplo přivádí na parogenerátor, kde generují páru, která je následně hnána na turbínu a procesy na samotný odvod tepla pomocí kondenzátorů až na chladící věže.

Pro správný popis termohydrauliky je potřeba znát všechny procesy, které probíhají v aktivní zóně jaderného reaktoru. Jak je generováno teplo pomocí štěpné reakce, jaké mechanismy vedení tepla probíhají v aktivní zóně a jaké komponenty zasahují do celkové funkce systému jaderné elektrárny.

Termohydraulické vlastnosti systému jaderného bloku jsou unikátní pro každý typ reaktoru z důvodů jiné geometrie reaktoru, jiného teplonosného média, použití jiných konstrukčních materiálů a dalších.

Pro správné modelování termohydraulických komponent je nutno znát kromě jejich termohydraulických vlastností také jejich zařazení v celku jaderné elektrárny a jakým způsobem jsou dané komponenty řízeny. Proto je nutno si říci také o základech automatického řízení spojitých veličin a jejich regulaci.

Správné automatické řízení zajišťuje správné funkce technologických komponent, které na sebe navzájem navazují. Je tedy nutné, aby spolu jednotlivé komponenty správně spolupracovaly při řízených změnách výkonu jaderné elektrárny. Zvláště je nutná jejich správná a bezchybná funkce, aby se předcházelo vzniku havarijních nebo nebezpečných stavů.

Pokud by mělo dojít ke vzniku poruchových stavů tak je nutno, aby řídicí systémy dokázali správně vyhodnotit a zareagovat na tyto změny od běžných provozních stavů. V případě, že by došlo k havarijnímu nebo nebezpečnému stavu na bloku jaderné elektrárny, tak je nutné, aby systém dokázal zajistit bezpečné převedení do nového stabilního stavu, kdy by nedošlo k ohrožení pracovníků elektrárny a jejího okolí.

Požadavky na správné řízení jsou zpravidla formulovány v projektu elektrárny. Tyto požadavky jsou zpravidla ve tvaru kritérií, která lze shrnout na[2]:

- Bezpečnostní kritéria na provoz
- Ekonomická kritéria na provoz
- Provozní a bezpečnostní podmínky jednotlivých technologických zařízení stanovené výrobci
- Projektové požadavky na provoz technologického zařízení a celé jaderné elektrárny v normálních, poruchových, havarijních a po-havarijních stavech
- Spolehlivostní kritéria na funkci technologického zařízení

Splnění těchto kritérií vyžaduje, aby řídicí systém byl schopen splnit tyto činnosti[2]:

- Udržet technologické parametry podle stanovených kritérií jakosti regulace ve všech provozních stavech a režimech

- Odstavit technologické komponenty i celou elektrárnu při dosažení mezních provozních podmínek a bezpečnosti
- Poskytovat informace a údaje o stavu zařízení elektrárny ve všech provozních stavech a režimech
- Poskytovat údaje pro podporu provozu a informace pro případné ruční řízení elektrárny

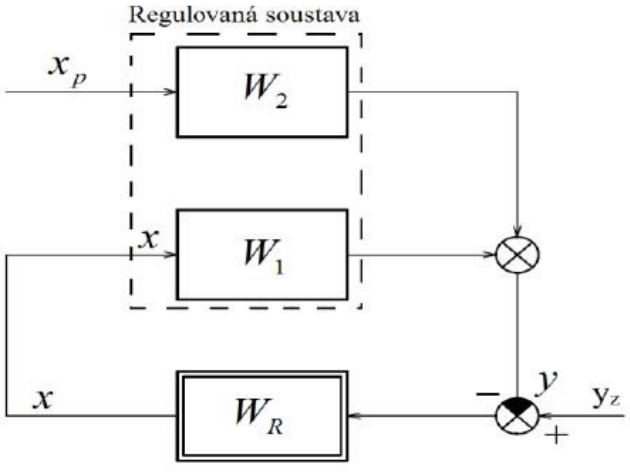
Používané řídicí systémy, dělíme na několik podsystémů, které jsou určeny pro dané veličiny, se kterými pracují:

- Systém spojitého řízení pracuje s veličinami, které mají spojitý charakter. Zajišťují spojitou regulaci provozně důležitých veličin a to zejména systém výkonové regulace elektrárny.
- Systém diskrétního řízení zajišťuje nespojitou regulaci vybraných veličin, ruční ovládání a dvoupolohové ovládání regulačních prvků
- Systém logického řízení pracuje s prvky a zařízeními, které fungují podle logických sekvencí
- Limitační systém, který zajišťuje, aby nedošlo k překročení limitních hodnot pro různé technologické veličiny, a zajišťuje případné snížení výkonu vedoucí ke stabilizaci poruchového stavu
- Ochranný systém zajišťuje, že pokud by došlo k překročení limitních hodnot tak jsme schopni reaktor bezpečně odstavit a zajišťuje i ochranu u jednotlivých komponent
- Systém měření technologických veličin a akčních orgánů slouží k měření údajů o stavu jednotlivých zařízení a procesů, které jsou dále využívány systémy řízení pro vyhodnocování a případnou diagnostiku

Jelikož komponenty, které budu popisovat v této práci, pracují převážně se spojitými funkcemi tak je nutné si říci základy k spojitému regulačnímu obvodu a jeho stabilitě. Spojité regulační obvody jsou hlavními regulačními orgány zajišťující provoz reaktoru v daných podmínkách dané projektem a bezpečnostními předpisy. Spojitě jsou pak popsány hlavně přenosy energie mezi reaktorem a turbínou.

Základní předností spojitého regulačního obvodu je, že volbou vhodného seřízení umožňují dosáhnout takový způsob řízení, který je schopný reagovat i na nově vznikající provozní požadavky. Jsou však omezeny na své dané seřízení, která jsou dána podmínkami stability daného regulačního obvodu.

Základní schéma spojitého regulačního obvodu je následovné:



Obrázek 1: Schéma spojitého regulačního obvodu [2]

kde veličina *y* je regulovaná veličina, y_z je žádaná hodnota regulované veličiny, kterou bude regulovaná veličina regulovat. Veličina *x* je akční veličina regulačního obvodu, neboli je to výstupní signál z regulátoru, kterou je přes přenos W_1 regulovaná veličina y řízena. Veličina x_p je pak další akční veličina, která přes přenos W_2 také ovlivňuje regulovanou veličinu *y*. Přenos W_R je přenos regulátoru, jehož výstupem je signál akční veličiny. Tento regulační obvod funguje na principu záporné zpětné vazby, která spočívá v tom, že se snaží vést účinek regulace ke snížení odchylky regulované veličiny.

Nejčastěji používané pro spojité neboli analogové řízení jsou regulátory typu P-I-D, které jsou tvořeny pomocí tří složek: P = proporcionální, I = integrační a D = derivační. Tyto tři typy lze navzájem kombinovat dle daných potřeb. Základní matematické operace s nimi jsou[2]:

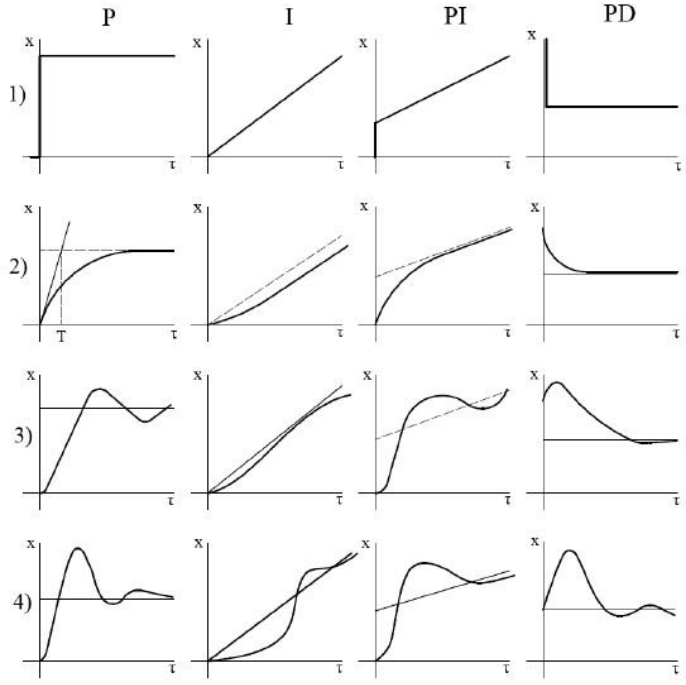
- typ P – proporcionální regulátor
  $x(t) = K_p \cdot \big(y_z(t) - y(t)\big);$ $\qquad W_R = K_p$

- typ I – integrační regulátor
  $x(t) = K_i \cdot \int_0^t \big(y_z(t) - y(t)\big)\, dt;$ $\qquad W_R = \frac{K_i}{s}$

- typ D – derivační regulátor
  $x(t) = K_d \cdot \frac{d(y_z(t) - y(t))}{dt};$ $\qquad W_R = K_d \cdot s$

- typ PI – proporcionálně integrační regulátor
  $$W_R = K_p + \frac{K_i}{s}$$
- typ PID – proporciálně integrační a derivační regulátor
  $$W_R = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d \cdot s$$

a mají následující přechodové charakteristiky na jednotkový skok veličiny ($y_z - y$):



Obrázek 2: Přechodové charakteristiky PID [2]

kde v řádku 1) jsou znázorněny teoretické odezvy bez zpoždění signálu regulátoru a v řádcích 2), 3), a 4) jsou znázorněny reálné odezvy regulátoru pro podmínky, že zpoždění je charakteru přenosu první, druhého a třetího řádu.

Dalším důležitým bodem z hlediska řízení je určení stability systému. Systém bude stabilní, pokud se po drobném vychýlení z původního rovnovážného stavu vrátí zpět do rovnovážného stavu. Stabilita je nutnou podmínkou správné funkce regulačního obvodu.

Vezměme si diferenciální rovnici n-tého řádu popisující lineární dynamický systém [3]

$$a_n \cdot y^n(t) + a_{n-1} \cdot y^{n-1}(t) + \ \ldots\ldots a_1 \cdot y'(t) + a_0 \cdot y(t) = f(t)$$

řešení takovéto rovnice se skládá ze dvou částí – z obecného řešení $y_h(t)$ a partikulárního řešení $y_p(t)$

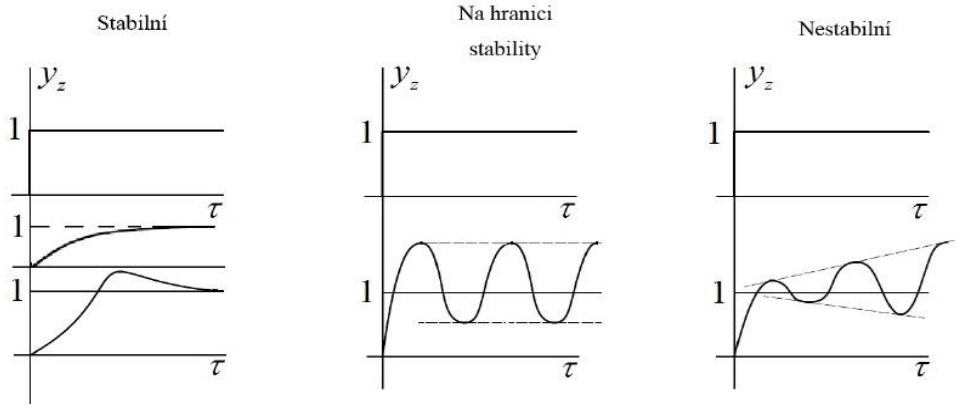
$$y(t) = y_h(t) + y_p(t)$$

Partikulární řešení je tzv. vynucenou složkou závislou na průběhu vstupů popsaný pravou stranou *f (t)* rovnice. Tato složka jako taková nemá vliv na stabilitu, neboť stabilita je posuzovaná až po skončení působení všech vzruchů, které by vyvedli systém z rovnovážného stavu. O stabilitě tedy rozhoduje pouze obecné řešení $y_h(t)$, které popisuje chování výstupů systému poté, co byl systém vyveden z rovnovážného stavu a ponechán nadále bez dalšího působení vstupů.

Systém je pak stabilní, jestliže s rostoucím časem se obecné řešení $y_h(t)$ blíží nule tj. [3]

$$\lim_{t \to \infty} y_h(t) = 0$$

Pokud by limita této funkce byla rovna ∞ , tak by se jednalo o nestabilní systém. Pokud však ani neomezeně neroste, ani se neblíží nule, pak se jedná o tzv. neutrální systém neboli systém na mezi stability.



Obrázek 3: Různé druhy stability regulačního obvodu[2]

Stabilitu systému určíme pak z kořenů charakteristické rovnice, která má obecně tvar:

$$a_n \cdot y^n(t) + a_{n-1} \cdot y^{n-1}(t) + \ \ldots\ldots a_1 \cdot y'(t) + a_0 \cdot y(t) = 0$$

Kořeny rovnice pak mohou být buďto reálné nebo komplexně sdružené. Pokud se jedná o reálné kořeny pak má obecné řešení $y_h(t)$ nekmitavý průběh, v druhém případě pak má kmitavý průběh.

Pro zjednodušení hledání stability systému používáme několik kritérii. Těmi jsou nutná, nikoliv postačující Stodolova podmínka, Hurwitzovo kritérium, Michajlovovo-Leonhardovo kritérium a Nyquistovo kritérium[3]. Popis těchto kritérií je však nad rámec práce a není nutné si je zde všechny detailně popisovat.

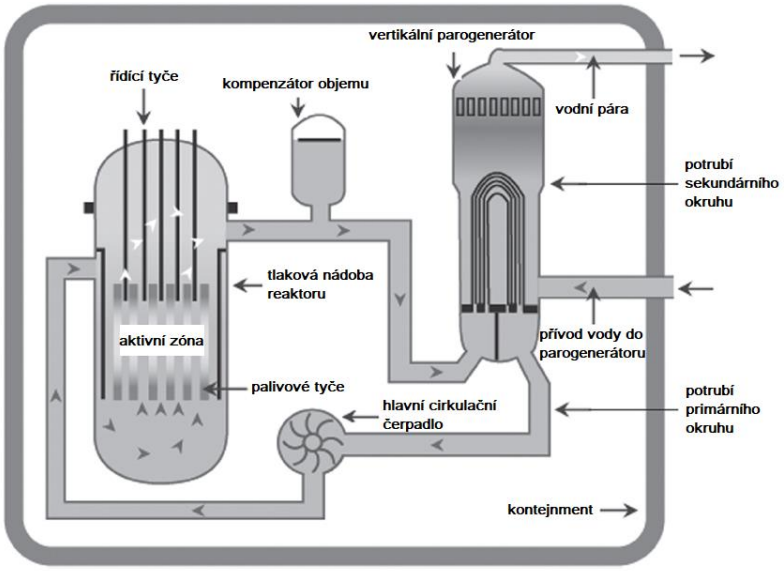
2. Primární okruh

Hlavní funkcí primární okruhu je generace tepla z jaderného štěpení paliva v palivových článcích a jeho chlazení. Tím i odvod tepla pomocí teplonosného média, v našem případě vodou, respektive vodní parou. Je uložen v ochranné obálce, tzv. kontejnmentu, který je postavený z oceli a betonu. Jeho funkce jsou udržení radioaktivního materiálu uvnitř schránky, tím i zabránění úniku radiace do okolí a ochrana reaktoru před vnějšími vlivy, jak přírodními (eroze větru, dešti, výboji blesků při bouřce apod.) tak i způsobenými člověkem.

Primární okruh je složen z tlakové nádoby reaktoru, ve kterém probíhá štěpná reakce v aktivní zóně reaktoru a zároveň je v něm štěpná reakce moderována vodou, pomocí které odvádí teplo do parogenerátoru. V parogenerátoru, jak již jméno naznačuje, je generována pára pomocí přívodu tepla z tzv. horké větve z reaktoru, která přivádí vodu o přibližně 330°C a tlaku 16 MPa. Pára je vyráběna o teplotě 280 °C a tlaku 6,5 MPa, a je následně posílána do sekundárního oběhu. Ochlazenou vodu primárního okruhu vracíme takzvanou studenou větví, kde má teplotu kolem 295 °C a tlaku 16 MPa, kde je pomocí hlavního cirkulačního čerpadla tlačena zpět do tlakové nádoby reaktoru. Tlak v primárním okruhu je udržován pomocí kompenzátoru objemu, do kterého je zavedena voda z horké větve. V kompenzátoru objemu jsou elektrické ohřívače a sprchové chladiče, kterými lze upravovat hladinu vody v kompenzátoru a tím i tlak v primárním okruhu.

Průběh vody primárních okruhem je následující [4]:

1. Hlavní cirkulační čerpadlo vhání vodu skrz chladnou větev na vstupní nátrubek reaktoru, kde voda naráží do stěny koše aktivní zóny a je hnána šachtou reaktoru do prostorů pod aktivní zónou
2. Voda (chladivo) vstupuje do aktivní zóny zespodu a je hnána skrze palivové kazety směrem nahoru, kde je ohřívána z tepelného výkonu štěpné reakce.
3. Ohřátá voda vystupuje výstupním nátrubkem do horké větve, kde je hnána do parogenerátoru, kde ohřívá vodu v sekundárním okruhu
4. Z parogenerátoru pokračuje do hlavního cirkulačního čerpadla, kterým je hnána zpět do reaktoru

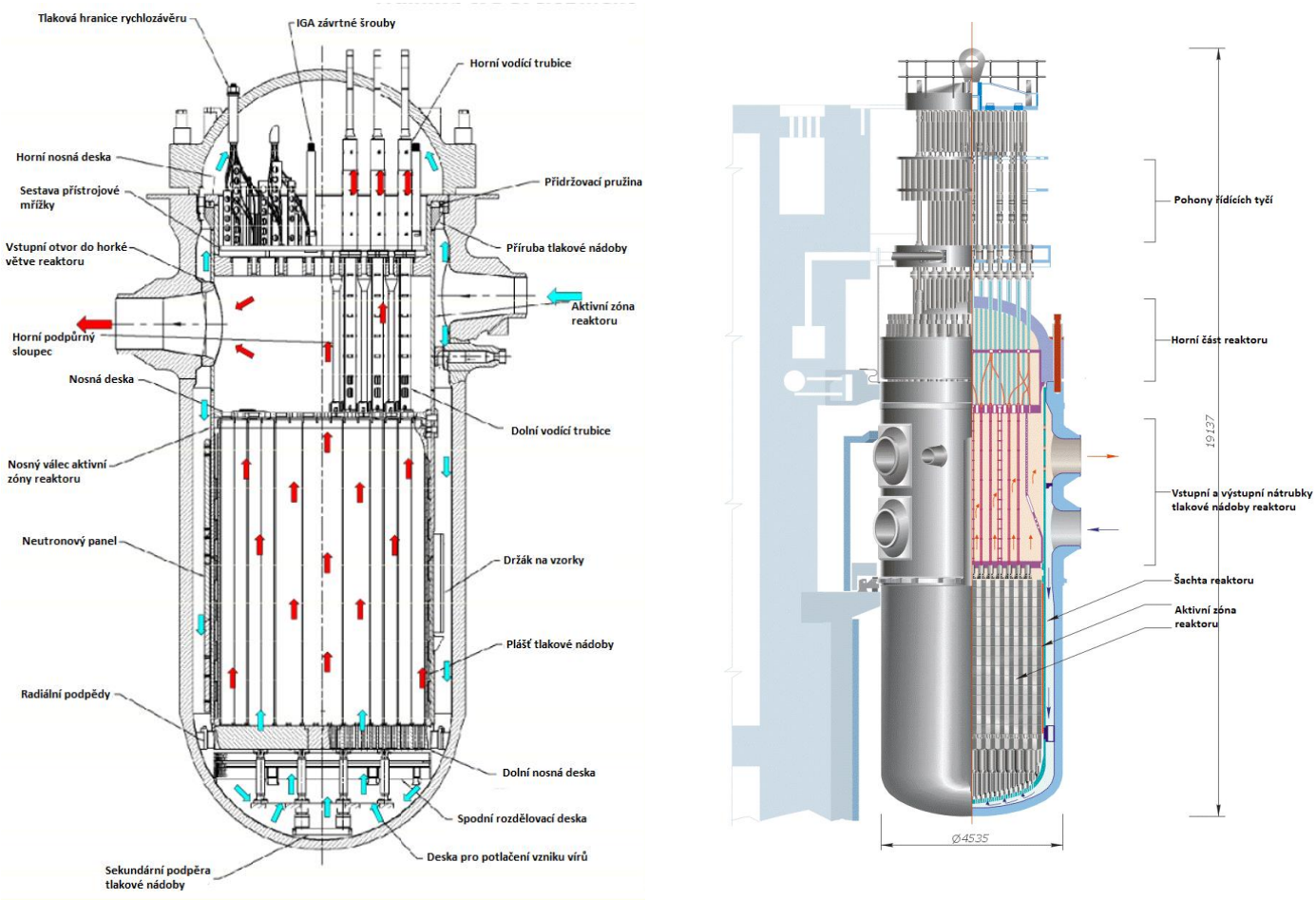


Obrázek 4: Schéma primárního okruhu PWR [1]

2.1 Tlaková nádoba reaktoru

Je tlaková nádoba, uvnitř které se nachází samotný reaktor, ve kterém probíhá řízená štěpná reakce. Musí být navržena tak, aby vydržela tlak a teplotu natlakované vody, která moderuje štěpení a zároveň odvádí teplo. U tlakovodních reaktorů je v rozmezí teplot od 295 °C při vstupu vody do reaktoru. Poté, co projde aktivní zónou a vystoupí z reaktoru, má teplotu 330 °C. Voda je natlakovaná na 16 MPa, aby nedocházelo k její přeměně skupenství na páru. Tímto jsou specifické tlakovodní reaktory. Reaktory, u kterých dochází ke změně skupenství vody na páru přímo v tlakové nádobě reaktoru, se nazývají varné reaktory - BWR (Boiling Water Reactor).

