

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA V UZAVŘENÉM OBĚHU S PLYNOVOU TURBINOU

HEAT EXCHANGER DESIGN FOR CLOSED GAS TURBINE CYCLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

OLDŘICH SKLENÁŘ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. HUGO ŠEN

BRNO 2008

Anotace

Obsahem této bakalářské práce je určení parametrů oběhu experimentální jednotky vysokoteplotního, plynem chlazeného jaderného reaktoru a návrh rekuperačního výměníku pro tento oběh.

V první části zabývající se tepelným oběhem je uveden aktuální přehled vysokoteplotních reaktorů spolu s rozbohem jejich tepelných cyklů, teorie oběhu plynové turbíny a vlastní výpočet parametrů zvoleného oběhu.

Druhá část práce je věnována přehledu tepelných výměníků a plyných chladiv, užívaných v jaderné energetice a teorií přenosu tepla. Její hlavní podstatou je pak samotný návrh tepelného výměníku a to z koncepčního, tepelného, hydraulického a pevnostního hlediska, včetně zhodnocení navrženého řešení.

Annotation

This bachelor's thesis deals with determination of parameters of an experimental high temperature gas-cooled nuclear reactor cycle and a project of a regenerative heat exchanger designed to this cycle.

The first part is dedicated to thermal cycles. This part includes an actual summary of high temperature reactors, an analysis of their cycles, a theory of closed gas turbine cycle and a calculation of elected cycle.

The second part concerns a review of heat exchangers and gas coolers used for nuclear energy purposes and heat transfer theory. The main objective of this part is a calculation of heat exchanger from the conceptual, thermal, hydraulic and strength point of view including inclusion of analysis of this solution.

Klíčová slova

Hélium, uzavřený oběh, plynová turbína, braytonův cyklus, rekuperační teplo, tepelný výměník.

Keywords

Helium, closed cycle, gas turbine, brayton cycle, regeneration of heat, heat exchanger.

Bibliografická citace

SKLENÁŘ, O. *Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbínou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 55 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Hugo Šen.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem při tom pouze ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 23. května 2008

Poděkování

Tímto bych rád poděkovat Ing. Hugo Šenovi, za ochotu a trpělivost při konzultacích v průběhu vzniku této práce. Dále Ing. Janu Bogdálkovi, za zapůjčení odborné literatury, Ing. Radimu Kuklinkovi z firmy Bibus za ochotu a profesionální přístup při vzájemné komunikaci a také svým rodičům za jejich podporu v průběhu celého mého studia.

Obsah

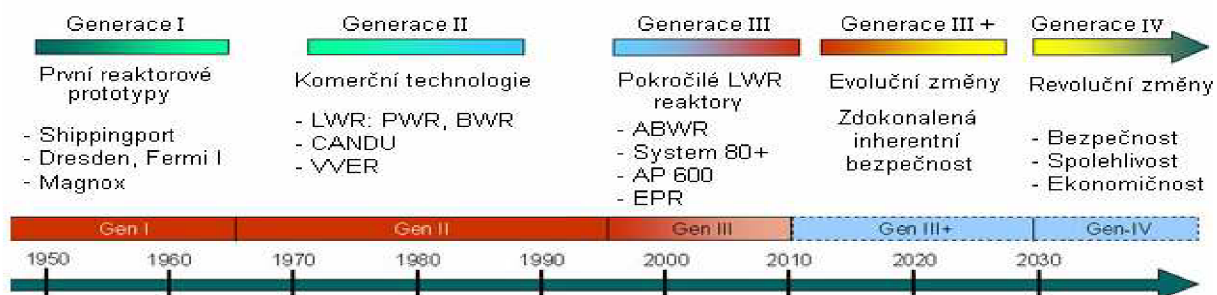
1. Úvod	9
2. Hlediska ovlivňující návrh oběhu	10
2.1. Vysokoteplotní plynem chlazené reaktory.....	10
3. Teorie oběhu plynové turbíny	13
3.1. Obecný popis braytonova cyklu.....	13
3.2. Karnotizační úpravy.....	14
3.3. Výpočtové vztahy.....	16
4. Výpočet parametrů oběhu	19
5. Hlediska ovlivňující návrh výměníku	23
5.1. Tepelné výměníky obecně.....	23
5.2. Tepelné výměníky používané v jaderné energetice.....	26
5.3. Plynná chladiva používaná v jaderné energetice.....	27
6. Teorie přenosu tepla v tepelném výměníku	29
6.1. Rovnice tepelných bilancí.....	29
6.2. Přenosová rovnice.....	30
7. Návrh řešení tepelného výměníku	32
7.1. Určení přenášeného výkonu.....	32
7.2. Volba konstrukčního materiálu.....	33
7.3. Koncepční návrh.....	35
8. Tepelný výpočet	37
8.1. Bilanční výpočet.....	37
8.2. Výpočet velikosti teplosměnné plochy.....	39
8.2.1. Určení součinitele přestupu tepla pro nízkotlaký okruh.....	39
8.2.2. Určení součinitele přestupu tepla pro vysokotlaký okruh.....	40
8.2.3. Určení součinitele prostupu tepla.....	41
8.2.4. Určení velikosti teplosměnné plochy.....	42
9. Hydraulický výpočet	42
9.1. Výpočet tlakové ztráty třením.....	42
9.1.1. Určení tlakové ztráty třením v nízkotlakém okruhu.....	43
9.1.2. Určení tlakové ztráty třením ve vysokotlakém okruhu.....	44

9.2	Výpočet tlakových ztrát vlivem místních odporů.....	44
9.2.1.	Určení tlakové ztráty místními odpory v NT okruhu.....	44
9.2.2.	Určení tlakové ztráty vlivem místních odporů ve VT okruhu.....	45
9.3.	Zhodnocení hydraulického výpočtu.....	46
10.	Pevnostní výpočet.....	46
11.	Závěrečné shrnutí, konstrukční a technologické řešení.....	38
12.	Seznam použité literatury a internetových odkazů.....	51
13.	Seznam použitých zkratk.....	54
14.	Seznam příloh.....	55

1. Úvod

Spotřeba energie v dnešním světě má neustále vzrůstající tendenci. Není to dáno ani tak rostoucím počtem obyvatel, jako spíše ekonomickým vzestupem a stoupající životní úrovní v mnoha zemích. Zvláště pak v rychle se rozvíjejících státech může zvyšující se soukromá a průmyslová spotřeba rychle překročit stávající výrobní kapacity, a ohrozit spolehlivost dodávek energie. Dalším problémem je, že v současnosti je většina energie získávána spalováním fosilních paliv. To je nejen v rozporu se snahou o snižování emisí skleníkových plynů, ale také se díky tomu vyčerpávají zásoby těchto paliv (což dále vede k nárůstu jejich ceny). Navíc je zde riziko poškozování životního prostředí při snaze o využití těžko přístupných, a tudíž dnes zatím ekonomicky nerentabilních nalezišť. Obnovitelné zdroje sice mají své místo v energetickém koláči, avšak při jejich současné úrovni budou ještě dlouhou dobu spíše doplňkem klasických zdrojů, nikoli jejich náhradou.

Možným řešením této situace je další rozvoj jaderné energetiky. Pro ten je ale nutné zajistit vývoj bezpečných, spolehlivých a současně také ekonomických reaktorů. Kromě perspektivních typů vybraných Mezinárodním forem pro IV. generaci (GIF – Generation IV International Forum), s nimiž se však počítá až kolem roku 2030, se nabízí možnost využití reaktorů generace III+. Sem patří vedle zdokonalených vodou chlazených reaktorů také vysokoteplotní plynem chlazené reaktory (HTGR). Ty přináší oproti svým současným konkurentům nesporné výhody. Především se vyznačují vysokou inherentní bezpečností, jež např. zajišťuje zcela bezpečný průběh odstavení reaktoru i při haváriích typu LOCA a to bez zásahu havarijních tyčí. Kromě toho díky provozu při mnohem vyšších teplotách, než je tomu běžné u dnes rozšířených reaktorů, dosahují nejen vysoké účinnosti výroby elektrické energie, ale dají se také využít pro různé technické aplikace. Z nich je asi nejzajímavější možnost produkce vodíku, což by do budoucna mohlo umožnit předpokládaný přechod na vodíkový pohon v oblasti dopravy. V neposlední řadě díky svému modulárnímu způsobu výstavby zkracují dobu od zahájení výstavby do uvedení do provozu, a snáze umožňují pozdější případný nárůst instalovaného výkonu.

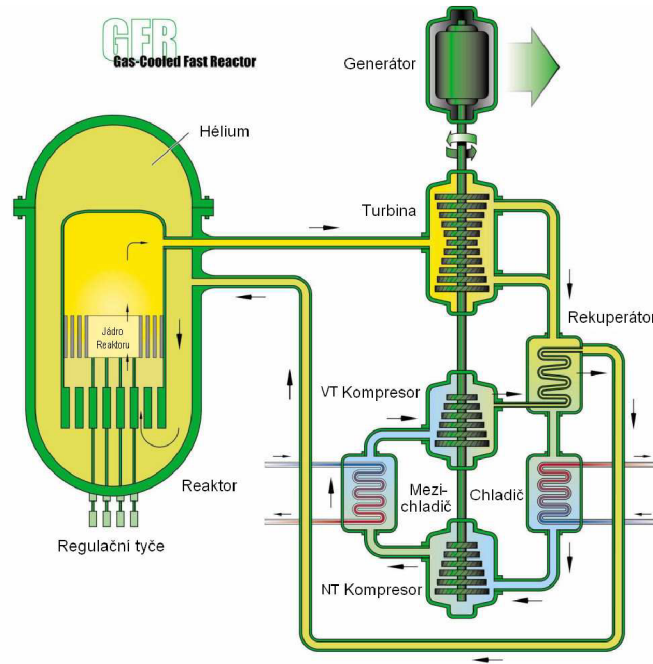


Obr. 1.1. Rozdělení reaktorových typů dle generací na časové ose, převzato a upraveno z [1]

Cílem této bakalářské práce je určení parametrů oběhu demonstrační jednotky vybavené právě vysokoteplotním, plynem chlazeným reaktorem pracujícím v uzavřeném oběhu a návrh jeho regenerativního výměníku z koncepčního, tepelného, hydraulického a pevnostního hlediska.

2. Hlediska ovlivňující návrh oběhu

Uzavřený oběh s plynovou turbinou je dnes nejčastěji zmiňován právě v souvislosti s návrhy pokročilých jaderných reaktorů. Například u v úvodu zmíněných reaktorů IV. generace se s tímto způsobem přeměny energie počítá u tří návrhů z celkových šesti. Jmenovitě u GFR, LFR a MSR [1]. Zvažovány jsou pak odlišné konfigurace s různým počtem mezichlazení/meziohřevů a různými pracovními médii. Poněkud aktuálnější je však využití tohoto oběhu u moderních vysokoteplotních plynem chlazených reaktorů.



Obr. 2.1. Schéma oběhu reaktoru typu GFR, převzato a upraveno z [1]

2.1. Vysokoteplotní plynem chlazené reaktory

Vývoj vysokoteplotních grafitových plynem chlazených reaktorů byl založen z velké části na zkušenostech z provozu reaktorů typu AGR (zdokonalené plynem chlazené reaktory na obohacený uran), ale také na poznacích získaných při vývoji reaktorů určených pro aerokosmické aplikace (více zde [2]). Charakteristickým rysem tohoto vývojového směru byl přechod na vyšší provozní teploty umožněný použitím hélia jako chladicího média (reaktory typu AGR byly v tomto případě limitovány reaktivností oxidu uhličitého) a zavedení kompaktních palivových elementů na bázi karbidů jaderných paliv, jež umožňují vysoký stupeň vyhoření [3].

První vysokoteplotní experimentální reaktor, který využíval k chlazení reaktoru hélia, byl spuštěn v roce 1964 v anglickém Winfrithu v rámci projektu Dragon. Významným výzkumným reaktorem byl německý AVR, jehož stavba začala v německém Juelichu v roce 1961 (kritického stavu dosáhl v roce 1966, uzavřen roku 1988). U tohoto reaktoru bylo poprvé použito technologie kulových palivových článků volně sypaných do grafitového lože aktivní zóny. Po něm následovaly 2 komerční vysokoteplotní reaktory: Fort St. Vrain v USA

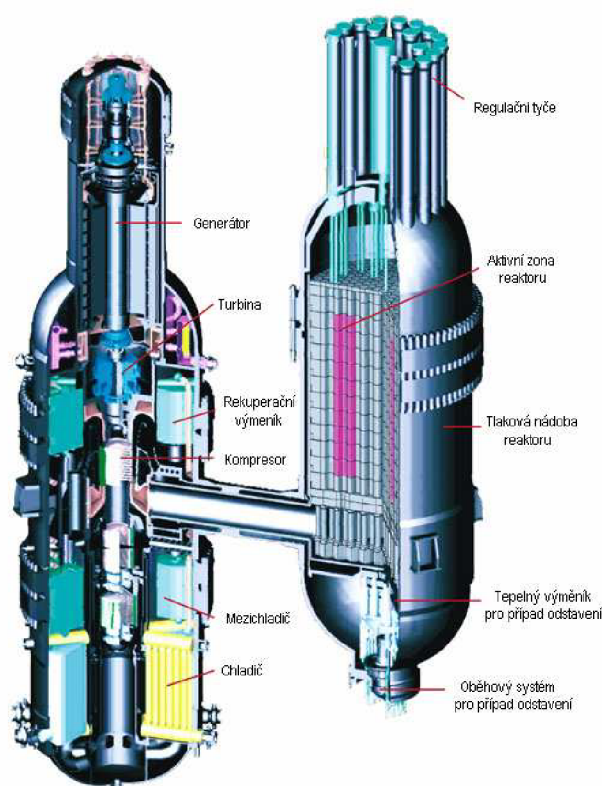
Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

(v provozu v letech 74 až 89), a THTR v Německu (85-88). K plánované stavbě velkých elektráren v USA již nedošlo, především z ekonomických důvodů.

V současné době jsou ve světě v provozu dva výzkumné vysokoteplotní reaktory (více zde [4, 5]), a je připravováno několik projektů komerčních elektráren. Zde je stručný popis dvou nejvýznamnějších z nich:

Gas Turbine Modular Helium Reactor, GT MHR

Projekt GT MHR je výsledkem dohody mezi vládou USA a vládou Ruské federace o vědecké a technické spolupráci ve využívání plutonia staženého z vojenského jaderného programu z roku 1998. Koncepční návrh pochází z roku 1999, kdy byl vypracován v rámci spolupráce firem General Atomics (US), Miniatom (Rus), Framatome/Areva (Fr) a Fuji Electric (Jap).



Obr 2.2. Řez reaktorem typu GT MHR, převzato a upraveno z [5]

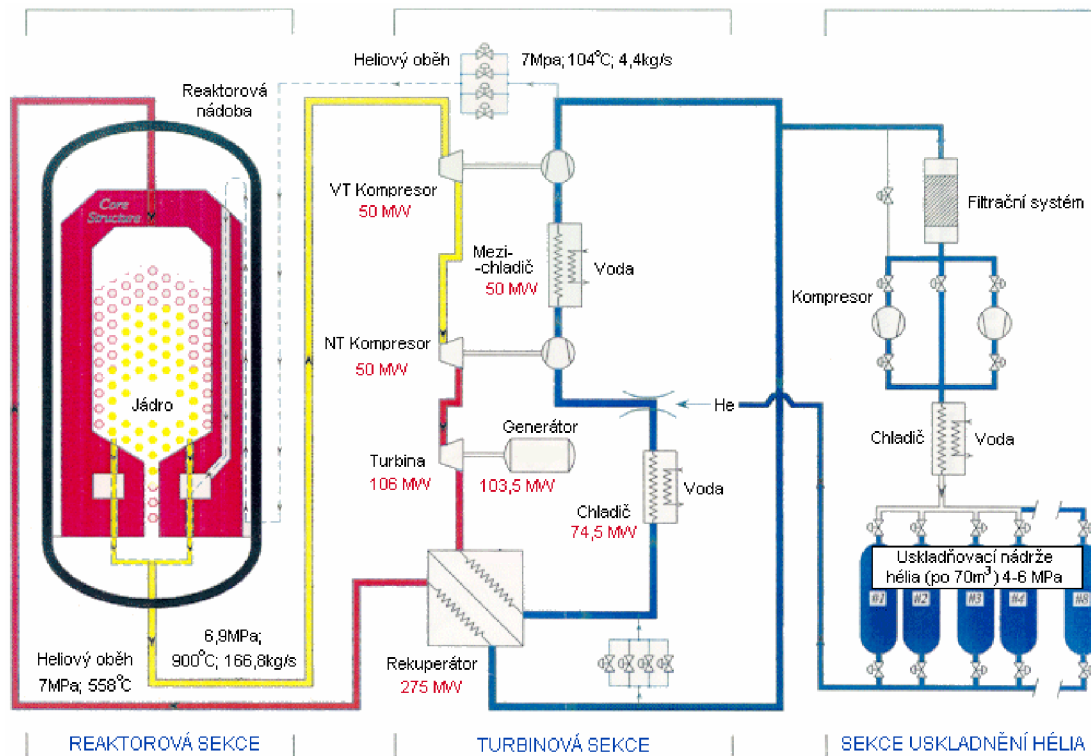
Tento typ reaktoru by měl umožňovat nejen zpracování plutonia z vojenských zásob, ale nabízí též vysokou termickou účinnost výroby elektrické energie (48%) a možnost využití v různých chemicko-technologických aplikacích [6]. K přeměně tepelné energie na energii elektrickou využívá koncepcí uzavřeného braytonova cyklu za použití dvoustupňové komprese a regenerace tepla. Turbína, oba kompresory i elektrický generátor jsou pak umístěny na společné hřídeli ve vertikální poloze (viz obr. 2.2).

