

ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE

FAKULTA  
STROJNÍ



BAKALÁŘSKÁ  
PRÁCE

2018

JAN  
SYBLÍK



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Pokročilé tepelné oběhy s nadkritickým  
oxidem uhličitým**

*Jan Syblík*

vedoucí práce

Ing. Ladislav Veselý

Bakalářský studijní program

Teoretický základ strojního inženýrství

27.května 2018

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Syblík** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **410538**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Pokročilé tepelné oběhy s nadkritickým oxidem uhličitým**

Název bakalářské práce anglicky:

**Advanced power cycles with supercritical carbon dioxide**

Pokyny pro vypracování:

První část práce bude věnována rešerši současné problematiky tepelných oběhů s S-CO<sub>2</sub> se zaměřením na rozložení tepelných oběhů pro různé aplikace, jako jsou solární a geotermální elektrárny nebo využívání odpadního tepla. Druhá část práce bude věnována tvorbě výpočetního modelu vybraných tepelných oběhů a jejich porovnání.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

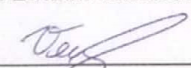
**Ing. Ladislav Veselý, ústav energetiky FS**

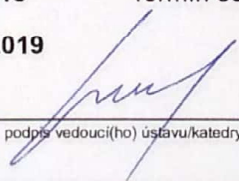
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

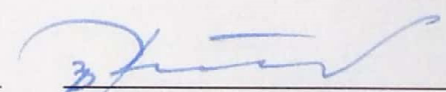
Datum zadání bakalářské práce: **16.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2019**

  
Ing. Ladislav Veselý  
podpis vedoucí(ho) práce

  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

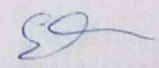
  
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## 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.

**30.04.2018**

Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval samostatně a na základě literatury a pramenů uvedených v Seznamu použité literatury.

V Praze dne .....

.....

podpis

## Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Jan Syblík
<b>Název BP:</b>	Pokročilé tepelné oběhy s nadkritickým oxidem uhličitým
<b>Anglický název:</b>	Advanced power cycles with supercritical carbon dioxide
<b>Akademický rok:</b>	2017/2018
<b>Ústav/Odbor:</b>	Ústav energetiky/Jaderná energetická zařízení
<b>Vedoucí BP:</b>	Ing. Ladislav Veselý
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 40 Počet obrázků: 24 Počet tabulek: 6 Počet příloh: 4
<b>Klíčová slova:</b>	tepelné oběhy, S-CO <sub>2</sub> , DEMO2
<b>Keywords:</b>	cooling cycles, S-CO <sub>2</sub> , DEMO2
<b>Anotace:</b>	Cílem teoretické části bakalářské práce je seznámení se s problematikou oxidu uhličitého v superkritickém stavu a možnostmi jeho použití v oblasti chladicí techniky. Práce se zabývá vhodnými zdroji tepla a jeden z nich je stručně popsán. Praktická část se poté zaměřuje na výpočet a optimalizaci vybraných tepelných oběhů, stanovení účinností a zvolení vhodného tepelného oběhu pro danou aplikaci.
<b>Abstract:</b>	The main target of the theoretical part of this bachelor's thesis is an introduction to the problematics of supercritical carbon dioxide and to the possibilities of usage in cooling technology. This work describes appropriate heat sources and one of them is chosen for the practical part. The practical part of this thesis focuses on calculation and optimization of the cooling cycles, its efficiencies and choosing suitable cooling cycle for the given application.

## Poděkování

Rád bych poděkoval studentům doktorského studia na Ústavu energetiky, FS ČVUT v Praze, Ing. Ladislavu Veselému, Ing. Slavomíru Entlerovi a Ing. Janu Štěpánkovi za cenné připomínky, které mi pomohly při zpracování této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a své slečně za psychickou podporu.

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>1</b>
1.1	Motivace . . . . .	1
1.2	Cíle práce . . . . .	1
1.3	Členění práce . . . . .	1
<b>2</b>	<b>Tepelné oběhy s S-CO<sub>2</sub></b>	<b>2</b>
2.1	Historie . . . . .	2
2.2	Výhody a nevýhody S-CO <sub>2</sub> tepelných oběhů . . . . .	3
2.3	Potenciální využití . . . . .	4
2.4	Dnešní stav výzkumné činnosti v oblasti S-CO <sub>2</sub> . . . . .	5
2.4.1	S-CO <sub>2</sub> na Českém vysokém učení technickém . . . . .	5
2.4.2	S-CO <sub>2</sub> na Tokyo Institute of Technology . . . . .	5
2.4.3	S-CO <sub>2</sub> na Sandia National Laboratories, USA . . . . .	6
2.4.4	S-CO <sub>2</sub> na dalších institucích . . . . .	6
2.5	Shrnutí . . . . .	6
<b>3</b>	<b>Fúzní reaktor</b>	<b>7</b>
3.1	Popis elektrárny . . . . .	8
3.2	Popis jednotlivých zdrojů tepla . . . . .	8
3.3	Aplikace S-CO <sub>2</sub> oběhů na DEMO2 . . . . .	9
3.4	Shrnutí . . . . .	10
<b>4</b>	<b>Popis tepelných oběhů</b>	<b>11</b>
4.1	Teoretický popis S-CO <sub>2</sub> oběhu a jeho výpočet . . . . .	11
4.1.1	Adiabatický děj . . . . .	11
4.1.2	Izobarický děj . . . . .	11
4.2	Braytonův oběh . . . . .	12
4.3	Prekompresní oběh . . . . .	13
4.4	Rekompresní oběh . . . . .	14
4.5	Rozdělený expanzní oběh . . . . .	16
4.6	Shrnutí . . . . .	17
<b>5</b>	<b>Výpočty a optimalizace</b>	<b>18</b>
5.1	Carnotův oběh . . . . .	18
5.2	Teoretický podklad pro výpočet . . . . .	19
5.3	Výpočetní program . . . . .	20
5.4	Okrajové podmínky . . . . .	21
5.5	Shrnutí . . . . .	22

<b>6</b>	<b>Výsledky</b>	<b>23</b>
6.1	Braytonův oběh . . . . .	23
6.2	Prekompresní oběh . . . . .	24
6.3	Rekompresní oběh . . . . .	26
6.4	Rozdělený expanzní oběh . . . . .	28
6.5	Porovnání a shrnutí výsledků . . . . .	30
<b>7</b>	<b>Závěr</b>	<b>31</b>
	<b>Seznam použité literatury</b>	<b>32</b>
	<b>Přílohy</b>	<b>35</b>



## Seznam tabulek

3.1	Parametry zdrojů tepla při elektrárně DEMO2 [9]. . . . .	8
6.1	Výsledky optimalizačního procesu Braytonova oběhu. . . . .	24
6.2	Výsledky optimalizačního procesu prekompresního oběhu. . . . .	25
6.3	Výsledky optimalizačního procesu rekompresního oběhu. . . . .	27
6.4	Výsledky optimalizačního procesu rozděleného expanzního oběhu. . . . .	29
6.5	Porovnání výkonů a účinností jednotlivých oběhů. . . . .	30

## Seznam obrázků

2.1	T-s diagram jednoduchého Braytonova oběhu s vyznačeným kritickým bodem K ( $t_K = 30,98 \text{ }^\circ\text{C}$ , $s_K = 1,4 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ) [2]. . . . .	2
2.2	Graf závislosti hustoty $\text{CO}_2$ na teplotě. . . . .	3
2.3	Porovnání velikosti turbín pro vodní páru, helium a $\text{CO}_2$ [4]. . . . .	4
3.1	Schéma tokamaku s označeným toroidálním a poloidálním magnetickým polem [18]. . . . .	7
3.2	Schéma stellarátoru, kde vnější vinutí vytváří pole toroidální o mnohem větší intenzitě než vnitřní šroubovicovité vinutí vytvářející pole poloidální [18]. . . . .	8
3.3	Jedna z 54 kazet divertoru tokamaku ITER [16]. . . . .	9
4.1	T-s diagram jednoduchého Braytonova oběhu bez rekuperace. . . . .	12
4.2	T-s diagram Braytonova oběhu s rekuperací. . . . .	13
4.3	T-s diagram prekompresního oběhu. . . . .	14
4.4	T-s diagram rekompresního oběhu. . . . .	15
4.5	T-s diagram rozděleného expanzního oběhu. . . . .	16
5.1	T-s diagram Carnotova tepelného oběhu. . . . .	18
5.2	P-v diagram Carnotova tepelného oběhu. . . . .	19
5.3	Schéma optimalizačního procesu výpočtu Braytonova oběhu. . . . .	20
5.4	Vliv účinnosti kompresoru. . . . .	22
5.5	Vliv účinnosti turbíny. . . . .	22
6.1	Schéma Braytonova oběhu (blanket a první stěna, divertor a vakuová komora). . . . .	23
6.2	T-s diagram Braytonova oběhu se třemi zdroji tepla. . . . .	24
6.3	Schéma prekompresního oběhu (blanket a první stěna, divertor a vakuová komora). . . . .	25
6.4	T-s diagram prekompresního oběhu se třemi zdroji tepla. . . . .	26
6.5	Schéma rekompresního oběhu (blanket a první stěna, divertor a vakuová komora). . . . .	26
6.6	T-s diagram rekompresního oběhu se třemi zdroji tepla. . . . .	28
6.7	Schéma rozděleného expanzního oběhu (blanket a první stěna, divertor a vakuová komora). . . . .	28
6.8	T-s diagram rozděleného expanzního oběhu se třemi zdroji tepla. . . . .	29

## Seznam symbolů

$h$	[J/kg/K]	měrná entalpie
$\dot{m}$	[kg/s]	hmotnostní tok
$p$	[Pa]	tlak
$P$	[W]	výkon
$q$	[W/kg]	měrné teplo
$Q$	[W]	teplo
$s$	[J/kg/K]	měrná entropie
$t$	[°C]	teplota
$T$	[K]	termodynamická teplota
$v$	[m <sup>3</sup> /kg]	měrný objem
$w$	[W/kg]	měrná práce
$W$	[W]	práce
$\eta$	[%]	účinnost
$\kappa$	[1]	izoentropický mocnitel
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota

## Seznam indexů

Br	Braytonův
c	kompresor
C	Carnotův
h	vyšší
K	kritický
l	nižší
in	dodané
min	minimální
max	maximální
out	odebrané
Pr	prekompresní
r	rekuperátor
Re	rekompresní
RE	rozdělený expanzní
t	turbína
th	termická

## Seznam zkratek

AGR	Pokročilé plynem chlazené reaktory (Advanced Gas Cooled Reactors)
BNK	Blanket a první stěna (Blanket and First Wall)
D	Divertor
DEMO2	Demonstrační elektrárna 2 (Demonstrational Power Plant 2)
GFR	Rychlé plynem chlazené reaktory (Gas-cooled fast reactors)
HTR	Vysokoteplotní výměník tepla (High Temperature Recuperator)
ITER	Mezinárodní termojaderný experimentální reaktor (International Thermonuclear Experimental Reactor)
LFR	Tekutými kovy chlazené rychlé reaktory (Lead-cooled fast reactors)
LTR	Nízkoteplotní výměník tepla (Low Temperature Recuperator)
MTR	Středněteplotní výměník tepla (Middle Temperature Recuperator)
S-CO <sub>2</sub>	Oxid uhličitý v superkritickém stavu
SFR	Rychlé sodíkem chlazené reaktory (Sodium Fast Reactors)
SMR	Malé (modulární) jaderné reaktory (Small Modular Reactors)
VV	Vakuová komora (Vacuum Vessel)

# 1 Úvod

## 1.1 Motivace

Chladicí okruhy založené na používání oxidu uhličitého v superkritickém stavu (S-CO<sub>2</sub>) jsou v dnešní době perspektivní alternativou chladicím okruhům založeným na bázi vody či helia.

Možné aplikace jsou například pro solární systémy, geotermální systémy, jaderné elektrárny, nebo v oblasti využívání odpadního tepla. V budoucnu by mohly být S-CO<sub>2</sub> oběhy vhodné i pro termojaderné elektrárny s vícenásobnými zdroji tepla. Pro zvýšení účinnosti je zároveň potřeba zvolit vhodné chladicí médium. Mnoho vědeckých článků, výpočtů a experimentů potvrzuje výhody S-CO<sub>2</sub> tepelných pro specifická využití a proto se tato práce bude zabývat danou problematikou.

## 1.2 Cíle práce

Hlavním cílem práce je optimalizace vybraných druhů tepelných oběhů s využitím S-CO<sub>2</sub> a jejich porovnání. Dílčím cílem práce je stručná rešerše na téma S-CO<sub>2</sub> a jejich možného použití pro různé aplikace. Závěrem práce je porovnání optimalizovaných S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů pro jednu zvolenou aplikaci.