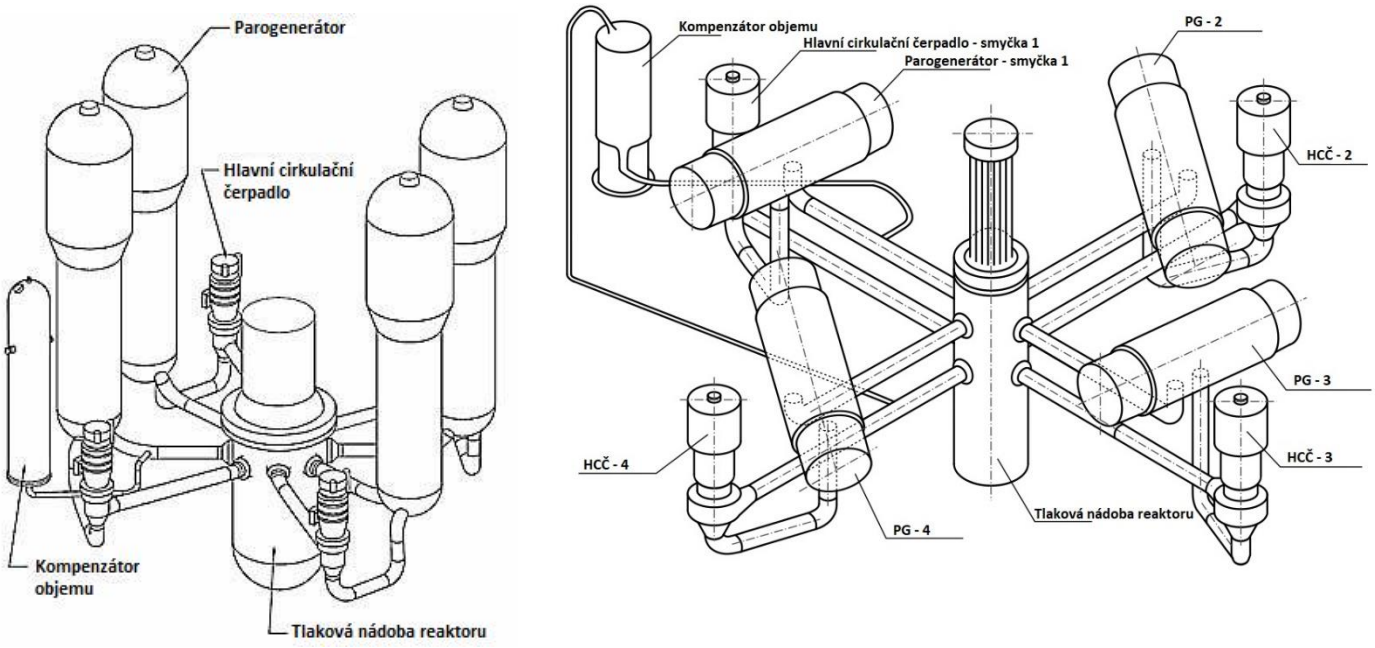
Tlakovodní reaktory jsou nejběžnější komerčně používané reaktory[4]. Jelikož v době, kdy vznikaly první reaktory, byl svět rozdělen ideologicky na dva znepřátelené tábory, tak také vznikly dva hlavní přístupy k návrhu tlakovodního reaktoru. Sovětský svaz vyvinul reaktory typu VVER (vodo-vodní energetický reaktor) a USA vyvinuli PWR (Pressurized Water Reactor = Tlakovodní reaktor). Každý typ reaktoru má své rozdíly, ale ve výsledku oba pracují s přibližně stejnými tlaky a teplotami.



Obrázek 5: Srovnání tlakových nádob PWR a VVER 1000 [1]

Při prvním pohledu na obě reaktorové nádoby je vidět že obě nádoby jsou cylindrického tvaru, akorát PWR je zakončena dny ve tvaru polokoule a u VVER je zakončena eliptickými dny. Dále je patrný rozdíl v přívodní nátrubku a odvodním nátrubku primární vody, kdy u VVER jsou umístěny vertikálně nad sebou a u PWR jsou umístěny horizontálně vedle sebe. Směry proudění vody jsou zobrazeny na obrázku 5, kde modrá šipka znázorňuje přívod vody z chladné větve a červená odvod vody do horké větve.

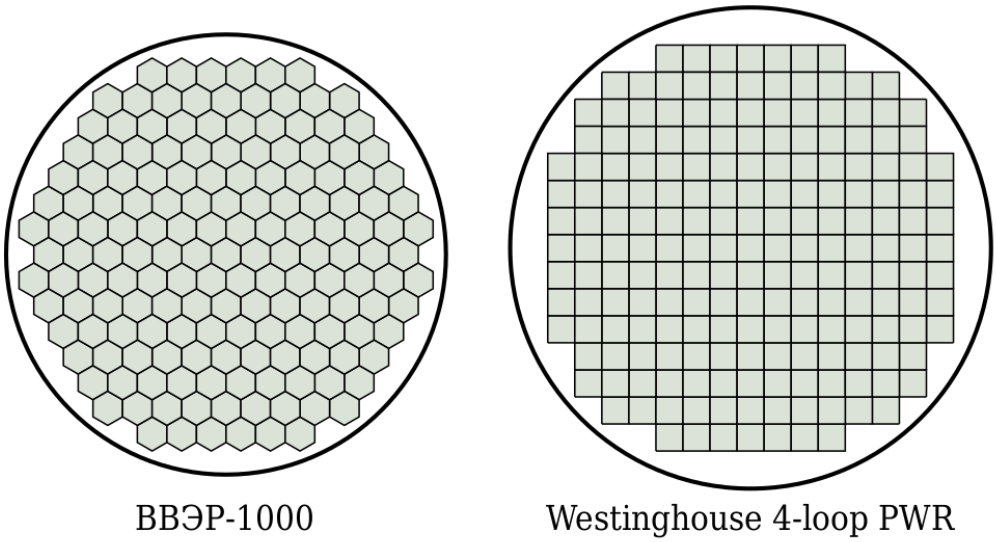
Za poznámku ještě stojí, že oba nejběžnější typy tlakovodních reaktorů mají zpravidla 4 smyčky primární okruhu, tj. každá smyčka má své hlavní cirkulační čerpadlo a parogenerátor.



Obrázek 6: 3-D nákres primárního okruhu PWR a VVER [1]

2.2 Palivové kazety

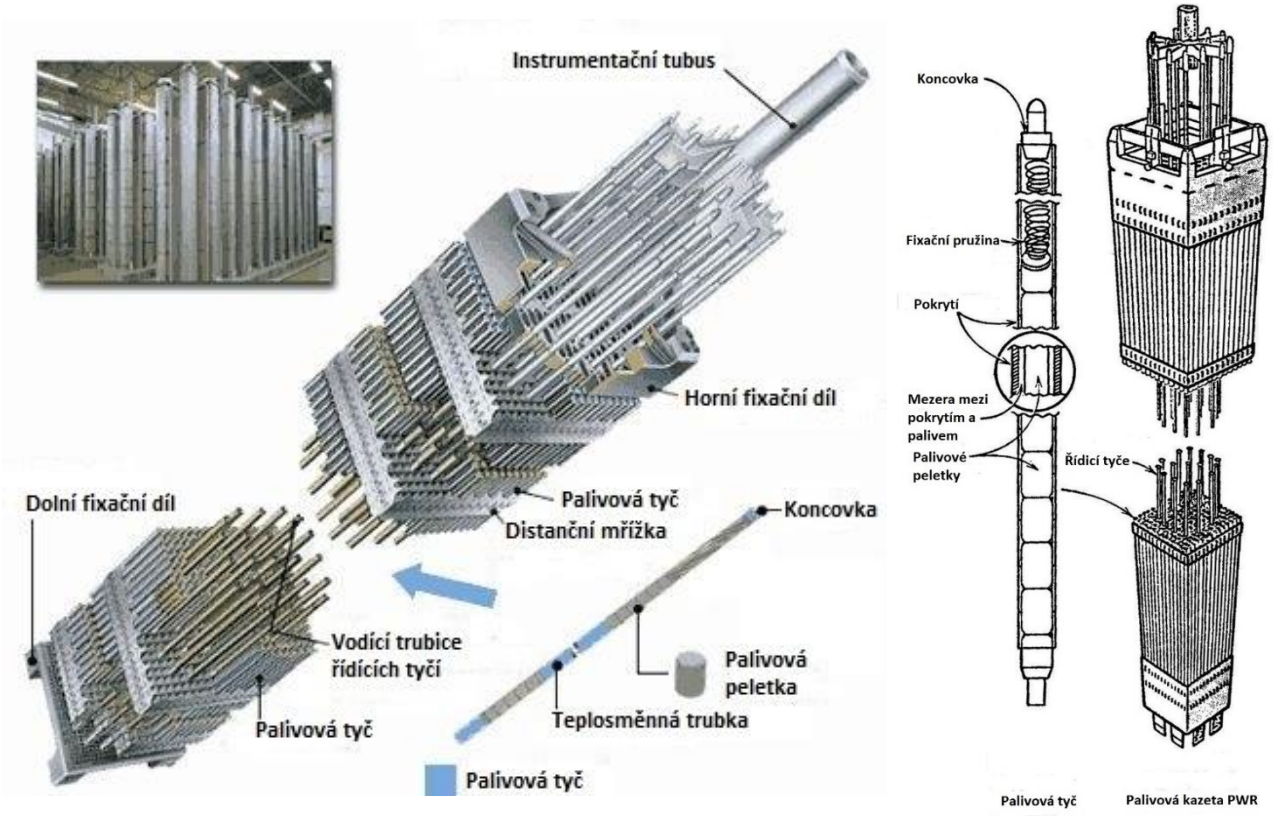
Další významný rozdíl je uvnitř aktivní zóny a to je provedení uspořádání palivových kazet a jejich tvar. Sovětský model má profil čela stěny šestiúhelníkový, kdežto americký je čtvercový. Dochází tím k trošku odlišným vlastnostem při prostupu tepla stěnou palivové kazety. Jedna palivová kazeta obsahuje zhruba 200 palivových tyčí a 20 řídících tyčí[1].



Obrázek 7: Schéma palivových kazet dvou běžných typů tlakovodních reaktorů, vlevo VVER 1000, napravo PWR [4]

Palivové kazety se skládají z několika strukturálních celků. Běžně se u tlakovodních reaktorů skládá z[4]:

- Palivové peletky: Jsou to malé válečky zhruba o výšce a průměru 1 mm z oxidu uraničitého UO_2, který je nejčastějším palivem pro tlakovodní reaktory. Tyto jsou pak vkládány do palivových tyčí
- Palivové tyče: Několika metrové tyče, do kterých zasouváme palivové peletky. Materiálem, který je používán pro výrobu tyčí, jsou slitiny zirkonu. Především pak slitina zirkonia a niobu. Tato slitina má výhodné vlastnosti v tom, že málo zachytává neutrony, a má dobré korozní vlastnosti. Tepelná vodivost zirkonia je přibližně 18 W/m·K. Palivové tyče jsou dále vyplněny héliem, které slouží k pozměnění vedení tepla a jako detektor případného poškození palivové tyče
- Distanční mříže: Slouží k pravidelnému oddělení palivových tyčí a k jejich vedení z dolního do horního zakončení palivové kazety.
- Řídící tyče a instrumentační tubus: Pro kvalitní řízení a kontrolu jaderné reakce je potřeba mít systémy k tomu určené. V mříži jsou tedy díry pro zasouvání řídících tyčí a instrumentační trubky. Těmito je pak ovládán reaktor.



Obrázek 8: Palivová kazeta PWR [1]

3. Vedení tepla a jeho přenos v aktivní zóně reaktoru

3.1 Vedení tepla kondukcí

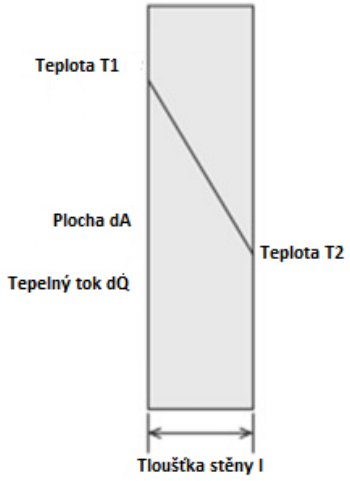
K určení tepelného toku q je použit vzorec, ve kterém je udáno do souvislosti množství tepla Q, které prochází určitou plochou tělesa *dA* [5]

$$q = \frac{dQ}{dA} \ [W/m^2]$$

Obecně však pro určení tepelného toku je používán Fourierův zákon, který zní:

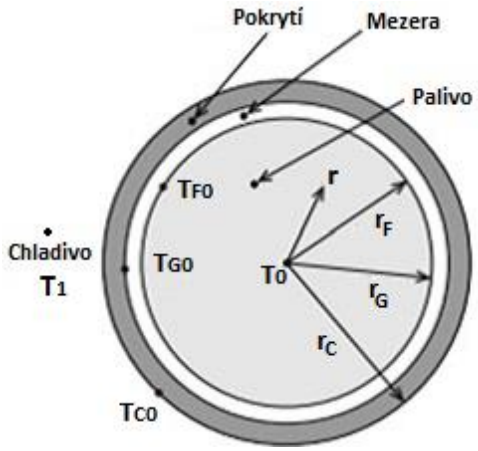
$$q = -\lambda \frac{dT}{dx}$$

Ten je závislý na teplotním gradientu v daném tělese a konstantě λ, která se nazývá měrná tepelná vodivost. Ta je pro každou látku jiná. Její jednotkou je W/mK. Vyjadřuje množství tepla ve wattech, které projde plochou o 1 m^2 za 1 s, která má tloušťku 1 m a jejíž teplota se změní o 1 kelvin[5].



Obrázek 9: Nákres průběhů teplot ve stěně [1]

Pro popis kondukce tepla z peletky, přes mezeru mezi ní a palivovým proutkem a samotným proutkem používané v reaktorech PWR je třeba vyjádřit kondukci tepla ve válcovém tělese. Geometrie potřebných těles je naznačena v obrázku 10, kde pro měrné tepelné kapacity jednotlivých části je použit stejný index jako název daného tělesa λ_F, λ_G, λ_C [5].



Obrázek 10: Pohled shora na palivovou peletku uloženou v pokrytí [4]

3.2 Vedení tepla v palivu

Základní rovnice pro přestup tepla ve válcové peletce paliva je [5]

$$\frac{\lambda_F}{r} * \frac{d}{dr}\left(r\frac{dT}{dr}\right) + q''' = 0$$

q''' je hustota tepelného toku, který je vytvářen v palivu. Prvním předpokladem je zde, že se žádné teplo negeneruje ani v mezeře ani v plášti palivové tyče a dále, že teplotní pole bude jedno dimenzionální a ve stacionárním stavu.

Okrajové podmínky pro válcové těleso jsou:

$$r = 0 : \frac{dT}{dr} = 0$$

$$x = x_F \ : T = T_{f0}$$

Aplikováním okrajových podmínek lze získat rovnici:

$$T = T_{F0} * \left(\frac{q'''}{4\lambda_F}\right)(r_F^2 - r^2)$$

Ve středu palivového článku, tj. r = 0 bude teplota:

$$T_0 = T_{F0} * \left(\frac{q'''}{4\lambda_F}\right)(r_F^2)$$

Tepelný tok na povrchu paliva q_F je roven[5]:

$$q_F = -\lambda_F \left(\frac{dT}{dr}\right)_{r=rF} = \frac{1}{2} q''' r_F$$

3.3 Vedení tepla v mezeře mezi palivem a pokrytím

Jelikož se v mezeře negeneruje žádné teplo, tak bude rovnice pro přestup kondukcí tepla v mezeře[5]:

$$\frac{d}{dr}\left(r\frac{dT}{dr}\right) = 0$$

Okrajové podmínky v mezeře jsou následující:

$$r = r_F : T = T_{F0}$$

$$r = r_G : T = T_{G0}$$

Pomocí okrajových podmínek pak lze určit distribuci tepla v mezeře jako:

$$T = T_{F0} - \left(\frac{T_{F0} - T_{G0}}{\ln(\frac{r_G}{r_F})}\right) ln(\frac{r}{r_F})$$

Tepelný tok bude v mezeře[5]:

$$q = -\lambda_G \left(\frac{dT}{dr}\right) = \frac{k_G}{r} \frac{T_{F0} - T_{G0}}{\ln(\frac{r_G}{r_F})}$$

3.4 Vedení tepla pokrytím palivové tyče

Jelikož se v pokrytí také negeneruje teplo tak vzorec pro vedení tepla bude stejný jako pro vedení v mezeře, tudíž[5]:

$$\frac{d}{dr}\left(r\frac{dT}{dr}\right) = 0$$

Okrajové podmínky budou pro:

$$r = r_G : T = T_{G0}$$

$$r = r_C : T = T_{C0}$$

Jejich aplikací lze dostat rovnici pro určení rozložení tepla v pokrytí:

$$T = T_{C0} - \left(\frac{T_{G0} - T_{C0}}{\ln(\frac{r_C}{r_G})}\right) ln(\frac{r}{r_G})$$

Tepelný tok pokrytím bude následovný[5]:

$$q = -\lambda_C \left(\frac{dT}{dr}\right) = \frac{k_C}{r}\frac{T_{G0} - T_{C0}}{\ln(\frac{r_C}{r_G})}$$

3.5 Toky tepla a teploty na povrchu jednotlivých těles

Tok tepla na vnějším povrchu pokrytí je roven[5]:

$$\mathrm{q}_C = \mathrm{k}\,(T_{C0} - \mathrm{T}_1) = \frac{k_C}{r_C}\frac{T_{G0} - T_{C0}}{\ln(\frac{r_C}{r_G})},$$

kde teplota *T1* je teplota chladiva omývajícího stěny pokrytí a *k* je součinitel prostupu tepla

Tok tepla na vnitřním povrchu pokrytí je:

$$\mathrm{q}_G = \frac{k_C}{r_G}\frac{T_{G0} - T_{C0}}{\ln(\frac{r_C}{r_G})} = \frac{k_G}{r_G}\frac{T_{F0} - T_{G0}}{\ln(\frac{r_G}{r_F})}$$

Tok tepla na povrchu palivové peletky se rovná:

$$\mathrm{q}_F = \frac{k_G}{r_F}\frac{T_{F0} - T_{G0}}{\ln(\frac{r_G}{r_F})} = \frac{1}{2}q'''r_F$$

Pro kontinuitu tepelného přenosu využijete tohoto vzorce a následně z něj vyjádříme teploty jednotlivých povrchů těles

$$2\pi r_C \mathrm{q}_C = 2\pi r_G \mathrm{q}_G = 2\pi r_F \mathrm{q}_F$$

Teploty pro jednotlivé povrchy jsou následovn [5]:

$$T_{C0} = T_1 + \frac{\frac{1}{2}q'''{r_F}^2}{hr_C} = T_1 + \Delta T_c$$

$$T_{g0} = T_{c0} + \frac{\frac{1}{2} q''' {r_f}^2 \ln(\frac{r_c}{r_g})}{k_c} = T_{c0} + \Delta T_s = T_1 + \Delta T_c + \Delta T_s$$

$$T_{f0} = T_{g0} + \frac{\frac{1}{2} q''' {r_f}^2 \ln(\frac{r_g}{r_f})}{k_g} = T_{g0} + \Delta T_m = T_1 + \Delta T_c + \Delta T_s + \Delta T_m$$

3.6 Dynamika přenosu tepla

Účinnost přeměny tepla v jiné formy energie je nejvíce závislá na hladině teplot a tlaků v použitém teplonosném médiu. Pro tlakovodní reaktory je tímto médiem voda. Ta slouží zároveň jako chladivo tak i moderátor štěpné reakce. Pro správné určení termohydraulických požadavků a zároveň i bezpečnostních požadavků je tedy nutné znát, jak se které látky chovají při různých teplotách.

V tlakovodních reaktorech je jako palivo používán uran, zpravidla v metalické formě peletek z UO_2. Tímto typem paliva jsou teploty omezeny první krystalickou přeměnou[2], vznikající při teplotách 650 °C. Dále jsme omezeni materiálem pokrytí, který jak již bylo uvedeno, jsou slitiny zirkonia, tzv. Zircaloy, které dobře snášejí teploty mezi 650 až 800 °C. Velká nevýhoda zirkonia však je, že v případě styku s vodní párou za vysokých teplot, jako jsou v reaktoru, dochází k jejich intenzivní reakci, přičemž vzniká vodík. Na to je třeba dbát především jako opatření, kdy by mělo dojít k LOCA havárii. K této reakci však běžně nedochází díky tomu, že je zirkoniové pokrytí plně ponořeno pod vodou a dostatečně chlazeno.

Při vyšetřování chování teplotního pole aktivní zóny reaktoru je tedy nutné dát pozor a sledovat zda nedochází k překračování teplotních limitních parametrů a je nutné sledovat případné změny maximálních provozních teplot chladiva a pokrytí paliva[2].

Pomocí fyzikálních, teoretických a experimentálních znalostí termodynamických procesů lze sestavit přesný matematický model přenosu tepla v technologickém kanálu aktivní zóny reaktoru, který při popisu teplotních jevů vede na soustavy parciálních diferenciálních rovnic[2]. Pro výpočtové prostředky je zde však potřebné co nejvíce zjednodušit daný matematický model, při zachování všech důležitých fyzikálních principů.

Pro popis každého typu reaktoru docházíme však k problému, že každý reaktor, ačkoliv může být stejný typ a model, tak se chová víceméně rozdílně a žádný není stejný jako druhý. Můžeme však uvažovat, že pro zjednodušení nalézáme několik základních podobností u heterogenních energetických reaktorů[2]. Kupříkladu pro přenos tepla v reaktoru nalézáme určité podobné základní uspořádání v technologickém kanálu aktivní zóny: Palivové tyče s pokrytím, které jsou obtékány chladivem (u tlakovodních reaktorů též moderátorem) proudící v obalové trubce, která tvoří hranici se sousedními částmi aktivní zóny.

Průtok chladiva v jednotlivých kanálech lze nastavit škrtícími orgány, podle množství vyvíjeného tepla a požadovaných teplotních poměrů [2]. Chladivo vstupuje do jednotlivých kanálů ze společné “chladné“ sběrné komory a po průchodu vystupuje do společné “horké“ sběrné komory. Za předpokladu, že v těchto dvou sběrných komorách dochází k dokonalému promísení chladiva, pak jsou vstupní teploty do kanálů tytéž a určují je teploty chladiva vycházející z parogenerátoru. Výstupní teplota je určena jako vážený průměr teplot chladiva z jednotlivých výstupů z technologických kanálů. Ve výpočtech pak lze brát výstupní teplotu aktivní zóny jako teplotu z tepelných výpočtu jednoho technologického kanálu nebo z tepelných výpočtů jedné palivové buňky.