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

Dle současných (avšak pravděpodobně přehnaně optimistických) předpokladů výrobce se počítá s výstavbou demonstrační jednotky do r. 2009 a zahájením operačního provozu v roce 2015 [7].

Pebble Bed Modular Reactor, PBMR

Modulární reaktor s kuličkovým palivem je vyvíjen společností PBMR Co. s účastí jihoafrického Eskomu (jihoafrická veřejná elektrárenská společnost). Staví přitom na zkušenostech firem Siemens a ABB získaných provozováním reaktoru v německém Juelichu.



Obr. 2.2. Schéma jednoho z návrhů oběhu reaktoru PBMR, převzato a upraveno z [9]

Tento typ reaktoru využívá k přeměně tepelné energie na elektrickou, stejně jako v předchozím případě, uzavřený braytonův cyklus s dvojitou kompresí a regenerací tepla. Účinnost by měla při 165MWe konfiguraci mírně převyšovat hodnotu 41% [9].

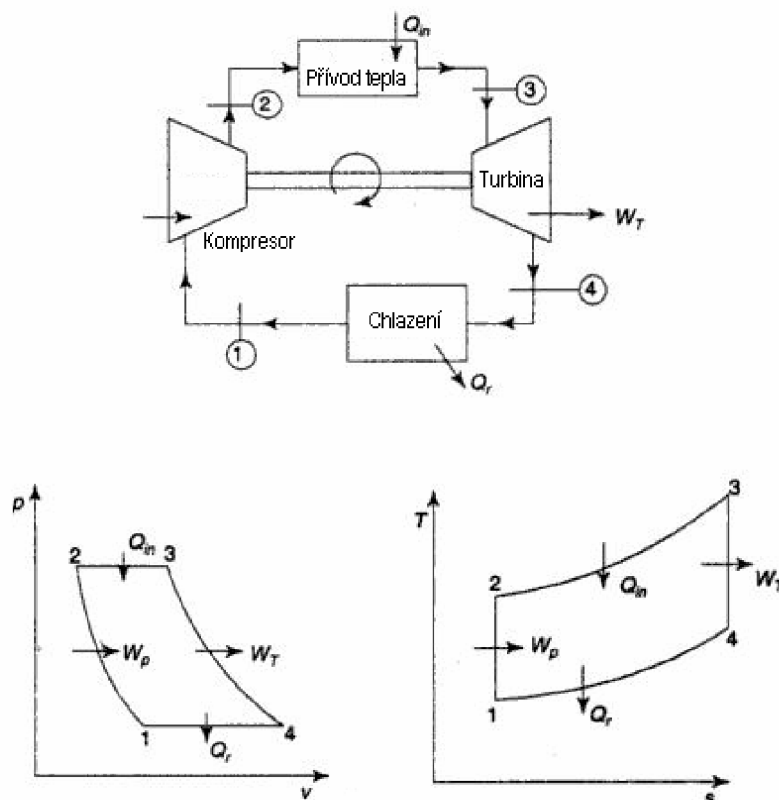
Podle aktuálních zpráv se počítá s výstavbou demonstrační jednotky od roku 2010 a první závážkou paliva v roce 2014.

Z předcházejících dvou případů je patrné, že tepelné oběhy moderních vysokoteplotních reaktorů vykazují mnohé společné rysy. Vzhledem k tomu, že jsou známy některé konkrétní detaily tepelného oběhu projektu PBMR, a v neposlední řadě také díky tomu, že má tento návrh poměrně vysokou šanci na realizaci, jsem si jej vybral jako modelový případ pro svůj návrh oběhu s plynovou turbinou.

3. Teorie tepelného oběhu plynové turbíny

3.1. Obecný popis braytonova cyklu

Braytonův cyklus (někdy také cyklus ericssonův) byl definován Georgem Braytonem v druhé polovině 19. století. Dnes slouží k popisu oběhů plynových turbin. Základními funkčními komponenty plynové turbíny pracující v braytonově cyklu jsou: kompresor, spalovací komora, samotná turbína a tepelný výměník. V závislosti na jejich konfiguraci pak turbína pracuje buď v otevřeném, nebo uzavřeném cyklu. Vzhledem k tomu, že v případě této práce se počítá s využitím druhého z nich, bude se následující text věnovat pouze jemu.

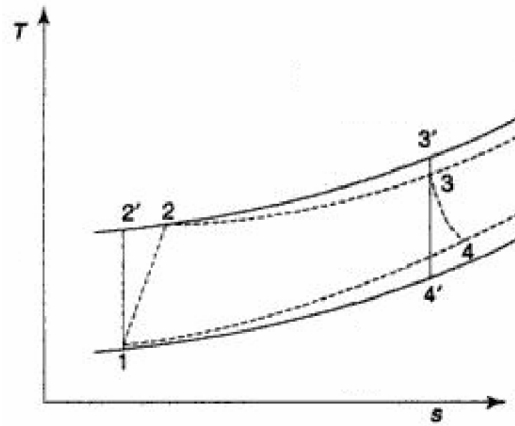


Obr. 3.1. Základní schéma ideálního braytonova cyklu, spolu se znázorněním v p-v a T-s diagramu, převzato a upraveno z [10]

Z obr. 3.1 je patrné, že ideální jednoduchý uzavřený braytonův cyklus je složen ze 4 základních procesů, a to sice z: izoentropické komprese (mezi body 1 a 2), dodávky tepla za konstantního tlaku (2-3), izoentropické expanze na turbině (3-4) a odvedení tepla opět za konstantního tlaku (4-1). Q_{in} v tomto případě představuje teplo dodané, Q_{out} teplo odvedené, W_p práci dodanou kompresorem a W_T práci odevzdanou na turbině.

„Reálný oběh se od ideálního může lišit ve dvou směrech: v tom, že jednotlivé části oběhu se realizují se ztrátami (tj. nevratně), a také v tom, že pracovní látkou je reálný plyn. Druhá skutečnost je poněkud méně důležitá, protože vliv vlastností pracovní látky se u plynových oběhů zpravidla neuplatňuje příliš výrazně. Hlavním zdrojem ztrát v oběhu je tedy

fakt, že každý reálný oběh je doprovázen ztrátou tlaku. V důsledku toho zpracovává kompresor větší tlakový spád, než je teoretický a než zpracovává turbina. Navíc kompresor ani turbina nepracují ideálně. Jejich měrná práce je v důsledku toho v prvním případě větší a v druhém případě menší než teoretická“ [11]. Důsledky těchto změn oproti oběhu ideálnímu jsou vidět na obrázku 3.2.



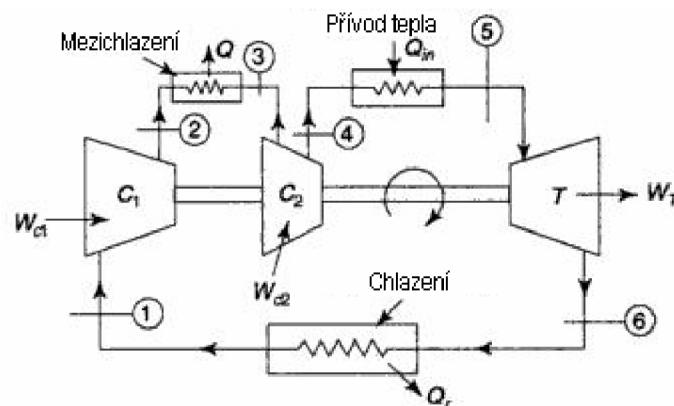
Obr. 3.2. Znárodnění reálného braytonova oběhu (čárkovaně) se ztrátami v T-s diagramu [9]

3.2 Karnotizační úpravy

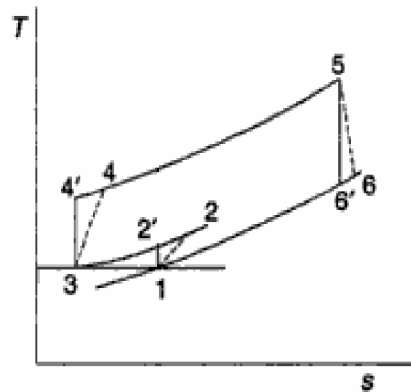
Jednoduchý braytonův cyklus se nevyznačuje příliš velkou termickou účinností, jsou však známa opatření, jež dovolují tuto účinnost výrazně zvýšit. Jedná se především o:

Mezichlazení

„Umožňuje snížit kompresní práci díky jejímu rozdělení na několik úseků, a to vložením mezichladičů plynu mezi každou dílčí kompresi. Ta poté probíhá při výrazně nižší teplotě, což se projeví nejen ve výrazném zvýšení užitečné práce oběhu, ale zpravidla také ve zvýšení množství přiváděného tepla. Parametry oběhu je třeba z tohoto důvodu pečlivě optimalizovat. Obdobné opatření je možné provést také na straně expanze. V tomto případě se pak jedná o vícenásobný přívod tepla do cyklu“ [11].



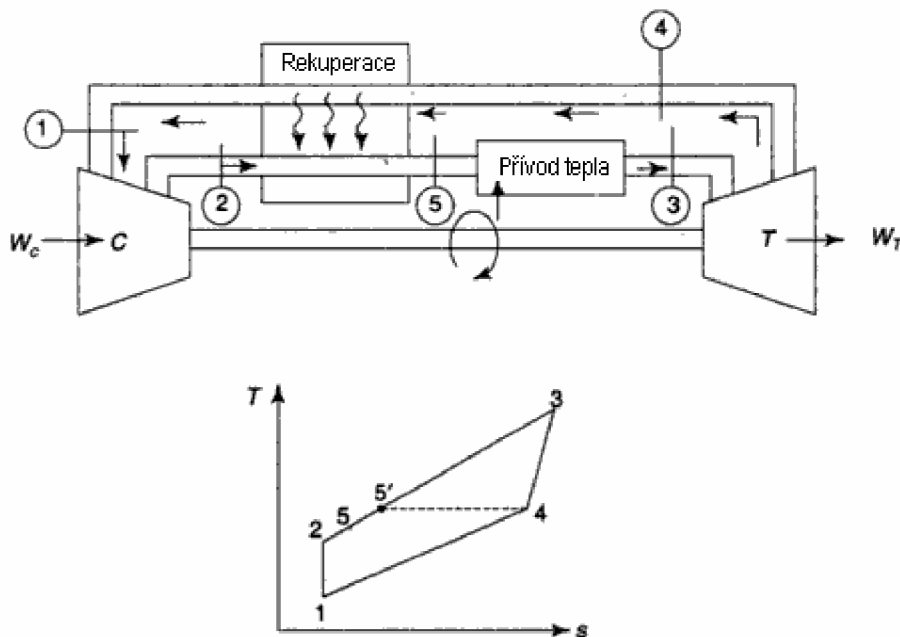
Obr. 3.3. a) Schéma braytonova cyklu s mezichlazením [10]



Obr. 3.3 b) Braytonův cyklus s mezichlazením v T-s diagramu [10]

Rekuperace tepla

„Dalším z opatření je tepelná regenerace, při níž se používá části tepla plynu za turbinou k ohřevu chladnějšího plynu za kompresorem. Tím se šetří příslušné množství tepla, které by se jinak muselo přivést ve spalovací komoře (reaktoru). Izobarický přívod a odvod tepla, termodynamicky nevýhodný, se tím poněkud omezuje a přibližuje se (i když pouze mírně) ději izotermickému. To se projevuje zvýšením střední teploty přívodu tepla a snížením střední teploty jeho odvodu“ [11]. K samotné rekuperaci slouží rekuperační výměník, jehož návrh je předmětem této práce.

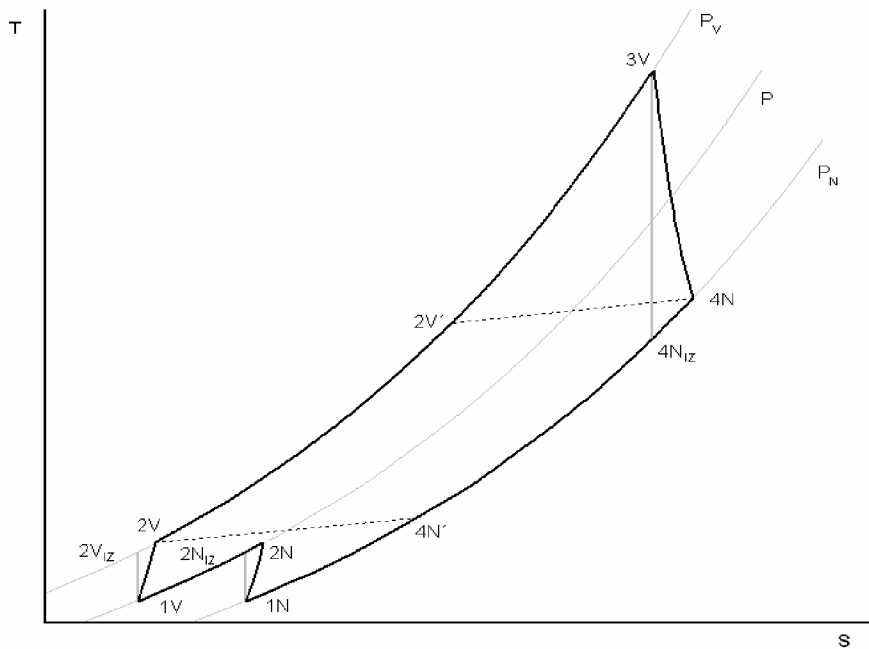


Obr. 3.4. Schéma části braytonova cyklu s rekuperačním výměníkem, a jeho znázornění v T-s diagramu [10]

Jak již bylo výše zmíněno, modelová reaktorová koncepce počítá s oběma těmito úpravami, a to konkrétně v uspořádání uzavřeného cyklu s dvojitou kompresí a regenerací tepla. Proto se bude při následujících výpočtech pracovat právě s touto konfigurací.

3.3 Výpočtové vztahy

Na obrázku 3.5, který byl vytvořen pomocí programu MS Excel, je uvedeno značení jednotlivých pracovních bodů, které budeme při výpočtech používat (samotný způsob značení vychází z konzultace s vedoucím práce). Pokud nebude v této kapitole uvedeno jinak, jsou všechny vzorce převzaty z [10].



Obr. 3.5. Braytonův cyklus s dvojitou kompresí a regenerací tepla v T-s diagramu

Výpočet Tlaku

Poměr tlaku na vstupu do nízkotlakého kompresoru p_N ku tlaku na výstupu z vysokotlaké komprese p_V se nazývá kompresní poměr. Budeme ho značit r_p :

$$\frac{p_V}{p_N} = r_p \quad [-] \quad (3.1)$$

Optimální hodnotu tlakové úrovně při mezichlazení p lze určit z tlaků p_V a p_N dle vztahu:

$$p = \sqrt{p_V \cdot p_N} \quad [\text{Pa}] \quad (3.2)$$

Výpočet teploty v bodech $2N_{IZ}$, $2V_{IZ}$ a $4N_{IZ}$

Za předpokladu, že platí vztah:

$$\frac{T_{2N_{IZ}}}{T_{1N}} = \left(\frac{p}{p_N} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.3)$$

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

kde T_{1N} a T_{2NIZ} jsou teploty v příslušných bodech a γ je izoentropický koeficient pracovní látky, je možné při ostatních známých veličinách spočítat teplotu T_{2NIZ} dle vztahu:

$$T_{2NIZ} = \left(\frac{p}{p_N} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot T_{1N} \quad [\text{K}] \quad (3.4)$$

Analogicky lze postupovat i při výpočtu teploty v bodě $2V_{IZ}$:

$$T_{2VIZ} = \left(\frac{p_V}{p} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot T_{1V} \quad [\text{K}] \quad (3.5)$$

Teplotu T_{4NIZ} lze potom spočítat dle vztahu:

$$T_{4NIZ} = \left(\frac{p_N}{p_V} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot T_{3V} \quad [\text{K}] \quad (3.6)$$

Výpočet teploty v bodech 2N, 2V a 4N

Obecný vzorec pro výpočet účinnosti komprese při známých teplotách T_1 , T_2 , a T_{2IZ} je:

$$\eta_c = \frac{T_{2IZ} - T_1}{T_2 - T_1} \quad [\%] \quad (3.7)$$

Např. pro výpočet účinnosti nízkotlaké komprese tedy:

$$\eta_c = \frac{T_{2NIZ} - T_{1N}}{T_{2N} - T_{1N}} \quad [\%] \quad (3.8)$$

Pokud je známa účinnost kompresoru, teplota T_{1N} , a teplota v bodě $2N_{IZ}$ (3.4), je možné spočítat teplotu T_{2N} dle vzorce:

$$T_{2N} = \frac{T_{2NIZ} - T_{1N}}{\eta_c} + T_{1N} \quad [\text{K}] \quad (3.9)$$

Stejným způsobem lze postupovat při výpočtu teploty T_{2V} . Výsledný vzorec potom bude:

$$T_{2V} = \frac{T_{2VIZ} - T_V}{\eta_c} + T_{1V} \quad [\text{K}] \quad (3.10)$$

Pro výpočet teploty v bodě 4N lze použít vztah pro výpočet účinnosti turbíny:

$$\eta_T = \frac{T_{3V} - T_{4N}}{T_{3V} - T_{4NIZ}} \quad [\%] \quad (3.11)$$

Z něj si pak lze snadno odvodit rovnici pro výpočet teploty T_{4N} :

$$T_{4N} = T_{4NIZ} \cdot \eta_T - T_{3V} \cdot \eta_T + T_{3V} \quad [\text{K}] \quad (3.12)$$

Výpočet teploty v bodech 2V' a 4N'

K výpočtu teploty v bodě 2V' lze využít vzorce pro účinnost regenerace:

$$\eta_{REG} = \frac{T_{2V'} - T_{2V}}{T_{4N} - T_{2V}} \quad [\%] \quad (3.13)$$

Z tohoto výrazu se potom dá odvodit vzorec pro výpočet teploty $T_{2V'}$:

$$T_{2V'} = T_{4N} \cdot \eta_{REG} - T_{2V} \cdot \eta_{REG} + T_{2V} \quad [\text{K}] \quad (3.14)$$

Teplotu v bodě 4N' pak lze určit jako prostý součet teploty T_{2V} a rozdílu teplot T_{4N} a $T_{2V'}$:

$$T_{4N'} = T_{2V} + (T_{4N} - T_{2V'}) \quad [\text{K}] \quad (3.15)$$

Výpočet entropie

Pro výpočet změny entropie lze využít vzorec pro ideální plyn, převzatý z [12]:

$$ds = c_p \cdot \frac{dT}{T} - r \cdot \frac{dp}{p} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}] \quad (3.16)$$

Kdy po integraci dostáváme:

$$\Delta s = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - r \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \text{K}^{-1}] \quad (3.17)$$

Kde c_p je měrná tepelná kapacita pracovní látky, r je její plynová konstanta, hodnoty T_2 a p_2 jsou teplota a tlak daného bodu cyklu, a konečně T_1 a p_1 představují referenční hodnoty.