## 1.3 Členění práce

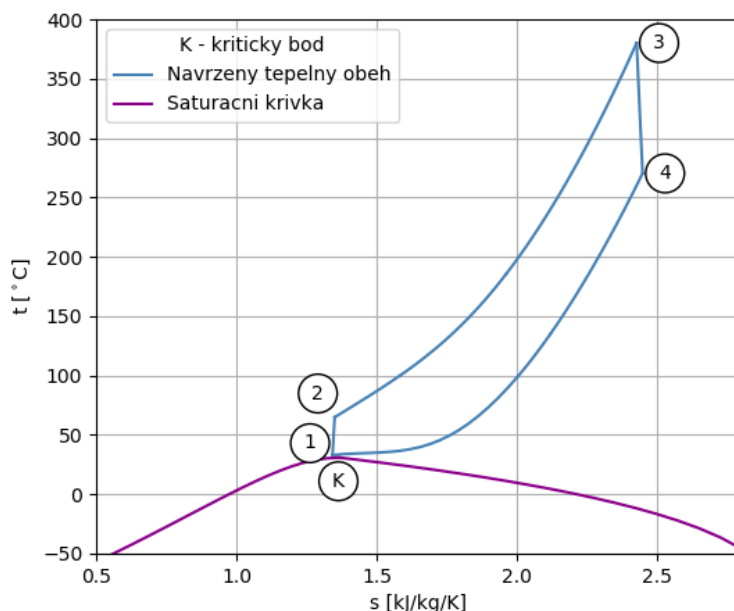
Práce je sepsána tak, aby čtenáři představila problematiku S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů, historii i nynější stav výzkumu, výhody a nevýhody S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů. Následuje porovnání s jinými oběhy, které se používají v jaderné energetice a výzkumu. Další část je věnována způsobu výpočtu a optimalizace základních S-CO<sub>2</sub> oběhů pro vícenásobné zdroje energie. Modelem pro výpočty slouží termojaderná elektrárna DEMO2. Závěrem je provedeno porovnání a diskuze nad dosaženými výsledky, popis použití analyzovaných oběhů a další možné kroky v případném budoucím výzkumu. Členění práce je voleno tak, aby na sebe jednotlivé kapitoly plynule navazovaly a dávaly ucelený náhled na problematiku S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů.

## 2 Tepelné oběhy s S-CO<sub>2</sub>

Tato kapitola se zabývá historií tepelných oběhů využívajících S-CO<sub>2</sub>. Zároveň jsou zde popsány výhody a nevýhody oproti dalším využívaným chladicím médiím a konec této kapitoly je věnován dnešnímu stavu výzkumu v oblasti S-CO<sub>2</sub>.

### 2.1 Historie

Velký význam pro studium S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů má práce E. G. Fehera, který stanovil hodnoty kritického bodu pro CO<sub>2</sub>  $p_K = 7,32$  MPa a  $t_K = 30,98$  °C [1]. Vykonávali tepelný oběh práci nad tímto bodem, potom takový oběh označujeme jako superkritický. T-s diagram Braytonova jednoduchého oběhů a saturační křivka jsou znázorněny na obrázku 2.1.



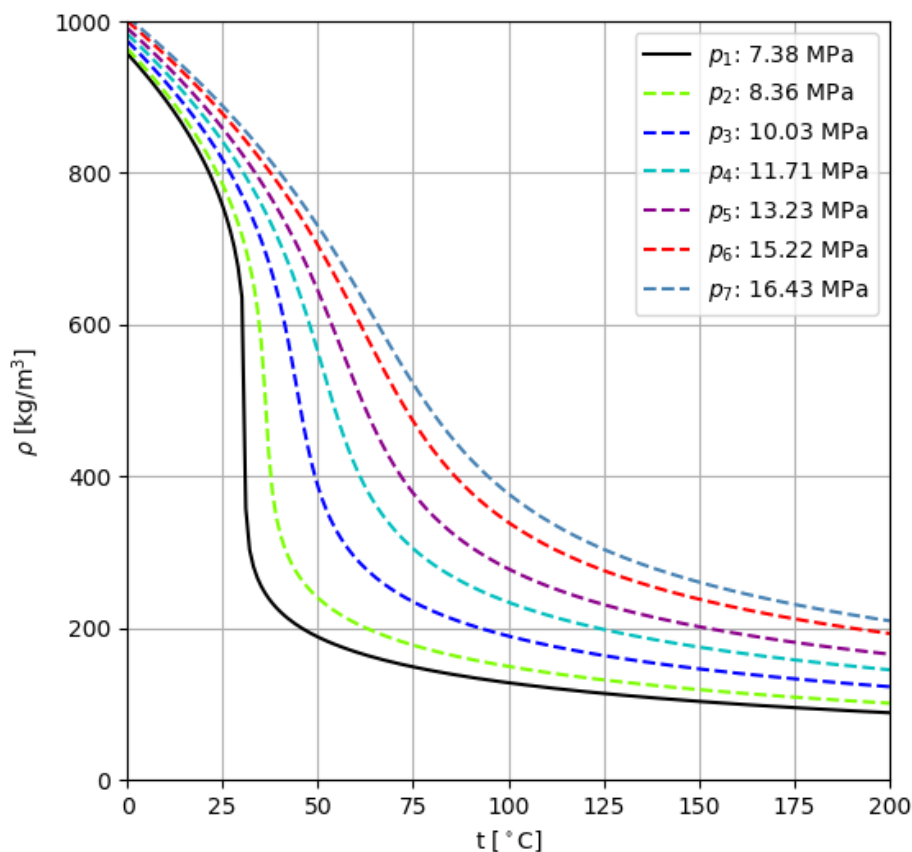
Obrázek 2.1: T-s diagram jednoduchého Braytonova oběhu s vyznačeným kritickým bodem K ( $t_K = 30,98$  °C,  $s_K = 1,4$  kJ·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>) [2].

V roce 1968 byla navržena turbína pro 1000 MW, se vstupním tlakem 30 MPa a teplotou 565 °C [3]. Další významný pokrok v tomto odvětví přišel až v roce 2004 [4].

To, že se S-CO<sub>2</sub> oběhy nezačaly používat v praxi, bylo důsledkem nedostatečných zkušeností s turbosoustrojím, nedostatek vhodných materiálů pro konstrukci výměníků tepla či nedostupnost vhodného zdroje tepla. Motivací pro obnovu zkoumání těchto oběhů byl významný posun ve výzkumu plynem chlazených reaktorů, reaktorů chlazených roztavenými solemi či tekutými kovy. Dále to byly i rostoucí požadavky na snížení investičních nákladů jaderných elektráren [4].

## 2.2 Výhody a nevýhody S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů

S-CO<sub>2</sub> oběhy vykazují markantní změnu parametrů při přiblížení se ke kritickému bodu. Je to hlavně snížení měrného objemu  $v$  média, což zapříčiní pokles spotřebované práce kompresorem a tím se zvyšuje účinnost celého oběhu. Převrácenou hodnotou měrného objemu je hustota  $\rho$  a závislost hustoty S-CO<sub>2</sub> na teplotě je znázorněna v grafu na obrázku 2.2.



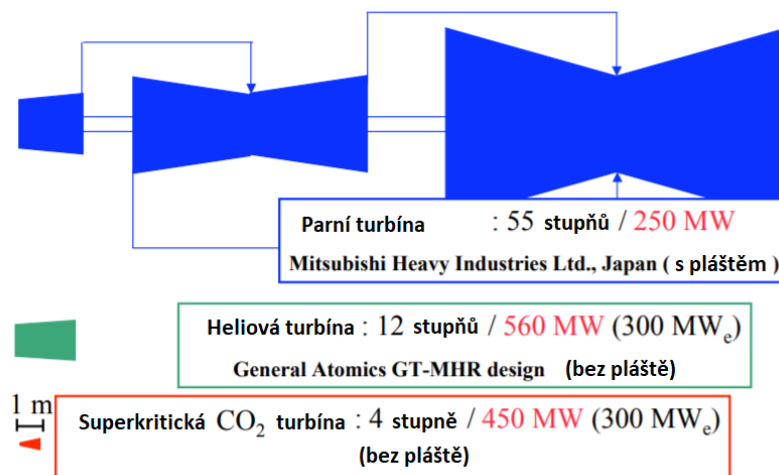
Obrázek 2.2: Graf závislosti hustoty CO<sub>2</sub> na teplotě.

Teplota kritického bodu S-CO<sub>2</sub> je relativně nízká na to, aby nebylo problematické snížit teplotu chladicího média na požadovanou hodnotu při vstupu média do hlavního kompresoru, což je jednou z předností S-CO<sub>2</sub>. [4].

Mezi alternativami k CO<sub>2</sub> byly uvažovány například kysličník dusičitý N<sub>2</sub>O<sub>4</sub>, nebo kysličník siřičitý SO<sub>2</sub>. Oba tyto plyny jsou však toxické a vytváří vysoce korozní prostředí [4].

Oproti parním oběhům mají oběhy pracující s médiem v plynném stavu své výhody, jako je například jednoduchost, kompaktnost, nízké investiční náklady či kratší doba výstavby. Například investiční náklady pro reaktorový systém jsou asi o 24 % nižší a dosahují účinnosti až 53 % [4].

Výhodou S-CO<sub>2</sub> oběhů oproti heliovému oběhu je srovnatelná účinnost při nižších teplotách (cca 550 °C oproti 850 °C). Další výhodou těchto oběhů je i menší velikost turbín. Rozdíl je patrný na obrázku 2.3. Zároveň ve srovnání s ideálními plyny, jako je například helium, klesá v případě S-CO<sub>2</sub> spotřebovaná práce kompresorem až o 33 % [4].



Obrázek 2.3: Porovnání velikosti turbín pro vodní páru, helium a CO<sub>2</sub> [4].

Nevýhodou S-CO<sub>2</sub> oběhů je jev zvaný pinch point. Pinch point je pozice v rekuperátoru, ve které je rozdíl teplot chladicího a chlazeného média nejmenší ( $\Delta T_{min}$ ). Měrná tepelná kapacita S-CO<sub>2</sub> zásadně závisí na teplotě a tlaku média a pinch point se v případě S-CO<sub>2</sub> objevuje v místech, kde jsou stejné tepelné kapacity chladicí a chlazené části média [4]. Rozdíl teplot v tepelném výměníku se může limitně blížit k nule a v určitých případech se dostává i do záporných hodnot, čímž výměník ztrácí svou funkčnost [5]. Tento stav nenastává zpravidla na vstupu či výstupu rekuperátoru, avšak mezi těmito místy díky závislosti teploty a tlaku na měrné tepelné kapacitě [4]. Řešením pro zvyšování  $\Delta T_{min}$  může být například přidávání příměsí do chladicího média, nebo různým uspořádáním oběhů [6].

Mezi další nevýhody patří také to, že oproti heliovému oběhu pracují S-CO<sub>2</sub> oběhy za mnohem vyšších tlaků (cca 20 MPa oproti 8 MPa), což zvyšuje investiční náklady, a jsou více korozivní než heliové oběhy. Zkušenosti z britských AGR však ukazují, že i pro teploty 650 °C byly nalezeny vhodné materiály, které jsou schopny S-CO<sub>2</sub> odolávat [4].

## 2.3 Potenciální využití

Potenciálním využitím S-CO<sub>2</sub> oběhů nejsou pouze jaderná energetická zařízení, ale jsou to také solární elektrárny [7], fosilní elektrárny [8] a v neposlední řadě i vyvíjené termojaderné elektrárny [9].

V dnešní době se upíná pozornost na fúzní výzkum, a proto se bude tato práce zaměřovat na využití tepla ve fúzních elektrárnách, konkrétně ve fúzní elektrárně DEMO2.



Fúzní elektrárna produkuje velké množství odpadního tepla, které se může převést na elektrickou energii, stejně jako množství nízkopotenciálního tepla a vysokopotenciálního tepla, jejichž parametry jsou vhodné pro chlazení pomocí S-CO<sub>2</sub> [9].

## 2.4 Dnešní stav výzkumné činnosti v oblasti S-CO<sub>2</sub>

Vývoj S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů se v současnosti zaměřuje na nové jaderné elektrárny s reaktory IV. generace a na malé (modulární) jaderné reaktory (SMR), kde požadovaným přínosem S-CO<sub>2</sub> oběhů by byla právě kompaktnost a kratší doba instalace chladicího okruhu.

Jaderné elektrárny dosahují účinnosti mírně nižší než například elektrárny fosilní [10], avšak jsou stabilním a vysoce výkonným bezemisním zdrojem elektrické energie. Přes vysoké investiční náklady je cena vyrobené kWh stále nižší díky nízkým provozním nákladům [11].

Vedle jaderné energetiky se výzkum věnuje hlavně aplikacím S-CO<sub>2</sub> oběhů na solární a geotermální systémy, nebo na kogenerační elektrárny [12].

Problematikou chlazení pomocí S-CO<sub>2</sub> oběhů se zabývá mnoho institucí po celém světě a proto budou zmíněny alespoň některé z nich.

### 2.4.1 S-CO<sub>2</sub> na Českém vysokém učení technickém

Počátek hlubšího studia S-CO<sub>2</sub> oběhů na ČVUT v Praze je datován do roku 1997, kdy byla sepsána výzkumná zpráva, která se zaměřila na použití Braytonova jednoduchého a rekompresního oběhu v energetice. Za vhodnou oblast pro tyto oběhy byly označeny vysokoteplotní jaderné elektrárny. Zároveň byly určeny maximální teploty vstupujícího média do oblasti turbíny na úrovni 600 °C při tlacích 25 až 30 MPa [8].

V dnešní době ČVUT v Praze spolupracuje s Centrem výzkumu Řež, které díky projektu Udržitelné energetiky (Sustainable Energy, SUSEN) zprovoznilo S-CO<sub>2</sub> smyčku navrženou na maximální teploty 550 °C, maximální tlak 25 MPa a průtok 0,4 kg/s [13].

### 2.4.2 S-CO<sub>2</sub> na Tokyo Institute of Technology

Výzkum S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů na Tokijském technologickém institutu započal roku 1999 studiem plynových turbín rychlých jaderných reaktorů. Zde byla v roce 2006 navržena elektrárna o výkonu 600 MW a v roce 2010 turbosoustrojí o výkonu 1500 MWe využívající S-CO<sub>2</sub> tepelné oběhy. V roce 2014 byly zpracovány návrhy na použití S-CO<sub>2</sub> pro solární elektrárny [7].

### 2.4.3 S-CO<sub>2</sub> na Sandia National Laboratories, USA

Výzkum v americké Sandia National Laboratories se, mimo jiné, v roce 2011 zaměřil na chlazení GFR reaktorů s použitím S-CO<sub>2</sub> Braytonova oběhu [14]. Tato studie došla k závěru, že by bylo možné vytvořit malou aktivní zónu jaderného reaktoru s velkou životností, která by byla schopna odvádět tepelné toky pomocí S-CO<sub>2</sub> chladicího oběhu. Koncept takového typu chlazení by byl navržen podle britských AGR [14].