Přenos tepla v palivu pro jednotkový prostorový element lze popsat rovnicí[2]:

$$c_u \cdot \rho_u \cdot \frac{\partial t_u(r,z,\tau)}{\partial \tau} = \lambda_u \nabla^2 t_u(r,z,\tau) + q(r,z,\tau),$$

kde levá část rovnice popisuje teplo přivedené, resp. odvedenému a teplu vyvinutému v tomto elementu za jednotku času. Rovnice popisuje rozložení teplot v celém objemu palivového článku. Tento popis je nezbytný, pokud je nutno znát dynamiku maximální teploty paliva. U kovového pokrytí, chladiva a obalové trubky technologického kanálu lze předpokládat, že v důsledku dobré tepelné vodivosti kovu a dobrého mísení chladiva je teplota v průřezu kolmém na osu kanálu konstantní.

Teplo odvedené, resp. přivedené vedením tepla je dáno Laplaceovým operátorem ∇^2, který pro válcové souřadnice je[2]:

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

S ohledem na rotační symetrii lze zanedbat člen $\frac{\partial^2}{\partial z^2}$ a teplota paliva bude funkcí pouze prostorových souřadnic *r, z* a času τ.

Okrajové podmínky pro rovnici přenosu tepla v palivu jsou

$$-\lambda_u \frac{\partial t_u}{\partial r}|_{r=r_u} = \alpha_u \cdot [t_u(r,z,\tau) - t_s(r,z,\tau)]$$

$$\frac{\partial t_u}{\partial r}|_{r=0} = 0 \qquad\qquad t_u|_{r=0} \neq \infty$$

Pro vedení tepla ve vzduchové mezeře lze zavést součinitel přestupu tepla pro vzduchovou mezeru α_u , který je:

$$\alpha_u = \frac{\lambda_m}{r_u \cdot \ln(\frac{r_s}{r_u})}$$

,kterou pro tenkou válcovou stěnu lze nahradit:

$$\alpha_u = \frac{\lambda_m}{r_s - r_u}$$

,kde λ_m je součinitel tepelné vodivosti vzduchové mezery.

Rovnice tepelné rovnováhy pro jednotku délky pokrytí je funkcí pouze souřadnice z[2]:

$$c_s \cdot g_s \cdot \frac{\partial t_s(z,\tau)}{\partial \tau} = \alpha_u \cdot S_u \cdot [t_u(r_u,z,\tau) - t_s(z,\tau)] - \alpha_c \cdot S_c \cdot [t_s(z,\tau) - t_c(z,\tau)]$$

a rovnice tepelné rovnováhy chladiva na jednotku délky je [2]

$$c_c \cdot g_c \cdot \frac{\partial t_c(z,\tau)}{\partial \tau} + c_c \cdot G_c(\tau) \cdot \frac{\partial t_c(z,\tau)}{\partial z} = \alpha_c \cdot S_c \cdot [t_s(r_u,z,\tau) - t_c(z,\tau)] + \alpha_t \cdot S_t \cdot [t_t(z,\tau) - t_c(z,\tau)],$$

kde c_s je měrné teplo pokrytí, c_c je měrné teplo chladiva, S_u vnitřní přestupová plocha pokrytí, $S_c$vnější přestupová plocha pokrytí a S_t je přestupná plocha mezi chladivem a obalovou trubkou technologického kanálu. α_u, α_c a α_t jsou příslušející součinitele přestupu tepla. Dále označujeme t_s jako teplotu pokrytí, t_c teplotu chladiva a t_t teplotu technologického kanálu. $G_c(\tau)$ popisuje hmotový průtok chladiva a g_c je měrná hmota chladiva a g_s je měrná hmota pokrytí[2].

Okrajová podmínka pro rovnici tepelné rovnováhy chladiva na jednotku délky vyžaduje, aby teplota chladiva na vstupu do kanálu se rovnala vnucené teplotě chladiva $T_{c1}(\tau)$ pro souřadnici *z = 0*

$$t_c(0,\tau) = T_{c1}(\tau)$$

Rovnice tepelné rovnováhy na jednotku délky obalové trubky je[2]:

$$c_t \cdot G_t \cdot \frac{\partial t_t(z,\tau)}{\partial \tau} = \alpha_t \cdot S_t \cdot [t_c(z,\tau) - t_t(z,\tau)]$$

Rovnice tepelné rovnováhy popisují teplotní poměry v základním uspořádání heterogenního reaktoru a těmi jsou teplotní poměry v palivu, pokrytí, chladivu a obalové trubce technologického kanálu. Obecně lze uvažovat měrné teplo *c*, součinitele tepelné vodivosti λ a součinitele přestupu tepla α jako funkce teplot jednotlivých částí uspořádání[2].

Pro takto zformulovaný systém nelineárních parciálních diferenciálních rovnic s proměnnými koeficienty lze řešení provést pouze numericky na počítači. Ve většině případů lze ještě několik částí rovnic zanedbávat a tím si zjednodušit složitost daných rovnic.

Lze zanedbat tepelnou kapacitu pokrytí vůči tepelné kapacitě paliva a chladiva, nebo ji částečně zahrnout do tepelné kapacity paliva a chladiva. Tím si systém rovnic lze zjednodušit o tepelnou rovnováhu pokrytí, a přenos tepla z paliva do chladiva pak definovat pomocí součinitele přenosu tepla k_1, který lze zavést v rovnici:

$$\frac{1}{S_u \cdot k_1} = \frac{1}{S_c \cdot \alpha_c} + \frac{r_s - r_u}{S_u \cdot \lambda_m} + \frac{r_c - r_s}{S_s \cdot \lambda_s}$$

Dále si lze zjednodušit předpokladem, že palivo typu kovového uranu má poměrně vysokou tepelnou vodivost a gradienty teplot v tomto typu paliva nejsou příliš vysoké. Tímto lze teplotu v průřezu paliva ustředit k ose kanálu a považovat ji za konstantní. Pokud budeme předpokládat, že přenos v palivu ve směru osy *z* je zanedbatelně malý, pak lze rovnici pro přenos tepla v palivu na jednotkový prostorový element zjednodušit na tvar[2]:

$$c_u \cdot g_u \cdot \frac{\partial t_u(z,\tau)}{\partial \tau} = q(z,\tau) - S_u \cdot k_1 [t_u(z,\tau) - t_c(z,\tau)],$$

Rovnice chladiva a obalové trubky pak budou

$$c_c \cdot g_c \cdot \frac{\partial t_c(z,\tau)}{\partial \tau} + c_c \cdot G_c(\tau) \cdot \frac{\partial t_c(z,\tau)}{\partial z} = S_u \cdot k_1 \cdot [t_u(z,\tau) - t_c(z,\tau)] + \alpha_t \cdot S_t \cdot [t_c(z,\tau) - t_t(z,\tau)],$$

$$c_t \cdot g_t \cdot \frac{\partial t_t(z,\tau)}{\partial \tau} = \alpha_t \cdot S_t \cdot [t_c(z,\tau) - t_t(z,\tau)]$$

Těmito rovnicemi lze popsat časové chování teplot paliva, chladiva a obalové trubky jako funkce jedné prostorové souřadnice *z*.

Okrajovou podmínkou pro rovnici chladiva bude opět podmínka, aby teplota chladiva vstupující do kanálu byla rovna vnucené vnější vstupní teplotě chladiva do reaktoru.

$$t_c(0,\tau) = T_{c1}(\tau)$$

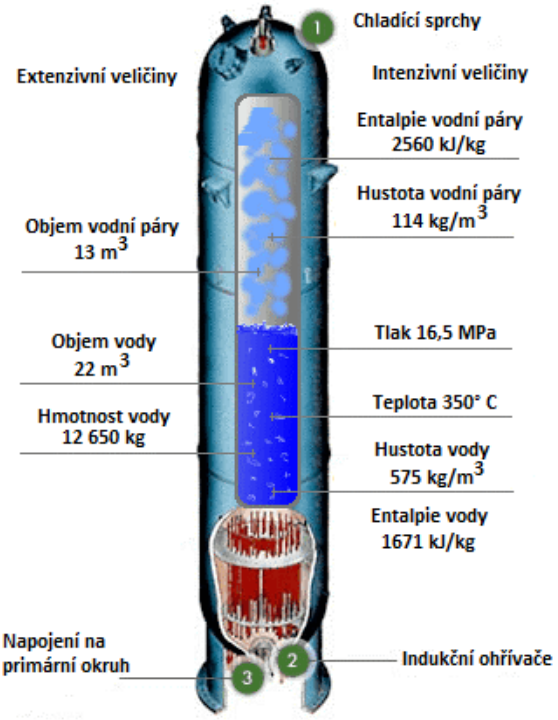
Počáteční podmínky pro zjednodušené rovnice pro přenos tepla jsou dány rozložením tepla v čase $\tau = 0$ a tedy odpovídají počátečnímu ustálenému stavu[2]:

$$t_u(z,0) = T_u(z), \qquad t_c(z,0) = T_c(z), \qquad t_t(z,0) = T_t(z)$$

4. Kompenzátor objemu

Kompenzátor objemu je komponenta, která slouží k udržování stálého tlaku v primárním okruhu. Je připojen na horkou větev a zčásti naplněn vodou z primárního okruhu. Tato voda je buďto zahřívána nebo ochlazována, čímž mění svůj objem a tím i tlak v horké větvi. Hlavní funkcí kompenzátoru objemu je tedy udržování stálého tlaku v chladícím okruhu reaktoru pod teplotu varu vody při daném tlaku, v našem případě tlakovodních reaktorů kolem 16 MPa[4].

Pro změnu objemu a tím i tlaku používáme indukční ohřívače, které se nacházejí v dolní části nádoby kompenzátoru. Při poklesu tlaku jsou tyto ohříváky schopny velmi rychle zahřát vodu a tím zvýšit objem páry v nádobě, která bude tlačit svým objemem na vodu a to vyvolá potřebný tlak. Pro snížení tlaku je používán systém vodních sprch umístěný v horní části nádoby, které ochladí páru, čímž následně pára začne kondenzovat. Tím se změní objem páry v nádobě a klesne tlak od jejího působení na vodu.

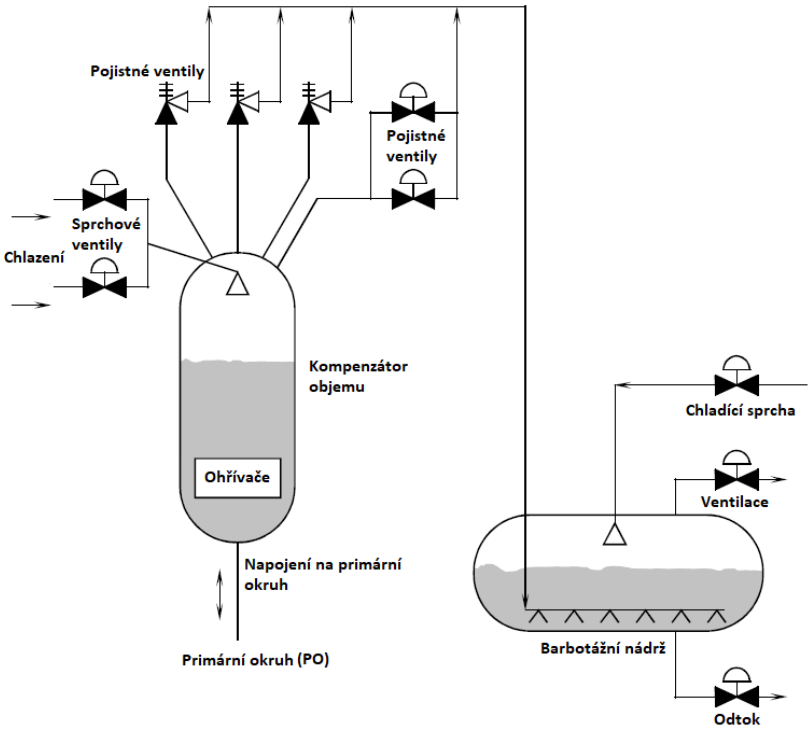


Obrázek 11: Kompenzátor objemu s jednotlivými veličinami pro reaktor PWR [4]

Jelikož kompenzátor objemu je jediné zařízení, kde v primárním okruhu je hladina mezi vodou a vodní párou, tak sledováním této hladiny v kompenzátoru objemu lze vysledovat, zda nedochází k únikům vody mimo primární okruh.

Kompenzátor je doplněn pomocným systémem pro uvolnění tlaku v případě, kdy by tlak v primárním okruhu přesahoval bezpečné limity. Jedná se o pojistný ventil PORV (pilot-operated relief valve) = pojistné ventily s pomocným řízením. Tyto ventily se nacházejí v horní části, kudy v případě potřeby je vypuštěna pára z kompenzátoru objemu, čímž lze snížit tlak, kterým by pára působila na hladinu vody a tím následně lze snížit tlak v celém oběhu. Pára je v případě potřeby ventilem PORV hnána do velké pojistné nádrže, tzv. barbotážní nádrže, kde zkondenzuje[4].

Barbotážní nádrž se nachází uvnitř kontejnmentu a pára, resp. voda z primárního okruhu je tak bezpečně skladovaná uvnitř něj. Bezpečnostní nádrž je navíc vyplněna dusíkovou atmosférou, která zabraňuje případné tvorbě silně explozivní vodíku. Na nádržích jsou umístěny bezpečnostní ventily, které v krajním případě přeplnění nebo přetlakování nádoby vylejí vodu na podlahu kontejnmentu.



Obrázek 12: Nákres systémů kompenzátoru objemu [4]

Velice základním principem funkce lze říci, že za předpokladu práce s ideálním plynem, lze použít stavovou rovnici pro počáteční stav *i* a konečný stav *K*[4]

$$p_i V_i = nRT_i\,, \qquad p_K V_K = nRT_K$$

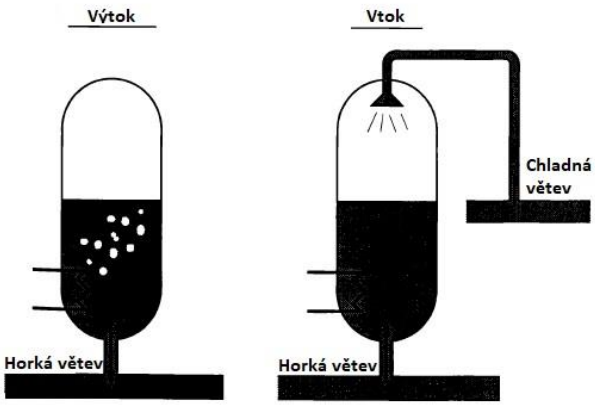
Rovnice lze pak vyjádřit jako[4]:

$$p_K = \frac{p_i V_i T_K}{T_i V_K}$$

Kompenzátor objemu však obecně nelze takhle zjednodušit a v následující kapitole si ukážeme, jak reálně funguje a jak bychom byli schopni jej modelovat.

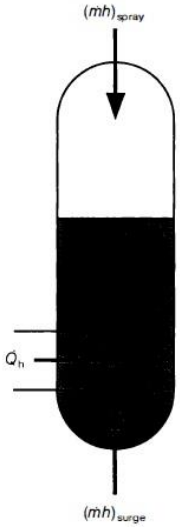
4.1 Reakce kompenzátoru na změny objemu

Jak již bylo řečeno, tak kompenzátor slouží ke kontrole tlaku v primárním okruhu PWR a tato změna tlaku je spojena se změnou teploty v něm. Systémy ovládající kompenzátor objemu tedy mají za úkol měnit teplotu v něm[6]. Systém, který se stará o pokles teploty, jsou již zmíněné sprchy, které jsou usazeny v horní části nádoby a slouží ke kondenzaci páry. Tento proces chlazení vody se nazývá *vtok*. Naproti tomu k oteplení a tedy i k výrobě páry jsou v dolní části nádoby instalovány indukční ohříváky. Proces ohřevu vody a její následné vypařování se nazývá *výtok*.



Obrázek 13: Funkce kompenzátoru objemu [6]

K popisu chování kompenzátoru objemu si je jej nutno představit jako jednu oblast v rovnovážném stavu, do které vstupují a vystupují kvanta energie, a která je perfektně izolovaná.



Obrázek 14: Bilance kompenzátoru objemu [6]

Pro jeho popis slouží rovnice[6]:

$$\frac{d}{dt}\, m = \dot{m}_{surge} + \dot{m}_{spray}$$

$$\frac{d}{dt}(mu) = \dot{m}_{surge} h_{surge} + \dot{m}_{spray} h_{spray} + \dot{Q}_h - p\, \frac{d}{dt}\,(mv),$$

kde $m = m_{páry} + m_{vody}$, $mu = m_{páry} u_{páry} + m_{vody} u_{vody}$, $mv = m_{páry} v_{páry} + m_{vody} v_{vody}$

dále máme podmínku:

$$\frac{d}{dt} mv = \frac{d}{dt}(m_{páry} v_{páry} + m_{vody} v_{vody}) = 0$$

Pro vyřešení rovnic je známých 5 vstupních parametrů: $\dot{m}_{spray}$, h_{spray}, $\dot{m}_{surge}$, h_{surge}, $\dot{Q}_h$ a pro dořešení je potřeba najít zbylých 7 neznámých: $p, m_{páry}, u_{páry}, v_{páry}, m_{vody}, u_{vody}$ a v_{vody}. 4 neznámé lze určit z podmínek, že všechnu páru a vodu lze uvažovat jako sytou páru a sytou vodu[6]:

$$u_{páry} = u_{syté\,páry} = f(p)$$

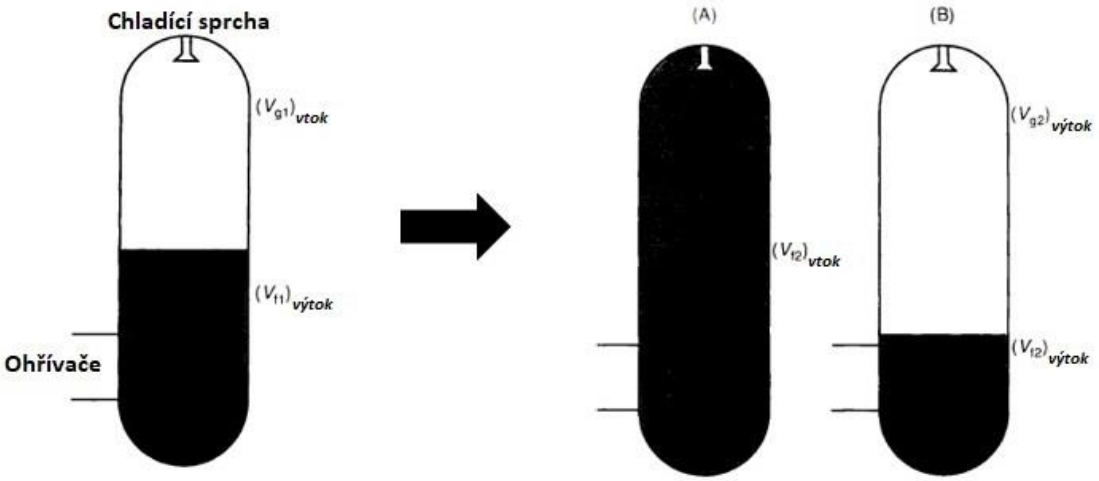
$$u_{vody} = u_{syté\,vody} = f(p)$$

$$v_{páry} = v_{syté\,páry} = f(p)$$

$$v_{vody} = v_{syté\,vody} = f(p)$$

Zbylé 3 neznámé lze dopočítat z předešlých rovnic pro popis bilancí kompenzátoru

Dalším způsobem popisu funkce kompenzátoru je popsání jeho chování s předpokladem, že je možno rovnou používat konečné stavy látek a tedy je rovnou v okrajových podmínkách považovat za syté při určitém daném tlaku. V tomto případě pak lze dopočítat hmotnostní toky $\dot{m}_{spray}$, $\dot{m}_{surge}$, a tepelný výkon indukčních ohřívačů $\dot{Q}_h$. Pro výpočet použijeme dvě modelové situace, které mají počátek ve stejném stavu. Počáteční a konečné stavy jsou názorně uvedeny na obrázku 15



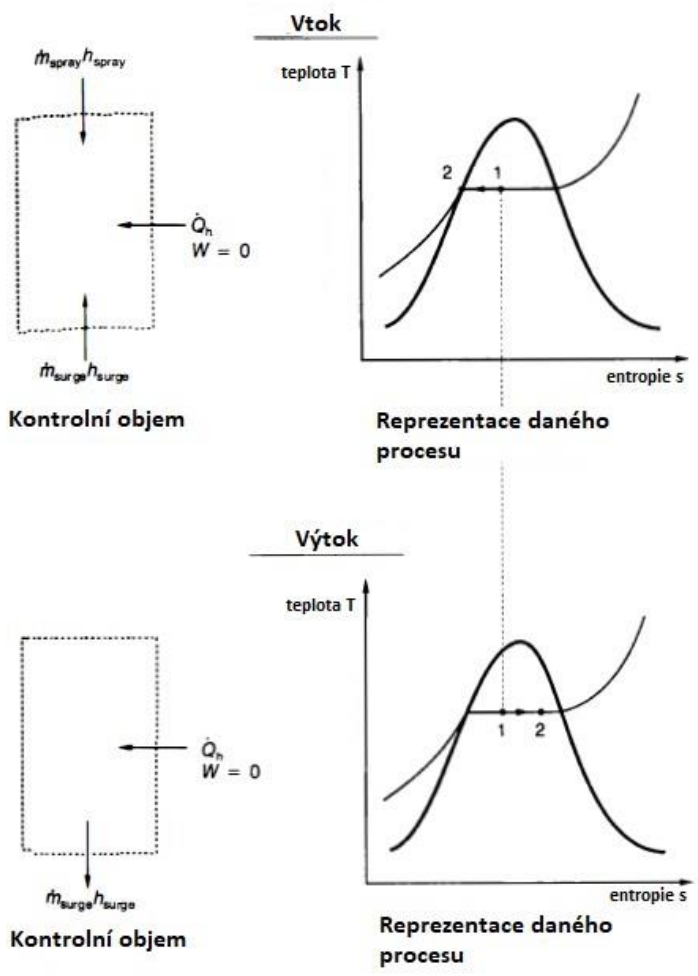
Obrázek 15: Počáteční a konečné stavy kompenzátoru objemu [6]

Jedna z podmínek pro fungování kompenzátoru objemu je, že ohřívače musejí být vždy pod hladinou vody [6]. Tímto lze získat pevně daný minimální objem vody, který může mít stav B (*výtok*) a tedy tím i konečný stav kterého lze dosáhnout pro stav B.