Výpočet Termické účinnosti

Výpočtový vztah pro termickou účinnost zvoleného cyklu lze odvodit ze základního vztahu pro výpočet tepelných oběhů [12]:

$$\eta_t = \frac{a_0}{q_H} \quad [-] \quad (3.18)$$

Kde a_0 je práce oběhu a q_H je teplo přenášené (dodané) při vyšší teplotě T_H . Pro náš případ platí, že práce a_0 je rovna rozdílu práce vykonané na turbině a práce spotřebované při kompresi a_K , tedy:

$$a_0 = a_T - a_K \quad [\text{J}] \quad (3.19)$$

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

Práci odevzdanou na turbině a_T lze spočítat jako změnu entalpií pro příslušné teploty [12]:

$$a_T = \Delta i_T = c_p \cdot (T_{3V} - T_{4N}) \quad [\text{J/kg}] \quad (3.20)$$

Práce spotřebovaná při kompresi a_K se dá spočítat jako součet změny entalpií pro nízkotlakou i vysokotlakou kompresi, tedy:

$$a_K = \Delta i_{KN} + \Delta i_{KV} = c_p \cdot (T_{2N} - T_{1N}) + c_p \cdot (T_{2V} - T_{1V}) \quad [\text{J/kg}] \quad (3.21)$$

Teplo dodané do oběhu potom jako změna entalpie v části cyklu, kde je teplo přiváděno z reaktoru:

$$q_H = \Delta i_H = c_p \cdot (T_{3V} - T_{2V'}) \quad [\text{J/kg}] \quad (3.22)$$

Po dosazení do základního vztahu a následném vykrácení c_p vypadá výsledný vztah pro tepelnou účinnost cyklu následovně:

$$\eta_t = \frac{a_T - a_K}{q_H} = \frac{c_p \cdot (T_{3V} - T_{4N}) - [(c_p \cdot (T_{2N} - T_{1N})) + (c_p \cdot (T_{2V} - T_{1V}))]}{c_p \cdot (T_{3V} - T_{2V'})} \quad [-] \quad (3.23)$$

$$\eta_t = \frac{(T_{3V} - T_{4N}) - [(T_{2N} - T_{1N}) + (T_{2V} - T_{1V})]}{(T_{3V} - T_{2V'})} \quad [-]$$

Na závěr si je však nutno uvědomit, že nejen v tomto vzorci se nepočítá se změnami způsobenými tlakovými ztrátami v reálném cyklu. Skutečné parametry se tak budou od vypočtených odlišovat.

4. Výpočet parametrů oběhu

Z rozboru dostupných zdrojů [8, 9], lze k modelovému oběhu přiřadit následující parametry:

Název	zkratka	hodnota	jednotka
Tlak na výstupu z reaktoru	p_V	9	[MPa]
Kompresní poměr	r_P	3,2	[-]
Teplota na vstupu do turbíny	T_{3V}	900 / 1173	[°C] / [K]
Teplota na vstupu do NT kompresoru	T_{1N}	35 / 308	[°C] / [K]
Teplota na vstupu do VT kompresoru	T_{1V}	35 / 308	[°C] / [K]

Tab. 4.1. Parametry oběhu

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbínou

Vlastnosti pracovní látky (helium) jsou dle [12] tyto:

Název	zkratka	hodnota	jednotka
Izoentropický exponent	γ	1,67	[-]
Měrná tepelná kapacita	c_p	5205	[J/kgK]
Plynová konstanta	r	2078,62	[J/kgK]

Tab. 4.2. Parametry pracovní látky

Sám pak volím tyto hodnoty:

Název	zkratka	hodnota	jednotka
Účinnost NT komprese	η_{CN}	0,85	[-]
Účinnost VT komprese	η_{CV}	0,85	[-]
Účinnost turbíny	η_T	0,85	[-]
Účinnost regenerace	η_{REG}	0,90	[-]

Tab. 4.3. Volené parametry oběhu

Pro zjednodušení dosahují v návrhu účinnosti kompresorů i turbíny stejných hodnot (v praxi se samozřejmě mohou lišit). Účinnost regenerace pak předpokládám jako relativně vysokou.

Nyní mohu s použitím vzorců odvozených ve 3.3 dopočítat zbývající parametry oběhu:

Tlak p_N :

$$p_N = \frac{p_V}{r_p} = \frac{9}{3,2} = 2,81 \text{ MPa}$$

Tlak p :

$$p = \sqrt{p_V \cdot p_N} = \sqrt{2,81 \cdot 9} = 5,03 \text{ MPa}$$

Teplota $T_{2N \text{ IZ}}$:

$$T_{2N \text{ IZ}} = \left(\frac{p}{p_N} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot T_{1N} = \left(\frac{5,03}{2,81} \right)^{\frac{1,67-1}{1,67}} \cdot 308 = 388,94 \text{ K}$$

Teplota $T_{2V \text{ IZ}}$:

$$T_{2V \text{ IZ}} = \left(\frac{p_V}{p} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot T_{1V} = \left(\frac{9}{5,03} \right)^{\frac{1,67-1}{1,67}} \cdot 308 = 388,94 \text{ K}$$

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

Teplota T_{4NIZ} :

$$T_{4NIZ} = \left(\frac{p_N}{p_V} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot T_{3V} = \left(\frac{5,03}{9} \right)^{\frac{1,67-1}{1,67}} \cdot 1173 = 735,59 \text{ K}$$

Teplota T_{2N} :

$$T_{2N} = \frac{T_{2NIZ} - T_{1N}}{\eta_{CN}} + T_{1N} = \frac{388,94 - 308}{0,85} + 308 = 403,22 \text{ K}$$

Teplota T_{2V} :

$$T_{2V} = \frac{T_{2VIZ} - T_{2V}}{\eta_{CV}} + T_{1V} = \frac{388,94 - 308}{0,85} + 308 = 403,22 \text{ K}$$

Teplota T_{4N} :

$$T_{4N} = T_{4NIZ} \cdot \eta_T - T_{3V} \cdot \eta_T + T_{3V} = 735,59 \cdot 0,85 - 1173 \cdot 0,85 + 1173 = 801,2 \text{ K}$$

Teplota $T_{2V'}$:

$$T_{2V'} = T_{4N} \cdot \eta_{REG} - T_{2V} \cdot \eta_{REG} - T_{2V} = 801,20 \cdot 0,9 - 403,22 \cdot 0,9 - 403,22 = 761,4 \text{ K}$$

Teplota $T_{4N'}$:

$$T_{4N'} = T_{2V'} + (T_{4N} - T_{2V'}) = 403,22 + (801,2 - 761,4) = 443,02 \text{ K}$$

Celková termická účinnost cyklu η_t :

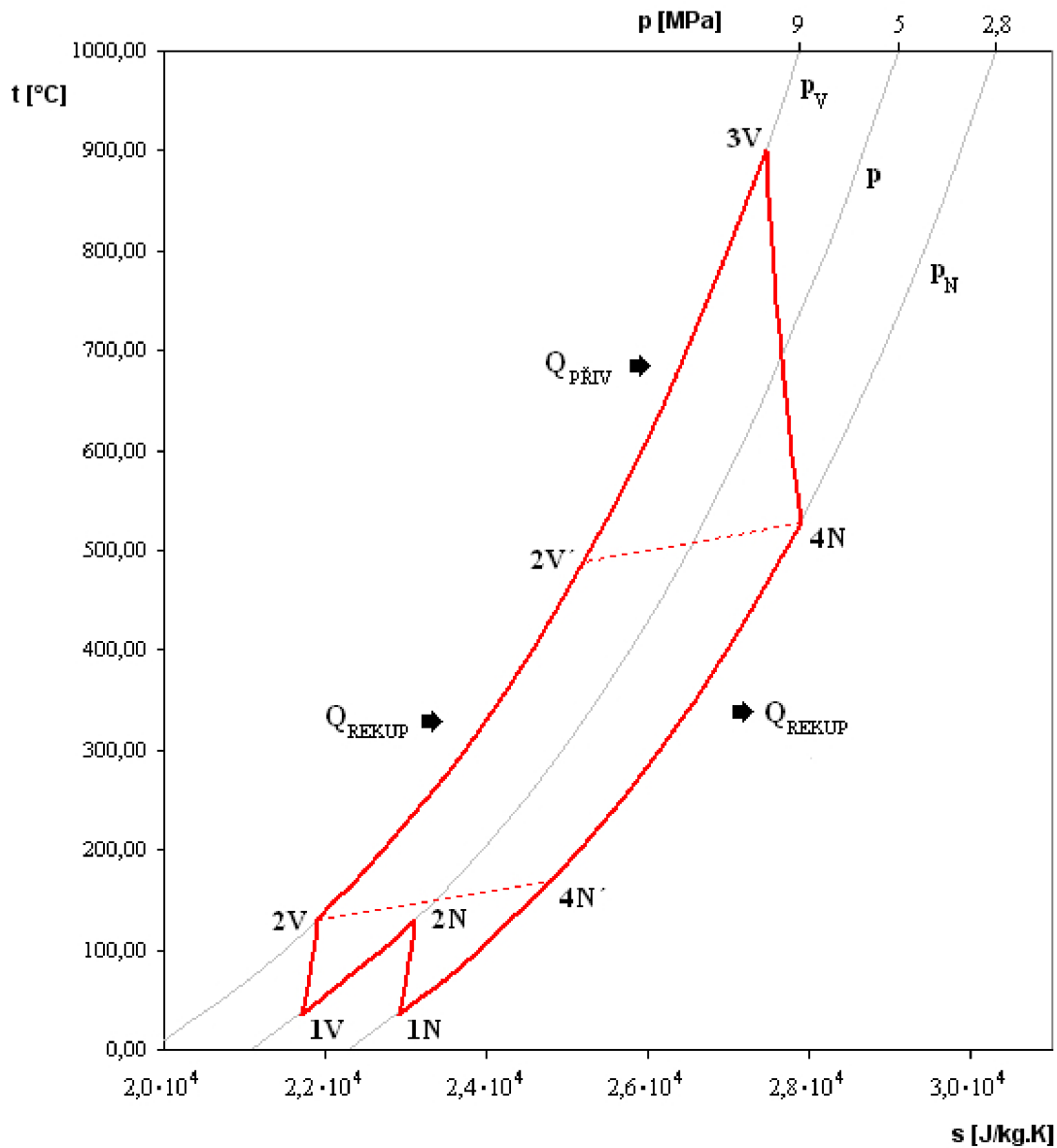
$$\eta_t = \frac{(T_{3V} - T_{4N}) - [(T_{2N} - T_{1N}) + (T_{2V} - T_{1V})]}{(T_{3V} - T_{2V'})} \quad [-]$$

$$\eta_t = \frac{(1173 - 801,2) - [(403,22 - 308) + (403,22 - 308)]}{(1173 - 761,4)} = 0,4406 \cdot 100 \cong 44,1\%$$

Za pomoci programu MS Excel jsem k jednotlivým pracovním bodům oběhu dopočítal hodnoty změny entropie. Za referenční hodnoty byla zvolena teplota 1 K a tlak 0,101 MPa. Výpočet byl proveden opět dle vztahu odvozeném v 3.3 (3.17). Zaokrouhlené výsledky jsou uvedeny v tabulce 4.4 (teploty v ní jsou přepočteny na stupně Celsia).

Díky tomu, že znám všechny proměnné v jednotlivých pracovních bodech, jsem schopen sestavit schéma řešeného cyklu v T-s diagramu (Obr. 4.1).

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou



Obr. 4.1. Znázornění řešeného oběhu v T-s diagramu

Pracovní body	t [°C]	Δs [J/kgK]
1N	35	22907
1V	35	21698
2N	130	23099
2V	130	21891
2V'	488	25198
3V	900	27446
4N	528	27881
4N'	170	24797

Tab. 4.4. Hodnoty entropie a teploty ve stupních Celsia, pro jednotlivé pracovní body

V digramu na obrázku 4.1 jsou znázorněny všechny pracovní body cyklu, a dále je naznačen přívod/odvod tepla do/z rekuperačního výměníku (Q_{REKUP}). Z obrázku je tak patrné, že rekuperační výměník odebírá z cyklu teplo na výstupu z turbíny mezi body 4N a 4N' a zpětně jej pak přivádí do cyklu mezi body 2V a 2V'. Díky tomu je pak omezen přívod tepla ze samotného reaktoru ($Q_{\text{PŘIV}}$), a to na rozmezí mezi body 2V' a 3V, čímž dochází k výrazné úspoře tepelné energie (viz kapitola 3.2). V absolutních číslech to znamená dosažení účinnosti 44,1%, oproti 23,6% v případě uspořádání bez výměníku.

5. Hlediska ovlivňující návrh výměníku

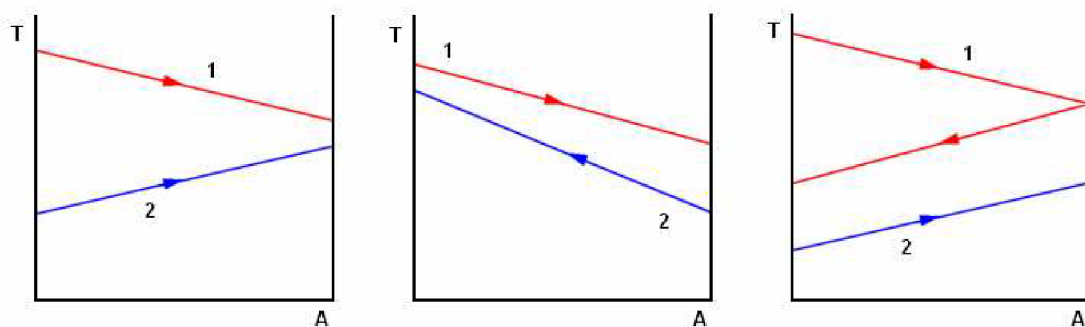
5.1. Tepelné výměníky obecně

Tepelné výměníky jsou zařízení sloužící k přenosu tepla mezi dvěma, popřípadě více látkami. Jsou základními jednotkami rozličných systémů pro výměnu tepla. Jejich úkolem je zabezpečit realizaci technologických procesů a operací vyžadujících ohřev nebo chlazení pracovních látek různého skupenství.

Dle způsobu přenosu tepla mezi pracovními látkami je lze rozdělit na :

1. Výměníky rekuperační (nezaměňovat s výměníky sloužícími k rekuperaci tepla), kde jsou pracovní látky, mezi kterými dochází k výměně tepla, odděleny celistvou stěnou, tvořící tak dvě plochy zúčastňující se přenosu tepla.
2. Výměníky regenerační, kde je přenos tepla mezi pracovními látkami zprostředkováván třetí teplotnosnou látkou, která akumuluje teplo převzaté od teplejší tekutiny a předává jej tekutině chladnější.
3. Výměníky směšovací, u kterých dochází k výměně tepla pomocí bezprostředního kontaktu pracovních látek, jenž navíc bývá často doprovázen přenosem hmoty.

Dalším kritériem pro rozdělení tepelných výměníků může být jejich členění dle směru toku pracovních látek, a to na výměníky souprroudé, protiproudé (s křížovým prouděním), případně výměníky s kombinovaným prouděním [13].