Sandia National Laboratories se dále zaměřuje na zvyšování účinností fosilních elektráren právě díky nahrazení parních oběhů oběhy s využitím S-CO<sub>2</sub>, nebo na použití těchto oběhů v solární energetice, kde je jejich hlavním cílem jak zvýšení účinnosti tepelného oběhu, tak snižování množství vody potřebné na chlazení zdrojů tepla [15].

### 2.4.4 S-CO<sub>2</sub> na dalších institucích

S-CO<sub>2</sub> oběhy se zabývají i další instituce, jako je například North-West University v JAR, Korea Advanced Institute of Science and Technology v Jižní Koreji, Universidad Pontificia Comillas Madrid ve Španělsku, Massachusetts Institute of Technology v USA a mnoho dalších.

## 2.5 Shrnutí

V této kapitole byl popsán kritický bod CO<sub>2</sub> charakterizovaný teplotou  $t_K = 30,98$  °C a tlakem  $p_K = 7,38$  MPa. Dále byly popsány výhody a nevýhody S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů. Výhodou S-CO<sub>2</sub> jako chladicího média je zejména nízká teplota v kritickém bodě, výrazná závislost měrného objemu na teplotě a nízké investiční náklady. Na závěr byly zmíněny různé vědecké instituce na kterých se zkoumá využití S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů.

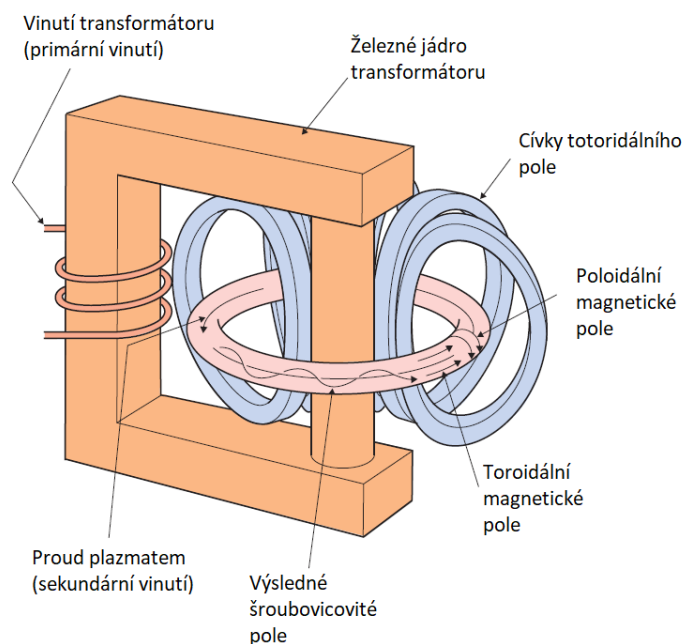
### 3 Fúzní reaktor

Výzkum fyziky a techniky termojaderné fúze byl zahájen po druhé světové válce.

Nejúspěšnějšími reaktory pro termojadernou fúzi jsou tokamaky (z rus. toroidalnaja kamera s magnitnymi kaťuškami - toroidální komora s magnetickými cívkami) vyvinuté v šedesátých letech dvacátého století v Moskvě v SSSR. Tokamaky jsou založeny na udržení horkého vodíkového plazmatu pomocí magnetického pole. To je vytvořeno cívkami obklopujícími komoru, což je vidět na obrázku 3.1 [16].

Dosud největším tokamakem je JET (Joint European Torus) v Culhamu ve Velké Británii. Dalšími experimentálními reaktory byl například TFTR (Tokamak Fusion Test Reactor) v Princetonu, New Jersey v USA nebo také COMPASS (Compact Assembly) pracující v Praze, jehož novější verze COMPASS-U by se měla začít stavět v roce 2019 [17].

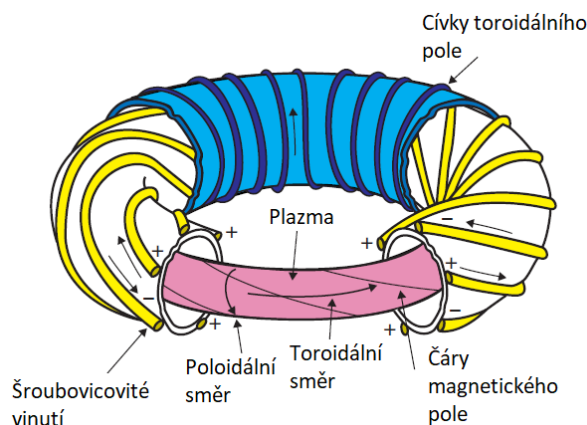
Do konce roku 2025 se předpokládá zapálení prvního plazmatu v nově stavěném reaktoru ITER (International Thermonuclear Experimental Reactor) v Cadarache ve Francii. První demonstrační termojadernou elektrárnou je naplánováno DEMO (Demonstrational Power Plant). Zatím posledním nejpropracovanějším projektem je evropská elektrárna DEMO2 [16].



Obrázek 3.1: Schéma tokamaku s označeným toroidálním a poloidálním magnetickým polem [18].

Další způsob magnetického udržení plazmatu je aplikován v reaktoru nazvaném stellarátor, který byl vyvinut v padesátých letech dvacátého století v Princetonu v USA. Cívky toroidálního magnetického pole se stáčí do spirálovitých vinutí, což do určité míry nahrazuje funkci poloidálního pole tokamaku (viz. obr. 3.2) [18].

Největšími stelarátory jsou Large Helical Device v Tokiu v Japonsku a Wendelstein 7-X v Greifswaldu v Německu [18].



Obrázek 3.2: Schéma stelarátoru, kde vnější vinutí vytváří pole toroidální o mnohem větší intenzitě než vnitřní šroubovicové vinutí vytvářející pole poloidální [18].

### 3.1 Popis elektrárny

Hlavními částmi termojaderné elektrárny budou tokamak, primární a sekundární chladicí okruh a další podpůrné systémy.

Tokamak se skládá z vakuové komory, ve které se nachází blanket, neboli vnitřní obklad vakuové komory, dále se zde nachází divertor a první stěna, tedy stěna nejbližší plazmatu [16].

### 3.2 Popis jednotlivých zdrojů tepla

Části reaktoru, ze kterých se bude odvádět tepelný výkon jsou první stěna a blanket, divertor a vakuová komora. Parametry těchto zdrojů tepla v případě elektrárny DEMO2 jsou v tabulce 3.1.

	První stěna a blanket	Divertor	Vakuová komora
Tepelný výkon [MW]	2176	256	65
Chladicí médium	Helium	Voda	Voda
Tlak [MPa]	8,00	5,00	3,15
Vstupní teplota [°C]	300	150	190
Výstupní teplota [°C]	500	162	200

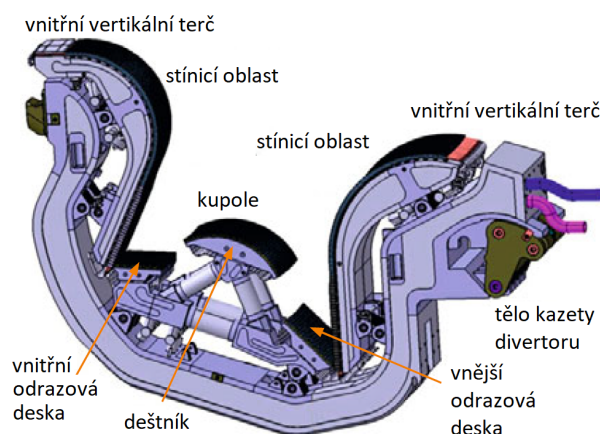
Tabulka 3.1: Parametry zdrojů tepla při elektrárně DEMO2 [9].

Vakuová komora je prostor, ve kterém probíhá termojaderná reakce. Tento prostor je vyčerpán na vysoké vakuum a vnitřní stěnu komory kryje blanket [16].

Blanket je část reaktoru obklopující plazma, kde se přeměňuje pohybová energie produktů termojaderné reakce – neutronů – na teplo, a kde se vyrábí z lithia složka palivo tritium. Dále je součástí tokamaku centrální solenoid, cívky poloidálního a toroidálního pole, ohřev mikrovlnami a svazky neutrálních částic [16].

První stěna bude chlazena soustavou paralelních kanálů, ve kterých bude proudit chladicí kapalina a měla by se vyrábět z feriticko martenzitické oceli EUROFER 97 [19].

Divertor je součást tokamaku umístěná v dolní části vakuové komory. Divertor se skládá z divertorových terčů a z divertorové kazety, na které je terč umístěn. Je to tepelně nejzatíženější část termojaderného reaktoru. Tepelné toky z plazmatu dopadající na tuto součást by měly dosahovat až  $20 \text{ MW/m}^2$ . Divertor plní funkci odvodu helia, jakožto produktu fúzní reakce, a nečistot [16]. Vlastní kazety divertoru by měly být z oceli EUROFER 97 a divertorové terče z wolframových monobloků [19]. Schéma divertoru reaktoru ITER je na obrázku 3.3.



Obrázek 3.3: Jedna z 54 kazet divertoru tokamaku ITER [16].

Podle dosahované teploty rozdělujeme zdroje tepla na nízkopotenciálové a vysokopotenciálové. První stěna a blanket umožňují ohřát chladicí médium na vysoké teploty a proto se řadí mezi vysokopotenciálové zdroje tepla. Divertor a vakuová komora mohou ohřát chladicí médium pouze na nízké teploty a tudíž jsou řazeny mezi nízkopotenciálové zdroje tepla.

### 3.3 Aplikace S-CO<sub>2</sub> oběhů na DEMO2

S-CO<sub>2</sub> tepelné oběhy jsou vhodné pro jaderné reaktory IV. generace typu SFR, LFR či GFR [22], [23]. Maximální teploty v těchto reaktorech dosahují podobných hodnot jako teploty první stěny termojaderného reaktoru a proto se studuje možnost použití S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů v termojaderné elektrárně [24].

### 3.4 Shrnutí

Tato kapitola popisovala termojadernou elektrárnu, tedy jedno z mnoha zařízení, pro jehož chlazení je vhodné použít S-CO<sub>2</sub> tepelné oběhy. Zároveň jsou zde zmíněny parametry zdrojů tepla elektrárny DEMO2, které poslouží k výpočtu, optimalizaci a návrhu S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů.

## 4 Popis tepelných oběhů

Pro zvýšení účinnosti chladicích oběhů se používají kombinace kompresorů či turbín spolu s dělením hmotnostního toku chladicí tekutiny ve vhodných poměrech.

Pro tuto práci byly zvoleny čtyři druhy tepelných oběhů:

- Braytonův oběh
- Prekompresní oběh
- Rekompresní oběh
- Rozdělený expanzní oběh

### 4.1 Teoretický popis S-CO<sub>2</sub> oběhu a jeho výpočet

Všechny čtyři oběhy, kterými se tato práce zabývá, jsou kombinací adiabatických a izobarických dějů.

#### 4.1.1 Adiabatický děj

Adiabatický děj je charakterizován tím, že nedochází k výměně tepla mezi okolím a systémem, tedy  $dq = 0$ . Při vratném adiabatickém ději se médium chová podle rovnice isoentropy

$$pv^\kappa = \text{konst.}, \quad (4.1.1)$$

kde  $\kappa$  je isoentropický mocnitel, který závisí na počtu atomů v molekule plynu [20].

#### 4.1.2 Izobarický děj

Při izobarickém ději zůstává tlak konstantní, tedy

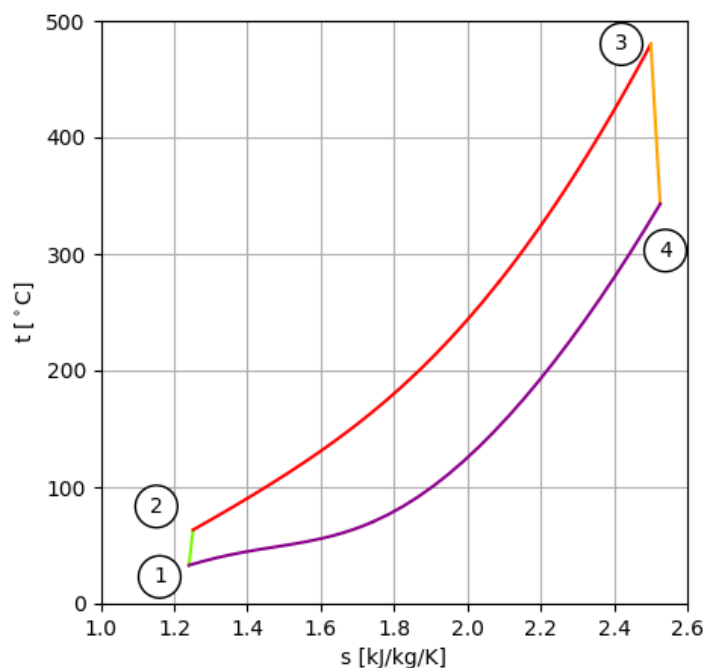
$$p = \text{konst.} \quad (4.1.2)$$

Zároveň je teplo při této změně spotřebováno na zvýšení entalpie, což se dá popsat rovnicí

$$q = h_2 - h_1 \quad [20]. \quad (4.1.3)$$

## 4.2 Braytonův oběh

Základním tepelným oběhem je oběh Braytonův s rekuperací. Ten vychází z Braytonova jednoduchého oběhu, který je bez rekuperace, tedy neobsahuje žádný výměník tepla a všechno teplo se musí odvést do okolí. Svou jednoduchostí plní tento oběh funkci oběhu porovnávacího [21]. T-s diagram jednoduchého Braytonova oběhu bez rekuperace je na obrázku 4.1.