Pro funkci A neboli *vtok* dochází ke kondenzaci veškeré páry, která byla v kompenzátoru, a lze získat kapalinou vyplněný kompenzátor objemu. Ve skutečnosti k tomuto krajnímu případu nemůže dojít kvůli pomocným systémům, které v případě potřeby odvedou tuto nahromaděnou vodu do barbotážní nádrže.

Celkový objem kompenzátoru lze určit:

$$V_{celková} = V_{g1_{vtok}} + V_{f1_{výtok}}$$



Obrázek 16: Termodynamická reprezentace obou funkcí kompenzátoru [6]

Integrací rovnic bilančních rovnic mezi počátečními a konečnými stavy, za předpokladu, že entalpie jsou konstantní v čase, získáme rovnice [6]:

$$m_2 - m_1 = m_{surge} + m_{spray}$$

$$m_2 u_2 - m_1 u_1 = m_{surge} h_{surge} + m_{spray} h_{spray} + Q_h$$

$$m_2 v_2 = m_1 v_1$$

Pro další popis je nutné použít vzorce pro jednotlivé funkce. Pro případ vtok je konečným stavem plně vodou naplněný kompenzátor objemu. Voda je saturovaná a má tlak, který měla v počátečním stavu. Rovnici hmotnostní bilance pak lze vyjádřit jako:

$$m_{f_2} = m_{surge} + m_{spray} + m_{f_1} + m_{g_1}$$

Můžeme i definovat poměr f, který bude poměr mezi tokem *vtoku* (SURGE) a *vstřiku* (SPRAY)

$$f m_{surge} = m_{spray}$$

Lze si tak vyjádřit rovnostní hmotnostní bilance jako[6]

$$m_{f_2} = m_{surge}(1+f) + m_{f_1} + m_{g_1}$$

, kde m_{f_1} a m_{g_1} jsou počáteční hmotnosti vody a páry v počátečním stavu. Jejich součet udává hodnotu hmotnosti celé tekutiny v nádobě kompenzátoru objemu.

Bilanci vnitřních energií lze vyjádřit[6]:

$$m_{f_2}u_{f_2} = m_{surge}\left(h_{surge} + fh_{spray}\right) + m_{f_1}u_{f_1} + m_{g_1}u_{g_1} + Q_h$$

Podmínkou zachování objemu lze popsat:

$$m_{f_2}v_{f_2} = m_{f_1}v_{f_1} + m_{g_1}v_{g_1}$$

a díky ní pak lze vyjádřit hmotnost páry na počátku funkce *vtoku*:

$$m_{g_1} = \frac{m_{surge}(1+f)v_f}{v_g - v_f}$$

$$m_{g_1} = \frac{v_f[m_{surge}(h_{surge} + fh_{spray}) + Q_h]}{v_g u_f - v_f u_g}$$

v rovnicích pro funkci v*tok* lze zanedbat m_{f_1}, jelikož pouze hmotnost m_{g_1} je potřebná k přeměně na výslednou m_{f_2}

Rovnice pro dodání potřebného tepla pro funkci *vtok* je rovna[6]:

$$Q_h = \frac{m_{surge}(1+f)[v_g u_f - v_f u_g]}{v_g - v_f} - m_{surge}(h_{surge} + fh_{spray})$$

A objem páry bude roven:

$$V_{g_{1(vtok)}} = m_{g_1}v_g$$

Pro správnou funkci kompenzátoru objemu je potřeba znát minimální objem V_{f1}, pod který nelze klesnout, jinak by přestali správně fungovat indukční ohřívače umístěné na dně nádoby kompenzátoru. Tento objem získáme pomocí funkce *výtok*, kde jsou dva počáteční a dva konečné stavy hmotnosti. Pro získání rovnic k funkci *výtok* lze upravit rovnice pro hmotnostní bilanci a získat[6]:

$$m_{f_2} + m_{g_2} - m_{f_1} - m_{g_1} = -m_{surge}$$

$$m_{f_2}u_{f_2} + m_{g_2}u_{g_2} - m_{f_1}u_{f_1} - m_{g_1}u_{g_1} = -m_{surge}h_{surge} + Q_h$$

$$m_{f_2}v_{f_2} + m_{g_2}v_{g_2} = m_{f_1}v_{f_1} + m_{g_1}v_{g_1}$$

Po úpravách lze dostat rovnice pro určení hmotnosti kapaliny m_{f_1}, která bude potřebná k výpočtu objemu kapaliny V_{f_1} v počátečním stavu:

$$m_{f_1} = m_{f_2} + m_{surge}\frac{v_g}{v_g - v_f}$$, a

$$m_{f_1} = m_{f_2} + \frac{Q_h - m_{surge}h_{surge}}{\frac{v_f}{v_g}u_g - u_f}$$

V rovnicích pro funkci Výtok lze zanedbat m_{g_1} ze stejných důvodu jako při funkci *vtok* a to že se tato počáteční pára nemění a nepodílí se na funkci *výtok*. Z rovnic pro m_{f_1} pak lze určit tepelný výkon[6]:

$$Q_h = m_{surge} h_{surge} - (u_f - \frac{v_f}{v_g} u_g)\,(m_{surge} \frac{v_g}{v_g - v_f})$$

Výsledný objem kapaliny v počátečním stavu bude roven:

$$V_{f_{1výtok}} = m_{f_1} v_f$$

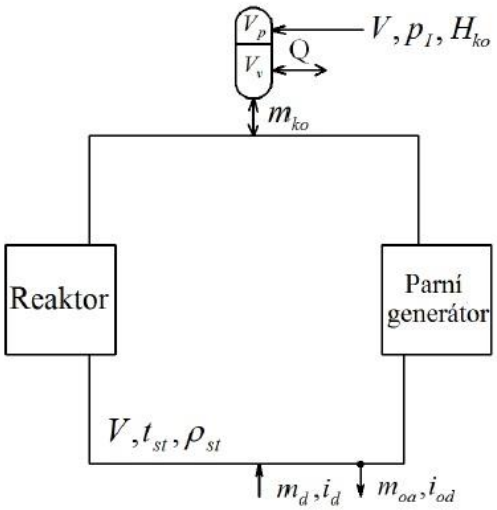
A výsledný objem v počátečním stavu bude:

$$V_{celková} = V_{g_{1vtok}} + V_{f_{1výtok}}$$

4.2 Dynamika kompenzátoru objemu

Při změnách výkonu reaktoru a parního generátoru dochází ke změnám technologických veličin, konkrétně ke změnám tlaku v primárním okruhu a tím i objemu vody v kompenzátoru objemu[2]. Na tyto změny jsou kladena omezení, která již byla jmenována v předchozích částech zabývající se kompenzátorem objemu. Hlavním úkolem řízení tlaku a hladiny kompenzátoru je udržovat tyto veličiny tlak a objem v uvedených předpisech a limitech pro dané typy kompenzátorů objemu.

Pro lepší představu fyzikálních mechanismů a vlivů na děje v kompenzátoru objemu lze zobrazit schéma[2]:



Obrázek 17: Schéma veličin, na kterých závisí dynamika kompenzátoru objemu [2]

kde V_v je objem vody v kompenzátoru, V_p je objem páry v kompenzátoru a V je celkový objem primární okruhu mimo kompenzátor objemu. ρ_{st} *a* t_{st} jsou hustota a střední teplota vody v primárním okruhu. m_{ko} je hmotnostní tok vody protékající kompenzátorem, m_d je hmotnostní průtok doplňované vody do okruhu a m_{od} je hmotnostní průtok odváděné vody z primárního okruhu. i_d *a* i_{od} jsou entalpie doplňované a odváděné vody z okruhu. Hladinu vody v kompenzátoru značenou H_{ko} a přivedené teplo působením regulace ohříváky a sprchami *Q*[2].

Dynamiku kompenzátoru objemu lze popisovat rovnicemi zachování energie a hmoty, za předpokladu termodynamické rovnováhy v celém kompenzátoru[2].

Rovnice zachování hmoty má tvar:

$$m_{ko} = \frac{dV\ \rho_{sm}}{d\tau}$$

a rovnice zachování energie lze zapsat ve tvaru:

$$m_{ko} \cdot i_{st} + Q = \frac{dV\ i_{sm}}{d\tau}$$

kde ρ_{sm} a i_{sm} vyjadřují hustotu a entalpii parovodní směsi v kompenzátoru a i_{st} je střední hodnota entalpie vody v primárním okruhu. Rovnice zachování hmoty a energie dále lze rozepsat do tvaru, kde se vyjádří ρ_{sm} a i_{sm} v závislosti na jejich závislých veličinách. Tento tvar je [2]

$$m_{ko} = \frac{d}{d\tau}[V_v \cdot\ (\rho' - \rho'') + V \cdot \rho'']$$

$$m_{ko} \cdot i_{sm} + Q = \frac{d}{d\tau}[V_v \cdot\ (\rho' \cdot i' - \rho'' \cdot i'') + V \cdot \rho'' \cdot i'']$$

Veličinu m_{ko} lze získat z hmotnostní bilance primárního okruhu:

$$m_d - m_{ko} - m_{od} = \frac{dV\ \rho_{st}}{d\tau} = V_{Io}\ \cdot \frac{d\rho_{st}}{dt_{st}}$$

kde m_d, m_{od} jsou vstupní veličiny nastavitelné regulací, t_{st} získáme energetickou bilancí primárního okruhu. Výstupem je veličina m_{ko}.

Pro řešení rovnic lze vyjádřit vystupující technologické veličiny ve tvaru odchylek od ustáleného stavu a odečíst rovnice ustáleného stavu. Při zanedbání závislosti entalpií $i'\ a\ i$ na tlaku dostaneme rovnice[2]:

$$\Delta m_{ko} = \ (\rho_o{}' - \rho_o{}'') \cdot \frac{d\Delta V_v}{d\tau} + (V - V_{vo}) \cdot \frac{d\rho''}{dp_I}|_0\ \frac{d\Delta p_I}{d\tau}$$

$$\Delta m_{ko} \cdot i_{sm} + \Delta Q = \rho_o{}' \cdot i_o{}' - \rho_o{}'' \cdot i_o{}''\ \frac{d\Delta V_v}{d\tau} + (V - V_{vo}) \cdot \frac{d\rho'' \cdot i''}{dp_I}|_0\ \frac{d\Delta p_I}{d\tau}$$

$$\Delta m_{ko} = \ \Delta m_p - \Delta m_d - V_{Io}\ \cdot \frac{d\rho_{st}}{dt_{st}}|_0\ \frac{d\Delta t_{st}}{d\tau}$$

tyto rovnice lze zkrátit

$$\Delta m_{ko} = \ k_\rho \cdot \frac{d\Delta V_v}{d\tau} + k_{v\rho} \cdot \frac{d\Delta p_I}{d\tau}$$

$$\Delta m_{ko} \cdot i_{st} + \Delta Q = k_{\rho i} \cdot \frac{d\Delta V_v}{d\tau} + k_{vi} \cdot \frac{d\Delta p_I}{d\tau}$$

$$\Delta m_{ko} = \ \Delta m_d - \Delta m_{od} - V_{Io}\ \cdot \frac{d\rho_{st}}{dt_{st}}|_0\ \frac{d\Delta t_{st}}{d\tau}$$

kde

$k_\rho = \rho_o' - \rho_o''$ $\quad$ $k_{v\rho} = (V - V_{vo}) \cdot \frac{d\rho''}{dp_I}|_0$

$k_{\rho i} = \rho_o' \cdot i_o' - \rho_o'' \cdot i_o''$ $\quad$ $k_{vi} = (V - V_{vo}) \cdot \frac{d\rho'' \cdot i''}{dp_I}|_0$

Při řešení těchto rovnic lze vyloučit první rovnice V_v

$$\frac{d\Delta V_v}{d\tau} = \frac{1}{k_\rho} \cdot (-k_{v\rho} \cdot \frac{d\Delta p_I}{d\tau} + \Delta m_{ko})$$

a dosadit jej to druhé rovnice

$$\Delta m_{ko} \cdot i_{sm} + \Delta Q = k_{\rho i} \cdot \frac{1}{k_\rho} \cdot (-k_{v\rho} \cdot \frac{d\Delta p_I}{d\tau} + \Delta m_{ko}) + k_{vi} \cdot \frac{d\Delta p_I}{d\tau}$$

a lze získat [2]

$$\frac{d\Delta p_I}{d\tau} \cdot \left(k_{vi} - \frac{k_{\rho i}}{k_\rho} \cdot k_{v\rho}\right) = \Delta m_{ko} \cdot \left(i_{sm} - \frac{k_{\rho i}}{k_\rho}\right) + \Delta Q = \Delta m_d - \Delta m_{od} - V_{Io} \cdot \frac{d\rho_{st}}{dt_{st}}|_0 \frac{d\Delta t_{st}}{d\tau} + \Delta Q$$

$$\frac{d\Delta p_I}{d\tau} = \frac{1}{k_{vi} - \frac{k_{\rho i}}{k_\rho} \cdot k_{v\rho}} \cdot \{[\Delta m_d - \Delta m_{od} - V_{Io} \cdot \frac{d\rho_{st}}{dt_{st}}|_0 \frac{d\Delta t_{st}}{d\tau}] \cdot \left(i_{sm} - \frac{k_{\rho i}}{k_\rho}\right) + \Delta Q\}$$

Zpětným dosazením rovnice pro odchylky ve zkrácené formě lze určit přenosy na poměrnou odchylku tlaku v primárním okruhu a objemu vody v kompenzátoru, závislých na poměrných odchylkách vstupních veličin ve tvaru[2]

$$\Delta_r p_I = \frac{1}{T_{pG} \cdot s} \cdot (\Delta_r m_d - \Delta_r m_{od}) + K_{pt} \cdot \Delta_r t_{st} + \frac{1}{T_{pQ} \cdot s} \cdot \Delta_r Q$$

$$\Delta_r V_v = \frac{1}{T_{VG} \cdot s} \cdot (\Delta_r m_d - \Delta_r m_{od}) + K_{vt} \cdot \Delta_r t_{st} + \frac{1}{T_{vQ} \cdot s} \cdot \Delta_r Q$$

kde

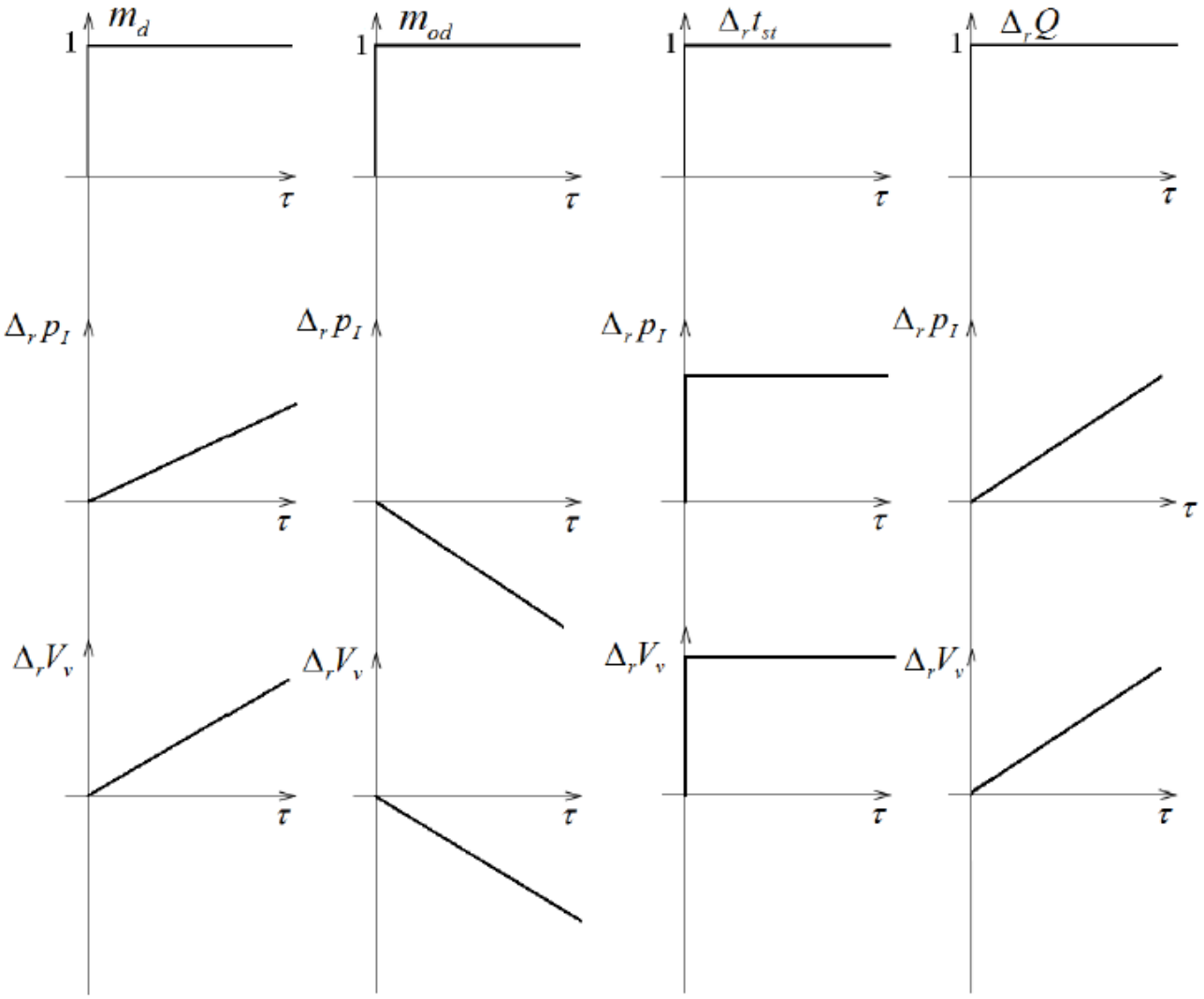
$T_{pG} = \frac{p_{Io}}{G_0} \cdot (k_{vi} - \frac{k_{\rho i}}{k_\rho} \cdot k_{v\rho})$ $\quad$ $K_{pt} = \frac{-V_{Io} \cdot T_0}{k_{vi} - \frac{k_{\rho i}}{k_\rho} \cdot k_{v\rho}} \cdot \frac{d\rho_{st}}{dt_{st}}|_0$

$T_{pQ} = \frac{1}{Q_0} \cdot (k_{vi} - \frac{k_{\rho i}}{k_\rho} \cdot k_{v\rho})$ $\quad$ $T_{VG} = \frac{(k_{vi} - \frac{k_{\rho i}}{k_\rho} \cdot k_{v\rho})}{\left(i_{sm} - \frac{k_{vi}}{k_{v\rho}}\right) \cdot \frac{G_0}{V_{v0}}}$

$K_{vt} = \frac{\frac{V_{I0}}{V_{v0}}}{\left(i_{sm} - \frac{k_{vi}}{k_{v\rho}}\right)} \cdot \frac{d\rho_{st}}{dt_{st}}|_0$ $\quad$ $T_{vQ} = \frac{(k_{vi} - \frac{k_{\rho i}}{k_\rho} \cdot k_{v\rho})}{Q_0}$

Tyto přenosy jsou ve tvaru integračních funkcí, kromě přenosu poruchy na střední teplotě chladiva primárního okruhu, který je proporcionální[2].

Přechodové charakteristiky kompenzátoru objemu mají tvar:



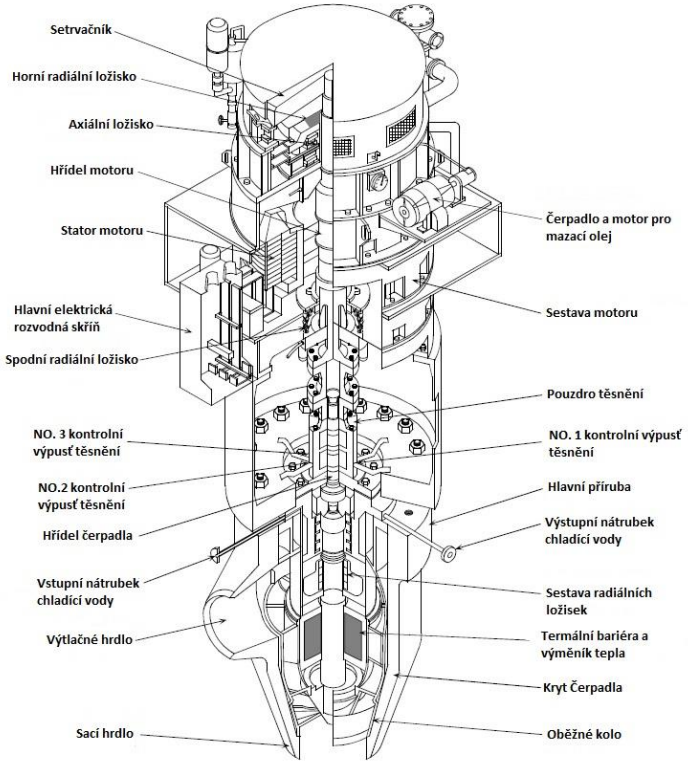
Obrázek 18: Přechodové charakteristiky kompenzátoru objemu [2]

5. Hlavní cirkulační čerpadlo

Jedná se o jeden z nejdůležitějších systémů jaderného reaktoru. Jeho hlavní funkcí je čerpání vody a její kontinuální pohyb skrze primární reaktor. Zajišťuje stálý přestup tepla do vody, která putuje do parogenerátoru, kde v trubkovém výměníku neboli parogenerátoru, předává teplo generované z jaderného štěpení vodě v sekundárním okruhu.