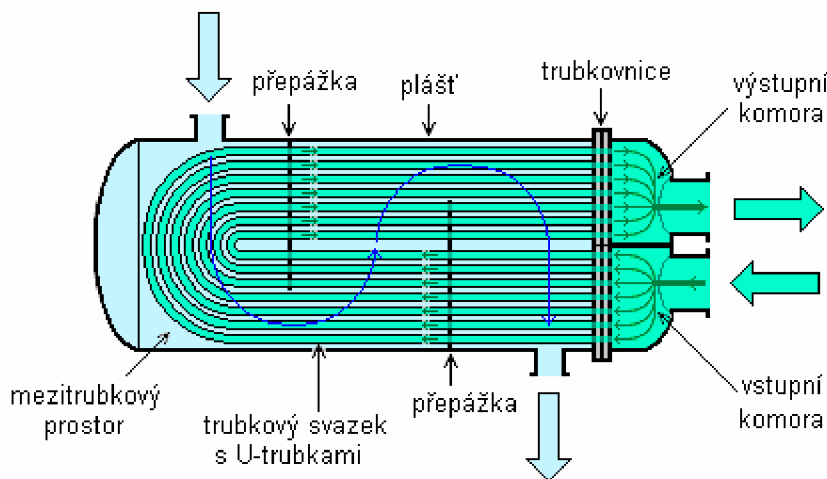


Obr.5.1. Znázornění průběhu teplot v případě výměníku souprroudého, protiproudého a kombinovaného.

Jak je vidět na obrázku 5.1, spočívá rozdíl mezi výměníky v souproutém a protiproutém uspořádání v tom, že v případě souproutého výměníku se teploty obou pracovních látek přibližují, a to až do teoretického vyrovnání teplot. Naproti tomu u protiproutého uspořádání může dojít ke koncovému překřížení teplot, kdy výstupní hodnota chladnějšího proudu (2) může dosáhnout vyšší hodnoty než výstupní hodnota proudu teplejšího (1). U výměníku kombinovaného pak dochází k částečnému souproutu v kombinaci s částečným protiproutem, k překřížení výstupních teplot však dojít nemůže. Nanejvýše může nastat jejich rovnost [13].

Tepelné výměníky lze rozdělit také na základě jejich konstrukčního uspořádání, a to především na výměníky :

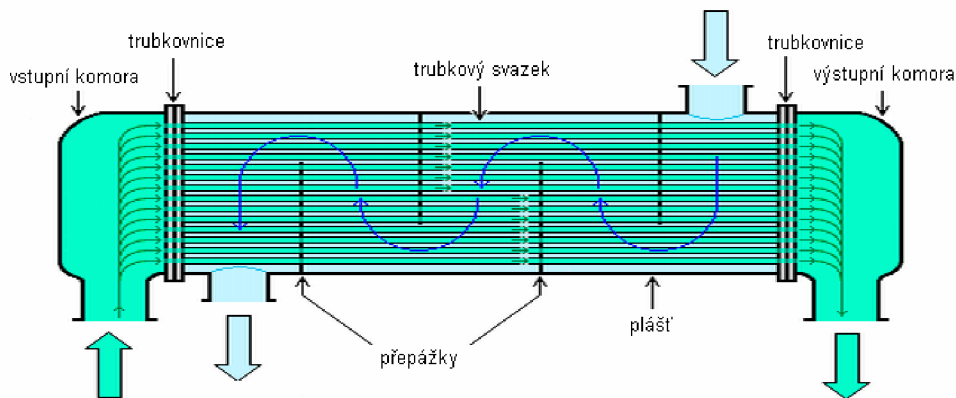
1. Plášťové, kde jsou teplosměnné plochy tvořeny trubkovým svazkem vloženým do pláště, jímž proudí pracovní látka předávající teplo chladivu uvnitř trubek. Trubkový svazek může mít různá provedení, nejčastěji se však jedná o trubky ohnuté do tvaru písmene U, případně v podobě různých šroubovic apod. Pro zlepšení intenzity přestupu tepla se také používají systémy vnitřních přepážek upravující proudění uvnitř pláště výměníku.



Obr. 5.2. Schéma plášťového výměníku s U trubkami

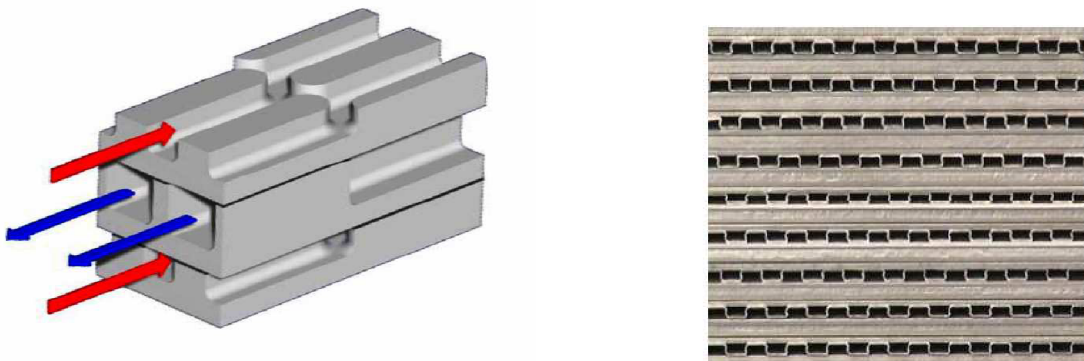
2. Výměníky typu trubka v trubce, kde je trubkový svazek uspořádán v podélné ose obalové trubky. Z důvodu dosažení potřebného tepelného výkonu jsou tyto výměníky často řazeny do výměňkových jednotek složených z většího počtu smyček. Rozdílnou teplotní dilataci mezi obalovou trubkou a trubkovým svazkem je pak možno řešit zakřivením celé smyčky do tvaru písmene L, U nebo Z, popřípadě jejich kombinací. Výhodou této koncepce oproti výměníkům plášťovým je nižší výrobní náročnost, možnost použití při vyšších pracovních tlacích, jejich snazší instalace a v neposlední řadě také vyšší bezpečnost. Ta se projevuje při použití navzájem chemicky aktivních látek, kdy je nehoda v případě jejich styku lokalizována pouze na jedinou smyčku okruhu. Nevýhodou je jejich nižší měrný výkon.

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou



Obr. 5.3. Příklad výměníku typu trubka v trubce

3. Kompaktní deskové výměníky představují současný trend ve vývoji tepelných výměníků vedoucí k minimalizaci jejich rozměrů při zachování přenášeného výkonu. Jsou tvořeny vzájemně vrstvenými deskami s prolisy, mezi nimiž proudí pracovní látka (nejčastěji ve vzájemně kolmém směru). Jejich výhodou je vysoký měrný výkon, nevýhodou naopak vyšší tlakové ztráty.



Obr. 5.4. Schéma kompaktního deskového výměníku a řez výměníkem firmy Heatric, převzato z [14]

Krom uvedených typů existují samozřejmě i jiná konstrukční řešení. Konkrétní provedení tepelného výměníku pak závisí na jeho účelu, funkci, použitých pracovních látkách, ale například také na zvyklostech výrobce.

5.2. Tepelné výměníky používané v jaderné energetice

Tepelné výměníky mohou být v jaderné energetice využívány buď k přenosu tepla z chladiva reaktoru do pracovní látky obíhající mezi výměníkem a tepelným strojem, nebo jako mezivýměníky (v případě tříokruhového uspořádání), popřípadě k optimalizaci parametrů tepelného oběhu.

Tyto výměníky se dají v zásadě rozdělit na 2 základní typy:

1. Výměníky, v nichž nedochází ke změně skupenství.
2. Výměníky, v nichž dochází ke změně skupenství jedné z teplotných látek. Tyto výměníky souhrnně nazýváme parními generátory.

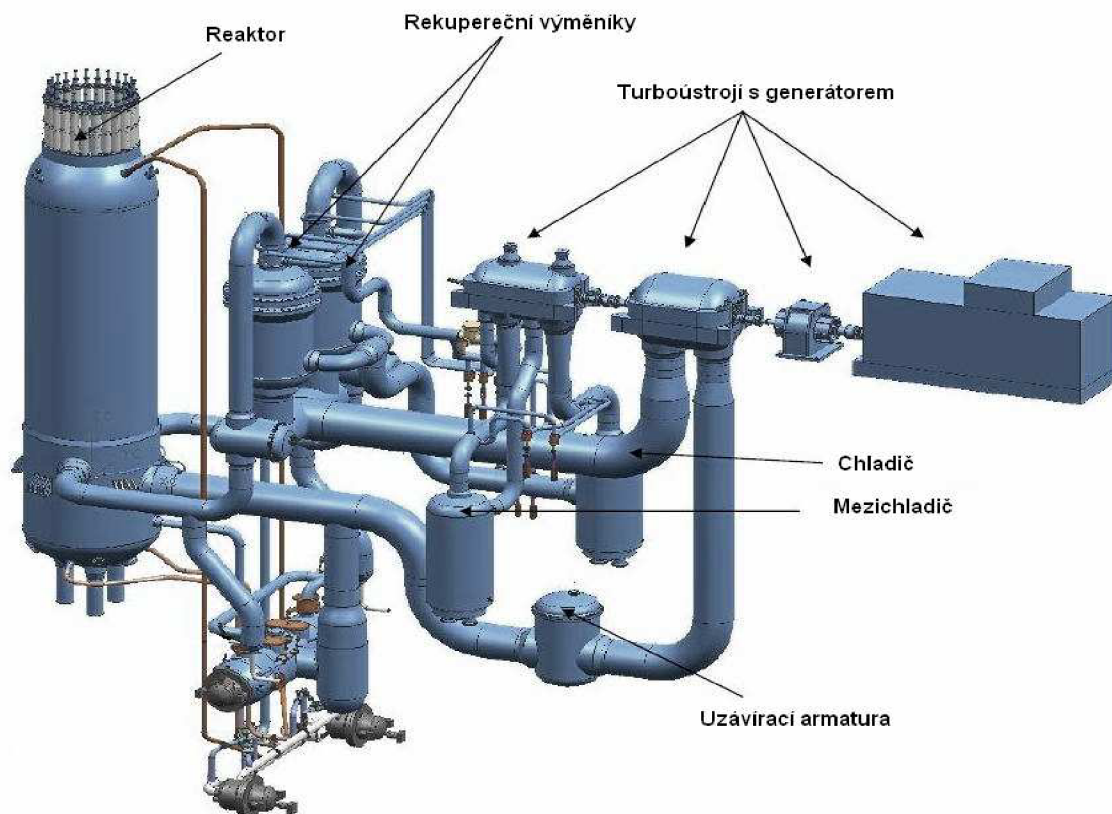
Do první skupiny můžeme zařadit již zmíněné mezivýměníky víceokruhových elektráren a výměníky elektráren s plynovými turbinami.

V parních generátorech probíhají postupně tyto procesy: ohřev vody na teplotu sytosti při daném tlaku (část zvaná ekonomizér), odpařování vody (výparník) a v mnoha případech i přehřívání páry (přehřívák). Tyto procesy mohou být uskutečněny v jednom kompaktním zařízení, anebo ve třech za sebou řazených, ale vzájemně oddělených teplosměnných plochách. V každém případě představuje parní generátor přechod mezi radioaktivní a neradioaktivní částí oběhu elektrárny. Bývá proto řazen mezi primární a sekundární okruh (pokud se jedná o dvouokruhové elektrárny chlazené vodou, plynem nebo tekutými solemi), nebo mezi sekundární a terciální okruh (v případě chlazení tekutými kovy).

Tepelné výměníky pro potřeby jaderné energetiky musí bezpodmínečně splňovat podmínky jaderné bezpečnosti. Z tohoto důvodu se používá výhradně výměníků rekuperačního typu (viz kapitola 5.1), které zajišťují vzájemné oddělení pracovních látek. U všech součástí výměníku je pak nutná kvalitní výroba a zpracování s použitím odpovídajících materiálů. Důležitá je především eliminace netěsností, jež má zabraňovat průniku radioaktivního teplotnítele do pracovní látky nebo naopak. Vnitřní teplosměnné plochy jsou proto tvořeny bežešnými trubkami, pokud možno z jednoho kusu bez spojování svarem. Musí-li se v krajním případě ke spojení trubek použít svaru, má být proveden v přístupném místě.

Konstrukční a koncepční pojetí tepelných výměníků se musí vyznačovat jednoduchým a kompaktním uspořádáním dovolujícím snadnou montáž, likvidaci případných havarijních stavů, dokonalé vypuštění pracovních látek, dostatečný přístup k jednotlivým elementům a bezporuchový provoz [15].

V průběhu let se spolu s rostoucími zkušenostmi z konstrukce a provozu vyprofilovala základní uspořádání tepelných výměníků pro konkrétní jaderné aplikace. Tak například v lehkovodných reaktorech západní koncepce typu PWR se dnes používají výhradně vertikální parní generátory plášťového typu (viz kapitola 5.1), kdežto u ruských reaktorů typu VVER jsou parní generátory orientovány horizontálně. Naopak třeba u ruských reaktorů chlazených tekutými kovy se prosadila koncepce článkových parních generátorů typu trubka v trubce o značném poměru délky k vlastnímu průměru.



Obr. 5.5. Dispoziční řešení tepelných výměníků modelového oběhu, převzato a upraveno z [9]

U elektráren využívajících uzavřený oběh s plynovou turbínou podobné zkušenosti prozatím schází. Je proto otázkou, jakým směrem se bude vývoj a konstrukce výměníků v této oblasti ubírat. Dá se však předpokládat, že do budoucna zde naleznou uplatnění kompaktní deskové výměníky (viz kapitola 5.1), více například v [16].

5.3. Plynná chladiva používaná v jaderné energetice

Úkolem chladiv používaných v jaderné energetice je především odvod tepla z aktivní zóny reaktoru, případně i z jeho dalších částí, jako jsou moderátor, regulační tyče apod.

Z hlediska použití v oblasti jaderné energetiky jsou na chladiva kladeny následující požadavky [3]:

- dobré tepelné vlastnosti, tzn. vysoká tepelná kapacita a dobrá tepelná vodivost
- nízká viskozita snižující spotřebu energie pro pohyb v chladícím systému
- odolnost proti vlivu záření
- dostatečná stabilita při provozních teplotách
- nízká korozní agresivita vůči materiálům primárního okruhu
- malý sklon ke vzniku indukované radioaktivity s ohledem na mohutnost stínění a případné opravy

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

- nízký absorpční průřez pro tepelné neutrony v případě tepelných reaktorů
- malá zpomalovací schopnost, z důvodů možného změkčování spektra u reaktorů rychlých
- přijatelné náklady na samotné chladivo i na jeho udržování na potřebném stupni čistoty během provozu

Jako chladiva lze použít kapalin (H_2O , D_2O), tekutých kovů (Na, Pb, nebo slitina Pb s Bi) roztavených solí (např. NaF + $NaBF_4$, LiF + BeF_2 , LiF + NaK ad.), popřípadě plynů.

Zde je stručný přehled některých z nich:

Vzduch - byl dříve používán jako chladivo grafitových reaktorů na přírodní uran (GFR), například pro reaktor v britském Windscale nebo u francouzského Marcoule-1. Jeho hlavní výhodou je snadná dostupnost, a tím pádem nízká cena. Vyznačuje se však také některými dosti podstatnými nevýhodami: nízkou tepelnou vodivostí, silným korozním působením při vyšších teplotách na většinu reaktorových materiálů, velkým absorpčním průřezem pro tepelné neutrony a radioaktivitou po ozáření [3]. Přesto se objevuje v některých studiích, jako chladivo pro uzavřený oběh rychlých reaktorů.

Oxid uhličitý - byl, podobně jako vzduch, využíván pro chlazení reaktorů typu GFR a posléze AGR (zdokonalené plynem chlazené grafitové reaktory na obohacený uran). Z jaderně-fyzikálního hlediska má příznivé vlastnosti: malý účinný průřez pro pohlcování tepelných neutronů a krátký poločas rozpadu radioaktivních složek vzniklých po ozáření. Nevýhodou je však jeho reaktivnost s grafitem za vyšších teplot, což byl také limitní faktor zdokonalování jím chlazených grafitových reaktorů. Termodynamické vlastnosti jsou ve srovnání např. s héliem méně vhodné pro dané účely, na druhou stranu je tento fakt kompenzován jeho snadnou dostupností a nízkou cenou. I proto je zvažován jako chladivo pro budoucí vysokoteplotní reaktory (viz [16]).

Hélium - má z hlediska použití v jaderné energetice téměř ideální vlastnosti. Má zanedbatelný účinný průřez pro absorpci tepelných neutronů, je stabilní vůči teplotě i jadernému záření a díky své chemické netečnosti nepůsobí korozivně na ostatní materiály. V porovnání s ostatními plyny má řádově vyšší součinitel tepelné vodivosti a vysokou tepelnou kapacitu (která je téměř nezávislá na teplotě a tlaku). Jeho nevýhoda spočívá především v jeho špatné dostupnosti – průmyslově se získává frakční destilací ze zemního plynu těženého v oblasti Severní Ameriky (pouze tam se totiž vyskytuje v přijatelné koncentraci). Dalším faktorem znesnadňujícím jeho použití je jeho vysoká prolínavost, charakteristická pro jednoatomové plyny, která znesnadňuje dosažení potřebné těsnosti chladicího okruhu. Právě to společně s vysokou cenou vedlo k tomu, že zatím našlo uplatnění pouze v HTRG reaktorech. Do budoucna se s ním však počítá pro chlazení reaktorů IV. generace.