Obrázek 4.1: T-s diagram jednoduchého Braytonova oběhu bez rekuperace.

Braytonův oběh, který obsahuje výměník tepla, je znázorněn na obrázku 4.2 a skládá se z následujících dějů:

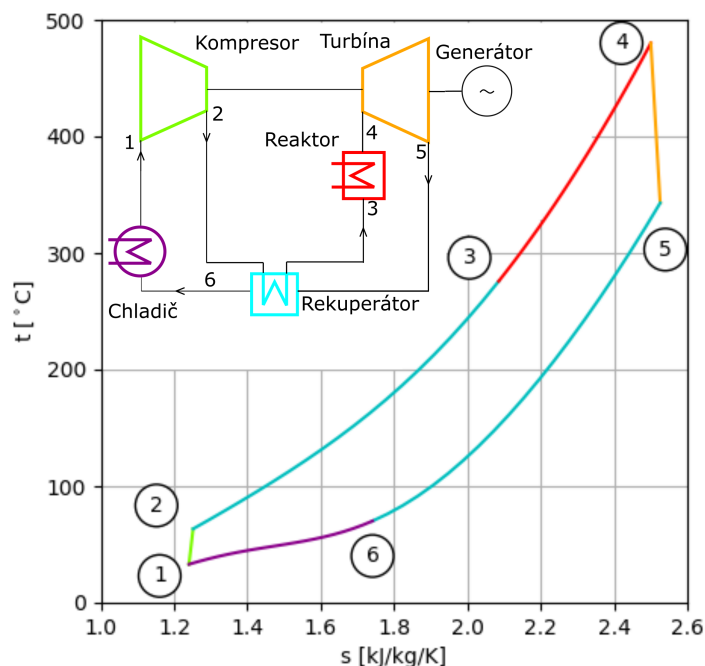
- Adiabatická komprese 1-2
- Izobarický ohřev v rekuperátoru 2-3
- Izobarický ohřev v reaktoru 3-4
- Adiabatická expanze 4-5
- Izobarické ochlazení v rekuperátoru 5-6
- Izobarický odvod tepla do okolí 6-1

Nejprve je médium adiabaticky stlačeno v kompresoru 1-2, následně probíhá izobarický ohřev média v rekuperátoru 2-3 až na teplotu, při které vstupuje médium do reaktoru. V reaktoru je médium izobaricky ohříváno 3-4. Následuje adiabatická expanze odehrávající se v turbíně 4-5. Po výstupu z turbíny je médium izobaricky ochlazováno v rekuperátoru



5-6 a posledním dějem je izobarické ochlazení 6-1, kdy se oběh uzavírá, tedy médium se vrací zpět do kompresoru.

Pro vícenásobné zdroje energie, jako je to u termojaderné elektrárny DEMO2, se situace liší paralelním rozdělením hmotnostního toku za hlavním kompresorem. Jedna část chladicího média vstupuje do tepelného výměníku LTR a druhá část vstupuje do oblasti chlazení nízkopotenciálového zdroje tepla [9].



Obrázek 4.2: T-s diagram Braytonova oběhu s rekuperací.

Výhoda oběhu je v jednoduchosti zapojení. Současně z tohoto zapojení chladicího oběhu vychází jeho další obměny, které jsou s Braytonovým oběhem konfrontovány. Jelikož se teplo odvádí pouze mezi body 6-1, jak je patrné z T-s diagramu na obrázku 4.2, zvyšuje se účinnost oběhu oproti jednoduchému Braytonovu oběhu.

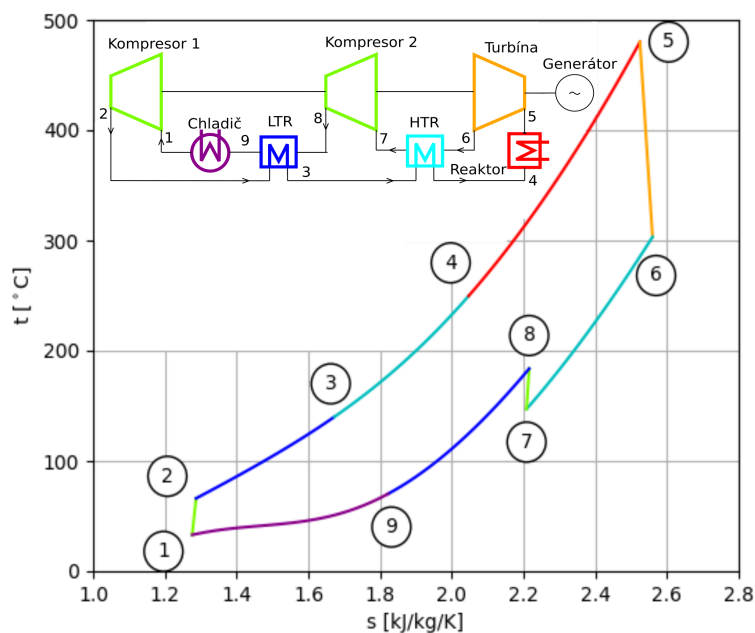
### 4.3 Prekompresní oběh

Prekompresní oběh je modifikací Braytonova oběhu s rekuperací za účelem zvýšení  $\Delta T$  v oblasti pinch pointu. Tato situace nastává díky rozdílu tlaků mezi rekuperátory. Prekompresní oběh byl proto doplněn o druhý (pomocný) kompresor, avšak je stále jednoduchý na zapojení stejně jako Braytonův oběh s rekuperací. Oběh je znázorněn na obrázku 4.3.

Složení prekompresního oběhu je:

- Adiabatická komprese v hlavním kompresoru 1-2
- Izobarický ohřev v rekuperátoru 2-3

- Izobarický ohřev v reaktoru 3-4
- Adiabatická expanze 4-5
- Izobarické ochlazení v rekuperátoru 5-6
- Adiabatická komprese v pomocném kompresoru 6-7
- Izobarický odvod tepla do okolí 7-1



Obrázek 4.3: T-s diagram prekompresního oběhu.

Tento tepelný oběh je složen z adiabatické komprese 1-2, izobarického ohřevu v rekuperátoru 2-3, izobarického ohřevu v reaktoru 3-4, adiabatické expanze 4-5, izobarického ochlazení v rekuperátoru 5-6, adiabatické komprese v pomocném kompresoru 6-7 a nakonec izobarického ochlazení 7-1.

Největší výhodou tohoto oběhu je nezávislost tlaku média opouštějícího turbínu na tlaku vstupujícího do hlavního kompresoru [21].

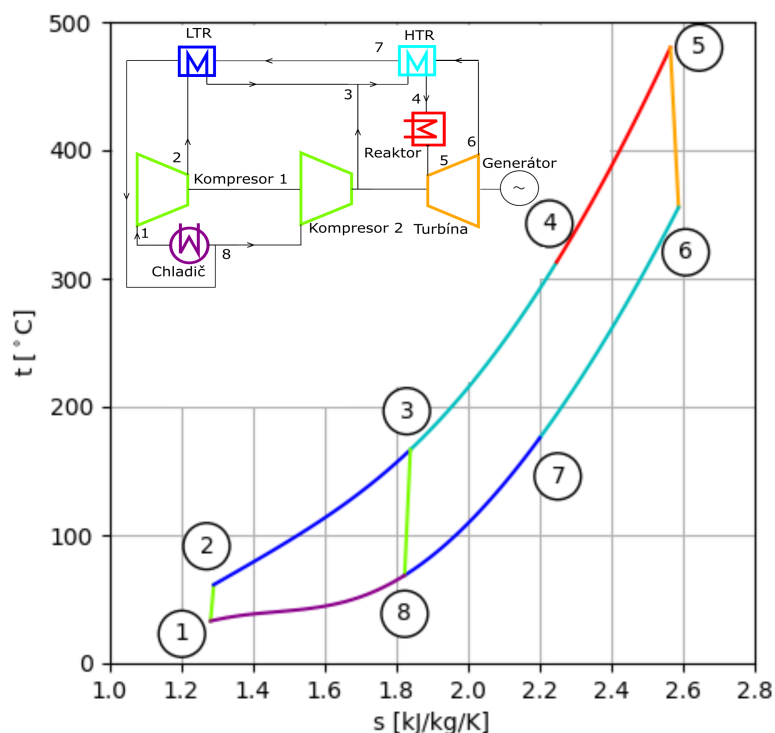
#### 4.4 Rekompresní oběh

Rekompresní oběh je dalším typem Braytonova S-CO<sub>2</sub> oběhu, který dosahuje obvykle nejvyšší účinnosti ze všech v této práci zmíněných Braytonových S-CO<sub>2</sub> oběhů [4], [21]. Od Braytonova oběhu se liší druhým kompresorem a dvěma rekuperátory, jedním nízkoteplotním (LTR) a druhým vysokoteplotním (HTR). Zároveň je z obrázku 4.4 patrné, že dochází k rozdělení hmotnostního toku média v bodě 8.

V rekompresním oběhu nastávají následující děje:

- Adiabatická komprese v hlavním kompresoru 1-2

- Izobarický ohřev v LTR rekuperátoru 2-3
- Izobarický ohřev v HTR rekuperátoru 3-4
- Izobarický ohřev v reaktoru 4-5
- Adiabatická expanze 5-6
- Izobarické ochlazení v HTR rekuperátoru 6-7
- Izobarické ochlazení v LTR rekuperátoru 7-8
- Adiabatická komprese v pomocném kompresoru 8-3
- Izobarický odvod tepla do okolí 8-1



Obrázek 4.4: T-s diagram rekompresního oběhu.

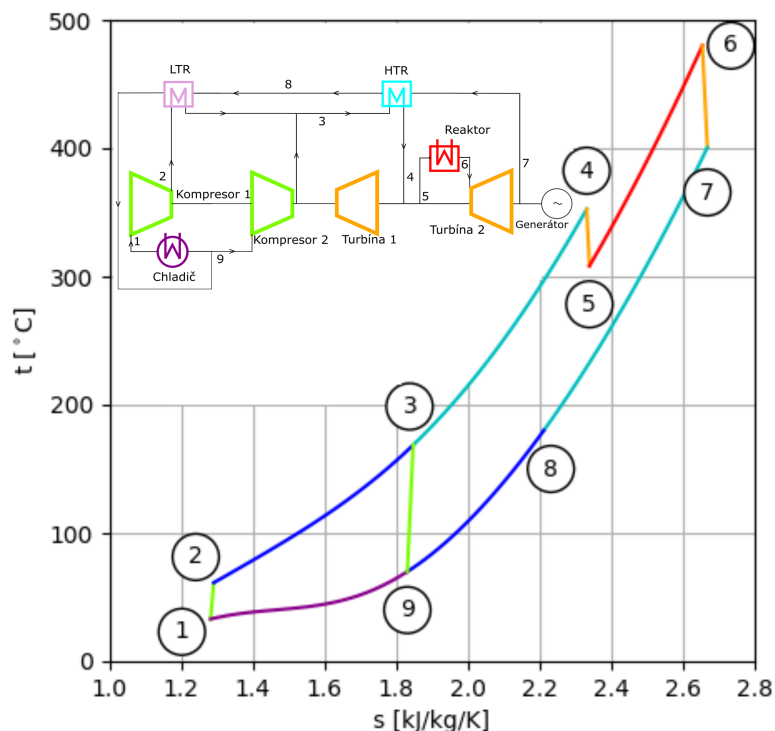
V tomto oběhu dochází k adiabatické kompresi 1-2, izobarickému ohřevu v LTR rekuperátoru 2-3, k izobarickému ohřevu v HTR rekuperátoru 3-4, izobarickému ohřevu média v reaktoru 4-5, adiabatické expanzi 5-6 v oblasti turbíny, izobarickému ochlazení 6-7 v HTR rekuperátoru a 7-8 v LTR rekuperátoru. Následuje rozdělení hmotnostního toku média, jehož jedna část  $\dot{m}_1$  je izobaricky ochlazována až na teplotu vstupu média do hlavního kompresoru 8-1 a druhá část  $\dot{m}_2$  je adiabaticky stlačována v druhém kompresoru 8-3.

Výhodou tohoto oběhu je právě rozdělení média. Z daného zapojení vyplývá, že je zapotřebí odvést méně tepla v části 8-1 a tím pádem roste  $\Delta T$  v oblasti pinch pointu.

## 4.5 Rozdělený expanzní oběh

Rozdělený expanzní oběh, jehož T-s diagram je uveden na obrázku 4.5, se liší od rekompresního oběhu druhou turbínou a je sestaven z těchto procesů:

- Adiabatická komprese v hlavním kompresoru 1-2
- Izobarický ohřev v LTR rekuperátoru 2-3
- Izobarický ohřev v HTR rekuperátoru 3-4
- Adiabatická expanze v pomocné turbíně 4-5
- Izobarický ohřev v reaktoru 5-6
- Adiabatická expanze v hlavní turbíně 6-7
- Izobarické ochlazení v HTR rekuperátoru 7-8
- Izobarické ochlazení v LTR rekuperátoru 8-9
- Adiabatická komprese v pomocném kompresoru 9-3
- Izobarický odvod tepla do okolí 9-1



Obrázek 4.5: T-s diagram rozděleného expanzního oběhu.