Hlavní cirkulační čerpadla jsou zpravidla instalovány vertikálně na studenou větev primárního okruhu. Počet čerpadel se liší podle typu reaktoru. Pro PWR se zpravidla používá jedno čerpadlo na jednu smyčku primárního okruhu, ale můžou být případy dvousmyčkových reaktorů, které mají dvě čerpadla na jednu smyčku, kupříkladu reaktor Combustion Engineering [4]

Typické čerpadlo, které máme u PWR je schopné čerpat kolem 80000 m^3/h a voda do něj vstupuje o tlaku přibližně 16 MPa a teplotě 290 °C [4]. Rozdíl mezi sacím hrdlem a výtlačným hrdlem čerpadla je přibližně 0,5 MPa. V sacím hrdle nasává vodu přivedenou z parogenerátoru a pumpuje jí do aktivní zóny reaktoru. Každé hlavní cirkulační čerpadlo má příkon až kolem 6 MW.



Obrázek 19: Průřez hlavním cirkulačním čerpadlem [7]

Hlavní součásti cirkulačního čerpadla jsou[4]:

- Elektromotor, který jej pohání. Zpravidla bývá vzduchem nebo vodou chlazený. Motor hlavního cirkulačního čerpadla má obvykle příkon kolem 4,5 až 7,5 MW.
- Oběžné lopatkové kolo, které koná hydraulickou práci a pohání tekutinu ze sání do výtlaku. Je spojeno s motorem pomocí dlouhého hřídele
- Hřídel rotoru je komponenta, která přenáší krouticí moment z motoru na lopatkové kolo
- Setrvačník, který v případě ztráty elektrické energie pro motor udržuje otáčení lopatkového kola po určitou dobu
- Ložiska
- Těsnící systémy na hřídeli, které zabraňují vniku maziva do primárního okruhu

- Doplňující systémy: systémy pro chlazení elektromotoru, systémy pro doplňování a aplikování maziva pro motor, ložiska a jiné rotační části aj.

5.1 Instrumentace hlavního cirkulačního čerpadla

Čerpadlo je vybaveno instrumentací sloužící ke kontrole funkcí čerpadla. Pokud by došlo k nějaké závadě či poruše je ihned posílaná informace k operátorům, kteří na ni následně reagují. Instrumentace sleduje tlak a teplotu těsnícího systému, případné vibrace celého čerpadla[4].

Na různých stupních mechanických ucpávek těsnění jsou instalovány snímače tlaku. Ty v případě, že by byla porušena některá z ucpávek, rozpoznají, že se zvýšil tlak od chladiva a následně uvědomí operátory. Dále jsou na různých místech hřídele čerpadla umístěny snímače vibrací a excentricity, které v případě problému uvědomí operátory.

5.2 Určení čerpacího výkonu

Pro potřeby modelování lze uvažovat čerpadlo jako adiabatické v ustáleném stavu s žádným vnitřním zdrojem tepla. Kontrolním objemem pro určení výkonu je vnitřní objem čerpadla, ten lze považovat za stálý, tj. stacionární a nedeformovatelný. Vstup a výstup čerpadla se nachází ve stejné výšce a lze zanedbat změny kinetické energie na vstupu a výstupu z čerpadla. S těmito předpoklady lze určit rovnici kontinuity v čerpadle jako[6]:

$$0 = \dot{m}\left(h_{vstupní} - h_{výstupní}\right) - \dot{W}_{hřídel} - \dot{W}_{střižná}$$

Pro určení výkonu čerpadla je třeba znát entalpie na vstupu $h_{vstupní}$ a na výstupu z čerpadla $h_{výstupní}$. Základním předpokladem zde je, že kapalina je nestlačitelná a čerpání bude izoentropické. Potom lze určit entalpii z první termodynamické věty jako[6]:

$$h(T,p) = u(T,p) + \frac{p}{\rho}(T,p)$$

$$\left(h_{vstupní} - h_{výstupní}\right) = u_{vstupní}(T) - u_{výstupní}(T) + \frac{p_{vstupní} - p_{výstupní}}{\rho}$$

při adiabatickém ději je vnitřní energie

$$\Delta u = u_{vstupní}(T) - u_{výstupní}(T) = 0$$

a pak tedy

$$\Delta h = h_{vstupní} - h_{výstupní} = \frac{p_{vstupní} - p_{výstupní}}{\rho}$$

Výsledný výkon čerpadla bude

$$\dot{W}_{čerpadlo} = -\dot{W}_{hřídel} - \dot{W}_{střižná} = \dot{m}\left(h_{výstupní} - h_{vstupní}\right) = \frac{\dot{m}}{\rho}\left(p_{výstupní} - p_{vstupní}\right)$$

Při započtení účinnosti η čerpadla pak lze upravit vzorec pro výkon čerpadla na [6]

$$\dot{W}_{čerpadlo} = \frac{\dot{m}\,\Delta p}{\eta\rho}$$

5.3 Hydraulické charakteristiky a provozní režimy hlavního cirkulačního čerpadla

Hydraulická charakteristika vyjadřuje závislosti tlakového spádu čerpadla Δp na průtoku chladiva čerpadlem $\dot{Q}$ a úhlové rychlosti rotoru čerpadla ω. Pro různé hodnoty těchto veličin existují různé pracovní oblasti charakteristiky čerpadla a tím i různé provozní režimy čerpadla, které jsou následující[9]:

1) Čerpadlová oblast = oblast při normální činnosti čerpadlo
   - V této oblasti má rotor čerpadla kladnou úhlovou rychlost $\omega > 0$, vyvozuje kladný tlakový spád $\Delta p > 0$ a průtok chladiva je v požadovaném směru, který je zaváděn jako $\dot{Q} > 0$.

2) Brzdná oblast
   - Nazývána též jako oblast disipace energie. Rotor čerpadla má kladnou úhlovou rychlost $\omega > 0$, vyvozuje kladný tlakový spád $\Delta p > 0$, průtok chladiva je však v opačném směru a tudíž $\dot{Q} < 0$. Děje se tak kvůli tomu, že protitlak je větší než tlakový spád Δp vyvolaný čerpadlem.

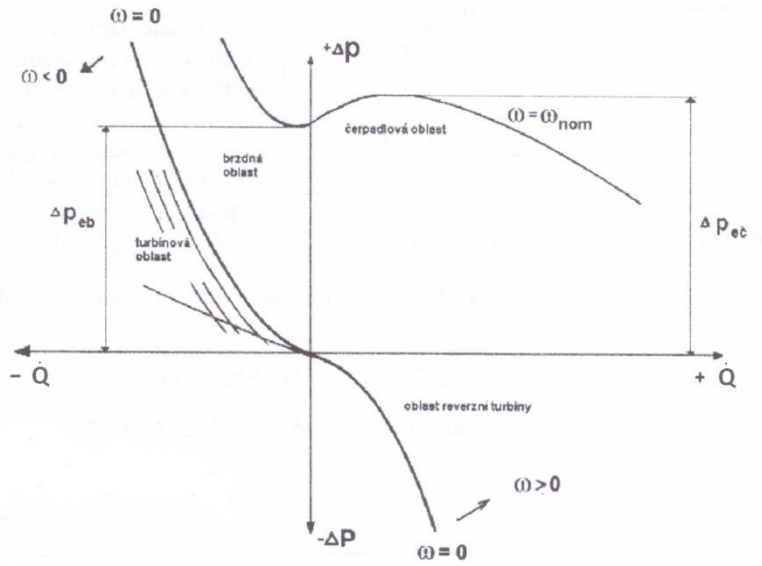
3) Turbínová oblast
   - V turbínové oblasti má čerpadlo zápornou úhlovou rychlost $\omega < 0$. To znamená, že se točí na opačnou stranu. Průtok je také záporný $\dot{Q} < 0$ a tlakový spád je kladný $\Delta p > 0$

4) Oblast reverzní turbíny
   - Čerpadlo se otáčí v kladném směru $\omega > 0$ a má kladný průtok $\dot{Q} > 0$. Čerpadlo však pro proud chladiva představuje odpor a tím je vyvolán záporný tlakový spád $\Delta p < 0$

S jinými pracovními oblastmi se při provozu nelze setkat. Každou oblast charakteristiky čerpadla lze vyjádřit aproximací ve tvaru:

$$\Delta p = A\omega^2 + B\omega\dot{Q} + C\,\dot{Q}^2$$

kde konstanty A, B a C se budou měnit v závislosti na tom, v jaké pracovní oblasti hydraulické charakteristiky se nacházíme.



Obrázek 20: Úplná hydraulická charakteristika hlavního cirkulační čerpadla [10]

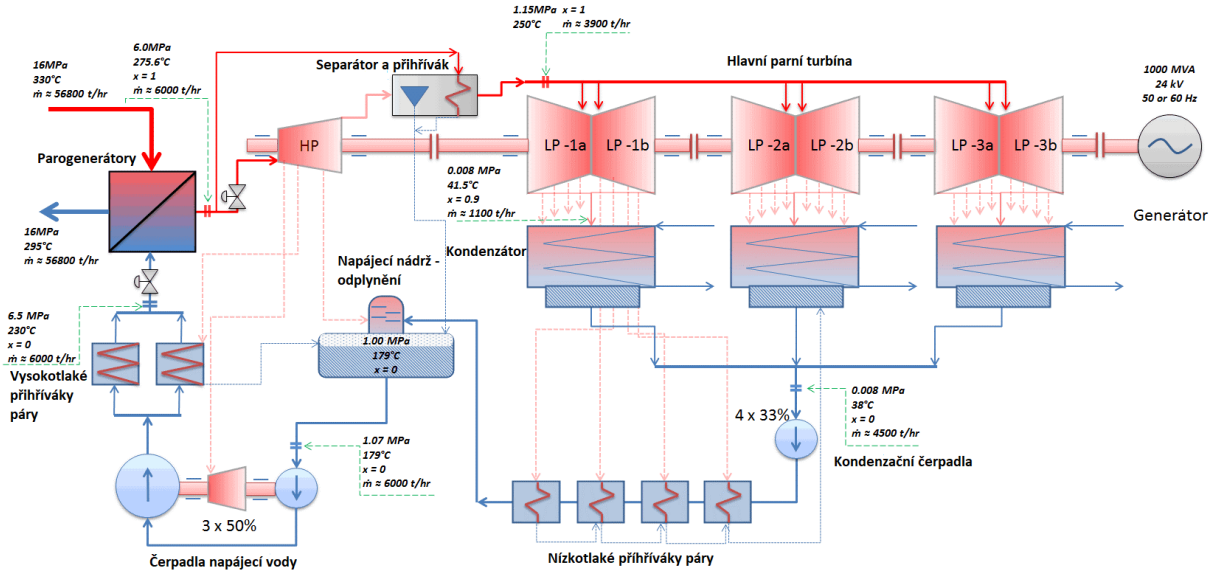
6. Sekundární okruh

Hlavním úkolem sekundárního okruhu je přenos tepla z uzavřeného primárního okruhu pomocí parogenerátoru, kde pomocí přiváděného tepla z reaktoru lze vytvářet páru a tou následně pohánět parní turbínu, kterou za pomocí generátoru můžeme vyrábět elektrickou energii[8].

Hlavními komponenty jsou tedy parogenerátor, který by se však dal zařadit na pomezí mezi primární a sekundární okruh, jelikož je důležitou součástí obou a jedná se o zařízení, které přenáší teplo z jednoho okruhu do druhého a jeho hlavní funkcí je výroba páry, kterou poháníme turbíny.

Další součástí sekundárního okruhu jsou parní turbíny, zpravidla složené z jedné vysokotlaké a tří nízkotlakých částí, které jsou uloženy na jedné hřídeli společně s generátorem elektřiny. Za turbínou jsou umístěny kondenzátory, které slouží k odvodu tepla a kondenzaci páry. Po kondenzaci voda dále vstupuje do kondenzátního čerpadla, které ji tlačí do nízkotlakých výměníků tepla, přivádějících teplo z turbín a dotlačí jí až do odplyňovacího zařízení. Z odplyňovacího zařízení je voda hnána pomocí cirkulačního čerpadla, které ji tlačí přes vysokotlaké výměníky tepla zpět do parogenerátoru.

Pro tuto práci není popis všech komponent sekundárního okruhu podstatný, zabývám se především hlavními komponenty primárního okruhu. Důležitou součástí jak pro primární, tak i sekundární okruh je parogenerátor, jakožto součást, která je pro tyto dva okruhy hraniční a přenáší teplo z jednoho okruhu do druhého. V následující kapitole zavádím, co to parogenerátor je a jak v něm probíhají teplotní přenosy pro účel vytvoření matematického modelu parogenerátoru.



Obrázek 21: Sekundární okruh typického PWR o tepelném výkonu 3000 MWt [4]

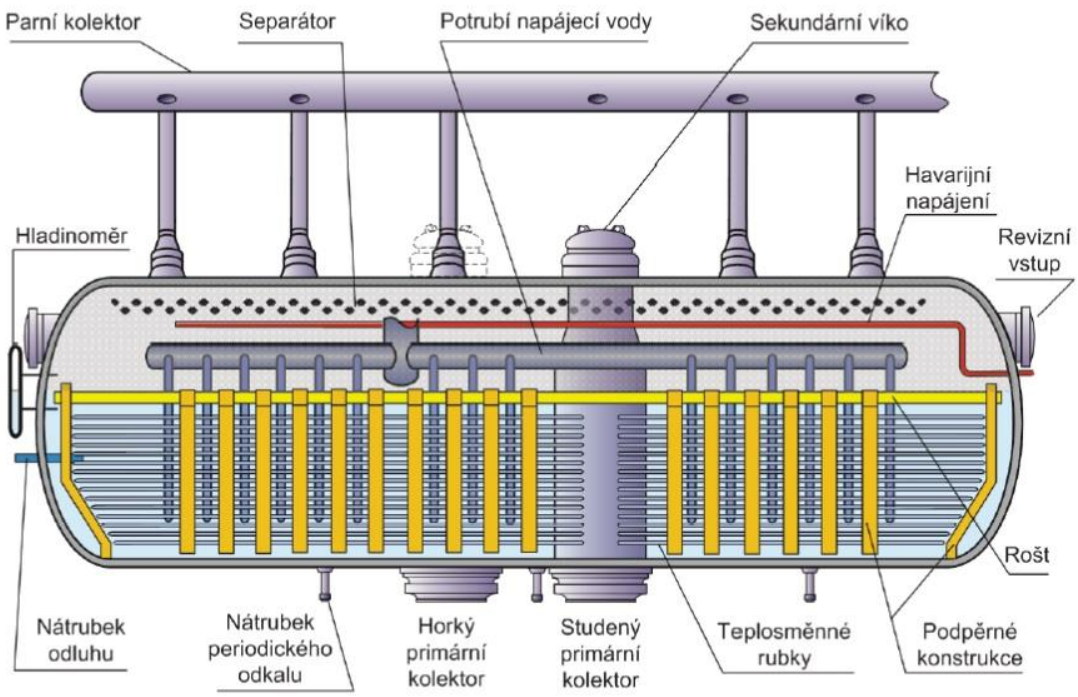
7. Parogenerátor

Ve své zjednodušené podstatě jsou parogenerátory výměníky tepla sloužící k výměně vytvářeného tepla z primárního okruhu do sekundárního okruhu. Zároveň slouží jako generátory páry, která je potřebná k pohánění parních turbín a výrobě elektrické energie[4].

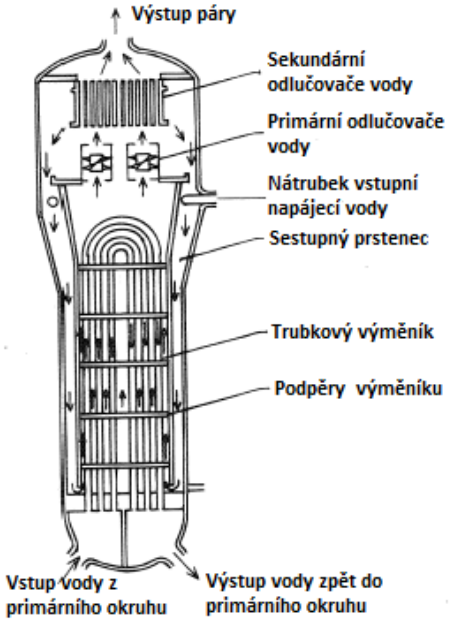
Některé typy reaktorů nepotřebují parogenerátor, kupříkladu varné reaktory BWR, kde se pára vypařuje přímo v reaktorové nádobě z vody primárního okruhu.

Pro co nejlepší přenos tepla je snaha mít co největší povrch daného výměníku tepla. Pro tyto účely se v jaderných reaktorech používají zpravidla trubicové výměníky, konkrétně pak U-trubicové výměníky. V trubicích vždy proudí chladivo reaktoru, které závisí na typu reaktoru. Mohou to být voda, těžká voda, soli, tekuté kovy nebo plyny u daných typů reaktorů. Trubice jsou pak obtékané vodou ze sekundárního okruhu, která se vypařuje na páru. Trubice mají zpravidla průměr 19 cm a bývá jich od 3000 do 16000 v jednom parogenerátoru[4]. Jsou vyrobeny z materiálů, které dokáží vydržet vysoké teploty, vysoké tlaky, radiaci, kterou s sebou nese látka z primárního okruhu, a musejí být korozivzdorné.

U tlakovodních reaktorů vznikly dva hlavní typy parogenerátorů, obdobně jako je tomu u tlakové nádoby reaktoru. Vertikální parogenerátor vznikl ve Spojených Státech pro použití v PWR reaktorech a naproti tomu v Sovětském Svazu vznikl parogenerátor horizontální pro použití v reaktorech typu VVER.



Obrázek 22: Horizontální parogenerátor reaktoru VVER [10]



Obrázek 23: Vertikální parogenerátor reaktoru PWR [1]

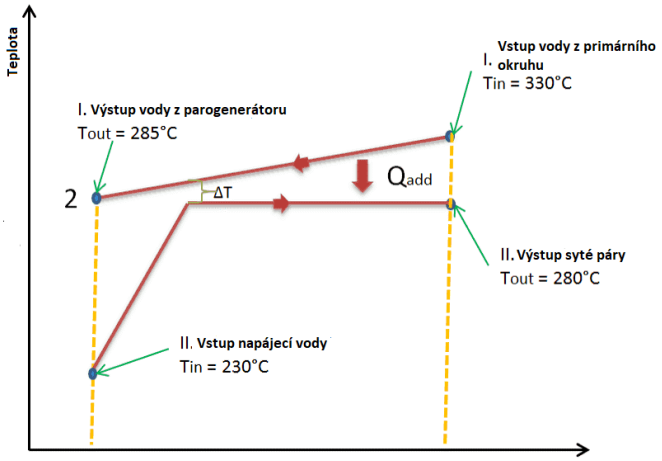
7.1 Provozní parametry parogenerátoru PWR

Z primárního okruhu vstupuje voda do trubiček o teplotě kolem 330 °C a tlaku 16 MPa. Na takových parametrech je, aby voda zůstala v kapalném stavu, a v primárním okruhu tlakovodního reaktoru tedy nenastával var vody. Z parogenerátoru vystupuje při teplotě 295 °C a tlaku 16 MPa a vrací se studenou větví zpět přes čerpadlo do nádoby reaktoru[4].

Ze sekundárního okruhu vstupuje voda do parogenerátoru o teplotě kolem 260 °C a tlaku 6,5 MPa. Napájecí voda sekundárního okruhu je ohřívána pomocí vody z primárního okruhu na teplotu 280 °C, tudíž na teplotu kdy se při tlaku 6,5 MPa voda vypaří na sytou páru s těmito parametry [4].

7.2 Bilance výměníku – parogenerátoru

Zde uvádím zjednodušenou představu, kdy bychom uvažovali parogenerátor jako čistý výměník tepla. Na následujícím obrázku je naznačeno, jak by taková bilance výměníku vypadala.

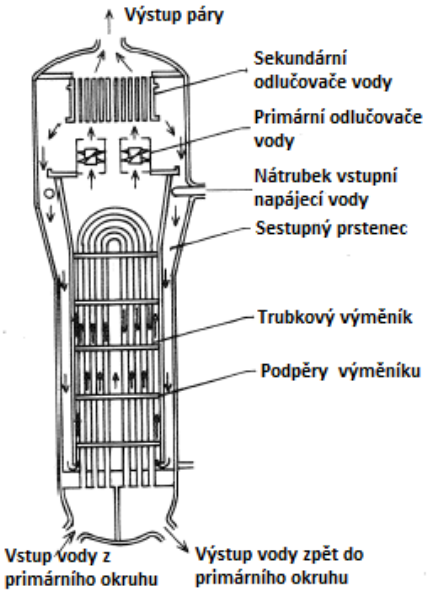


Obrázek 24: Základní teplotní průběh na parogenerátoru [4]

7.3 Odlučovač vody

Nad parogenerátorem jsou umístěny odlučovače vody, které slouží jak je z názvu patrné pro odloučení kapek vody z páry a tím vedou ke snaze omezení poškození lopatek turbíny. U horizontálního parogenerátoru zpravidla nejsou třeba díky tomu, že vytváří páru “pomaleji“ a tím dochází k tomu, že tak lze získat přímo sytou páru bez kapek vody[4]. U vertikálních pak zpravidla jsou potřeba několika úrovňové separátory.