Některé vybrané termofyzikální vlastnosti hélia v porovnání s ostatními plyny jsou uvedeny v tabulce 5.1 (údaje platí pro normální podmínky). Podrobnější údaje zohledňující jeho využití v jaderné energetice lze nalézt například v [17].

Plyn	Symbol	Hustota	Součinitel tepelné vodivosti	Měrná tepelná kapacita		Izoentrop. koeficient
		ρ	λ	c_p	c_v	$\kappa=c_p/c_v$
		[kg/m ³]	[W/m.K]	[kJ/kg.K]	[kJ/kg.K]	[-]
Hélium	He	0,18	0,1513	5,20	3,12	1,67
Oxid uhličitý	CO ₂	1,98	0,0149	0,83	0,64	1,30
Dusík	N	1,25	0,0237	1,04	0,74	1,40
Vzduch	-	1,29	0,0241	1,01	0,72	1,40

Tab. 5.1. Vybrané vlastnosti chladiv, převzato z [12]

6. Teorie přenosu tepla v tepelném výměníku

6.1 Rovnice tepelných bilancí

Základní rovnicí výměny tepla v tepelných výměnících je rovnice výkonových (tepelných) bilancí. Vychází přitom ze zákona o zachování energie, kdy tepelný příkon přiváděný teplejší pracovní látkou do výměníku Q_1 musí být roven tepelnému výkonu přenesenému do chladnější látky Q_2 , a to včetně tepelných ztrát do okolí [13].

Tuto rovnost lze zapsat jako:

$$Q_1 = Q_2 + Q_z \quad [\text{W}] \quad (6.1)$$

Kde Q_z představuje tepelné ztráty. Ty v běžných případech představují především ztrátu tepelné izolace. Tu lze vyjádřit účinností výměníku η , která se obvykle pohybuje v rozmezí 0,97 až 0,99, a to dle velikosti povrchu a objemu výměníku (čím je tento poměr menší, tím je ztráta tepla nižší) [18]. Rovnici 6.1 tak lze zapsat i ve tvaru:

$$Q_1 = Q_2 \cdot \eta \quad [\text{W}] \quad (6.2)$$

V praxi se však účinnost výměníku η zanedbává, a proto se dá tepelný příkon Q_1 zapsat i jako:

$$Q_1 = Q_2 = Q \quad [\text{W}] \quad (6.3)$$

Kde Q představuje konečný tepelný výkon.

Hmotnostní tok teplosměnných látek se dá vyjádřit jako tepelný výkon podělený příslušnou změnou entalpie těchto látek:

$$\dot{m} = \frac{Q}{i_1 - i_2} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.4)$$

Entalpickou změnu lze vyjádřit pomocí měrné tepelné kapacity a rozdílu teplot. Vztah pro hmotnostní tok pak bude následující:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \cdot (T_1 - T_2)} \quad [\text{kg/s}] \quad (6.5)$$

Kde c_p je měrná tepelná kapacita příslušného teplotního prostředí a teploty T_1 a T_2 představují jeho teplotní rozdíl mezi vstupem a výstupem.

Rychlost proudění pracovní látky lze určit z rovnice kontinuity pro ustálené proudění:

$$\dot{m} = c \cdot \rho \cdot S \quad [\text{kg/s}] \quad (6.6)$$

Vzorec pro rychlost c je potom následující:

$$c = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} \quad [\text{m/s}] \quad (6.7)$$

Kde ρ představuje hustotu proudící látky a S průřezový průřez.

6.2 Přenosová rovnice

Přenosová rovnice se používá pro vyjádření přenosu tepelného výkonu Q přes výhřevnou plochu S při středním teplotním rozdílu ΔT_{STR} mezi zahřívajícím a ohřívajícím médiem a při součiniteli prostupu tepla k [18].

$$Q = S \cdot k \cdot \Delta T_{STR} \quad [\text{W}] \quad (6.8)$$

K výpočtu součinitele prostupu tepla je nutné znát hodnoty součinitelů přestupu tepla pro obě teplosměnná média. Problémem je, že samotný přestup tepla mezi teplotními látkami a stěnou výměníku se uskutečňuje poměrně složitým způsobem, pro něhož je prakticky nemožné najít exaktní matematické řešení. Z tohoto důvodu se zavádí takzvané kritériální rovnice využívající teorie podobnosti [13].

Reynoldsovo kritérium – Re vyjadřuje podobnost mezi lokálními setrvačnými a třecími silami v proudící tekutině.

$$\text{Re} = \frac{c \cdot d}{\nu} \quad [-] \quad (6.9)$$

Kde c je rychlost proudícího média, d je průměr potrubí a ν je kinematická viskozita. S pomocí reynoldsova čísla se dá také určit charakter proudění v potrubí. Je-li $\text{Re} < 2300$, jedná se o proudění laminární, v případě $\text{Re} > 2300$ se jedná o proudění turbulentní, přičemž oblast mezi $\text{Re} = 2300$ až 3000 se nazývá oblastí přechodovou. Charakter proudění má velký vliv na přestup tepla, je proto žádoucí navrhovat tepelné výměníky tak, aby v nich docházelo k proudění turbulentnímu, při němž je přestup intenzivnější.

Prandtlovo kritérium – Pr vyjadřuje podobnost rychlostních a teplotních polí.

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \cdot \rho}{\lambda} \quad [-] \quad (6.10)$$

Kde a představuje tepelnou vodivost, c_p měrnou tepelnou kapacitu pracovní látky, ρ její hustotu a λ představuje její měrnou tepelnou vodivost.

Nusseltovo kritérium – Nu vyjadřuje podobnost přenosu tepla mezi konvekcí a vedením v mezní vrstvě tekutiny. K jeho určení lze využít Dittus - Boelterovy rovnice:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^n \quad [-] \quad (6.11)$$

Kde exponent n je pro ochlazující tekutinu roven hodnotě 0,4 a pro tekutinu ochlazovanou hodnotě 0,33.

V případě, že jsou známa všechna bezrozměrná kritéria, lze součinitel přestupu tepla α získat ze vztahu:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{l} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}] \quad (6.12)$$

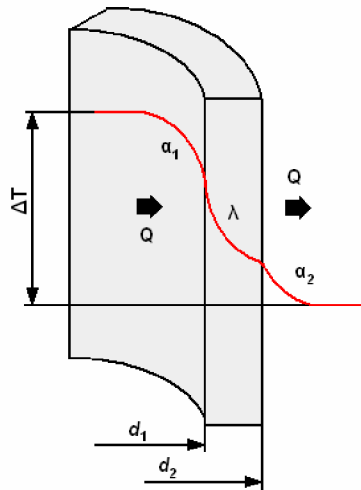
Kde se za l dosazuje charakteristický rozměr. V případě tepelného výměníku je pak tento představován buď průměrem potrubí d , nebo hydraulickým průměrem d_H mezitrubkového prostoru.

Samotný součinitel přestupu tepla k nutný pro výpočet přenosové rovnice lze získat z následujícího vztahu určeného pro výpočet tepelných výměníků s hladkými trubkami:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_s}{d_1} + \frac{d_s}{2 \cdot \lambda_{MAT}} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_s}{d_2}} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}] \quad (6.13)$$

Kde α_1 je součinitel přestupu tepla z vnitřní strany trubky, α_2 součinitel přestupu tepla ze strany vnější, d_1 vnitřní průměr trubky, d_2 vnější průměr, d_s střední průměr a λ_{MAT} představující v tomto případě měrnou tepelnou vodivost konstrukčního materiálu potrubí.

Průběh teploty při přestupu tepla stěnou trubky je pak znázorněn na obrázku 6.1. V podstatě se jedná o proces složený z přestupu tepla z teplotního zdroje omývajícího vnitřní stranu trubky do její stěny, jeho vedení touto stěnou a následný přestup do teplotního zdroje na její vnější straně.



Obr. 6.1. Znázornění průběhu teploty při prostupu tepla stěnou trubky

7. Návrh řešení tepelného výměníku

7.1 Určení přenášeného výkonu

Výchozím předpokladem je, že rekuperační výměník, jehož návrh je předmětem této práce, bude zařazen do oběhu demonstračního vysokoteplotního plynem chlazeného reaktoru o výkonu 10 MWe. Tento výkon koresponduje s výkony dosahovanými na jiných reaktorech obdobného typu a určení. Konkrétně s 20 MWt reaktoru Dragon, 15 MWe reaktoru AVR v německém Juelichu, případně 10MWt čínského HTR 10 a 30 MWt japonského HTTR (kapitola 2.1) [19].

Elektrický výkon oběhu plynové turbíny P_{EL} lze spočítat ze vzorce:

$$P_{EL} = \eta_{GEN} \cdot (a_T - a_K) \cdot \dot{m} \quad [\text{W}] \quad (7.1)$$

Kde η_{GEN} je účinnost elektrického generátoru, a_T je měrná práce na jednotku hmotnosti vykonaná na turbíně, a_K práce spotřebná při kompresi a \dot{m} hmotnostní tok oběhového média. Ten se potom dá z této rovnice vyjádřit jako:

$$\dot{m} = \frac{P_{EL}}{\eta_{GEN} \cdot (a_T - a_K)} \quad [\text{kg/s}] \quad (7.2)$$

S použitím rovnic 3.20 a 3.21 pak lze pro řešený případ zapsat rovnici 7.2 jako:

$$\dot{m} = \frac{P_{EL}}{\eta_{GEN} \cdot \{ c_P \cdot (T_{3V} - T_{4N}) - [(c_P \cdot (T_{2N} - T_{1N}) + (c_P \cdot (T_{2V} - T_{1V}))] \}} \quad [\text{kg/s}] \quad (7.3)$$

Tepelný výkon požadovaný od rekuperačního výměníku Q_{REKUP} se potom dá vypočítat jako změna měrné entalpie (vyjádřená pomocí měrné tepelné kapacity a rozdílu teplot) v příslušné části cyklu vynásobená hmotnostním tokem pracovní látky:

$$Q_{REKUP} = \dot{m} \cdot \Delta i = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad [\text{W}] \quad (7.4)$$

Pro řešený případ po dosažení z rovnice 7.3 tedy:

$$Q_{REKUP} = \frac{P_{EL} \cdot c_p \cdot (T_{4N} - T_{4N'})}{\eta_{GEN} \cdot \{ c_p \cdot (T_{3V} - T_{4N}) - [(c_p \cdot (T_{2N} - T_{1N}) + (c_p \cdot (T_{2V} - T_{1V}))] \}} \quad [\text{W}] \quad (7.5)$$

Po vykrácení měrné tepelné kapacity, dosažení konkrétních číselných hodnot vypočítaných v kapitole 4 a při účinnosti generátoru $\eta_{GEN} = 0,95$:

$$Q_{REKUP} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot (801 - 443)}{0,95 \cdot \{ (1173 - 801) - [(403 - 308) + (403 - 308)] \}} \quad [\text{W}]$$

$$Q_{REKUP} \doteq 20,7 \text{ MW}$$

Tepelný výkon požadovaný od rekuperačního výměníku je vzhledem k parametrům oběhu roven 20,7 MW.

7.2 Volba konstrukčního materiálu

Pro návrh tepelného výměníku je správná volba materiálu velmi důležitá. Má vliv na jeho spolehlivost, bezpečnost, životnost a v neposlední řadě také na jeho cenu. S ohledem na účel zařízení je nutné, aby se materiál výměníku vyznačoval dobrými mechanickými vlastnostmi, a to i za zvýšených teplot, dobrými vlastnostmi v oblasti přenosu tepla, korozní odolností, radiační stálostí a dobrou svařitelností. V potaz je nutno také vzít jeho dostupnost při požadovaných rozměrech a již zmiňovanou cenu.

Z těchto důvodů je vhodné volit materiály, u kterých byla patřičnými zkušenostmi prokázána schopnost splňovat tyto podmínky po požadovanou dobu.

Jako konstrukční materiál pro rekuperační výměník volím s ohledem na provozní podmínky a zatížení niklovou slitinu s označením INCOLOY[®] alloy 800. Tento materiál je mimo jiné určen pro aplikace v jaderném průmyslu, včetně parních generátorů a tepelných výměníků. V minulosti byl použit například německou firmou KWU jako konstrukční materiál jejího vertikálního parního generátoru na jaderné elektrárně v Obrigheimu, a to s velmi pozitivními výsledky [20]. Vyznačuje se vysokou pevností a korozní odolností, přičemž jeho rozsah pracovních teplot je do 650°C, což zdaleka převyšuje nominální provozní podmínky [21]. Jeho chemické složení je uvedeno v tabulce 7.1, mechanické vlastnosti v tabulce 7.2 a závislost mechanických vlastností na teplotě na obrázku 7.1.

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

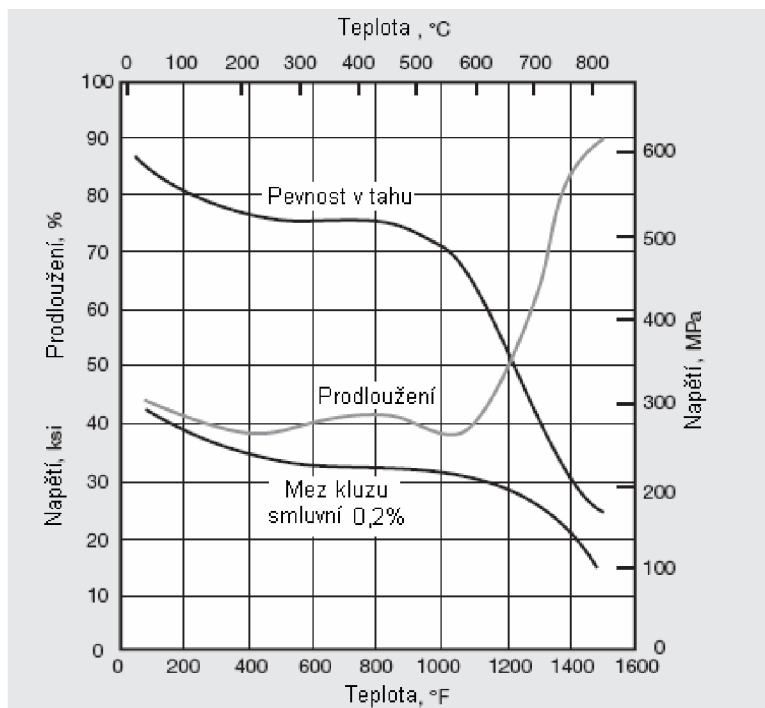
prvek	zkratka	obsah v %
Železo	Fe	min. 39,5
Nikl	Ni	30,0 - 35,0
Chrom	Cr	19,0 - 23,0
Uhlík	C	max. 0,1
Hliník	Al	0,15 - 0,6
Titan	Ti	0,15 - 0,6
Mangan	Mn	max. 1,5
Křemík	Si	max. 1,0
Měď	Cu	max. 0,75
Síra	S	max. 0,015

Tab. 7.1. Chemické složení materiálu alloy 800, převzato z [21]

název	zkratka	hodnota	jednotka
hustota	ρ	7940	[kg/m ³]
rozmezí bodu tání	t_t	1357 - 1385	[°C]
smluvní mez kluzu*	$Re_{0,2}$	220	[MPa]
měrná tepelná vodivost	λ	11,5	[W/mK]

* při teplotě 540°C, pro materiál válcovaný za tepla a žíhaný při 980°C po dobu 15ti minut

Tab. 7.2. Mechanické vlastnosti materiálu alloy 800, převzato z [21]

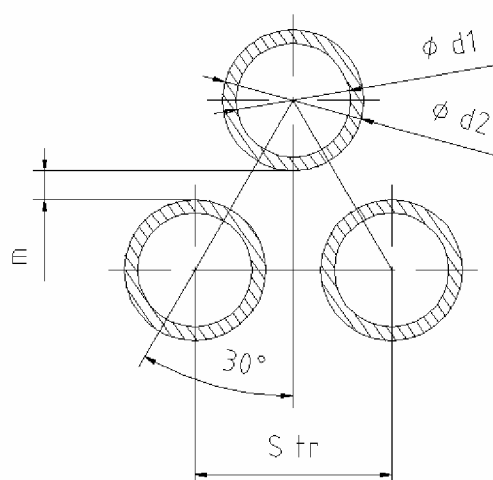


Obr. 7.1. Závislost mechanických vlastností na teplotě pro materiál alloy 800, převzato a upraveno z [21]

7.3 Koncepční návrh

Po rozboru literatury, s přihlédnutím k výpočtovým možnostem a požadovanému výkonu, volím výměník typu trubka v trubce a to v protiproudém uspořádání. Vnitřním svazkem teplosměnných trubek pak bude proudit hélium o vyšším tlaku, zatímco mezitrubkovým prostorem hélium na nižší tlakové úrovni.

Teplosměnné trubky budou ve vnitřním svazku uspořádány ve vrcholech rovnostranných trojúhelníků, tzn. úhel mezi jejich osami bude 30° (obr. 7.2). Tato geometrie zaručuje maximální využití vnitřního prostoru pláště při konstantní vzdálenosti mezi jednotlivými trubkami.