Rozdělený expanzní oběh je složen z adiabatické komprese 1-2, izobarického ohřevu v LTR rekuperátoru 2-3, izobarického ohřevu v HTR rekuperátoru 3-4, adiabatické expanze v oblasti pomocné turbíny 4-5, izobarického ohřevu média v reaktoru 5-6 a dále dochází znovu k adiabatické expanzi v oblasti hlavní turbíny 6-7. Následuje ochlazení 7-8 v HTR

rekuperátoru a 8-9 v LTR rekuperátoru. Dále probíhá rozdělení hmotnostního toku média, jehož jedna část  $\dot{m}_1$  je izobaricky ochlazována až na teplotu vstupu média do hlavního kompresoru 9-1 a druhá část  $\dot{m}_2$  je adiabaticky stlačována v druhém kompresoru 9-3. T-s diagram tohoto tepelného oběhu je na obrázku 4.5

Výhodou tohoto oběhu je, že se snižuje tlak chladicího média vstupujícího do oblasti reaktoru. Tlak chladicího média opouštějícího hlavní kompresor je tedy nezávislý na tlaku média vstupujícího do oblasti reaktoru a bude vždy nabývat vyšších hodnot [21].

## 4.6 Shrnutí

V této kapitole byly detailně popsány čtyři druhy S-CO<sub>2</sub> oběhů, které byly vybrány pro optimalizaci. K jednotlivým oběhům byly připojeny T-s diagramy a schémata zapojení. V předešlých případech se jednalo o jeden zdroj tepla (vysokopotenciálový), kdežto termojaderná elektrárna DEMO2 umožňuje tyto tepelné oběhy rozšířit o další (nizkopotenciálové) zdroje tepla a právě těmito tepelnými oběhy se bude práce věnovat v následujících kapitolách.

## 5 Výpočty a optimalizace

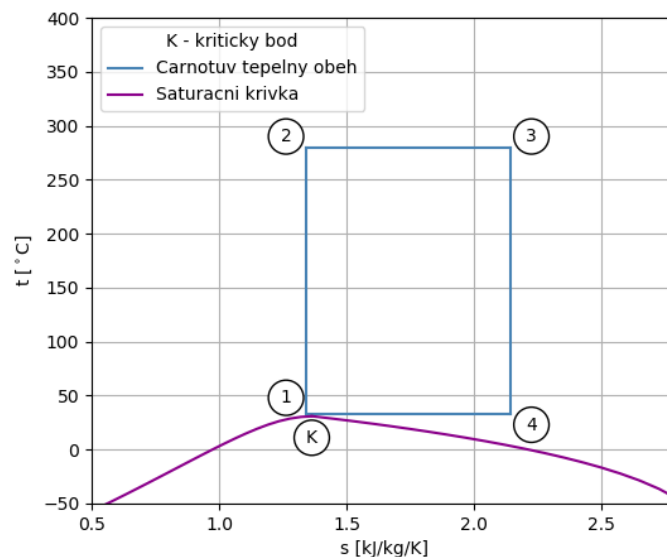
V této kapitole je uveden teoretický základ pro výpočty, způsob výpočtu a optimalizace tepelných oběhů. Tepelný oběh, který dosahuje nejvyšší účinnosti, je oběh Carnotův a proto se uvádí jako oběh porovnávací.

### 5.1 Carnotův oběh

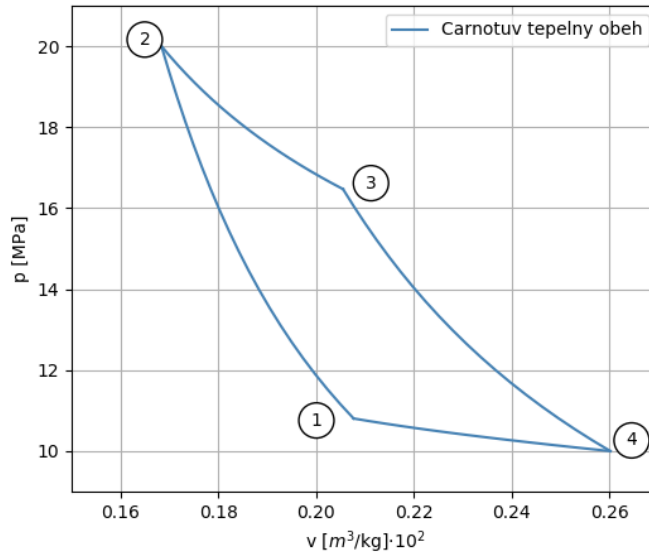
Carnotův oběh je složen ze dvou ideálních adiabatických dějů, komprese a expanze, a ze dvou ideálních izotermických dějů, komprese, kdy se odvádí teplo při teplotě  $T_l$  a expanze, kdy se teplo dodává při teplotě  $T_h$  [25]. Účinnost Carnotova oběhu je dána vztahem

$$\eta_C = 1 - \frac{T_l}{T_h}. \quad (5.1.1)$$

T-s diagram Carnotova oběhu pro teploty  $t_l = 33 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_h = 480 \text{ }^\circ\text{C}$  a tlaky  $p_1 = 8 \text{ MPa}$  a  $p_3 = 30 \text{ MPa}$  je na obrázku 5.1. P-v diagram Carnotova oběhu je uveden pro názornost s parametry  $t_l = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_h = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  a tlaky  $p_1 = 10 \text{ MPa}$  a  $p_3 = 20 \text{ MPa}$  na obrázku 5.2. Parametry pro vykreslení tepelného oběhu nebyly zvoleny stejně, jelikož tlak  $p_2$  by byl řádově vyšší a p-v diagram by byl nepřehledný.



Obrázek 5.1: T-s diagram Carnotova tepelného oběhu.



Obrázek 5.2: P-v diagram Carnotova tepelného oběhu.

## 5.2 Teoretický podklad pro výpočet

Pro reálné oběhy platí následující vztah pro termickou účinnost

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = \frac{w_t - w_c}{q_{in}}, \quad (5.2.1)$$

kde  $q_{out}$  je měrné odvedené teplo,  $q_{in}$  je měrné dodané teplo,  $w_t$  je měrná práce turbíny a  $w_c$  je měrná práce kompresoru. Cílem optimalizace tepelných oběhů je přiblížení se k účinnosti Carnotova oběhu.

Celkový hmotnostní tok se vypočítá podle vzorce

$$\dot{m} = \frac{P_{BNK}}{h_t - h_{P_{BNK}}}, \quad (5.2.2)$$

kde  $P_{BNK}=2176$  MW je tepelný výkon první stěny a blanketu [9],  $h_t$  je entalpie média vstupujícího do oblasti turbíny a  $h_{P_{BNK}}$  je entalpie média vstupujícího do oblasti první stěny a blanketu.

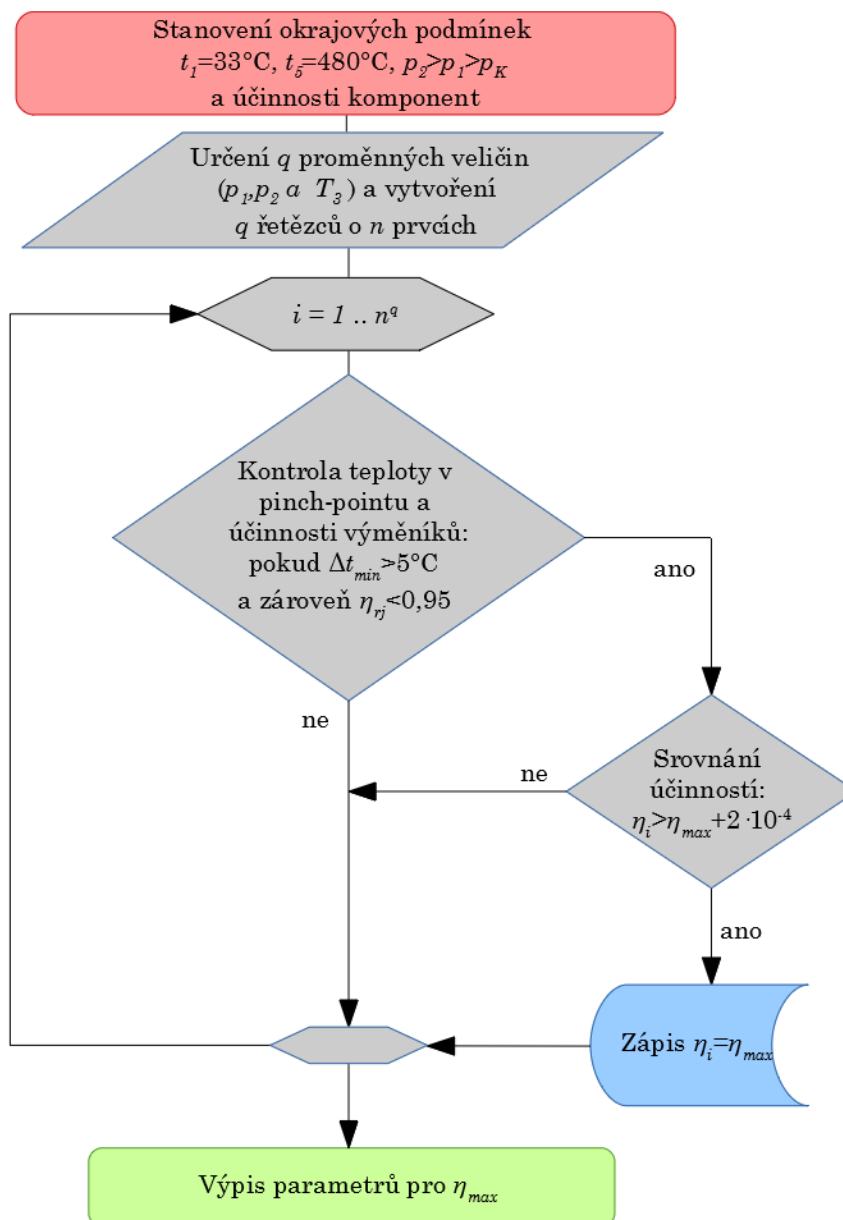
Hmotnostní tok procházející nízkopotenciálovými zdroji tepla se počítá jako

$$\dot{m}_1 = \frac{P_{VV} + P_D}{h_3 - h_2}, \quad (5.2.3)$$

kde  $P_{VV} + P_D=321$  MW je tepelný výkon nízkopotenciálových zdrojů tepla [9],  $h_3$  je entalpie média opouštějící tyto zdroje tepla a  $h_2$  je entalpie média vystupujícího z hlavního kompresoru [21], [25].

### 5.3 Výpočetní program

Výpočty byly prováděny v programovacím jazyce Python 2.7.15 [26] a termodynamické hodnoty CO<sub>2</sub> byly získány z C++ knihovny CoolProp [2]. Schéma optimalizačního procesu je na obrázku 5.3. Pro názornou ukázkou byl zvolen proces optimalizace Braytonova oběhu. V dalších případech zapojení roste počet proměnných.



Obrázek 5.3: Schéma optimalizačního procesu výpočtu Braytonova oběhu.

Nejprve se načtou knihovny a definují se okrajové podmínky pro výpočet. Stanoví se počet parametrů  $q$ , z nichž se vytvoří řetězce s  $n$  prvky. Intervaly parametrů jsou omezené okrajovými podmínkami pro výpočet.

Na obrázku 5.3 vidět for cyklus, který pro všechny kombinace vstupních proměnných vypočítá účinnosti. Ve for cyklu proběhne zároveň kontrola teploty v místě pinch pointu



a výsledná účinnost zapojených výměníků tepla. Pokud tyto dvě hodnoty nevyhoví okrajovým podmínkám, potom se účinnost zapíše jako nulová hodnota a začne se počítat další kombinace vstupních proměnných veličin. Pokud se tyto dvě podmínky splní, srovná se účinnost s dosud maximální účinností, která byla vypočítána. Účinnost musí být alespoň o dvě desetiny procenta vyšší, aby program vyhodnotil tuto účinnost jako doposud nejvyšší. Pokud není tato podmínka splněna, potom se účinnost zapíše jako 0 %.

Po ukončení for cyklu se z vypočítaných parametrů, které přísluší maximální účinnosti, vypočítá znovu celý tepelný oběh a program začne vykreslovat T-s diagram daného oběhu.

Zbývající tři programy fungují na stejném principu.

Výstupy a T-s diagramy k jednotlivým optimalizovaným tepelným oběhům jsou v sekci Výsledky a v sekci Přílohy jsou stručně znázorněny kódy v programovacím jazyce Python.

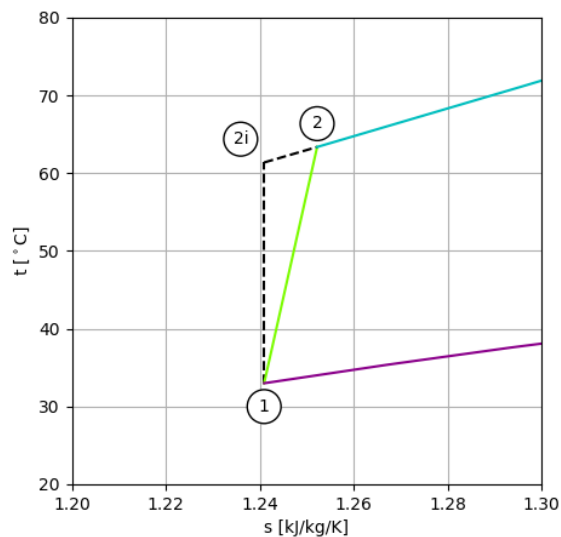
## 5.4 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky chladicího okruhu pro DEMO2 jsou maximální teplota na vstupu do oblasti turbíny  $t_{max} = 480$  °C, teplota na vstupu do oblasti hlavního kompresoru  $t_{min} = 33$  °C a minimální tlak  $p_{min} = p_K = 7,32$  MPa. Minimální rozdíl teplot ve výměníku byl stanoven jako  $\Delta t_{min} = 5$  °C.