Zpravidla se u vertikálních parogenerátorů PWR používají dva stupně separátorů. První stupeň je tvořen malými šroubovitými vrtulkami, které roztočí tekutinu a vlivem působení odstředivých sil oddělí vodu od páry. Voda je pak vedena zpět po stranách parogenerátoru přes tzv. sestupný prstenec. Druhý stupeň separátorů je tvořen labyrintem, který nutí tekutinu do různých zatáček, kterými pára projde, ale voda ulpívá na stěnách. Ta je pak také vedena zpět do parogenerátoru. Uvádí se, že na každých 100 liber (~45,36 kg), který projdou separátory tak je obsah vodních kapek menší než 0,25 liber (0,11 kg)[4]



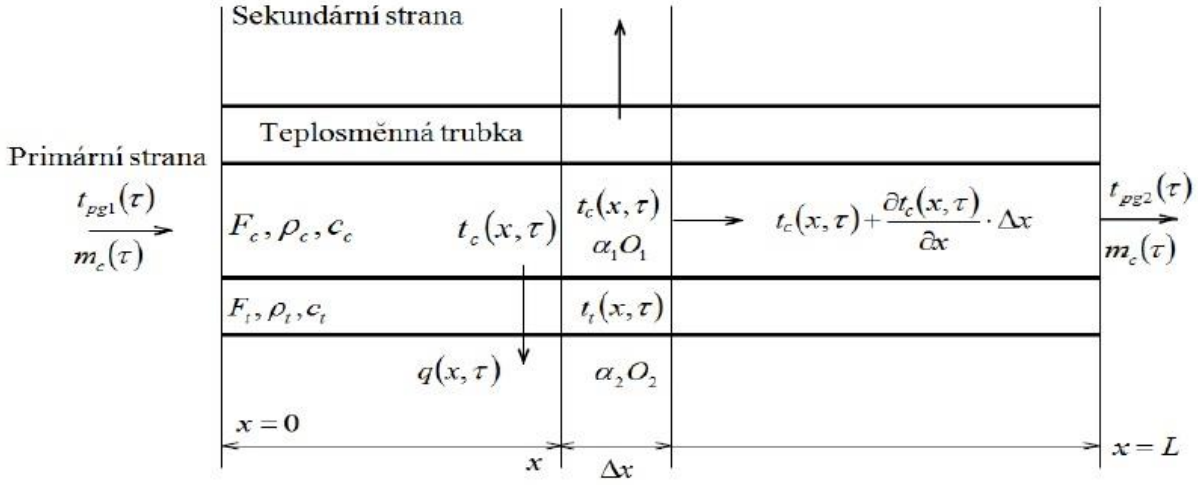
Obrázek 25: Vertikální parogenerátor s vyznačenými separátory páry [1]

8. Přenosové vlastnosti parogenerátoru

Přenosové vlastnosti lze popsat jako vliv změn technologických veličin v primárním okruhu (teplota, tlak a průtočné množství chladiva) na veličiny sekundárního okruhu (tlak a průtočné množství vytvářené páry), resp. vliv veličin sekundárního okruhu na primární okruh[2]. Tyto vlivy působí na tyto technologické veličiny stacionárně nebo nestacionárně (veličiny se mění s časem).

8.1 Model s rozloženými parametry

Přenosy parního generátoru vycházejí z rovnic pro zachování energie a hmoty pro chladivo z primárního okruhu a pro parovodní směs v sekundárním okruhu. Pro lepší znázornění přenosů tepla a jejich odvození lze použít schéma těchto přenosů.



Obrázek 26: Schéma přenosů tepla v parogenerátoru [2]

Pro chladivo z primárního okruhu lze vyjádřit tepelnou bilanci v elementu Δx následovně [2]:

$$m_c \cdot c_c \cdot t_c(x,\tau) - m_c \cdot c_c \cdot \left[t_c(x,\tau) + \frac{\partial t_c(x,\tau)}{\partial x}\cdot \Delta x\right] - \alpha_1 \cdot O_1 \cdot \Delta x\,[t_c(x,\tau) - t_t(x,\tau)] = \rho_c \cdot c_c \cdot F_c \frac{\partial t_c(x,\tau)}{\partial \tau}\cdot \Delta x$$

Pro teplosměnnou trubku lze použít:

$$\alpha_1 \cdot O_1 \cdot \Delta x\,[t_c(x,\tau) - t_t(x,\tau)] - \alpha_2 \cdot O_2 \cdot \Delta x\,[t_t(x,\tau) - \vartheta(\tau)] = \rho_t \cdot c_t \cdot F_t \frac{\partial t_t(x,\tau)}{\partial \tau}\cdot \Delta x$$

a pro parovodní směs rovnici tepelné bilance:

$$\int_0^L \alpha_2 \cdot O_2[t_t(x,\tau) - \vartheta(\tau)]dx - [m_{pg}(\tau)\cdot i"(\tau) - m_{nv}(\tau)\cdot i_{nv}(\tau)] = \rho_t \cdot c_t \cdot F_t \frac{\partial t_t(x,\tau)}{\partial \tau}\cdot \Delta x$$

$$m_{pg}(\tau) - m_{nv}(\tau) = \frac{\partial}{\partial \tau}\, M_{sm}\,(\tau)$$

kde ρ_c je hustota chladiva reaktoru, ρ_t je hustota teplosměnné trubky, veličina F_c a F_t uvádí plochu průtočného průřezu chladiva a teplosměnné trubky, m_{pg} a m_{nv} je hmotnostní průtok generované páry a napájecí vody a M_{sm} je celkové množství parovodní směsi[2].

První dvě rovnice je možné vykrátit Δx, čímž lze získat:

$$-m_c \cdot c_c \cdot \left(\frac{\partial t_c(x,\tau)}{\partial x}\right) - \alpha_1 \cdot O_1 \cdot\ [t_c(x,\tau) - t_t(x,\tau)] = \rho_c \cdot c_c \cdot F_c \frac{\partial t_c(x,\tau)}{\partial \tau}$$

$$\alpha_1 \cdot O_1[t_c(x,\tau) - t_t(x,\tau)] - \alpha_2 \cdot O_2[t_t(x,\tau) - \vartheta(\tau)] = \rho_t \cdot c_t \cdot F_t \frac{\partial t_t(x,\tau)}{\partial \tau}$$

kde v těchto rovnicích je vazba na přenos tepla do parovodní směsi vyjádřena pouze pomocí veličiny $\vartheta(\tau)$, která je funkcí času. Tyto rovnice lze řešit pro teplotu chladiva z reaktoru na výstupu z parogenerátoru vyloučením teploty stěny teplosměnné trubky. Při praktických aplikacích si lze zjednodušit rovnice tím, že lze zanedbat tepelné kapacity teplosměnné trubky vůči tepelné kapacitě

chladiva[2]. Potom se tyto dvě rovnice zredukují na rovnici pro určení $t_c(x,\tau)$, přičemž součinitel přestupu tepla α lze nahradit součinitelem prostupu tepla *k*. Rovnice pro teplosměnnou látku z primárního okruhu bude mít tvar[2]:

$$-m_c \cdot c_c \cdot (\frac{\partial t_c(x,\tau)}{\partial x}) - \mathrm{k} \cdot O_1 \cdot \ [t_c(x,\tau) - t_t(x,\tau)] = \rho_c \cdot c_c \cdot F_c \frac{\partial t_c(x,\tau)}{\partial \tau}$$

Zavedeme nové proměnné ve tvaru odchylek od ustálených hodnot:

$$\Delta t_c\ (\mathrm{x},\tau) = t_c(x,\tau) - t_t(x,\tau)$$

$$\Delta\vartheta\ = \vartheta(\tau) - \vartheta(0)$$

pro které lze určit okrajové podmínky:

$$t_c(x,0) = \ t_0(x)$$

$$\vartheta(0) = \ \vartheta_0$$

Potom rovnice pro chladivo lze přepsat na[2]:

$$-m_c \cdot c_c \cdot \frac{\partial t_c}{\partial x} - k \cdot O_1 \cdot \ [\Delta t_c\ (x,\tau) - \Delta\vartheta(\tau)] = \rho_c \cdot c_c \cdot F_c \frac{\partial \Delta t_c(x,\tau)}{\partial \tau}$$

a po provedení L-transformace vůči času τ lze získat

$$\frac{d\Delta t_c}{dx} + \Delta t_c \cdot \ \left(\mathrm{a} + \mathrm{T}_{pg} \cdot s\right) = a \cdot \ \Delta\vartheta$$

kde

$$a = \frac{k \cdot O_1}{m_c \cdot c_c} \qquad\qquad \mathrm{T}_{pg} = \ \frac{\rho_c \cdot F_c}{m}$$

Tuto rovnici lze řešit metodou variace konstant, kterou lze zavést pro okrajovou podmínku

$$\Delta t(\mathrm{x} = 0, s) = \ \Delta t_{pg1}(\mathrm{s})$$

kdy řešením pro *t (x, s)* lze získat přenosy na výstupní teplotu chladiva z primárního okruhu při poruchách na vstupní teplotě $t_{pg1}(\mathrm{s})$ a na teplotě sytosti $\vartheta(s)$. Výsledná rovnice bude mít tvar[2]

$$\Delta t_{pg2} = t(L,s) = \ \Delta t_{pg1}(\mathrm{s}) \cdot \ e^{\ -(a+\ \mathrm{T}_{pg} \cdot s) \cdot L} + \ \Delta\vartheta(\mathrm{s}) \cdot \ \frac{a}{a + \mathrm{T}_{pg} \cdot s} \cdot (1 - e^{\ -(a+\ \mathrm{T}_{pg} \cdot s) \cdot L})$$

8.2 Model se soustředěnými parametry

Z rovnic pro model s rozloženými parametry lze získat soustavu rovnic a upravit je na tvar[2]:

$$m_c \cdot c_c \cdot \frac{\partial t_c}{\partial x} - \alpha_1 \cdot O_1 \cdot (t_c - t_t) = \rho_c \cdot c_c \cdot F_c \frac{\partial t_c}{\partial \tau}$$

$$\alpha_1 \cdot O_1 \cdot \ (t_c - t_t) - \alpha_2 \cdot O_2 \cdot (t_t - \vartheta) = \rho_t \cdot c_t \cdot F_t \frac{\partial t_t}{\partial \tau}$$

$$\alpha_2 \cdot O_2 \cdot (t_t - \vartheta) - \frac{dm_{pg}}{dx} \cdot (\mathrm{i}'' - i_{nv}) = \frac{dM_i}{d\tau}$$

Jejich integrací po celé délce teplosměnné trubky *x = 0* až *L* vyloučíme souřadnici *x* a dostaneme rovnice, ve kterých vystupují pouze vstupní a výstupní hodnoty veličin a střední hodnoty veličin integrovaného úseku[2]

$$m_c \cdot c_c \cdot (t_{pg1} - t_{pg2}) - \alpha_1 \cdot O_1 \cdot L \cdot (t_s - t_t) = L \cdot \rho_c \cdot c_c \cdot F_c \frac{dt_{pg2}}{d\tau}$$

$$\alpha_1 \cdot O_1 \cdot L \cdot (t_s - t_t) - \alpha_2 \cdot O_2 \cdot L \cdot (t_t - \vartheta) = L \cdot \rho_t \cdot c_t \cdot F_t \frac{\partial t_t}{\partial \tau}$$

Dostáváme neznámou funkci t_s, kterou volíme ve tvaru její lineární závislosti na vstupní a výstupní teplotě parogenerátoru

$$t_s = \frac{1}{L}\int_0^L t_c(x)dx$$

$$t_s = \ k_1 \cdot t_{pg1} + k_1 \cdot t_{pg2}$$

Tyto tři rovnice pak tvoří soustavu rovnic modelu parogenerátoru se soustředěnými parametry. Pro jejich řešení jsou zaváděny odchylky proměnných od ustáleného stavu a ty jsou následně odečteny od rovnice ustáleného stavu[2]

$$m_c \cdot c_c \cdot (\Delta t_{pg1} - \Delta t_{pg2}) - \alpha_1 \cdot O_1 \cdot L \cdot (\Delta t_s - \Delta t_t) = L \cdot \rho_c \cdot c_c \cdot F_c \frac{d\Delta t_{pg2}}{d\tau}$$

$$\alpha_1 \cdot O_1 \cdot L \cdot (\Delta t_s - \Delta t_t) - \alpha_2 \cdot O_2 \cdot L \cdot (\Delta t_t - \Delta\vartheta) = L \cdot \rho_t \cdot c_t \cdot F_t \frac{\partial \Delta t_t}{\partial \tau}$$

$$\Delta t_s = \ k_1 \cdot \Delta t_{pg1} + k_1 \cdot \Delta t_{pg2}$$

Díky malé akumulaci tepla v teplosměnné trubce vůči akumulaci v chladivu primárního okruhu lze vliv této akumulace v trubce zanedbat. Po vyloučení Δt_s *a* Δt_t lze získat rovnici pro určení výstupní teploty chladiva z parogenerátoru[2]:

$$\Delta t_{pg1} - \Delta t_{pg2} - a \cdot \left(k_1 \cdot \Delta t_{pg1} + k_1 \cdot \Delta t_{pg2} - \Delta\vartheta\right) = \ \tau_c \ \cdot \frac{d\Delta t_{pg2}}{d\tau}$$

kde

$$a = \frac{k \cdot L}{m_c \cdot c_c} \qquad \mathrm{T}_{pg} = \ \frac{\rho_c \cdot F_c \cdot L_c}{m_c \cdot c_c}$$

kde součinitel prostupu tepla *k* lze určit jako:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot o_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot o_2}}$$

Pro rovnici je nutno provést L-transformaci vůči času τ a zavést poměrné odchylky veličin. Tímto postupem lze získat přenosy tepla na výstupní teplotu z chladiva z primárního okruhu při poruchách na vstupní teplotě do parogenerátoru a na teplotě syté páry ve tvaru[2]

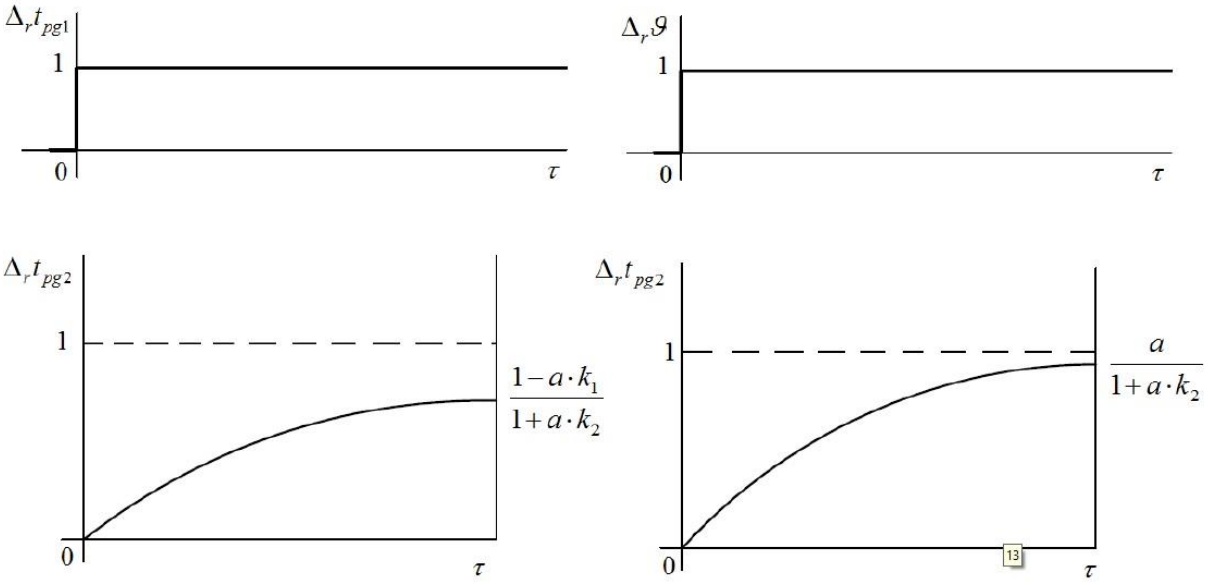
$$\Delta_r t_{pg2} = \Delta_r t_{pg1} \cdot \frac{1 - a \cdot k_2}{1 + a \cdot k_2 + T_c \cdot s} + \Delta_r \vartheta \cdot \frac{a}{1 + a \cdot k_2 + T_c \cdot s}$$

kde

$$\Delta_r t_{pg2} = \frac{\Delta t_{pg2}}{\Delta T_{ro}} \qquad \Delta_r t_{pg1} = \frac{\Delta t_{pg1}}{\Delta T_{ro}} \qquad \Delta_r \vartheta = \frac{\Delta \vartheta}{\Delta T_{ro}}$$

a ΔT_{ro} definujeme jako teplotní spád chladiva v ustáleném stavu.

Pro model se soustředěnými parametry pak mají přechodové charakteristiky tvar:



Obrázek 27: Přechodové charakteristiky pro model se soustředěnými parametry [2]

8.3 Přenosy na sekundární straně parogenerátoru

V předchozích rovnicích týkající se bilancí energie chladiva primárního okruhu a teplosměnné plochy trubky byla uvažována vazba sekundární strany parogenerátoru pouze vyjádřením pomocí teploty syté páry ϑ. Ta není funkcí délkových souřadnic, je pouze funkcí času, což umožňuje provést řešení obou rovnic samostatně za podmínky, že časová změna teploty sytosti je nezávislá veličina. Řešením těchto rovnic bylo určení teplot chladiva primárního okruhu a teplosměnné trubky a pomocí nich určení množství přivedeného tepla do parovodní směsi na sekundární straně parogenerátoru. To lze vyjádřit vztahem[2]:

$$Q(\tau) = \int_0^L \alpha_2 \cdot O_2 \cdot [t_t(\mathrm{x}, \tau) - \vartheta(\tau)]\, dx$$

S těmito podmínkami lze pak nalézt přenosy sekundární strany parogenerátoru pomocí rovnic ve tvaru[2]:

$$\int_0^L \alpha_2 \cdot O_2[t_t(x,\tau) - \vartheta(\tau)]dx - [m_{pg}(\tau) \cdot i"(\tau) - m_{nv}(\tau) \cdot i_{nv}(\tau)] = \frac{\partial}{\partial\tau}(\, M_{sm}\,(\tau) \cdot i_{sm})$$

$$m_{pg}(\tau) - m_{nv}(\tau) = \frac{\partial}{\partial\tau}\, M_{sm}\,(\tau)$$

K akumulaci energie a hmoty dochází na sekundární straně ve směsi voda-pára, takže členy na pravé straně lze vyjádřit jako

$$M_{sm} \cdot i_{sm} = V_v \cdot \rho' \cdot i' + V_p \cdot \rho" \cdot i"$$

$$M_{sm} = V_v \cdot \rho' + V_p \cdot \rho"$$

přičemž

$$V = V_v + V_p$$

kde V je celkový objem parovodní směsi, V_v je objem vody a V_p je objem páry v sekundární části parogenerátoru. Dále m_{pg} je hmotnostní průtok parovodní směsy a m_{nv} je hmotnostní tok napájecí vody. ρ' je hustota vody na mezi sytosti a ρ'' je hustota páry. V rovnicích pak vystupují ještě měrné energie vody $i"$, měrná energie páry i' a entalpie napájecí vody i_{nv}[2].

Měrné energie a hmotnostní toky jsou funkcí tlaku, resp. teploty syté páry. Členy vyjadřující akumulaci hmoty a energie lze vyjádřit ve tvaru[2]:

$$\frac{d(M \cdot i)}{d\tau} = \left(V\frac{d\rho" \cdot i"}{d\vartheta} + V_v \frac{d\rho' \cdot i' - d\rho" \cdot i"}{d\vartheta}\right)|_0 \frac{d\vartheta}{d\tau} + (\rho' \cdot i' - \rho" \cdot i")|_0 \frac{dV_v}{d\tau}$$

$$= T_{\vartheta i}\frac{d\vartheta}{d\tau} + K_{\vartheta i}\frac{dV_v}{d\tau}$$

$$\frac{dM}{d\tau} = \left(V\frac{d\rho"}{d\vartheta} + V_v \frac{d(\rho' - \rho")}{d\vartheta}\right)|_0 \frac{d\vartheta}{d\tau} + (\rho' - \rho")|_0 \frac{dV_v}{d\tau} = R_{\vartheta m}\frac{d\vartheta}{d\tau} + K_{vm}\frac{dV_v}{d\tau}$$

Množství přiváděného tepla $Q(\tau)$ lze při uvažování vysokých hodnot součinitelů přestupu tepla z chladiva do teplosměnné trubky a součinitele přestupů z teplovodní trubky doby parovodní směsi upravit takto[2]:

$$\int_0^L \alpha_2 \cdot O_2 \cdot [t_t(\mathrm{x},\tau) - \vartheta(\tau)]\, dx = k \cdot F\,(t_s - \vartheta\,)$$

kde t_s je střední teplota chladiva z primárního okruhu po délce teplosměnné trubky, k je součinitel prostupu tepla a F je plocha přestupu tepla v parogenerátoru.