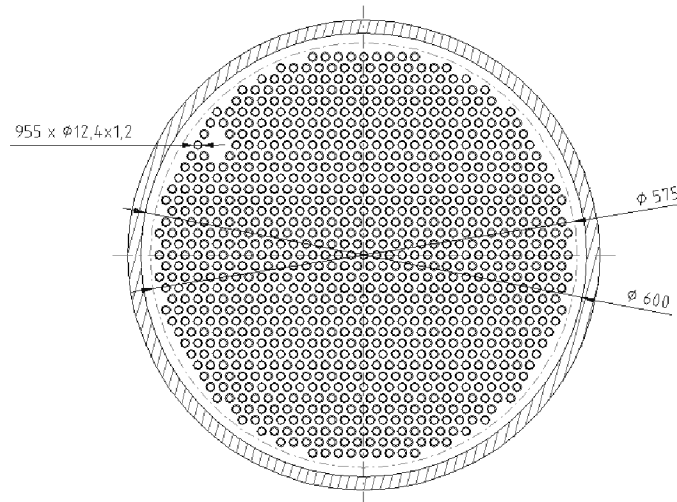


Obr. 7.2. Geometrie uspořádání teplosměnných trubek

Při předběžných výpočtech zohledňujících intenzitu přestupu tepla, rozměry výměníku a jeho měrný výkon bylo zjištěno, že jako vhodné řešení se jeví použití relativně vyššího počtu teplosměnných trubek o malém průměru. Z toho důvodu jsou použity trubky o rozměru $12,4 \times 1,2$ mm, o počtu 955 kusů při vnitřním průměru pláště 600mm. Vzdálenost mezi osami těchto trubek S_{tr} (obr 7.2) je 17,2 mm, což je dle [13] přípustné. Trubkový svazek je pak umístěn v opsané kružnici o průměru 575 mm, což je opět dle [13] přípustné (obrázek 7.3). Rozměry geometrie trubkového svazku byly navrženy tak, že mezera mezi jednotlivými trubkovými řadami m vychází rovna přesně 2,5 mm, což usnadňuje konstrukci distančních mříží určených k zajištění vzájemné polohy trubek ve výměníku.

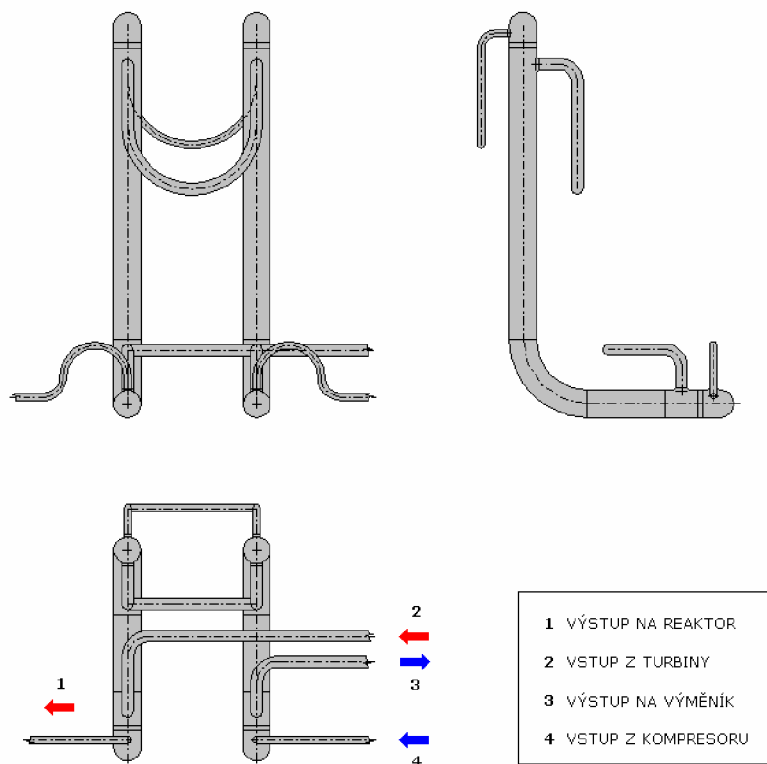
V případě teplosměnných trubek se sice nejedná o normalizovaný rozměr, avšak zástupce firmy, jenž je výhradním dovozcem voleného konstrukčního materiálu do České republiky na přímý dotaz odpověděl, že při objednání významného množství (jakým požadovaný počet jistě je) by nebyl s jejich dodáním problém. Stejný zdroj však také uvedl, že v případě tohoto rozměru je maximální délka takovýchto trubek přibližně 12 metrů. Proto bylo nutné navrhovaný výměník rozdělit na dva vzájemně propojené sériově řazené články. Jejich teplotní dilatace je zajištěna ohnutím pláště do tvaru písmene L.

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou



Obr. 7.2. Řez svazkem teplosměnných trubek

Přívodní a převáděcí potrubí mezi oběma články má rozměry normalizovány dle [22], a to konkrétně 159 x 14 a 273 x 10 mm. Rozměry byly navrženy s ohledem na předpokládané rychlosti proudění hélia v jednotlivých okruzích a pevnostní namáhání. Samotný tvar příváděcího potrubí vychází z dispozičního řešení, kdy je tepelný výměník umístěn mezi reaktor a turboustrojí (konfigurace podobná obr. 5.5). Celkový pohled na uspořádání výměníku je na obrázku 7.4.

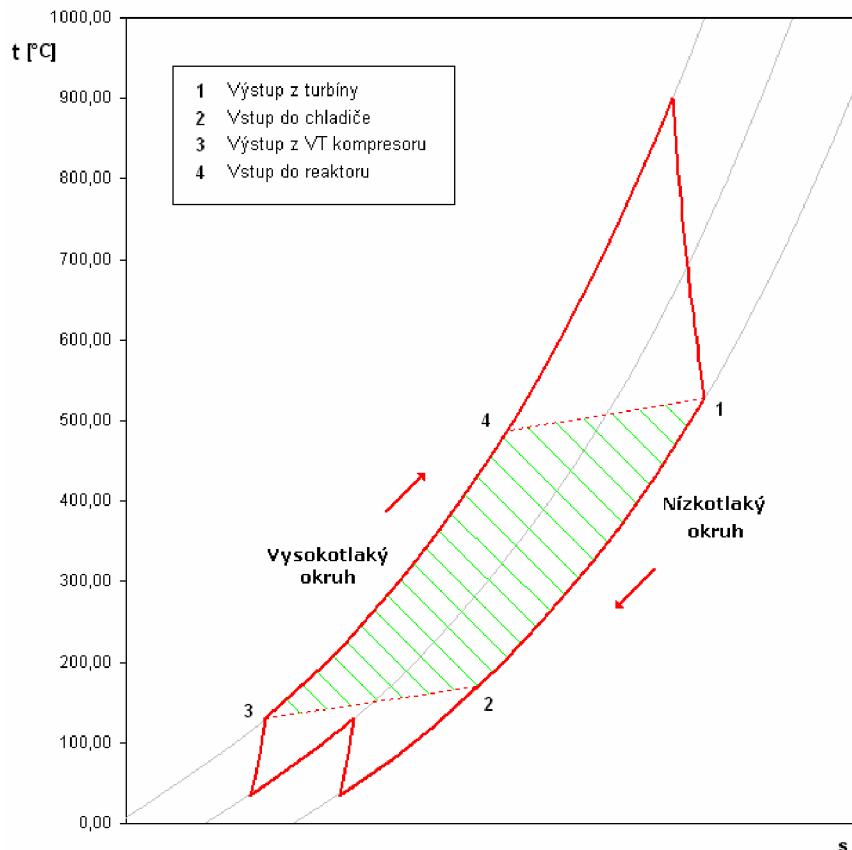


Obr. 7.4. Navrhované uspořádání výměníku

8. Tepelný výpočet

8.1. Bilanční výpočet

Pro účely tepelného výpočtu jsem řešený oběh rozdělil na dvě části: nízkotlaký (hélium zde do výměníku vstupuje po izoentropické expanzi na turbině) a vysokotlaký okruh (vstup do výměníku po VT kompresi), viz obrázek 8.1.



Obr. 8.1. Rozdělení oběhu pro účely tepelného výpočtu

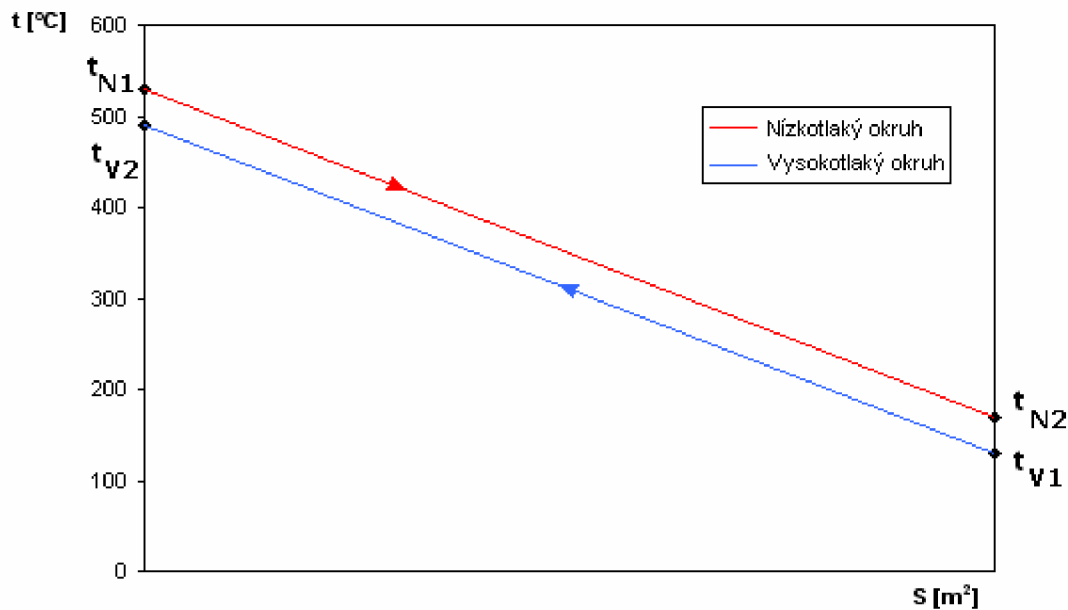
Na základě výpočtů uvedených v kapitole 4 byly k uvedeným okruhům přiřčeny tyto parametry:

Nízkotlaký okruh	zkratka	hodnota	jednotka
Teplota na vstupu do výměníku	t_{N1}	530	[°C]
Teplota na výstupu z výměníku	t_{N2}	170	[°C]
Výpočtový tlak	p_N	2,81	[MPa]
Vysokotlaký okruh			
Teplota na výstupu z výměníku	t_{V2}	490	[°C]
Teplota na vstupu do výměníku	t_{V1}	130	[°C]
Výpočtový tlak	p_V	9	[MPa]

Tab. 8.1. Parametry jednotlivých okruhů

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

Zjednodušený průběh teplot v samotném výměníku v závislosti na teplosměnné ploše je znázorněn na obrázku 8.2.



Obr. 8.2. Průběh teplot ve výměníku

Hmotnostní toky – lze určit s využitím vzorce 6.5. Pro případ hmotnostního toku v nízkotlakém okruhu tedy:

$$\dot{m}_N = \frac{Q_{REKUP}}{c_p \cdot (t_{N1} - t_{N2})} = \frac{20,7 \cdot 10^6}{5204,0 \cdot (530 - 170)} = 11,05 \text{ kg/s}$$

Vzhledem k tomu, že se výpočet týká rekuperačního výměníku, u kterého je předpokládána vyrovnaná hmotnostní bilance v případě obou okruhů, lze psát rovnou:

$$\dot{m}_V = \dot{m}_N = 11,05 \text{ kg/s}$$

Objemové toky – lze spočítat s využitím vztahu:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (8.1)$$

Kde se příslušná hustota ρ určí dle vztahu pro ideální plyn:

$$\rho = \frac{P}{r \cdot T} \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (8.2)$$

Kde r je plynová konstanta uvedená v tabulce 4.2. Teplotu T volím pro zjednodušení jako střední výpočtovou teplotu jednotlivých okruhů.

Po dosažení:

$$\rho_N = \frac{p_N}{r \cdot T_{NS}} = \frac{2,81 \cdot 10^6}{2078,62 \cdot 623,15} \doteq 2,17 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\dot{V}_N = \frac{\dot{m}_N}{\rho_N} = \frac{11,05}{2,17} \doteq 5,09 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\rho_V = \frac{p_V}{r \cdot T_{VS}} = \frac{9 \cdot 10^6}{2078,62 \cdot 583,15} \doteq 7,42 \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$\dot{V}_V = \frac{\dot{m}_V}{\rho_V} = \frac{11,05}{7,42} \doteq 1,49 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

8.2. Výpočet velikosti teplosměnné plochy

Při určování velikosti teplosměnné plochy lze použít postup uvedený v kapitole 6.2. Nejprve je tedy nutno s využitím bezrozměrných kritérií určit součinitele přestupu tepla pro oba okruhy, s jejich pomocí následně určit hodnotu součinitele prostupu tepla a tu posléze dosadit do základní rovnice (6.8).

8.2.1. Určení součinitele přestupu tepla pro nízkotlaký okruh

Pro výpočet reynoldsova kritéria je nutné nejdříve spočítat průtočný průřez a následně hydraulický průměr (obojí s využitím hodnot stanovených v kapitole 7.3), který pak bude dosazen do příslušné rovnice jako charakteristický rozměr.

Průtočný průřez S_N :

$$S_N = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - n \cdot d_2^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,6^2 - 955 \cdot 0,0124^2) = 0,167 \text{ m}^2$$

Hydraulický průměr d_H :

$$d_H = \frac{4 \cdot S_N}{O} = \frac{4 \cdot S_N}{\pi \cdot D_1 + n \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{4 \cdot 0,167}{\pi \cdot 0,6 + 955 \cdot \pi \cdot 0,0124} = 0,017 \text{ m}$$

Rychlost hélia v mezitrubkovém prostoru c_N :

$$c_N = \frac{\dot{V}_N}{S_N} = \frac{5,09}{0,167} = 30,48 \text{ m/s}$$

Reynoldsovo kritérium:

$$\text{Re}_N = \frac{c_N \cdot d_H}{\nu_N} = \frac{30,48 \cdot 0,017}{1,53 \cdot 10^{-5}} = 34104,1 \quad [-]$$

Hodnotu kinematické viskozity ν jsem získal výpočtem z dynamické viskozity tabelované v [17]. V tomto případě $\nu_T = 1,53 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2/\text{s]}$.

Prandtlovo kritérium:

$$\text{Pr}_N = \frac{\nu_N \cdot c_P \cdot \rho_N}{\lambda_N} = \frac{1,53 \cdot 10^{-5} \cdot 5204,0 \cdot 2,17}{0,260} = 0,6649 \quad [-]$$

Hodnotu tepelné vodivosti λ , jsem získal přepočtem z tabulkových hodnot uvedených v [17]. Pro danou teplotu a tlak $\lambda_T = 0,260 \text{ [W/m.K]}$.

Nusseltovo kritérium:

$$\text{Nu}_N = 0,023 \cdot \text{Re}_N^{0,8} \cdot \text{Pr}_N^{0,33} = 0,023 \cdot 34104,1^{0,8} \cdot 0,6649^{0,33} = 85,01 \quad [-]$$

Pro výpočet nusseltova kritéria byla použita Dittus - Boelterova rovnice (6.11) ve tvaru pro ochlazovanou tekutinu.

Součinitel přestupu tepla α_N :

$$\alpha_N = \frac{\text{Nu}_N \cdot \lambda_N}{d_H} = \frac{85,01 \cdot 0,260}{0,017} = 1300,15 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

8.2.2. Určení součinitele přestupu tepla pro vysokotlaký okruh

Postup je analogický jako v minulé kapitole, jen s tím rozdílem, že není nutné určovat hydraulický průřez. Charakteristickým rozměrem bude v tomto případě průměr d_1 .

Průtočný průřez S_V :

$$S_V = \frac{n \cdot \pi \cdot d_1}{4} = \frac{955 \cdot \pi \cdot 0,01}{4} = 0,075 \text{ m}^2$$

Rychlost hélia v trubkovém svazku c_V :

$$c_V = \frac{\dot{V}_V}{S_V} = \frac{1,49}{0,075} = 19,87 \text{ m/s}$$

Reynoldsovo kritérium:

$$Re_V = \frac{c_V \cdot d_1}{\nu_V} = \frac{19,87 \cdot 0,01}{4,29 \cdot 10^{-6}} = 46338,2 \quad [-]$$

Hodnotu kinematické viskozity ν jsem získal výpočtem z dynamické viskozity tabelované v [17]. V tomto případě $\nu_K = 4,29 \cdot 10^{-6}$ [m²/s].

Prandtlovo kritérium:

$$Pr_V = \frac{\nu_V \cdot c_P \cdot \rho_V}{\lambda_V} = \frac{4,29 \cdot 10^{-6} \cdot 5204,0 \cdot 7,42}{0,251} = 0,6601 \quad [-]$$

Hodnotu tepelné vodivosti λ , jsem získal přepočtem z tabulkových hodnot uvedených v [17]. Pro danou teplotu a tlak $\lambda_K = 0,251$ [W/m.K].