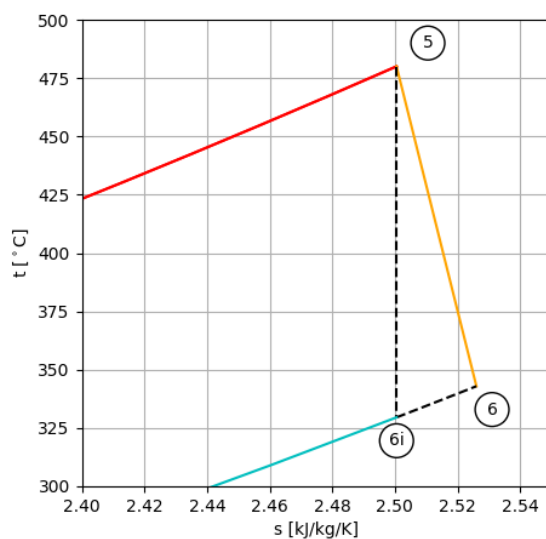
Do výpočtu byla zařazena účinnost obou kompresorů  $\eta_c = 89$  % [21], což se projeví na tepelném oběhu stejně jako na obrázku 5.4 a účinnost turbín  $\eta_t = 90$  % [21], jejíž vliv na tepelný oběh je znázorněn na obrázku 5.5.

Tepelný výkon všech třech zdrojů tepla je součtem jednotlivých tepelných výkonů, tedy celkové dodané teplo je  $Q_{in} = 2500$  MW. Jednotlivé tepelné výkony byly uvedeny v tabulce 3.1.

Dále byl určen interval pro teplotu  $t_3 \in \langle 140$  °C; 180 °C  $\rangle$ . Teplota  $t_3$  je teplota v místě, kde chladicí médium opouští oblast nízkopotenciálových zdrojů tepla.



Obrázek 5.4: Vliv účinnosti kompresoru.



Obrázek 5.5: Vliv účinnosti turbíny.

## 5.5 Shrnutí

Tato část práce popisovala způsob výpočtu a optimalizace S-CO<sub>2</sub> tepelných oběhů. Byl znázorněn Carnotův oběh, tedy oběh dosahující nejvyšší účinnosti a byl zde rozebrán způsob optimalizace a okrajové podmínky výpočtu.

## 6 Výsledky

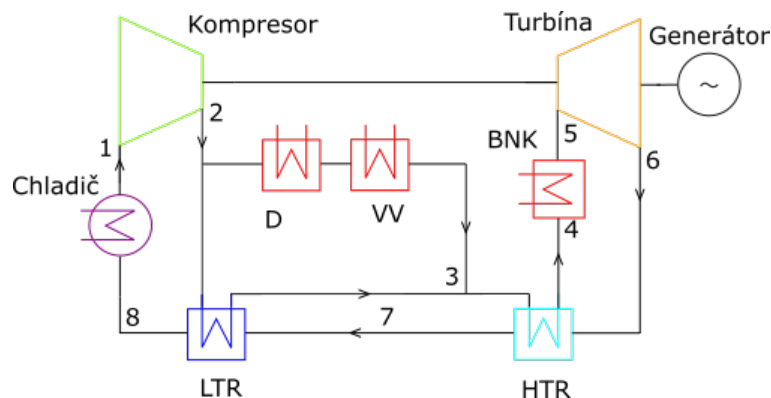
Kapitola Výsledky se zabývá shrnutím výsledků, které byly získány z výpočetních programů. Jsou zde připojeny T-s diagramy optimalizovaných oběhů a tabulky, které stručně popisují nejdůležitější parametry a výsledky výpočtů. Současně je u každého tepelného oběhu vysvětlen rozdíl mezi oběhem s jedním zdrojem tepla a oběhem se třemi zdroji tepla.

### 6.1 Braytonův oběh

Schéma Braytonova oběhu s rekuperací je na obrázku 6.1. Optimalizace tohoto oběhu proběhla pro tlaky média při vstupu  $p_1$  a výstupu  $p_2$  do, respektive z, kompresoru a pro teplotu  $T_3$ , což je teplota média vystupujícího z nízkopotenciálových zdrojů tepla. Účinnost výměníku HTR byla nastavena jako  $\eta_{r1} = 78 \%$ .

Oproti Braytonovu oběhu s jedním zdrojem tepla je rozdíl v paralelním rozdělení hmotnostního toku média v místě za hlavním kompresorem (2). Část média  $\dot{m}_1$  je izobaricky ohřívána dvěma nízkopotenciálovými zdroji tepla a druhá část média  $\dot{m}_2$  se izobaricky ohřívá ve výměníku tepla LTR. Po dosažení teploty  $T_3$  se hmotnostní toky opět spojí a jsou izobaricky ohřívány ve výměníku HTR mezi body 3-4.

Výpočetní program určil mimo tyto tři hlavní parametry také účinnost druhého tepelného výměníku LTR  $\eta_{r2}$ . Výsledky optimalizace jsou v tabulce 6.1 a optimalizovaný T-s diagram tohoto oběhu je na obrázku 6.2.

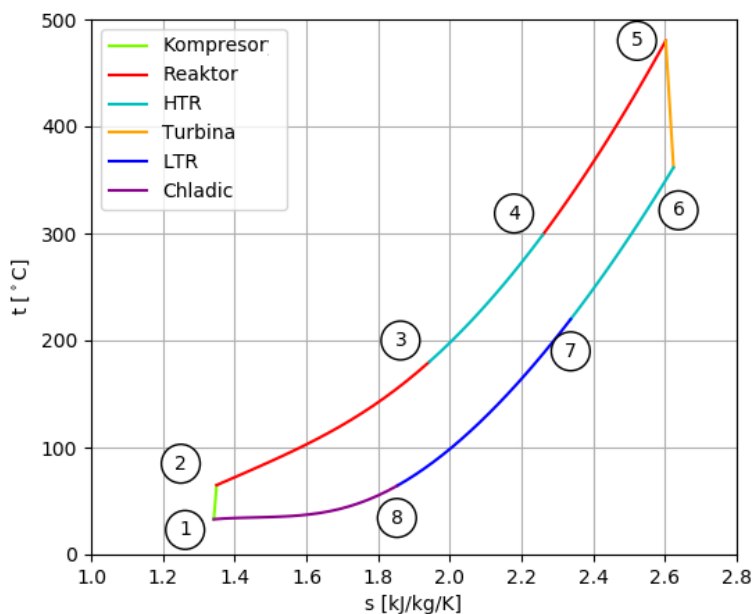


Obrázek 6.1: Schéma Braytonova oběhu (blanket a první stěna, divertor a vakuová komora).

Z tabulky 6.1 je patrné, že maximální účinnosti bylo dosaženo pro tlaky  $p_1=8,0$  MPa a  $p_2 = 27,1$  MPa. Optimální teplota chladicího média na výstupu z nízkopotenciálových zdrojů tepla byla vypočítána jako  $t_3=177$  °C. Výkon tepelného oběhu je  $P = 946$  MW s účinností výměníku tepla LTR  $\eta_{r2}=94,98 \%$ . Výkon optimalizovaného Braytonova oběhu s rekuperací je  $P = 946$  MW a účinnost  $\eta=37,85 \%$ .

Braytonův oběh					
$p_1$	8,0	MPa	$t_3$	177	°C
$p_2$	27,1	MPa	$\dot{m}$	8575	kg/s
$W_c$	262	MW	$\dot{m}_1$	1571	kg/s
$W_t$	1208	MW	$\dot{m}_2$	7004	kg/s
$Q_{out}$	1554	MW	$\eta_{r2}$	94,98	%
$P$	946	MW	$\eta$	37,85	%

Tabulka 6.1: Výsledky optimalizačního procesu Braytonova oběhu.



Obrázek 6.2: T-s diagram Braytonova oběhu se třemi zdroji tepla.

## 6.2 Prekompresní oběh

Prekompresní oběh byl optimalizován pomocí veličin  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $T_3$  a  $p_6$ , což je tlak média vystupujícího z turbíny. Účinnost prvního výměníku tepla HTR byla stanovena jako  $\eta_{r1} = 95\%$  a účinnost výměníku LTR byla vypočtena.

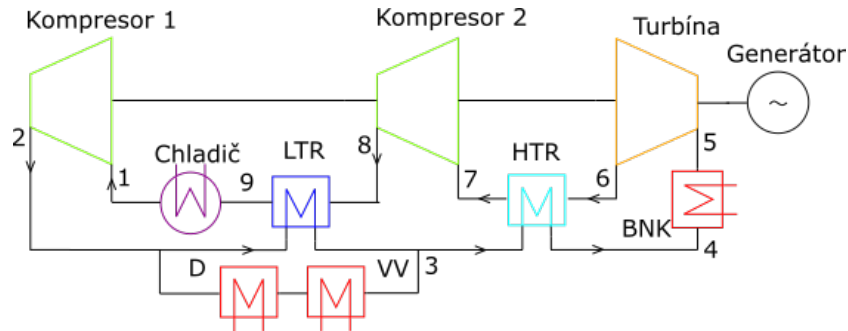
Rozdíl vůči prekompresnímu oběhu s jedním zdrojem tepla, jehož T-s diagram je na obrázku 4.3, je, stejně jako u Braytonova oběhu, v rozdělení hmotnostního toku chladicího média za hlavním kompresorem v bodě 2 a jejich opětovnému spojení v bodě 3.

T-s diagram prekompresního oběhu je na obrázku 6.4 a schéma zapojení je na obrázku 6.3.

Prekompresní oběh vykazoval při optimalizaci snahu o nárůst tlaku média vystupujícího z turbíny  $p_6$ . Aby bylo možné tepelné oběhy mezi sebou lépe porovnávat, byla nastavena horní hranice veličiny jako  $p_{6max} = 8$  MPa.

Optimální hodnoty tlaků pro prekompresní oběh jsou  $p_1=10,0$  MPa,  $p_2 = 32,8$  MPa

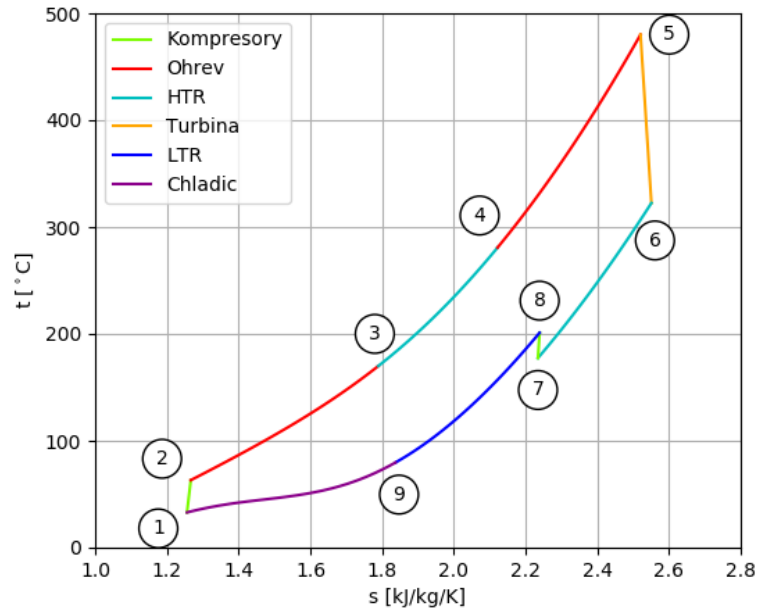
a  $p_6 = 8,0$  MPa. Teplota chladicího média v bodě 3 byla vypočítána jako  $t_3=170$  °C při účinnosti druhého tepelného výměníku LTR  $\eta_{r2}=94,99$  %. Výkon prekompresního oběhu s danými parametry je  $P = 912$  MW a dosažená účinnost  $\eta = 36,47$  %.



Obrázek 6.3: Schéma prekompresního oběhu (blanket a první stěna, divertor a vakuová komora).

Prekompresní oběh					
$p_1$	10,0	MPa	$t_3$	170	°C
$p_2$	32,8	MPa	$\dot{m}$	8431	kg/s
$p_6$	8,0	MPa	$\dot{m}_1$	1606	kg/s
$W_t$	1350	MW	$\dot{m}_2$	6826	kg/s
$W_c$	438	MW	$\eta_{r2}$	94,99	%
$Q_{out}$	1588	MW	$\eta$	36,47	%
$P$	912	MW			

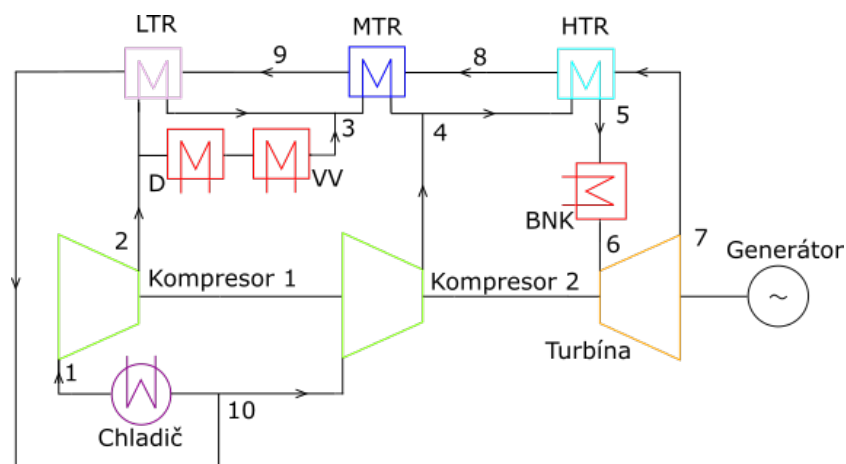
Tabulka 6.2: Výsledky optimalizačního procesu prekompresního oběhu.



Obrázek 6.4: T-s diagram prekompresního oběhu se třemi zdroji tepla.