Pro rovnice akumulace hmoty a energie je nutné zavést poměrné odchylky veličin od ustáleného stavu, provedeme linearizaci a odečteme od ni rovnici ustáleného stavu. Tím lze získat[2]:

$$\Delta T_{r0} \cdot k \cdot F \cdot \Delta_r t_{st} + m_{pg0} \cdot i_{nv0} \cdot \Delta_r i_{nv} + m_{pg0} \cdot i_{nv0} \cdot \Delta_r m_{nv} - \Delta T_{r0} \cdot m_{pg0} \cdot \frac{d\Delta i''}{d\tau}|_0 \Delta_r \vartheta - m_{p0} \cdot i''_0 \cdot \Delta_r m_{pg} = \Delta T_{r0} \cdot K_{\vartheta i} \cdot \frac{d\Delta_r \vartheta}{d\tau} + V_{v0} \cdot K_{vi} \cdot \frac{d\Delta_r V_v}{d\tau}$$

$$\Delta_r m_{nv} - \Delta_r m_{pg} = \Delta T_{r0} \cdot \frac{K_{\vartheta m}}{m_{r0}} \cdot \frac{d\Delta_r \vartheta}{d\tau} + V_{v0} \cdot \frac{K_{vn}}{m_{p0}} \cdot \frac{d\Delta_r V_v}{d\tau}$$

kde

$\Delta_r t_{st} = \frac{\Delta t_{st}}{\Delta T_{r0}}$ $\Delta_r m_{pg} = \frac{\Delta m_{pg}}{\Delta m_{pg0}}$ $\Delta_r m_{nc} = \frac{\Delta m_{nv}}{\Delta m_{v0}}$ $\Delta_r V = \frac{\Delta V_v}{\Delta V_{v0}}$

$K_{\vartheta i} = V \frac{\rho'' \cdot i''}{d\vartheta}|_0 + V_v \frac{\rho' - \rho''}{d\vartheta}$ $K_{vi} = \rho' \cdot i' - \rho'' \cdot i''$ $K_{\vartheta m} = V \frac{d\rho''}{d\vartheta} + V_v \frac{d(\rho' - \rho'')}{d\vartheta}$

$$K_{vm} = \rho' - \rho''$$

Pro řešení obou rovnic provedeme L-transformaci. Tím lze získat přenosy na výstupní veličiny poměrné odchylky průtočného množství páry a množství vody v parogenerátoru, které je úměrné hladině vody v parogenerátoru[2].

$$\Delta_r m_{pg} = K_{mts} \cdot \Delta_r t_{st} + K_{miv} \cdot \Delta_r i_{nv} + K_{mmv} \cdot \Delta_r m_{nv} - (K_{m\vartheta} + T_{m\vartheta} \cdot s) \cdot \Delta_r \vartheta$$

$$\Delta_r V_v = -\frac{1}{T_{vts} \cdot s} \cdot \Delta_r t_{st} + \frac{1}{T_{vm} \cdot s} \cdot \Delta_r m_{nv} + \left(\frac{T_{m\vartheta}}{K_{vm} + \frac{V_{v0}}{m_{p0}}} + \frac{1}{T_{v\vartheta} \cdot s}\right) \cdot \Delta_r \vartheta$$

kde

$K_{mts} = \frac{k \cdot F \cdot \Delta T}{i'' - \frac{K_{vi}}{K_{vm}}}$ $K_{miv} = \frac{m_{po} \cdot i_{nvo}}{i''_0 - \frac{K_{vi}}{K_{vm}}}$ $K_{mmv} = m_{po} \cdot \frac{i_{nv0} - \frac{K_{vi}}{K_{vm}}}{i''_0 - \frac{K_{vi}}{K_{vm}}}$ $K_{m\vartheta} = \frac{m_{po} \cdot \Delta T}{i'' - \frac{K_{vi}}{K_{vm}}}$

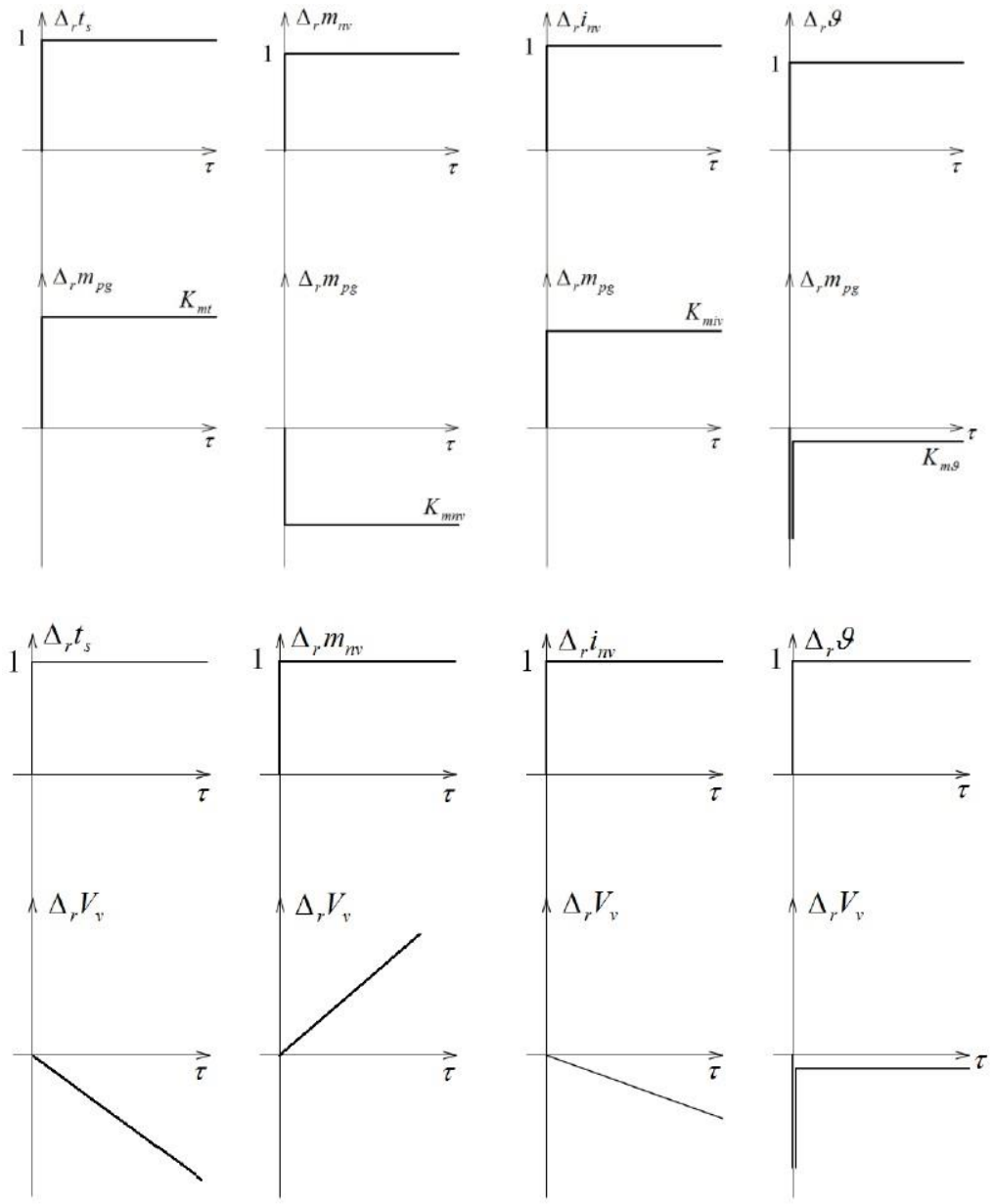
$T_{m\vartheta} = m_{po} \frac{K_{\vartheta i} - K_{\vartheta m} \cdot \frac{K_{vi}}{K_{vm}}}{i''_0 - \frac{K_{vi}}{K_{vm}}}$ $T_{vts} = \frac{V_{v0} \cdot K_{vm}}{m_{po} \cdot K_{mts}}$ $T_{vm} = \frac{V_{v0} \cdot K_{vm}}{m_{po} \cdot (1 - K_{mmv})}$

$T_{v\vartheta} = \frac{V_{v0} \cdot K_{vm}}{m_{po} \cdot \Delta T} \cdot \frac{1}{K_{\vartheta i}}$

Výpočty ukazují, že přenosy parogenerátoru na průtočné množství mají tvar prostého zesílení, tj. že za přijatých předpokladů změny na vstupních veličinách se na změně generovaného množství páry projevují okamžitě[2]. Výjimku zde tvoří přenos od změny teploty syté páry, který je proporcionálně derivační. Proporcionální člen vyjadřuje vliv změny výparného tepla na změnu ustálené generace páry. Derivační člen vyjadřuje vliv krátkodobého uvolněného množství páry z naakumulované energie objemu parovodní směsi při časové změně teploty sytosti.

Tepelné přenosy na množství vody v parogenerátoru jsou integračního charakteru, což znamená, že množství generované páry trvale roste nebo klesá s určitou časovou konstantou integrace[2]. Výjimkou je přenos od změny teploty syté páry, který je proporciálně integrační. Proporcionální část vyjadřuje změnu množství páry při skokové změně teploty syté páry v důsledku rychlé kondenzace páry změnou výparného tepla.

Přechodové charakteristiky pro přenosy sekundární strany parního generátoru mají tvar:



Obrázek 28: Přechodové charakteristiky pro přenosy sekundární strany parogenerátoru [2]

8.4 Vazby mezi veličinami primárního a sekundárního okruhu přes parogenerátor

Vlastnosti přenosu tepla parogenerátoru vyplývají ze zákona zachování energie. Pro popis mezi vazbami lze uvažovat model přenosu energie s rozloženými parametry[2].

$$m_c \cdot c_c \cdot \frac{dt_c(x)}{dx} - \alpha_1 \cdot O_1 \cdot (t_c(x) - t_t(x)) = 0$$

$$\alpha_1 \cdot O_1 \cdot \ (t_c(x) - t_t(x)) - \alpha_2 \cdot O_2 \cdot (t_t(x) - \vartheta) = 0$$

$$\alpha_2 \cdot O_2 \cdot (t_t(x) - \vartheta) - \frac{dm_{pg}(x)}{dx} \cdot (\mathrm{i}'' - i_{nv}) = 0$$

Z těchto rovnic lze určit výstupní veličiny $t_c(x), t_t(x)\ a\ m_{pg}(x)$ závislé na vstupní teplotě t_{c1} a teplotě syté páry ϑ , která je úměrná tlaku páry. S ohledem na to, že ϑ není funkce souřadnice *x*, lze vazbu mezi *t* a t_s určit z prvních dvou vazeb. Vyloučením t_s lze pak rovnici pro t převést na tvar[2]

$$\frac{dt_c(x)}{dx} + \frac{k}{m_c \cdot c_c} \cdot \ t_c(x) = \ \frac{k}{m_c \cdot c_c} \cdot \ \vartheta$$

kde koeficient prostupu tepla k lze určit jako

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot O_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot O_2}}$$

Zavede-li se označení

$$K = \frac{k}{m_c \cdot c_c}$$

lze získat lineární diferenciální rovnici

$$\frac{dt_c(x)}{dx} + \ K \ \cdot \ t_c(x) = \ K \cdot \ \vartheta$$

s okrajovou podmínkou

$$t_c \ (x = 0) = \ t_{pg1}$$

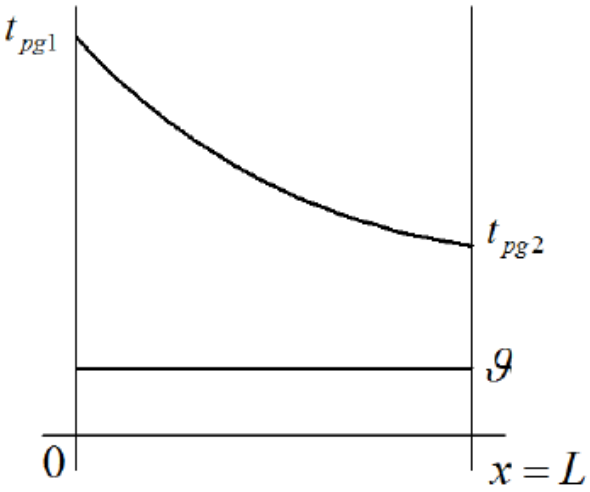
tím lze získat řešení této rovnice ve tvaru

$$t_c \ (x) = \ \vartheta + \left(t_{pg1} - \vartheta\right) \cdot e^{-K \cdot x}$$

Pro výstupní teplotu z parogenerátoru získáme[2]

$$t_{pg2} = \ t_c \ (x = L) = \ \vartheta + \left(t_{pg1} - \vartheta\right) \cdot e^{-K \cdot L}$$

grafické znázornění průběhu teplot pak bude vypadat následovně:



Obrázek 29: Průběh teplot v parogenerátoru [2]

Pro tepelný výkon parogenerátoru, což je celkové přenášené teplo z primární strany do sekundární strany parogenerátoru za jednotku času lze získat rovnici [2]

$$Q_{pg} = \int_0^L k \cdot (\mathrm{t} - \vartheta)\mathrm{dx} = m_c \cdot c_c \cdot \left(t_{pg1} - \vartheta\right) \cdot (1 - e^{-K \cdot L})$$

Přenosové vlastnosti parogenerátoru v ustáleném stavu vyplývají z těchto principů[2]:

- Pokud se tlak páry při stálém výkonu reaktoru sníží o $\Delta\vartheta$, musí se jako důsledek snížit vstupní i výstupní teplota parogenerátoru. Obě teploty se sníží o stejnou hodnotu $\Delta\vartheta$ a výsledný přenos tepla pak probíhá při nižších teplotách chladiva. Při zvýšení tlaku nastane opačný stav, neboli při zvýšení o $\Delta\vartheta$ se vstupní a výstupní teplota zvýší o hodnotu $\Delta\vartheta$
- Pokud se při stálém výkonu reaktoru sníží vstupní teplota do parogenerátoru t_{pg1}, pak se musí důsledně snížit i tlak páry a i výstupní teplota t_{pg2} z parogenerátoru. Obě teploty se sníží o stejnou hodnotu Δt_{pg1}. Výsledný přenos tepla pak probíhá při vyšších teplotách chladiva. Pokud dojde ke zvýšení teploty t_{pg1}, tak bude docházet k dějům opačným a vzroste tlak páry a výstupní teplota t_{pg2}. Analogicky se obě teploty zvýší.

Tyto přenosové vlastnosti jsou platné pro podmínky stálého průtoku chladiva parogenerátorem a stálého výkonu parogenerátoru. Při změnách vstupní teploty t_{pg1} a teploty syté páry ϑ se bude výstupní teplota chladiva reaktoru t_{pg2} a množství předávaného tepla měnit takto[2]

$$\Delta t_{pg2} = \Delta t_{pg1} \cdot e^{-K \cdot L} + \Delta\vartheta \cdot (1 - e^{-K \cdot L})$$
$$\Delta Q_{pg} = m_c \cdot c_c \cdot \left(\Delta t_{pg1} - \Delta\vartheta\right) \cdot (1 - e^{-K \cdot L})$$

za podmínek stálého výkonu reaktoru, parogenerátoru a turbíny bude

$$\Delta Q_{pg} = 0$$

a odtud pro stálý výkon plyne:

$$\Delta t_{pg1} = \Delta\vartheta$$

$$\Delta t_{pg1} = \Delta t_{pg2} = \Delta\vartheta$$

Z těchto rovnic tedy vyplývá, že při stálém výkonu a vzniku odchylek $\Delta\vartheta$ se budou o stejnou hodnotu měnit teploty chladiva primárního okruhu po celém průběhu teplosměnných trubek. Při vzniku odchylky vstupní teploty chladiva t_{pg1} pak dochází k posunutí výstupní teploty t_{pg2} a teploty syté páry ϑ o stejnou hodnotu[2].

Jednou z důležitých vazeb mezi primárním a sekundárním okruhem je případ, kdy by došlo ke změně hmotnostního průtoku chladiva o dm_c při stálém výkonu parogenerátoru. Tento stav může nastat, kdyby došlo kupříkladu k výpadku hlavního cirkulačního čerpadla starající se o konstantní hmotností průtok chladiva reaktorem. Podmínku rovnováhy vstupní teploty chladiva t_{pg1} a teploty syté páry ϑ pak zapisujeme ve tvaru[2]:

$$m_c \cdot c_c \cdot \left(\Delta t_{pg1} - \Delta\vartheta\right) \cdot \left(1 - e^{-K \cdot L}\right) + \left(t_{pg1} - \vartheta\right)\left[c_c \cdot \left(1 - e^{-K \cdot L}\right) + \frac{k \cdot l}{m_c} \cdot e^{-K \cdot L}\right] dm_c = 0$$

9. Přístupy k modelování

V této práci jsem se snažil přiblížit problematiku modelování termohydraulických komponent primárního okruhu jaderné elektrárny a parogenerátoru. Pomocí fyzikálních, teoretických a experimentálních znalostí termodynamických a hydraulických procesů lze sestavit poměrně přesné matematické modely různých komponent. První překážkou však je ten fakt, že ačkoliv lze teoreticky navrhnout vše správně a podle těchto návrhů pak zpracovávat projekt, tak se může stát, že až při stavbě samotné elektrárny narazíme na nějaké nedostatky, které je nutné dodatečně vyřešit. To ve výsledku vede k tomu, že ačkoliv na papíře může mít celá elektrárna stejný typ jaderného reaktoru, tak je však možné, že jednotlivé bloky jaderné elektrárny budou mít nepatrné rozdíly. Pro popis každého typu reaktoru tedy dochází k problému, že každý reaktor, ačkoliv může být stejný typ a model, může se chovat rozdílně a žádný není stejný jako ten druhý. Tyto rozdíly samozřejmě nejsou nijak velice dramatické, ale je nutné je brát v úvahu. Pro zjednodušení však v této práci uvažuji vždy stejné základní uspořádání a chování jednotlivých částí komponent daného typu reaktoru, v tomto případě tlakovodního reaktoru.

Při modelování jednotlivých komponent je nutné využít znalostí spojené s energetickou bilancí a rovnicí kontinuity. Pro zjednodušení obsáhlých matematických modelů, které lze získat z popisů těchto rovnic, je vhodné využít okrajových podmínek. Okrajové podmínky slouží k popisu krajních případů, se kterými se u daného modelu lze setkat. Tyto podmínky zpravidla podléhají zavedeným limitním a bezpečnostním předpisům v rámci projektu a nepředpokládá se, že by se vstupní a výstupní proměnné měli pohybovat mimo ně. Tím lze podstatně zjednodušit a zmenšit výpočetní náročnost daných rovnic jednotlivých modelů.

Modelování komponent lze obecně dělit na dvě hlavní větve. První je modelování komponenty jako samotné, modelování jejích vlastností, funkcí a základů jejich řízení. Tento typ modelů jsem se snažil přiblížit v této práci. Existuje však ještě druhý, neméně důležitý typ modelu a to je modelování zařízení z hlediska funkčnosti v celku, kdy se sestavuje komplexní model celého jaderného bloku, se všemi jeho vlastnostmi, funkcemi a způsoby řízení. Díky tomu, že jsem modeloval jednotlivé komponenty, vybíral jsem kusy z tohoto celku a pouze popisoval jejich funkce, ale již jsem nezaváděl, jaké důsledky mají jejich funkce na ostatní komponenty. V jednoduchosti jsem pak pouze

naznačoval vstupy z ostatních komponent, které jsem nazýval okrajové nebo limitní podmínky. Ty jsou v rámci projektu pevně dány a nelze je opomenout i z hlediska jednotlivých modelů komponent.

Z hlediska obtížnosti by se dalo říci, že nejjednodušší na modelování je čerpadlo, které má v podstatě jedinou funkci a to dodat energii čerpané látce a tím pohánět chladivo, v případě tlakovodního reaktoru vodu, jejíž neustálá cirkulace je nutná pro stálý a bezpečný chod jaderné elektrárny. Při modelování čerpadla se vychází z předpokladů, že nebude mít žádný vnitřní zdroj tepla a bude v ustáleném stavu. Dále se předpokládá, že kontrolní objem v čerpadle bude stacionární a nedeformovatelný. Kapalina protékající čerpadlem bude nestlačitelná a samotný proces čerpání bude adiabatický. Čerpadlo, zde modelované, slouží především k určení jeho výkonu, jelikož v rovnici pro určení výkonu vystupují nejdůležitější veličiny, se kterými čerpadlo pracuje. Těmito veličinami jsou rozdíl tlaků Δp, hmotnostní průtok čerpadlem $\dot{m}$ a hustota dané čerpané látky ρ. Pro reálné čerpadlo doplňujeme rovnici výkonu o účinnost všech součástí čerpadla, které se podílejí na jeho funkci. Za uvažování popisovaných předpokladů a s danými veličinami lze vyjádřit rovnici výkonu modelového čerpadla:

$$\dot{W}_{čerpadlo} = \frac{\dot{m}\,\Delta p}{\eta\rho}$$

Dalším modelem byl přenos tepla z aktivní zóny reaktoru, kde se uvažuje, že uvnitř palivové peletky dochází k tvorbě tepelné energie. Vychází se zde z předpokladu, že se teplo nebude generovat v mezeře mezi pokrytím a peletkou, ani v samotném pokrytí. Dále se předpokládá, že vzniklé tepelné pole bude jednodimenzionální a bude stacionárního charakteru. Mezi samotnou peletkou a chladivem, které má dané generované teplo odvádět z aktivní zóny, se nachází mezera vyplněná héliem a pokrytí ze Zircaloy. Teplo je přenášeno přes tyto různé vrstvy do chladiva, v případě tlakovodního reaktoru do vody primárního okruhu. Samotná generace tepla je uvažována jako stacionární zdroj tepelné energie, neboli nejsou uvažovány složitější procesy, které probíhají při generaci tepla ze štěpení jádra ^{235}U.

Pro přenos tepla z aktivní zóny reaktoru zde jsou zavedeny limitní hranice především teplotu pokrytí, jelikož materiál pokrytí tzv. Zircaloy má nepříjemnou vlastnost, kdy by mělo dojít k LOCA havárii (úniku chladiva z primárního okruhu), tak velmi prudce reaguje s vodní párou za vysokých teplot, přičemž vzniká výbušný vodík. Je tedy nutno, aby pokrytí ze Zircaloye bylo neustále ponořeno pod hladinou vody a dostatečně chlazeno. Pro zjednodušení modelu přenosu tepla se uvažuje, že v důsledku dobré tepelné vodivosti kovů materiálu pokrytí a dobrého mísení chladiva je teplota v průřezu kolmém na osu kanálu uvažována jako konstantní. Dále si lze zjednodušit model tím, že palivo UO2 bude v kovové formě. Pro kovový typ paliva lze uvažovat poměrně vysokou tepelnou vodivost a gradienty teplot v palivu pak nebývají příliš vysoké. Lze tak teplotu paliva v průřezu ustředit k ose kanálu a považovat ji za konstantní. Pro rovnice tepelné rovnováhy chladiva na jednotku délky palivové tyče pak okrajovou teplotu na dolním konci tyče lze určit stejnou, jako teplotu vstupní vody do reaktoru, což pro případ reaktoru typu PWR je kolem 295 °C.

Model přenosu tepla jsem nejprve popisoval z vývinu tepla v ose palivové peletky směrem ven přes mezeru vyplněnou héliem, přes pokrytí palivo až jaké teplo přechází do chladiva. Definuji zde dále, jaké teploty budou na povrchu jednotlivých vrstev. Další model pro přenos tepla jsem uvažoval dynamiku přenosu tepla na celé palivové peletce, která byla popsána pomocí prostorové válcové soustavy souřadnic. Pro dynamiku přenosu tepla jsem uváděl rovnice pro časové chování teplot paliva, chladiva a obalové trubky pokrytí jako funkce jedné prostorové souřadnice z, která ve válcové soustavě souřadnic popisuje výšku válce.