Nusseltovo kritérium:

$$Nu_V = 0,023 \cdot Re_V^{0,8} \cdot Pr_V^{0,4} = 0,023 \cdot 46338,2^{0,8} \cdot 0,6601^{0,4} = 105,27 \quad [-]$$

Pro výpočet nusseltova kritéria byla použita Dittus - Boelterova rovnice (6.11) ve tvaru pro ochlazující tekutinu.

Součinitel přestupu tepla α_V :

$$\alpha_V = \frac{Nu_V \cdot \lambda_V}{d_1} = \frac{105,27 \cdot 0,251}{0,01} = 2642,3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

8.2.3. Určení součinitele prostupu tepla

Pro určení součinitele přestupu tepla je kromě obou součinitelů přestupu tepla nutné znát také tepelnou vodivost konstrukčního materiálu a střední průměr teplosměnných trubek. Hodnota tepelné vodivosti je uvedena v tabulce 7.2 a střední průměr se určí z aritmetického průměru hodnot d_1 a d_2 . Po dosazení do rovnice 6.13 tedy:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_N} \cdot \frac{d_S}{d_1} + \frac{d_S}{2 \cdot \lambda_{MAT}} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_V} \cdot \frac{d_S}{d_2}} \quad [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1300,15} \cdot \frac{11,2}{10,0} + \frac{11,2}{2 \cdot 11,5} \cdot \ln\left(\frac{12,4}{10,0}\right) + \frac{1}{2642,3} \cdot \frac{11,2}{12,4}} \quad [\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$$

$$k = 817,44 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

8.2.4. Určení velikosti teplosměnné plochy

Vztah pro určení velikost teplosměnné plochy vychází z rovnice 6.8:

$$S = \frac{Q_{REKUP}}{k \cdot \Delta T_{STR}} = \frac{Q_{REKUP}}{k \cdot (T_{NS} - T_{VS})} = \frac{20,7 \cdot 10^6}{817,44 \cdot (623,15 - 583,15)} = 633,1 \text{ m}^2$$

Pozn. – za zjednodušujícího předpokladu konstantního průběhu teplotního spádu (viz obr. 8.2) ztrácí opodstatnění aplikace, na tomto místě jinak běžně užívaného středního logaritmického spádu.

Další úpravou rovnice 6.8 lze získat činnou délku výměníku:

$$l = \frac{Q_{REKUP}}{n \cdot \pi \cdot d_s \cdot k \cdot (T_{NS} - T_{VS})} = \frac{20,7 \cdot 10^6}{955 \cdot \pi \cdot 11,2 \cdot 817,44 \cdot (623,15 - 583,15)} = 18,84 \text{ m}$$

Volím $l = 19,5 \text{ m}$

Volená činná délka výměníku uvažovaná jako vzdálenost mezi osami vstupního a výstupního hrdla je 19,5 m, na jeden článek tedy připadá činná délka 9,75 m.

9. Hydraulický výpočet

Hydraulický výpočet slouží k určení energie znehodnocené celkovou tlakovou ztrátou pracovního média při jeho proudění ve výměníku. Tato ztráta je určena sumou složenou z tlakové ztráty třením a z tlakových ztrát vlivem místních odporů.

9.1. Výpočet tlakové ztráty třením

Hodnota tlakové ztráty třením ΔP_λ se určí ze základní rovnice pro potrubí o délce l a kruhovém průřezu d :

$$\Delta P_\lambda = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{Pa}] \quad (9.1)$$

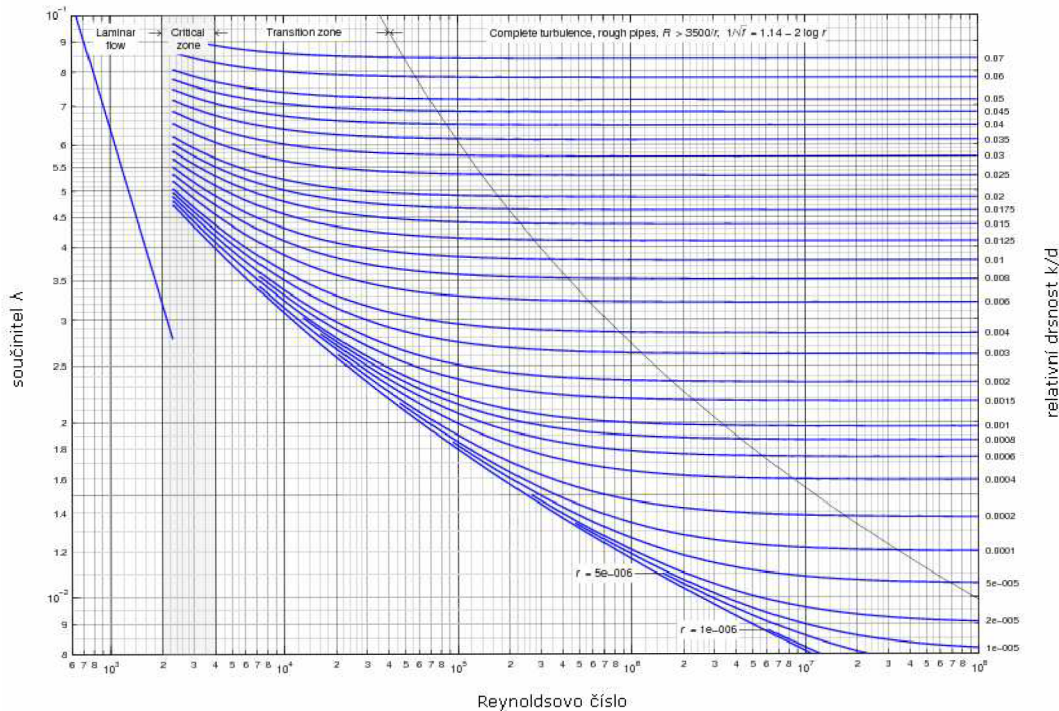
Kde λ je v tomto případě bezrozměrný součinitel tlakové ztráty třením. Jeho výpočet se liší dle typu proudění a relativní drsnosti stěn potrubí (hydraulicky hladké/drsné stěny). Pro řešený případ by se dala využít Colebrook - White rovnice:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot d} \right) \quad [-] \quad (9.2)$$

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

Kde k je absolutní hydraulická drsnost potrubí. K samotnému řešení Colebrook - White rovnice lze využít Newton – Raphsonovu iterační metodu, popřípadě některou z explicitních náhrad (např. vztah vypracovaný docentem Šerekem), podrobněji zde [23].

Pro účely návrhu však plně postačuje odečtení hodnoty součinitele λ z Moodyho diagramu (obr. 9.1). V něm je graficky znázorněná hodnota součinitele λ jako funkce Reynoldsova čísla a relativní drsnosti potrubí.



Obr. 9.1. Moodyho diagram

9.1.1. Určení velikosti tlakové ztráty třením v nízkotlakém okruhu

Drsnost potrubí (vnitřní stěny pláště) je dle [20] $k = 0,5 \cdot 10^{-4}$ m, relativní drsnost průměru k/d je po dosazení průměru d_H za d rovna 0,003 [-].

Pro Reynoldsovo číslo $Re_N = 3,4 \cdot 10^4$ [-] (kapitola 8.2.1) lze z diagramu na obrázku 9.1 odečíst hodnotu součinitele $\lambda_N = 0,0295$ [-].

Po úpravě vztahu 9.1 a dosazení:

$$\Delta P_{\lambda N} = \lambda_N \cdot \frac{l}{d_H} \cdot \frac{c_N^2}{2} \cdot \rho_N = 0,0295 \cdot \frac{19,5}{0,017} \cdot \frac{30,48^2}{2} \cdot 2,17 = 34109 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta způsobená třením v nízkotlakém okruhu $\Delta P_{\lambda N}$ je tedy rovna 34 109 Pa .

9.1.2. Určení velikosti tlakové ztráty třením ve vysokotlakém okruhu

Drsnost potrubí je dle [20] $k = 0,5 \cdot 10^{-4}$ m, relativní drsnost průměru k/d je po dosažení průměru d_1 za d rovna 0,005 [-].

Pro Reynoldsovo číslo $Re_V = 4,6 \cdot 10^4$ [-] (kapitola 8.2.2) lze z diagramu na obrázku 9.1 odečíst hodnotu součinitele $\lambda_V = 0,0325$ [-].

Po úpravě vztahu 9.1 a dosažení:

$$\Delta P_{\lambda V} = \lambda_V \cdot \frac{l}{d_1} \cdot \frac{c_V^2}{2} \cdot \rho_V = 0,0325 \cdot \frac{19,5}{0,01} \cdot \frac{19,87^2}{2} \cdot 7,42 = 92830 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta způsobená třením v nízkotlakém okruhu $\Delta P_{\lambda V}$ je tedy rovna 92 830 Pa.

9.2. Výpočet tlakových ztrát vlivem místních odporů

Výpočet tlakových ztrát vlivem místních odporů ΔP_ξ vychází ze vztahu:

$$\Delta P_\xi = \xi \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad [\text{Pa}] \quad (9.3)$$

Kde ξ představuje bezrozměrný, experimentálně určený součinitel místních tlakových ztrát, vycházející z geometrie vřazeného odporu.

9.2.1. Určení velikosti tlakové ztráty místními odpory v NT okruhu

Pro nízkotlaký okruh byly na základě [24] přiřazeny tyto přibližné hodnoty součinitelů místních odporů:

název	zkratka	hodnota
výstup He z přívodního potrubí	ξ_1	0,80
vstup He do odváděcího potrubí	ξ_4	0,50
ohyb proudu He v článku	ξ_5	0,15
vliv distanční mříže	ξ_6	0,60

Tab. 9.1. Součinitele místních odporů pro NT okruh

Pro výpočet ztráty na výstupu hélia z přívodního potrubí je nutné znát rychlost proudění v tomto potrubí. Ta se v tomto případě počítá jako:

$$c_{P\dot{R}-N} = \frac{\dot{V}_N}{S_{P\dot{R}-N}} = \frac{\dot{V}_N}{\pi \cdot \frac{D_{P\dot{R}-N}^2}{4}} = \frac{5,09}{\pi \cdot \frac{0,253^2}{4}} = 101,25 \text{ m/s}$$

Po dosažení je tedy ztáta na přívodu:

$$\Delta P_{\xi_1} = \xi_1 \cdot \frac{c_{PR}^2}{2} \cdot \rho_N = 0,8 \cdot \frac{101,25^2}{2} \cdot 2,17 = 8898 \text{ Pa}$$

V případě ostatních ztrát lze počítat s rychlostí proudění ve výměníku, tedy c_N (kapitola 8.2.1). Po dosažení:

$$\Delta P_{\xi_i} = \sum_i \xi_i \cdot \frac{c_N^2}{2} \cdot \rho_N = (0,5 + 0,15 + 0,6) \cdot \frac{30,48^2}{2} \cdot 2,17 = 1260 \text{ Pa}$$

Přibližná hodnota celkové tlakové ztráty vlivem místních odporů v nízkotlakém okruhu je tedy $\Delta P_{\xi_N} = 10\,158 \text{ Pa}$, bez započítání vlivu zakřivení přívodního/převodního potrubí.

9.2.2. Určení velikosti tlakové ztráty místními odpory ve VT okruhu

Pro nízkotlaký okruh byly na základě [24] přiřazeny tyto přibližné hodnoty součinitelů místních odporů:

název	zkratka	hodnota
vstup He z přívodního potrubí	ξ_1	0,80
vstup He do svazku teplosměnných trubek	ξ_2	0,50
výstup He ze svazku teplosměnných trubek	ξ_3	0,80
výstup He do odváděcího potrubí	ξ_4	0,50
ohyb proudu He v článku	ξ_5	0,15

Tab. 9.2. Součinitelé místních odporů pro VT okruh

K výpočtu ztráty na vstupu je podobně jako v předchozím případě nutné znát rychlost proudění v přívodním potrubí. V tomto případě:

$$c_{PR-V} = \frac{\dot{V}_V}{S_{PR-V}} = \frac{\dot{V}_V}{\pi \cdot \frac{D_{PR-V}^2}{4}} = \frac{1,49}{\pi \cdot \frac{0,131^2}{4}} = 110,56 \text{ m/s}$$

Po dosažení je tedy ztáta na přívodu:

$$\Delta P_{\xi_1} = \xi_1 \cdot \frac{c_{PR-V}^2}{2} \cdot \rho_V = 0,8 \cdot \frac{101,25^2}{2} \cdot 7,42 = 30426 \text{ Pa}$$

V případě ostatních ztrát lze počítat s rychlostí proudění ve výměníku, tedy c_V (kapitola 8.2.2). Po dosažení:

$$\Delta P_{\xi_i} = \sum_i \xi_i \cdot \frac{c_N^2}{2} \cdot \rho_N = (0,5 + 0,8 + 0,5 + 0,15) \cdot \frac{19,87^2}{2} \cdot 7,42 = 2856 \text{ Pa}$$

Přibližná hodnota celkové tlakové ztráty vlivem místních odporů v nízkotlakém okruhu je tedy $\Delta P_{\xi_V} = 33\,282 \text{ Pa}$, bez započítání vlivu zakřivení přívodního/převodního potrubí.

9.3. Zhodnocení hydraulického výpočtu

Tlakové ztráty způsobené třením spočítané v kapitolách 9.1.1 a 9.1.2. lze hodnotit jako přijatelné, neboť se v obou případech pohybují kolem 1% hodnoty výchozí tlakové úrovně. Nejsou v nich však zahrnuty ztráty v přívodním/převodním potrubí, které by bylo nutné ve výsledném výpočtu zohlednit. K přesnému určení celkových tlakových ztrát způsobených třením by se v tomto případě potom použil postup nastíněný v úvodu kapitoly 9.1.

Hodnoty vypočítané v kapitolách 9.2.1 a 9.2.2 mají vzhledem k přibližně voleným hodnotám součinitelů místních tlakových ztrát pouze orientační charakter. K jejich přesnému určení by bylo nutné znát takové hodnoty součinitelů ζ , které by lépe zohledňovaly reálné charakteristiky výsledného návrhu.

10. Pevnostní výpočet

Pevnostní výpočet slouží ke stanovení, případně kontrole, rozměrů jednotlivých částí tepelného výměníku. Pro vlastní výpočet jsem použil normu ČSN 69 0010. V jejím úvodu je sice uvedeno, že kromě jiného neplatí pro tlakové nádoby pracující s radioaktivními látkami, avšak pro účely této práce jakožto předběžného návrhu, ji použít lze.

Výpočet dovoleného napětí:

Vychází z vlastností konstrukčního materiálu při výpočtové teplotě, za kterou byla volena teplota na vstupu do nízkotlakého okruhu. Příslušné parametry jsou uvedeny v tabulce 10.1 [21]:

název	zkratka	hodnota	jednotka
mez pevnosti	Rm	500	[Mpa]
smluvní mez kluzu	Re _{0,2}	220	[Mpa]
součinitel bezpečnosti pro Rm	n _m	2,4	[-]
součinitel bezpečnosti pro Re _{0,2}	n _e	1,5	[-]

Tab 10.1. Součinitele bezpečnosti a vlastnosti konstrukčního materiálu pro $t = 530^\circ \text{C}$

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

Po dosažení do vzorce:

$$[\sigma] = \min \left\{ \frac{Rm}{n_m}; \frac{Re_{0,2}}{n_e} \right\} = \min \left\{ \frac{500}{2,4}; \frac{220}{1,5} \right\} = \min \{208,3; 146,7\} = 146,7 \text{ MPa}$$

Vypočtená hodnota dovoleného napětí je 146,7 MPa, po dohodě s vedoucím práce však vzhledem k vlivům, jež nejsou ve výpočtu zahrnuty (přídavná namáhání od tepelných pnutí, napěťových pulzací apod.) volím $[\sigma] = 50 \text{ MPa}$.

Kontrolní výpočet tloušťky stěny teplosměnných trubek:

Dle vzorce pro bezešvé trubky namáhané vnitřním přetlakem (za výpočtový tlak dosazen tlak ve vysokotlakém okruhu p_V) [25]:

$$t_{TV} = \frac{p_V \cdot d_1}{2 \cdot [\sigma] - p_V} = \frac{9 \cdot 10}{2 \cdot 50 - 9} = 0,99 \text{ mm}$$

Výsledná hodnota 0,99 mm je menší než volená 1,2 mm – tloušťka stěny je vyhovující.

Výpočet tloušťky stěny pláště:

Dle vzorce pro svařovaný plášť kruhového průřezu namáhaný vnitřním přetlakem (za výpočtový tlak dosazen tlak v turbinovém okruhu p_N) [25]:

$$t_{PL} = \frac{p_V \cdot D_1}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_N} = \frac{2,81 \cdot 600}{2 \cdot 50 \cdot 1 - 2,81} = 17,35 \text{ mm}$$

Pro součinitel svarového spoje $\varphi = 1$ (zařízení podrobená destruktivnímu nebo nedestruktivnímu zkoušení, které osvědčuje, že celá sada spojů nevykazuje významné vady).

Tloušťku stěny pláště volím $t_{PL} = 18 \text{ mm}$

Výpočet tloušťky trubkovnice:

Dle vzorce pro výměník s vlásenkovými trubkami [25]:

$$S_{TR} = 0,41 \cdot D_2 \cdot \sqrt{\frac{p_N}{[\sigma]}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - n \cdot \left(\frac{d_2}{D_t}\right)^2}} = 0,41 \cdot 636 \cdot \sqrt{\frac{2,81}{50}} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - 955 \cdot \left(\frac{12,4}{618}\right)^2}} \quad [\text{mm}]$$

$$S_{TR} = 78,79 \text{ mm}$$

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

Kde je za výpočtový tlak dosazen tlak v nízkotlakém okruhu, n je počet teplosměnných trubek ve svazku a D_t je střední průměr pláště.