### 6.3 Rekompresní oběh

Rekompresní oběh je znázorněn na schématu na obrázku 6.5. Tento oběh byl optimalizován pro tlaky  $p_1$ ,  $p_2$  a pro teplotu  $T_3$ , stejně jako v případě Braytonova oběhu. Účinnost výměníku tepla HTR byla stanovena jako  $\eta_{r1} = 95\%$ . Výsledky optimalizačního procesu jsou sepsány v tabulce 6.3 a T-s diagram optimalizovaného oběhu je na obrázku 6.6.



Obrázek 6.5: Schéma rekompresního oběhu (blanket a první stěna, divertor a vakuová komora).

Rekompresní oběh s vícenásobnými zdroji tepla se liší od již zmíněného rekompresního oběhu s jedním zdrojem tepla jak rozdělením hmotnostního toku chladicího média za hlavním kompresorem na tok  $\dot{m}_1$  chladicích nízkopotenciálové zdroje tepla a  $\dot{m}_2$ , který směřuje do tepelného výměníku LTR, tak třetím výměníkem tepla MTR. V bodě 3 T-s

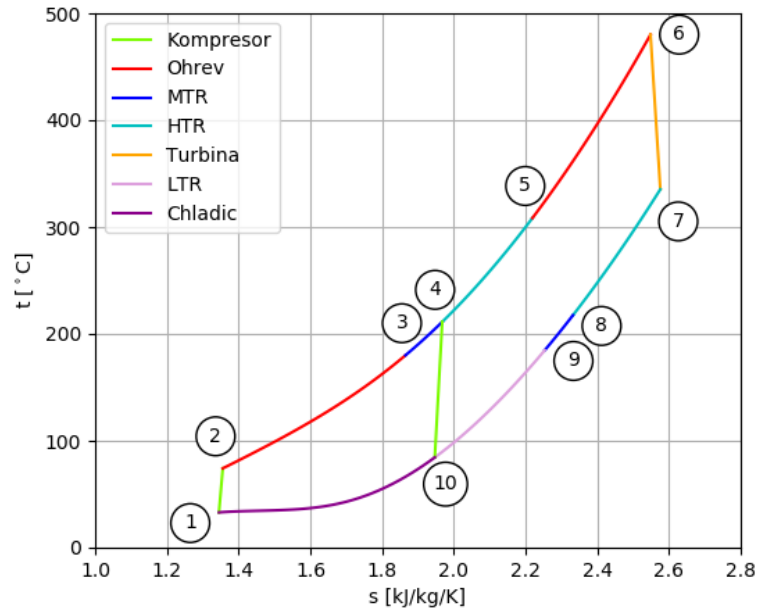
diagramu na obrázku 6.6 se spojí hmotnostní toky v  $\dot{m}_3$  a chladicí médium je izobaricky ohříváno ve výměníku MTR. V bodě 4 se hmotnostní tok z této větve spojí s hmotnostním tokem  $\dot{m}_4$ , který prochází pomocným kompresorem a tento celkový součet toků  $\dot{m}$  pokračuje do výměníku HTR.

Z tabulky 6.3 je patrné, že optimální hodnoty tlaků jsou  $p_1=8,0$  MPa a  $p_2 = 29,0$  MPa a teploty  $t_3=180$  °C. Teplota 180 °C je nejvyšší možná hodnota stanovená okrajovými podmínkami. Rekompresní oběh tedy vykazoval snahu o nárůst této teploty za účelem zvýšení účinnosti.

Dále je vidět nižší hodnota práce spotřebované pomocným kompresorem  $W_{c2} = 203$  MW. Rozdíl v práci spotřebované kompresory je zapříčiněn jak rozdílným hmotnostním tokem  $\dot{m}_4$  oproti hmotnostnímu toku procházejícímu hlavním kompresorem  $\dot{m}_3$ , tak odlišnou teplotou v bodě 10. Aby byla zachována rovnost tepelných toků z vysokotlaké a nízkotlaké větve v jednotlivých výměnících, byla vypočítána účinnost výměníku MTR  $\eta_{r2} = 87,39$  % a účinnost výměníku LTR  $\eta_{r3} = 88,87$  %. Výkon oběhu s těmito parametry je  $P = 1014$  MW a dosažená účinnost je  $\eta = 40,57$  %.

Rekompresní oběh				
$p_1$	8,0	MPa	$t_3$	180 °C
$p_2$	29,0	MPa	$\dot{m}$	9967 kg/s
$W_{c1}$	259	MW	$\dot{m}_1$	1609 kg/s
$W_{c2}$	203	MW	$\dot{m}_2$	6126 kg/s
$W_t$	1476	MW	$\dot{m}_3$	7734 kg/s
$Q_{out}$	1486	MW	$\dot{m}_4$	2232 kg/s
$P$	1014	MW	$\eta_{r2}$	87,39 %
$\eta_{r3}$	88,87	%	$\eta$	40,57 %

Tabulka 6.3: Výsledky optimalizačního procesu rekompresního oběhu.

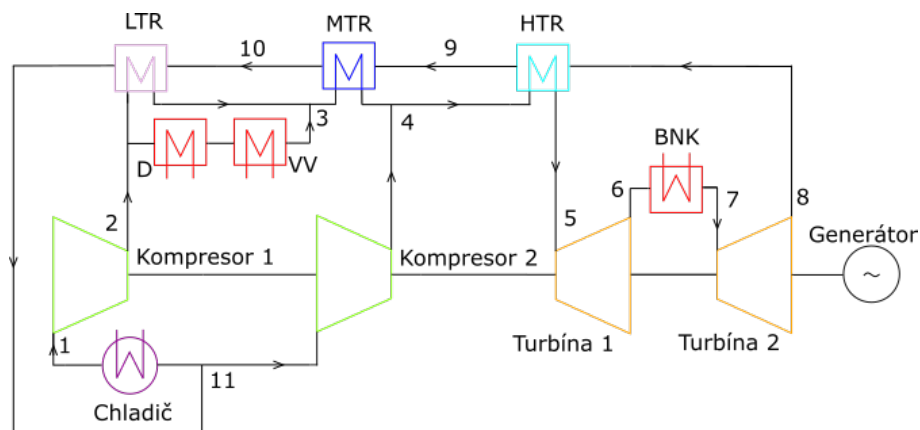


Obrázek 6.6: T-s diagram rekompresního oběhu se třemi zdroji tepla.

#### 6.4 Rozdělený expanzní oběh

Rozdělený expanzní oběh byl optimalizován pomocí veličin  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_6$  a  $T_3$ .

Tento oběh se, stejně jako v předešlých třech případech, liší od oběhu s jedním zdrojem tepla rozdělením hmotnostního toku za hlavním kompresorem. Druhou změnou je přidání třetího výměníku MTR, jehož funkce je analogická k funkci MTR výměníku rekompresního oběhu.



Obrázek 6.7: Schéma rozděleného expanzního oběhu (blanket a první stěna, divertor a vakuová komora).

Účinnost výměníku HTR byla nastavena jako  $\eta_{r1} = 95 \%$ . Účinnosti výměníků MTR  $\eta_{r2}$  a LTR  $\eta_{r3}$  byly vypočteny a výsledky této optimalizace jsou v tabulce 6.4.

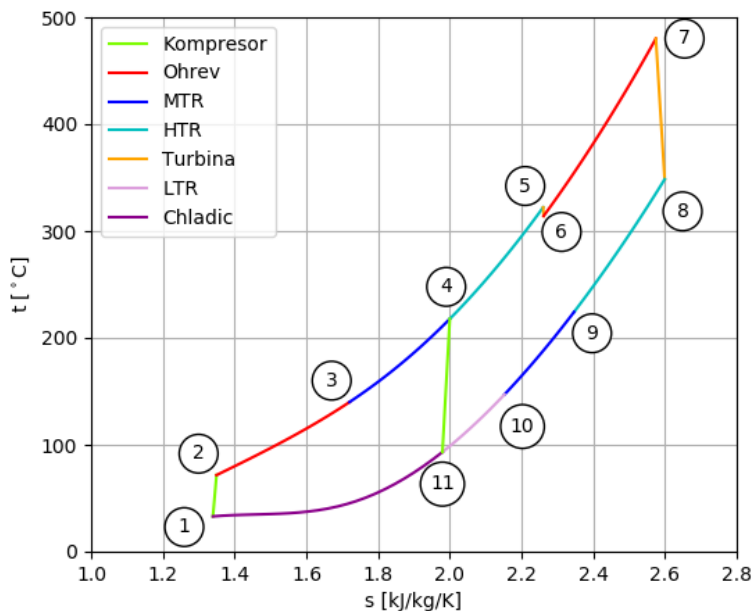
Optimalizované hodnoty tlaků jsou  $p_1 = 8,0$  MPa,  $p_2 = 27,8$  MPa a  $p_6 = 25,8$  MPa. Tento oběh vykazoval snahu o co největší pokles teploty na výstupu z nízkopotenciálo-



vých zdrojů tepla, tedy  $t_3=140$  °C. Tato hodnota byla stanovena okrajovými podmínkami jako dolní hranice intervalu. Díky velmi nízkému rozdílu tlaků  $p_2$  a  $p_6$  je práce vykonaná pomocnou turbínou značně nižší  $W_{t2} = 76$  MW, než práce vykonaná hlavní turbínou  $W_{t1} = 1416$  MW. Práce spotřebovaná hlavním kompresorem je v případě tohoto oběhu nižší, tedy  $W_{c1}=232$  MW a pro pomocný kompresor platí  $W_{c1}=279$  MW. Účinnost tepelného výměníku MTR byla vypočítána jako  $\eta_{r2} = 91,31$  % a účinnost tepelného výměníku LTR  $\eta_{r3} = 67,88$  %. Výkon oběhu je  $P = 1041$  MW a dosažená účinnost je  $\eta = 39,25$  %.

Rozdělený expanzní oběh					
$p_1$	8,0	MPa	$t_3$	140	°C
$p_2$	27,8	MPa	$\dot{m}$	10436	kg/s
$p_6$	25,8	MPa	$\dot{m}_1$	2316	kg/s
$W_{t1}$	1416	MW	$\dot{m}_2$	5063	kg/s
$W_{t2}$	76	MW	$\dot{m}_3$	7379	kg/s
$W_{c1}$	232	MW	$\dot{m}_4$	3057	kg/s
$W_{c2}$	279	MW	$\eta_{r2}$	91,31	%
$Q_{out}$	1519	MW	$\eta_{r3}$	67,88	%
$P$	1041	MW	$\eta$	39,25	%

Tabulka 6.4: Výsledky optimalizačního procesu rozděleného expanzního oběhu.



Obrázek 6.8: T-s diagram rozděleného expanzního oběhu se třemi zdroji tepla.

## 6.5 Porovnání a shrnutí výsledků

V tabulce 6.5 je uvedeno srovnání výsledných účinností pro jednotlivé tepelné oběhy. Z T-s diagramů je patrné, že rozdělený expanzní oběh se při optimalizaci přibližoval rekompresnímu oběhu, což je vidět z malého rozdílu tlaků  $p_2$  a  $p_6$ . Velice podobná situace nastala u prekompresního oběhu, kde optimalizace směřovala k zapojení Braytonova oběhu. Tento závěr je patrný z T-s diagramu na obrázku 6.4 a z tabulky 6.2, respektive z malého rozdílu tlaků  $p_6$  a  $p_1$  v případě prekompresního oběhu.

Tepelný oběh	$P$ [MW]	$\eta$ [%]
Braytonův	946	37,85 %
Prekompresní	912	36,47 %
Rekompresní	1014	40,57 %
Rozdělený expanzní	1041	39,25 %

Tabulka 6.5: Porovnání výkonů a účinností jednotlivých oběhů.

Z výsledků je patrné, že pro zvolené zapojení je z hlediska účinnosti nejvhodnější oběh rekompresní. Rozdělený expanzní oběh dosahuje horších výsledků, ale jeho výhodou je nižší tlak na vstupu do vysokopotenciálového zdroje tepla. Z výsledků uvedených v tabulce 6.5 je vidět, že jak prekompresní, tak rozdělený expanzní oběh, jakožto obtížnější oběhy vzhledem k zapojení, nedosahují takových účinností, jako oběhy, ke kterým se tyto dva snaží přiblížit, tedy Braytonův s rekuperací, respektive rekompresní.

Očekává se, že v budoucnu se výzkum S-CO<sub>2</sub> oběhů bude dále zaměřovat jak na využití S-CO<sub>2</sub> oběhů v jaderných, solárních a geotermálních elektrárnách, tak na použití v termojaderných elektrárnách. Zde budou zkoumány další možnosti zapojení S-CO<sub>2</sub> oběhů, jako například kombinace chladicích médií pro nízkopotenciálové a vysokopotenciálové zdroje tepla.

## 7 Závěr

Byla provedena stručná rešerše na téma S-CO<sub>2</sub> oběhů a jejich porovnání s oběhy heliovými a parními.

Vhodnou aplikací pro S-CO<sub>2</sub> tepelné oběhy byla zvolena termojaderná elektrárna DEMO2 a současně byly porovnány čtyři druhy optimalizovaných S-CO<sub>2</sub> oběhů pro tento druh zdroje tepla.

Braytonův oběh s rekuperací dosahoval nižších účinností asi o tři procenta, než oběh rekompresní  $\eta_{Br} = 37,85 \%$ , avšak výhodou tohoto oběhu je jeho jednoduchost a tím i potřebné investiční prostředky, což by mohlo hrát roli při volbě mezi těmito dvěma oběhy. Další výhodou tohoto oběhu je nižší hmotnostní tok a nejnižší tlak ve vysokotlaké větvi oběhu  $p_2 = 27,1 \text{ MPa}$ .