Nejsložitějším modelem pro primární okruh je kompenzátor objemu. Je to komponenta, která slouží k udržování stálého tlaku v primárním okruhu. U tlakovodního reaktoru je tento tlak 16MPa, aby nedocházelo k vypařování vodní páry v primárním okruhu při teplotách mezi 295 až 330 °C. Toho lze dosáhnout pomocí dvou hlavních prostředků a to jednak systémem vodních sprch, kterým lze ochladit obsah kompenzátoru a tím tlak snižovat. Druhým pak jsou indukční ohřívače, které slouží k ohřátí jeho obsahu, čímž lze tlak zvyšovat. Snažím se zde tedy popsat model funkcí těchto dvou zařízení a jejich vlivu na chod kompenzátoru. Jednou z hraničních hodnot, pod kterou nelze klesnout, je úroveň hladiny v kompenzátoru z důvodu toho, že by nesprávně fungovaly indukční ohřívače a mohlo by dojít k jejich poškození. Pro vytváření modelu kompenzátoru objemu jsem v práci popisoval dvě modelové situace. První byla reakce kompenzátoru na změny objemu a popis jeho jednotlivých funkcí. Druhou situací byl popis jeho dynamiky, neboli změn, které v něm probíhají v závislosti na čase a v závislosti na vstupních veličinách se kterými pracuje.

V kapitole reakce kompenzátoru na změny objemu jsem popsal dvě základní funkce, které kompenzátor objemu nejčastěji provádí. Jsou jimi funkce, které se nazývají *vtok* a *výtok*. Proces výtokové funkce spočívá v ohřevu obsahu kompenzátoru objemu pomocí indukčních ohříváků. Tímto lze zvýšit poměr vodních par v celkovém objemu kompenzátoru a ve výsledků tímto procesem zvýšit tlak. Naopak tomu funkcí *vtok* lze zvýšit podíl vody tím, že z chladné větve přivedeme vodu o teplotě cca 295°C přes systém vodních sprch. Tím se ochladí obsah kompenzátoru, který má teplotu horké větve kolem 330°C. Tímto ochlazením dochází především ke kondenzaci vodních par a tím snížení jejich objemu v kompenzátoru, čímž se sníží tlak v kompenzátoru objemu a v primárním okruhu. Počáteční stav je pro obě funkce stejný. Rozdíly lze nalézt v okrajových (konečných) podmínkách. Pro funkci *vtok* se spustí systém sprch a tím se nakonec kompenzátor zcela zaplní vodou. Funkce *výtok* by pak měla opačný charakter, čili objem vody je ohříván, dokud nebude uvnitř kompenzátoru objemu pouze vodní pára. K tomuto krajnímu případu však nesmí dojít, protože aby indukční ohříváky správně a bezpečně pracovaly tak musejí vždy být pod hladinou vody v kompenzátoru. Z toho nám tedy pro funkci *výtok* vychází okrajová podmínka jako výška v nádobě kompenzátoru, kam až sahají indukční ohříváky. Tuto výšku lze uvažovat jako minimální objem vody, pod který nelze klesnout. Ve skutečnosti k těmto krajním případům nemůže dojít, jelikož by mohlo dojít k poškození sprch nebo indukčních ohříváků. Zároveň by tyto podmínky velmi měnily tlak v okruhu a tím by mohlo dojít k dalším problémům při běžné funkci elektrárny. Tyto stavy se tak zavádí pouze jako teoretické hranice pro zjednodušení rovnic, se kterými se pracuje. Mělo by však dojít k překročení těchto okrajových stavů, tak se v horní části kompenzátoru nacházejí bezpečnostní pojistné ventily, které případné přeplnění vodní párou, resp. vodou vyřeší tak, že jí odvedou mimo kompenzátor do tzv. barbotážní nádrže, ve které lze přebytečnou vodní páru, resp. vodu po určitou dobu skladovat a ve které dochází ke kondenzaci přivedené vodní páry.

Dynamiku kompenzátoru v následující kapitole zavádím, abychom ukázal jak namodelovat tuto komponentu. Především to, jak se bude kompenzátor chovat při změnách výkonu reaktoru a parního generátoru. Pokud k těmto změnám dojde, tak se zároveň s tím změní i tlak v primárním okruhu a tím se změní i výška hladiny vody v kompenzátoru – dojde ke změně objemu vody. Tyto změny lze popsat pomocí rovnic zachování energie a hmoty se základním předpokladem termodynamické rovnováhy v kompenzátoru. Řešení těchto rovnic pak lze provést pomocí zavedení odchylek od ustáleného stavu, od kterého jsou následně odečteny. Výsledně lze získat soustavy rovnic přenosů odchylek tlaku v primárním okruhu a objemu vody v kompenzátoru závislých na vstupních veličinách z primárního okruhu.

Při práci s kompenzátorem se uvažuje, že rovnice pro energetickou bilanci a hmotnostní bilanci jsou vždy v ustáleném stavu, tím si obecné funkce lze rozdělit na drobnější a s těmi se již dá lépe pracovat. Dále je zde předpoklad, že v kompenzátoru je pouze jednofázové proudění vody, případně jsou jasně dané hranice, kde je voda a kde je pára. Neuvažuje se zde tedy dvoufázové proudění. Dvoufázové proudění by již bylo nad rámec této práce.

Posledním modelem, který zde uvádím, je model parogenerátoru, který je na pomezí primárního a sekundárního okruhu. Ve své podstatě se jedná o výměník tepla mezi těmito dvěma okruhy. Zároveň slouží k výrobě páry pro pohon turbín sekundárního okruhu a tím výrobě elektřiny pomocí generátoru, který je připojený na stejné hřídeli s turbínami. Parogenerátor jakožto jedno z nejsložitějších, v této práci uvedených zařízeních, má limitní parametry jak pro primární tak pro sekundární okruh. Pro primární okruh zde vstupuje voda o teplotě 330 °C a tlaku 16 MPa a vychází o teplotě 295 °C a stejném tlaku. V sekundárním okruhu zde vstupuje napájecí voda o teplotě 260 °C a tlaku 6,5 MPa a vystupuje z něj generovaná vodní pára s teplotou okolo 280 °C. Tato vodní pára se v modelu uvažuje jako sytá. Ve skutečnosti je to však pára s kapkami vody a je nutno použít tzv. odlučovačů vody, které dokáží z páry vyseparovat množství vodních kapek, které v ní unikají z napájecí vody parogenerátoru.

Pro parogenerátor určujeme přenosové vlastnosti tepla mezi primárním a sekundárním okruhem, které popisujeme pomocí rovnic pro zachování energie, hmoty a přenosu tepla. Přenosové vlastnosti jsou popsány jako vliv změn primárního okruhu (teplota, tlak a průtok chladiva primárního okruhu) způsobující změny veličin sekundárního okruhu (teplota, tlak a průtok vyráběné vodní páry). Pro tyto přenosy jsou zde uvedeny dva základní modely.

První zde uvádím model s rozloženými parametry. Model s rozloženými parametry je specifický pro matematické modely, které mají v různých částech systému různá prostředí. Zde je to systém chladiva (vody) primárního okruhu, teplosměnné trubky a parovodní směsi na straně sekundárního okruhu. Rovnice pro tyto prostředí lze vyjádřit jako tepelné bilance v elementu délky Δx. Pro zjednodušení rovnic přenosu tepla je zde zanedbána tepelná kapacita teplosměnné trubky, součinitel přestupu tepla chladiva primárního okruhu a součinitel přestupu tepla sekundárního okruhu je nahrazen součinitelem prostupu tepla k. Okrajové podmínky teplot jsou pak určeny podle daných vstupní a výstupních teplot z parogenerátoru, které jsem zde již uváděl.

Dále uvádím pro parogenerátor model se soustředěnými parametry, který lze získat z rovnic pro model s rozloženými parametry. V těchto rovnicích z prvního modelu jsou zavedeny odchylky proměnných od ustáleného stavu a následně odečteny od rovnic pro ustálený stav, tím lze získat rovnice pro model se soustředěnými parametry. Pro tento model se uvažuje, že dochází pouze k malé akumulaci tepla v teplosměnné trubce vůči akumulaci tepla v chladivu a tuto akumulaci v teplosměnné trubce lze zanedbat. Z rovnic pro soustředěné parametry pak díky tomuto zanedbání lze získat rovnici pro určení výstupní teploty chladiva z parogenerátoru. Pro tuto rovnici je pak následně provedena Laplaceova transformace a tím jsou získány rovnice pro přenosy tepla na výstupní teplotu z chladiva primárního okruhu při poruchách na vstupní teplotě z primárního okruhu do parogenerátoru a na teplotě syté páry vycházející ze sekundární strany parogenerátoru

Pro parogenerátor jsem dále uváděl přenosy tepla na sekundární straně parogenerátoru. U předchozích modelů bylo vždy uvažováno se sekundární stranou pouze teplotu syté vodní páry. Pro správné řešení sekundární strany je však nutné pracovat se směsí voda-pára. Je nutno uvažovat, že do parogenerátoru vstupuje voda a z něj vystupuje vodní pára a tento proces respektovat. Základními rovnicemi jsou zde opět bilance hmoty a zákon zachování energie. Pro zjednodušení modelu se zde neuvažuje s dvoufázovým prouděním. Zavádí se zde pevně daná hranice mezi dvěma fázemi, které se

označují jako objem napájecí vody V_v a objem vodní páry V_p . Jejich součet pak udává celkový objem parovodní směsi. Při přenosu tepla z primárního okruhu pak dochází k její akumulaci na straně sekundárního okruhu. Pro sekundární okruh je zde popsána rovnice akumulaci hmoty a energie, pro které jsou zavedeny odchylky od jejich ustáleného stavu, které jsou následně odečteny od rovnic ustáleného stavu. Po provedení Laplaceovy transformace lze získat řešení těchto rovnic akumulace hmoty a energie. Tímto lze získat přenosy tepla na výstupní veličiny poměrné odchylky průtoku vodní páry a průtoku vody v parogenerátoru. Výsledné tepelné přenosy jsou integračního charakteru, což znamená, že množství generované páry bude trvale růst nebo klesat s určitou časovou konstantou integrace

Vazby mezi veličinami primárního a sekundárního okruhu vyplývají ze zákona zachování energie. Pro popis těchto vazeb je zde využito modelu s rozloženými parametry, ze kterého jsme schopni určit výstupní veličiny parogenerátoru. Tyto veličinami jsou teplota chladiva t_c, teplota teplosměnné trubky t_t a množství generované páry za sekundu m_{pg}. Tyto veličiny jsou pak závislé na vstupní teplotě chladiva t_{c1} , teplotě syté páry ϑ , která je úměrná tlaku páry a na délce teplosměnné trubky.

Pro přenosové vlastnosti parogenerátoru je v této kapitole zavedeno několik principů, které jsou platné pro podmínky stálého průtoku chladiva a stálého výkonu parogenerátoru. Prvním z těchto principů je, že pokud dojde k poklesu teploty vodní páry ϑ na straně sekundárního okruhu a tedy k poklesu jejího tlaku, pak musí dojít k poklesu vstupní t_{pg1}a výstupní teploty chladiva t_{pg2} do parogenerátoru o stejný rozdíl teploty $\Delta\vartheta$. Opačně k tomu když dojde ke zvýšení tlaku vodní páry na straně sekundární, tak dojde k navýšení vstupní a výstupní teploty primární strany. Druhým principem je, že pokud se sníží vstupní teplota chladiva z primárního okruhu, tak se musí důsledně snížit teplota chladiva na výstupu z parogenerátoru a sníží se tím také teplota a tlak generované vodní páry. Pokud pak opačně dojde ke zvýšení teploty chladiva z primárního okruhu vstupujícího do parogenerátoru, tak dojde ke zvýšení tlaku vodní páry a i výstupní teploty chladiva z parogenerátoru. Teplota a tlak vodní páry je zde uvažovaná, že se pohybuje po křivce syté páry, takže je možno navzájem určit teplotu a tlak syté páry z toho, kde se na této křivce nachází. Z těchto principů platí následovné:

$$\Delta t_{pg1} = \Delta\vartheta$$
$$\Delta t_{pg1} = \Delta t_{pg2} = \Delta\vartheta$$

Změna teploty vstupního chladiva do parogenerátoru je tedy rovna změně teploty syté vodní páry a je rovna změně teploty výstupního chladiva z parogenerátoru. Teplota chladiva se pak při této změně bude měnit po celé délce teplosměnné trubky parogenerátoru.

Poslední důležitou vazbou mezi primárním a sekundárním okruhem je případ kdyby došlo ke změně v hmotnostním průtoku chladiva parogenerátorem. K takovému případu by mohlo dojít při výpadku některého z hlavních cirkulačních čerpadel smyček primárního okruhu.

Přenos tepla v parogenerátoru si lze zjednodušit tím, že lze zanedbat tepelné kapacity kovové teplosměnné trubky, díky tomu že v teplosměnné trubce bude malá akumulace tepla oproti akumulaci tepla ve vodě. Model parogenerátoru je zaměřen hlavně na popis jeho funkce a jeho přenosové vlastnosti. Přenosové vlastnosti jsou vždy uvažovány v ustáleném stavu a podobně jako u kompenzátoru objemu se zde pracuje se dvěma různými oddělenými fázemi chladiva.

Správný matematický model je důležité mít správně navrhnutý z hlediska funkčnosti celé elektrárny a především z hlediska automatického řízení, bez kterého bychom se v jaderné elektrárně těžko dokázali obejít. Správné funkce komponent a jejich modely pak jdou ruku v ruce s funkčností a především s bezpečností celého zařízení, na kterou se kladou největší nároky především v oblasti jaderné energetiky.

10. Závěr

Práce se zabývá popisem modelů jednotlivých komponent primárního okruhu jaderné elektrárny. Kromě modelů samotných se snažím při popisu obecných informací o komponentách naznačit rozdíly mezi dvěma hlavními proudy vývoje tlakovodních reaktorů – západní PWR a východní VVER. Jejich rozdíly pak specifikuji alespoň v základních poznatcích.

V první části práce přibližuji, jak vypadá tlaková nádoba a jaké je uspořádání paliva pro typické tlakovodní reaktory. V další kapitole popisuji, jakými způsoby probíhá vedení tepla skrze palivový článek až do chladiva, které dané teplo odvádí z aktivní zóny reaktoru směrem do parogenerátoru. Pro řešení rovnic vedení tepla následně definuji okrajové podmínky, za kterých probíhá. Těmi jsou jednotlivé vzdálenosti vrstev a teploty povrchů těchto vrstev. Vycházel jsem také z předpokladů, že se teplo generuje pouze uvnitř palivové peletky. Pomocí znalostí z rovnic pro vedení tepla sestavuji rovnice pro popis vývinu tepla v peletce ve válcovém souřadnicovém systému, přestup tohoto tepla vzduchovou mezerou a pokrytím, a výslednou rovnici prostupu tepla do chladiva.

Dále popisuji, jak vypadá a k čemu slouží kompenzátor objemu. Jeho hlavní funkcí je udržování stálého tlaku v primárním okruhu. Toho je schopný dosáhnout dvěma zařízeními, se kterými je schopný ovládat tlak v kompenzátoru objemu. Jsou to indukční ohřívače a systém chladících sprch. Indukční ohříváky jsou umístěny v dolní části nádoby kompenzátoru a slouží k ohřevu vody v něm. Při ohřevu pak dochází k tvorbě vodní páry, která pak uniká do horní části nádoby. Zde tato vodní pára slouží jako tlakový polštář, který působí na hladinu vody. Čím více vodní páry máme, tím větší je tlak v kompenzátoru a i v celém primárním okruhu. K opačné funkci, tedy snižování tlaku je použit systém chladících sprch, který je schopný rozstřikovat chladnější vodu a tím dochází ke kondenzaci vodních par. Tím se zmenší tlakový polštář vodní páry a zmenší se tím i tlak v primárním okruhu. Tyto dva systémy následně popisuji a uvádím, jak vypadají rovnice sloužící pro popis jednotlivých situací, které tyto dva systémy mohou vyvolat. V poslední části věnované kompenzátoru objemu naznačuji, jak se kompenzátor chová při změně vstupních technologických veličin primárního okruhu. Tyto procesy popisuji pomocí rovnic zachování hmoty a zachování energie.

V následující kapitole se zabývám popisem a funkcí hlavního cirkulačního čerpadla, určení jeho čerpacího výkonu a jeho hydraulické charakteristiky. Nejdůležitějšími veličinami, které vystupují v rovnicích pro čerpadlo je tlakový spád čerpadla Δp, průtok chladiva čerpadlem $\dot{Q}$ a úhlová rychlost otáčení čerpadla. Čerpadlo slouží tedy hlavně k udržení stálého průtoku chladiva primárním okruhem a k pokrytí případných tlakových ztrát v primárním okruhu. Za zmínku stojí říci, že hlavní cirkulační čerpadlo bychom klasifikovali jako hydrodynamické čerpadlo radiální.

V druhé části práce popisuji, jak vypadá základní uspořádání sekundárního okruh a jaké jsou jeho součásti. Jelikož je práce zaměřena především na komponenty primárního okruhu, tak jsem detailně nepopisoval žádné dílčí části sekundárního okruhu, kromě jednoho, nejdůležitějšího. Tím je parogenerátor, který je na pomezí primárního a sekundárního okruhu, jelikož slouží primárně jako výměník tepla mezi těmito dvěma okruhy. U tlakovodního reaktoru pak má funkci, jak už jeho jméno

naznačuje vyrábět páru. Tato vodní pára je pak využita v sekundárním okruhu k pohánění turbín a výrobě elektrické energie. Zároveň slouží jako pevné oddělení radioaktivní vody z primárního okruhu, přičemž pouze využíváme tepla, které tato voda nese. U tlakovodních reaktorů je to tedy přídavná vrstva k bezpečnosti.

Pro parogenerátor uvádím, k čemu slouží a jaké má provozní parametry. Tyto provozní parametry následně využíváme pro určení okrajových podmínek pro přenosy tepla na parogenerátoru. Parogenerátor pak může, obdobně jako tlaková nádoba, být ve dvou základních verzích pro PWR a VVER. Pro PWR používáme vertikální typ parogenerátoru a pro VVER horizontální typ parogenerátoru. V kapitole k parogenerátoru uvádím základní rozdíly, především však v použití separátorů páry, kdy u vertikálního parogenerátoru je potřeba mít víceúrovňové separátory.

Nejdůležitější pro získání modelu parogenerátoru je určení přenosových vlastností tepla parogenerátoru. Pro samotné přenosy tepla uvádím dva základní modely parogenerátoru- model s rozloženými parametry a model se soustředěnými parametry, kdy oba slouží ve výsledku k popisu přenosů tepla na výstupní teplotu chladiva z primárního okruhu. Jelikož jsem v těchto modelech uvažoval o sekundární straně parogenerátoru jako o pouze jedné veličině a to teplotě syté páry ϑ. V další části uvádí, jak vypadají přenosy tepla na sekundární straně parogenerátoru. Pokud uvažuji s těmito přenosy tak následně pracuji se sekundární stranou jako s parovodní směsí o různých vstupních a výstupních parametrech. V poslední části popisuji, jaké vazby jsou mezi primární a sekundární stranou parogenerátoru. Tyto jsou především v rozdílu teplot, kdy dochází-li k ochlazení na vstupu chladiva do parogenerátoru, tak dojde i k ochlazení teploty sytých par a tím i k poklesu jejich tlaku. Analogicky k tomu dochází-li k oteplení vstupního chladiva tak dojde k oteplení sytých par a k vzrůstu jejich tlaku. Tato vazba je oboustranná, takže pokud dojde k ochlazení, resp. oteplení sytých par, tak dojde i k ochlazení, resp. oteplení na straně chladiva. Poslední vazbou, kterou popisuji, je vazba na změnu hmotnostního průtoku chladiva, vlivem výpadku čerpadla.

Závěrem je nutné říci, že modely které zde uvádím, jsou zpravidla modely pouze jednotlivých komponent. Aby tyto modely byli dále použitelné pro konkrétní návrh jaderné elektrárny, tak by bylo nutné vytvořit i modelové chování jednotlivých komponent v celku celé elektrárny. Bylo by tedy potřeba z jednotlivých modelů vytvořit jeden velký komplexní model, ve kterém by jedna změna vyvolaná na jedné komponentě byla promítnuta do všech částí jaderné elektrárny.

11. Použitá literatura

[1] BRENNEN, Christopher Earls. *Thermo-Hydraulics of Nuclear Reactors*. 1. California Institute of Technology Pasadena, California: Dankat Publishing Company, 2014. ISBN 0-9667409-8-X.

[2] RUBEK, Jaroslav. *ŘÍZENÍ A AUTOMATIZACE JADERNÝCH ENERGETICKÝCH ZAŘÍZENÍ*.

[3] HOFREITER, Milan *Základy Automatického Řízení.* ČVUT v Praze, 2012

[4] Nuclear Power. *Nuclear Power* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: https://www.nuclear-power.net/

[5] AKIMOTO, Hajime, Yoshinari ANODA, Kazuyuki TAKASE, Hiroyuki YOSHIDA a Hidesada TAMAI. *Nuclear Thermal Hydraulics*. 2. Japan: Springer Nature, 2016. ISBN 974-4-431-55603-9.

[6] TODREAS, Neil E. a Mujid S. KAZIMI. *Thermal Hydraulic Fundamentals*. Massachusetts Institute of Technology. Japan: Taylor & Francis, 1990. ISBN 1-56032-051-6.

[7] UNITED STATES NUCLEAR REGULATORY COMMISSION TECHNICAL TRAINING CENTER. *REACTOR CONCEPTS MANUAL-Pressurized Water Reactor (PWR) Systems*. USNRC Technical Training Center.

[8] POPOV, Nikola K. *Thermal-Hydraulic Design*. UNENE: UNENE, 2015.

[9] HEZOUČKÝ, František, Pavel KAŇOVSKÝ a Naňo JÁN. *Základy teorie provozních režimů jaderných elektráren s tlakovodními reaktory*. Praha: Nakladatelství ČVUT. ISBN 80-01-03324-4.

[10] DOLEŽAL, Jaroslav, ŠŤASTNÝ Jiří, ŠPETLÍK Jan, BOUČEK Stanislav a BRETTSCHNEIDER Zbyněk. *Jaderné a klasické elektrárny* Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2011, 259 s. ISBN 978-80-01-04936-5