Tloušťku stěny trubkovnice volím $S_{TR} = 80$ mm

Kontrolní výpočet vstupního a výstupního hrdla na straně nízkotlakého okruhu:

Pro hrdlo o světlosti 253 mm dle vzorce [25]:

$$t_{HN} = \frac{p_T \cdot d_{1HN}}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_T} = \frac{2,81 \cdot 253}{2 \cdot 50 \cdot 1 - 2,81} = 7,31 \text{ mm}$$

Výsledná hodnota 7,31 mm je menší než volená 10 mm – tloušťka stěny je vyhovující.

Kontrolní výpočet vstupního a výstupního hrdla na straně vysokotlakého okruhu:

Pro hrdlo o světlosti 131 mm dle vzorce [25]:

$$t_{HV} = \frac{p_V \cdot d_{1HV}}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_V} = \frac{9 \cdot 131}{2 \cdot 50 \cdot 1 - 9} = 12,96 \text{ mm}$$

Výsledná hodnota 12,96 mm je menší než volená 14 mm – tloušťka stěny je vyhovující.

Výpočet tloušťky stěny polokulových dn výměníku neprovádím, neboť vzhledem k jejich tvaru nebudou tyto namáhány více než stěny pláště. Jejich tloušťku tedy volím na stejné úrovni jako t_{PL} , tedy 18 mm.

11. Závěrečné shrnutí, konstrukční a technologické řešení

Úkolem této bakalářské práce bylo určení parametrů uzavřeného oběhu s plynovou turbínou pro předpokládané použití v kombinaci s vysokoteplotním, plynem chlazeným reaktorem, a návrh jeho regenerativního výměníku z koncepčního, tepelného, hydraulického a pevnostního hlediska.

Na základě analýzy tepelných oběhů současných projektů reaktorů typu HTGR, byl pro další výpočet uvažován uzavřený braytonův cyklus v konfiguraci s dvojitou kompresí a regenerací tepla o těchto volených/vypočtených parametrech:

Název	zkratka	hodnota	jednotka
Tlak na výstupu z reaktoru	p_V	9,00	[MPa]
Tlak na výstupu z turbíny	p_N	2,81	[MPa]
Tlak na výstupu z NT kompresoru	p	5,03	[MPa]
Kompresní poměr	r_P	3,20	[-]
Teplota na vstupu do NT/VT kompresoru	$T_{1N/1V}$	35	[°C]
Účinnost NT komprese	η_{CN}	0,85	[-]
Teplota na výstupu z NT kompresoru	T_{2N}	130	[°C]
Účinnost VT komprese	η_{CV}	0,85	[-]
Teplota na výstupu z VT kompresoru	T_{2V}	130	[°C]
Teplota na vstupu do turbíny	T_{3V}	900	[°C]
Účinnost turbíny	η_T	0,85	[-]
Teplota na výstupu z turbíny	T_{4N}	530	[°C]
Účinnost regenerace	η_{REG}	0,90	[-]
Teplota na vstupu do reaktoru	T_{2V}	490	[°C]

Tab. 11.1. Parametry navrhovaného oběhu

Samotný návrh rekuperačního výměníku vycházel z předpokladu použití řešeného cyklu jako oběhu experimentální reaktorové jednotky o výkonu 10 MWe. Parametry výměníku jsou poté následující:

název	značka	hodnota	jednotka
Tepelný výkon	Q_{REKUP}	20,7	[MW]
Nízkotlaký okruh			
Teplota na vstupu do výměníku	t_{N1}	530	[°C]
Teplota na výstupu z výměníku	t_{N2}	170	[°C]
Výpočtový tlak	p_N	2,81	[MPa]
Vysokotlaký okruh			
Teplota na výstupu z výměníku	t_{V2}	490	[°C]
Teplota na vstupu do výměníku	t_{V1}	130	[°C]
Výpočtový tlak	p_V	9	[MPa]

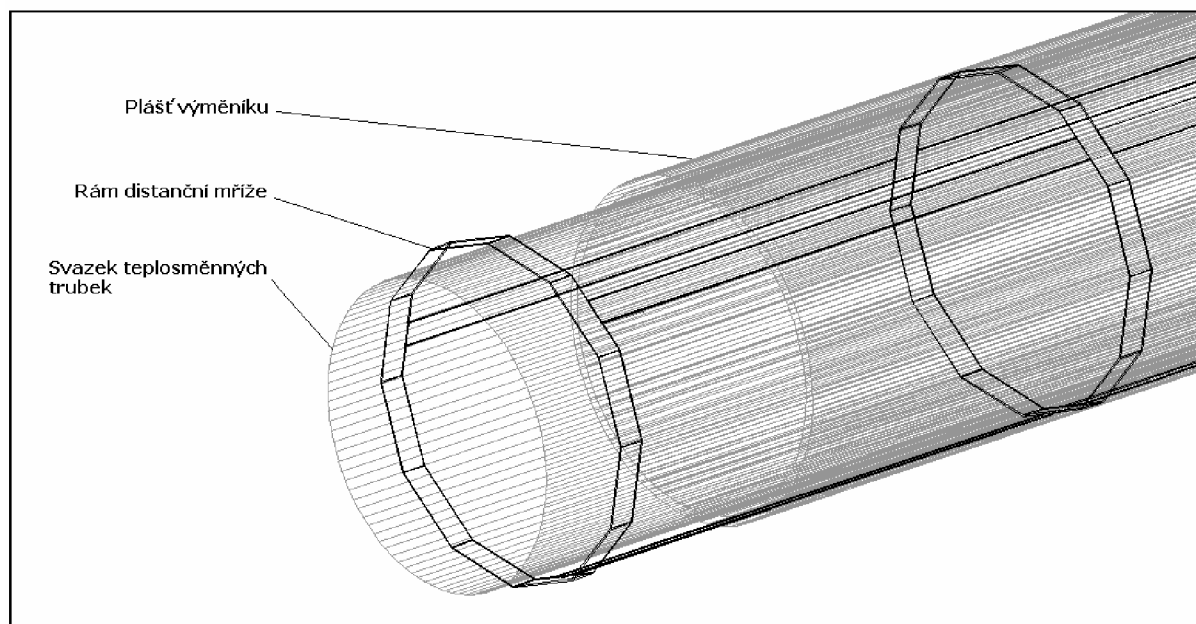
Tab. 11.2. Parametry navrhovaného výměníku

Z konstrukčního hlediska je navrhovaný výměník řešen v provedení trubka v trubce, přičemž vnitřní svazek je tvořen 955 teplosměnnými trubkami. Výměník je z důvodu dostupnosti polotovarů konstrukčního materiálu (za který byl zvolen Incoloy 800) rozdělen na 2 sériově řazené články. Teplotní dilatace jsou řešeny zakřivením jednotlivých článků do tvaru písmene L.

Plášť výměníku má vnitřní průměr 600 mm, tloušťku stěny 18 mm a sestává z navzájem svařovaných plechových lubů. Jednotlivé dílce jsou svařeny pomocí technologie WIG (obloukové svařování netavící se elektrodou v inertním ochráněm plynu). Přídavným materiálem je dle doporučení výrobce Inconel 617. Všechny provedené svary je nutné zkontrolovat pomocí některé z nedestruktivních defektoskopických metod k zamezení případného výskytu skrytých vad.

Vnitřní bezešvé trubky určené pro vysokotlaký okruh mají rozměry 12,4x1,2 mm. Na obou koncích jsou teplosměnné trubky svarem připojeny k trubkovnici o tloušťce 80 mm. Ta je zase napevno přivařena k plášti výměníku. Dna výměníku přiléhající k trubkovnici z druhé strany mají z pevnostních důvodů polokulový tvar. Technologie svařování je v obou případech shodná s technologií použitou ke svaření pláště.

Vzájemná poloha teplosměnných trubek je ve výměníku fixována pomocí distančních mříží. Ty jsou tvořeny rovnoběžnými řadami plechových pásů o šířce 50 mm, tloušťce 2,5 mm a rozestupech 17,2 mm. Pásky jsou navařeny do rámu ve tvaru pravidelného 12-ti úhelníku, svařené rovněž z pásoviny.



Obr. 11.1. Drátěný model rámu distanční mříže

Tento rám se ve svých vrcholech dotýká vnitřní strany pláště, čímž vymezuje polohu trubkového svazku vůči tomuto plášti (provedení je patrné z drátěného modelu na obrázku 11.2). Vzhledem k použité pracovní látce, kterou je inertní hélium zde nehrozí riziko vzniku koroze v místech styku. Z důvodu zamezení vibrací jednotlivých trubek jsou distanční mříže umístěny vždy maximálně 1200 mm délky trubkového svazku a to tak, že každá následující

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

mříží je oproti předchozí pootočena o 60° . Tím je zajištěna fixace ve všech osách. V každém článku výměníku se nachází celkem 8 distančních mříží, přičemž k plášti jsou přivařeny vždy krajní kusy, umístěné nejbližší k trubkovnici. Vzájemnou polohu rámu zajišťují 3 kusy pásoviny navařené mezi nimi.

Výsledný návrh tepelného výměníku, včetně jeho dispozičního řešení je znázorněn na výkresové dokumentaci, jenž je přílohou této práce.

Jaderná bezpečnost navrhovaného výměníku souvisí s jeho bezpečností technickou, proto je při výrobě bezpodmínečně nutné řádné dodržení všech příslušných technologických postupů. Stejná podmínka pak platí i pro následný provoz výměníku. Ten se musí řídit patřičnými pravidly zejména v případě náhlých změn výkonu, nebo havarijního odstavení. Při nevhodném průběhu by tyto události mohly výrazně negativně ovlivnit životnost výměníku.

Výhodou výměníku je jeho relativně vysoká pasivní bezpečnost v případě havarie spojené s únikem pracovní látky. Ta je zajištěna právě vlastnostmi hélia jako oběživa - jeho netečnost, radiační stálostí, ale v neposlední řadě také jeho nulovou toxicitou.

Celková teplosměnná plocha výměníku činí přes 630 m^2 , při souhrnné činné délce obou článků $19,5 \text{ m}$. Odhadovaná hrubá hmotnost je potom $29\,000 \text{ kg}$. Při uvedených parametrech to znamená hmotnost na jednotku tepelného výkonu kolem 1400 kg/MW . Tato hodnota je ve srovnání např. s parními generátory lehkovodních jaderných elektráren více než dvojnásobná [20], což je dáno především relativně nízkou intenzitou přestupu tepla ($\sim 800 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$) způsobenou vlastnostmi plynného chladiva. I přesto je vhodné zvážit, nakoľik je použitá koncepce výměníku vhodná pro dané účely a zda-li by se dalo najít jiné, vhodnější řešení, například v podobě kompaktního deskového výměníku.

12. Seznam použité literatury a internetových odkazů

- [1] Generation IV International Forum, 20. dubna 2008
<http://gif.inel.gov/>
- [2] Bikowicz B. - The Decay of the Atomic Powered Aircraft Program, 2. března 2008
http://www.atomicengines.com/ANP_intro.html
- [3] Bečvář, J. - Jaderné elektrárny, SNTL, Praha, 1982
- [4] HTTR, 2. března 2008
http://www2.tokai-sc.jaea.go.jp/htr/eng/index_top_eng.html
- [5] Zongxin Wu - HTGR Projects in China, 2. března 2008
<http://article.nuclear.or.kr/jknsfile/v39/JK0390103.pdf>
- [6] LaBar M.P. - Status of the GT-MHR for Electricity Production, 2 března 2008
<http://www.world-nuclear.org/sym/2003/pdf/labar.pdf>
- [7] The Gas Turbine - Modular Helium Reactor, General Atomics, 2. března 2008
<http://gt-mhr.ga.com/>
- [8] Prezentace firmy Eskom, 2. března 2008
<http://www.eskom.com/>
- [9] Septimus van der Linden - Closed cycle nuclear plant rated at 165 MW and 41% efficiency, Gas Turbine World, březen - duben 2007
- [10] J. Selwin Rajadurai - Thermodynamics and Thermal Engineering, New Age Internacional, 2003
- [11] Sazima, M. - Teplo, SNTL, Praha, 1989
- [12] Studijní opory pro předmět termomechanika, VUT FSI EU, 10. dubna 2008
<http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/Termomechanika/>
- [13] Stehlík P. - Tepelné pochody, VUT v Brně, listopad 1991
- [14] Prezentace firmy Heatric, 15. března 2008
<http://www.heatric.com>
- [15] Libich. V. - Spalovací zařízení a výměníky tepla, VUT v Brně, 1989
- [16] Dostál V. - Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors, MIT, leden 2004
- [17] Petersen H. - The properties of Helium..., Danish Atomic Energy Comission, září 1970 (http://www.risoe.dk/rispubl/reports_INIS/RISO224.pdf)

- [18] Dubšek F. - Jaderná energetika, VUT v Brně, 1997
- [19] Nicholls D.R. - The pebble bed modular reactor, South African Journal of Science 98, leden/únor 2002
- [20] Matal O. - Konstrukční cvičení, VUT v Brně, duben, 1988
- [21] Katalog niklových slitin firmy Bibus s.r.o., 2008
- [22] Svoboda P. – Základy konstruování, výběr z norem pro konstrukční cvičení, VUT v Brně, 2001
- [23] Plášek J. – Stanovení součinitele tření, VUT v Brně, 2008
- [24] Fleischner P. - Sbírka příkladů z hydromechaniky, SNTL Praha, květen 1970
- [25] ČSN 69 0010, Tlakové nádoby stabilní, technická pravidla

12. Seznam použitých zkratk

HTGR	vysokoteplotní plynem chlazený reaktor
LOCA	nehoda způsobená ztrátou (tlaku) chladiva
GFR	plynem chlazený rychlý reaktor
LFR	olovem chlazený rychlý reaktor
MSR	reaktor chlazený tekutými solemi

Výpočet parametrů oběhu

p_N	tlak na vstupu do NT kompresoru	[Pa]
p_V	tlak na výstupu z VT komprese	[Pa]
p	tlak při mezichlazení	[Pa]
r_p	kompresní poměr	[-]
γ	izoentropický pracovní koeficient	[-]
T_x	pracovní teplota v bodě x	[K]
η_C	účinnost kompresoru	[-]
η_T	účinnost turbíny	[-]
η_{REG}	účinnost regenerace tepla	[-]
s	měrná entropie	[J/kgK]
c_p	měrná tepelná kapacita	[J/kgK]
r	plynová konstanta pracovní látky	[-]
a_o	práce oběhu	[J]
q_H	teplo dodané za teploty T_H	[J]
η_t	termická účinnost	[-]
a_T	práce vykonaná na turbíně	[J]
a_K	práce spotřebovaná kompresí	[J]
i	měrná entalpie	[J/kg]

Tepelný výpočet

Q_1	tepelný příkon výměníku	[W]
Q_2	tepelný výkon výměníku	[W]
Q_z	tepelné ztráty výměníku	[W]
η	účinnost výměníku	[-]
m	hmotnostní tok	[kg/s]
c	rychlost proudění pracovní látky	[m/s]
S	průtočný průřez	[m ²]
ρ	hustota pracovní látky	[kg/m ³]
k	součinitel prostupu tepla	[W/m ² K]
ΔT_{STR}	střední teplotní rozdíl	[°C]
Re	reynoldsovo kritérium	[-]
ν	kinematická viskozita	[m ² /s]
Pr	prandtlovo kritérium	[-]
a	tepelná vodivost	[W/K]
λ	měrná tepelná vodivost	[W/mK]
Nu	nusseltovo kritérium	[-]
α	součinitel přestupu tepla	[W/m ² K]
d_1	vnitřní průměr teplosměnné trubky	[m]
d_2	vnější průměr teplosměnné trubky	[m]
d_s	střední průměr teplosměnné trubky	[m]
λ_{MAT}	měrná tepelná vodivost konstrukčního	[W/m ² K]

Návrh výměníku tepla v uzavřeném oběhu s plynovou turbinou

	materiálu	
P_{EL}	elektrický výkon	[W]
η_{GEN}	účinnost el. Generátoru	[-]
Q_{REKUP}	výkon rekuperačního výměníku	[W]
V	objemový tok	[m ³ /s]
d_H	hydraulický průměr	[m ²]
l	délka výměníku	[m]

Hydraulický výpočet

ΔP_λ	tlaková ztráta třením	[Pa]
λ	součinitel tlakové ztráty třením	[-]
k	drsnot potrubí	[m]
ξ	součinitel místní tlakové ztráty	[-]

Pevnostní výpočet

$[\sigma]$	dovolené napětí	[MPa]
t_{TV}	tloušťka stěny teplosměnné trubky	[mm]
t_{PL}	tloušťka stěny pláště	[mm]
φ	součinitel svarového spoje	[-]
S_{TR}	tloušťka stěny trubkovnice	[mm]
t_H	tloušťka stěny hrdla	[mm]

12. Seznam příloh

1. Výkres dispozičního uspořádání č. 3P-11-08/00
2. Výkres článku I č. 3P-11-08/01