Prekompresní oběh dosahoval z vybraných oběhů nejmenší účinnosti  $\eta_{Pr} = 37,85 \%$  i nejmenšího výkonu  $P_{Pr} = 912 \text{ MW}$ . Zároveň je to oběh komplikovanější než oběh Braytonův a vysokotlaká větev by dosahovala až 32,8 MPa, což je nejvyšší hodnota ze všech oběhů. Na druhou stranu by byl tento oběh vhodný při řešení potenciálních komplikací tepelných výměníků v oblasti pinch pointu. Výhodou tohoto oběhu je také nízký hmotnostní tok v porovnání s rekompresním a rozděleným expanzním oběhem.

Nejvyšší účinnost byla vypočtena pro rekompresní oběh  $\eta_{Re} = 40,57 \%$ . Tento oběh dosahuje vyšších výkonů  $P_{Re} = 1014 \text{ MW}$  a je potřeba odvést nejméně tepla  $Q_{out_{Re}} = 1486 \text{ MW}$ . Současně je charakterizován vyšším hmotnostním tokem než oběhy Braytonův a prekompresní.

Rozdělený expanzní oběh dosáhl nejvyšší účinnosti, která je asi o jedno procento nižší, než rekompresní oběh, tedy  $\eta_{RE} = 39,25 \%$ . Tento oběh zároveň vykazoval nejvyšší výkon  $P_{RE} = 1041 \text{ MW}$ . Výsledkem optimalizace tohoto oběhu je nejvyšší hmotnostní tok ze všech oběhů a velmi nízká vykonaná práce pomocnou turbínou. Výhodou proti rekompresnímu oběhu je pouze nižší tlak ve vysokotlaké větvi asi o 1 MPa, tedy  $p_2 = 27,8 \text{ MPa}$ .

Ze čtyř optimalizovaných oběhů dosahoval nejlepších výsledků oběh rekompresní. Optimalizace tohoto oběhu je charakterizována nejvyšší účinností, nejnižším odebraným teplem, vysokým výkonem, hmotnostním tokem a tlakem ve vysokotlaké větvi tepelného oběhu.

## Seznam použité literatury

- [1] Feher E. G., *The Supercritical Thermodynamic Power Cycle*, Douglas Paper No. 4348, presented to the IECEC, Miami Beach, Florida, August 13-17, (1967).
- [2] Bell, I.CoolProp: An open-source thermophysical property library. 2017, [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://coolprop.sf.net>.
- [3] Angelino G., *Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production*, ASME Paper No. 68-GT-23, (1968).
- [4] DOSTÁL, V., M.J. DRISCOLL a P. HEJZLAR. *A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*. 2004. MIT-ANP-TR-100.
- [5] L. Vesely, V. Dostal, S. Entler. *Comparison of S-CO<sub>2</sub> power cycles for nuclear energy*. Acta Polytechnica CTU Proceedings. 2016, 4, 6. OI: 10.14311/AP.2016.4.0107. ISSN 2336-5382.
- [6] L. Vesely, V. Dostal, O. Bartos, V. Novotny. *Pinch Point Analysis of Heat Exchangers for Supercritical Carbon Dioxide with Gaseous Admixtures in CCS Systems*. Energy Procedia. 2016, 86, 489-499. DOI:10.1016/j.egypro.2016.01.050. ISSN 2336- 5382.
- [7] MUTO, Yaushi. Comparison of Supercritical CO<sub>2</sub> Gas Turbine Cycle and Brayton CO<sub>2</sub> Gas Turbine Cycle for Solar Thermal power Plants. *The 4th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles*. Pittsburgh, Pennsylvania, 2014.
- [8] Petr, V. - Kolovratník, M. *Použití plynové turbíny s CO<sub>2</sub> v energetice* [Výzkumná zpráva]. Praha : ČVUT FS, Odbor tepelných a jaderných energ. zařízení, 1999. Z 530/99. 38 s.
- [9] L. Vesely, V. Dostal, S. Entler. *Study of the cooling systems with S-CO<sub>2</sub> for the DEMO fusion power reactor*. Fusion Engineering and Design. , 1-4.
- [10] Yoonhan A., et al., *Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development*, Nuclear Engineering and Technology, Volume 47, Issue 6, 2015, Pages 647-661, ISSN 1738-5733,.
- [11] Mýty a realita, [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/jaderna-energetika/realita-a-myty-o-jaderne-energii.html>.
- [12] L. Moroz, M. Burlaka, O. Rudenko. Study of a Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle Application in a Cogeneration Power Plant. *Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle Symposium*. 2014, 12

- [13] VA3 S-CO<sub>2</sub>: Smyčka – SCO<sub>2</sub> [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://susen2020.cz/vyzkum/program-teo/va5-s-co2/>
- [14] PARMA, E.J. ... [ET AL.]. *Supercritical CO<sub>2</sub> Direct Cycle Gas Fast Reactor (SC-GFR) Concept*. California, USA: Sandia National Laboratories, 2011.
- [15] *Supercritical CO<sub>2</sub>-Brayton Cycle* [online]. [cit. 2018-05-28]. Dostupné z: <http://energy.sandia.gov/energy/renewable-energy/supercritical-co2/>
- [16] MILAN ŘÍPA ... [ET AL.]. *Řízená termojaderná syntéza pro každého*. Praha: Ústav fyziky plazmatu AV ČR, 2004. ISBN 8090272479.
- [17] COMPASS Upgrade. *Ústav fyziky plazmatu AV ČR, v.v.i.* [online]. [cit. 2018-04-11]. Dostupné z: [http://www.ipp.cas.cz/vedecka\\_truktura\\_ufp/tokamak/compass\\_u/index.html](http://www.ipp.cas.cz/vedecka_truktura_ufp/tokamak/compass_u/index.html)
- [18] MCCracken, G. M. a P. E. Stott. *Fusion: the energy of the universe*. Burlington, MA: Elsevier Academic Press, 2005. ISBN 0-12-481851-x.
- [19] TODD, T.N. ...[ET AL.]. *The key impacts of pulsed operation on the engineering of DEMO*. Abingdon, Oxfordshire: EURATOM-CCFE Fusion Association, Culham Science Centre. [online]. [cit. 2018-04-11]. Dostupné z: [http://www.ccf.ac.uk/assets/Documents/CCFE\(12\)17.pdf](http://www.ccf.ac.uk/assets/Documents/CCFE(12)17.pdf).
- [20] Hejzlar Radko *Termodynamika*. Praha: ČVUT 2010
- [21] KULHANEK, M. *Supercritical Carbon Dioxide Cycles Thermodynamic Analysis and Comparison*, Czech Technical University in Prague, Department of Fluid Dynamics and Power Engineering, Division of Power Engineering, (2008)
- [22] *Handbook of generation IV nuclear reactors*. Waltham, MA: Elsevier, 2016. ISBN 978-0-08-100149-3.
- [23] G.D. Perez-Pichel, J.I.Linares, L.E. Herranz, B.Y. Moratilla, *Thermal analysis of supercritical CO<sub>2</sub> power cycles: assessment of their suitability to the forthcoming sodium fast reactors*, Nucl. Eng. Des. 250 (2012) 23–34.
- [24] José Ignacio Linares, et al., *Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycles for DEMO fusion reactor based on Helium Cooled Lithium Lead blanket*, Applied Thermal Engineering, Volume 76, 2015, Pages 123-133, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.093>. dostupné z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431114009752>
- [25] V. Enenkl, J. Chrastina, *Termomechanika*. Brno: VUT 1972.
- [26] Programovací jazyk Python, dostupné z: <https://www.python.org/>.

## Seznam příloh

P1	Braytonův oběh s rekuperací	35
P2	Prekompresní oběh	36
P3	Rekompresní oběh	37
P4	Rozdělený expanzní oběh	39

## Přílohy

## Zdrojové kódy programu v python 2.7.15:

## P.1 Braytonův oběh s rekuperací:

```

def bra_id(p1,ra,t3):
    p2=p1*ra
    h1 = PropsSI('H', 'P', p1*1e6, 'T', t1+273.15,fluid)
    h2i = PropsSI('H', 'P', p2*1e6, 'S', s1, fluid)
    h2 = (h2i-h1)/etac + h1
    h5 = PropsSI('H', 'P', p2*1e6, 'T', t5+273.15, fluid)
    h6i = PropsSI('H', 'P', p1*1e6, 'S', s5, fluid)
    h6 = etat*(h6i-h5)+h5
    h3 = PropsSI('H', 'P', p2*1e6, 'T', t3+273.15, fluid)
    h7i = PropsSI('H', 'P', p1*1e6, 'T', t3+273.15, fluid)
    h7 = h6-etar*(h6-h7i)
    h4 = h3+h6-h7
    m = PBNK/(h5-h4)
    m1 = (PVV+PD)/(h3-h2)
    m2 = m-m1
    h8i= PropsSI('H', 'P', p1*1e6, 'T', t2+273.15, fluid)
    h8 = -m2*(h3-h2)/m+h7
    Q_in = m*(h5-h4) + m1*(h3-h2)
    Q_out = m*(h8-h1)
    W_comp = m*(h2-h1)
    W_turb = m*(h5-h6)
    qHTR = (h6-h7)
    qLTR = (h7-h8)
    eta1 = (W_turb-W_comp)/Q_in
    eta2 = 1-Q_out/Q_in
    for i in range(no):
        q1[i]=qHTR*(i+1)/no
        hlHTR[i]=h7+q1[i]
        hhHTR[i]=h3+q1[i]
        tlHTR[i]=PropsSI('T','H',hlHTR[i],'P',plHTR*1e6,fluid)-273.15
        thHTR[i]=PropsSI('T','H',hhHTR[i],'P',phHTR*1e6,fluid)-273.15
        dtHTR[i] = tlHTR[i]-thHTR[i]
    if dtHTRmin > 5 and dtLTRmin > 5 and etaREC2 < 0.95:
        eta1 = (W_turb-W_comp)/Q_in
    else:
        eta1 = 0
    pomoc = globeta + 0.0002
    if eta1 > pomoc:
        globeta = eta1
        globp2 = p2
        globra = ra
        globt3 = t3

```

```

def bra_ideal(p1,ra,t3):
    p2=ra*p1
    h1 = PropsSI('H', 'P', p1*1e6, 'T', t1+273.15, fluid)
    plt.plot(s12/1e3, t12, label=label_com, color="lawngreen")
    plt.plot()
pkrit = 7.32
t3 = np.linspace(178,180,num=globno)
ra = np.linspace(3.0,3.4,num=globno2)
for k in range(globno):
    for j in range(globno2):
        bra_id(8,ra[j],t3[k])
bra_ideal(8,ra,t3)

```

## P.2 Prekompresní oběh:

```

def bra_pre_comp_id(p2,rc,t3):
    p6=8 #MPa
    p1=p2/rc
    h1 = PropsSI('H', 'P', p1*1e6, 'T', t1+273.15, fluid)
    .
    .
    .
    m = PBNK/(h5-h4r)
    m1 = (PVV+PD)/(h3r-h2r)
    m2 = m-m1
    qHTR=h6r-h7
    qLTR = h8r-h9r
    W_C1 = m*(h2r-h1)
    W_C2 = m*(h8r-h7)
    Q_in = m*(h5-h4r) + m1*(h3r-h2r)
    Q_out = m*(h9r-h1)
    W_comp = W_C1+W_C2
    W_turb = m*(h5-h6r)
    eta1 = (W_turb-W_comp)/Q_in
    eta2 = 1-Q_out/Q_in
    for i in range(numb):
        q[i]=qHTR*(i+1)/20
        hlHTR[i]=h7+q[i]
        hhHTR[i]=h3r+q[i]
        tlHTR[i] = PropsSI('T', 'H', hlHTR[i], 'P', p6*1e6, fluid)-273.15
        thHTR[i] = PropsSI('T', 'H', hhHTR[i], 'P', p2*1e6, fluid)-273.15
        dtHTR[i]=tlHTR[i]-thHTR[i]
    if dtLTRmin > 5 and dtHTRmin > 5 and etaREC2 < 0.95 :
        eta1 = (W_turb-W_comp)/Q_in
    else:
        eta1 = 0
    global globeta
    global globp1

```



```

global globr2
global globt3
pomoc = globeta + 0.0002
if eta1 > pomoc:
    globeta = eta1
    globp2 = p2
    globp1 = p1
    globt3 = t3
def bra_pre_comp_ideal(p2,rc,t3):
    p6=8
    p1=p2/rc
    h1 = PropsSI('H','P',p1*1e6,'T',t1+273.15,fluid)
    .
    .
    .
    plt.plot(s12r/1e3, t12r, label=label_com, color="lawngreen")
    plt.plot()
p2 = np.linspace(20,40, num = globno3)
rc = np.linspace(3,5, num=globno) #p2=rc*p1
t3 = np.linspace(140,180,num=globno2)

for w in range(globno2):
    for i in range(globno3):
        for k in range(globno):
            if p2[i]/rc[k] > 8:
                bra_pre_comp_id(p2[i],rc[k],t3[w])
bra_pre_comp_ideal(p2,rc,t3)

```

### P.3 Rekompresní oběh:

```

from __future__ import division
from CoolProp import AbstractState
from CoolProp.CoolProp import PhaseSI, PropsSI, get_global_param_string
import CoolProp.CoolProp as CP
import os, sys
import matplotlib.pyplot as plt
import numpy as np
import pylab
import math

t1 = 33 #deg C
t6 = 480 #deg C
etac = 0.89 #ucinnost kompresoru
etat = 0.90 #ucinnost turbiny
etar = 0.95 #ucinnost rekuperatoru
fluid = 'CarbonDioxide'
PBNK = 2176*1e6 #W Prvni stena TinBNK=300C ToutBNK=500C
PD = 259*1e6 #W Divertor TinD=150C ToutD=162C
PVV = 65*1e6 #W Vakuova komora TinVV=190C ToutVV=200C

```

```

def re_comp(p1,p2,t3):      #vypocet jednotlivych obehu
    h1 = PropsSI('H','P',p1*1e6,'T',t1+273.15, fluid)
    h2 = PropsSI('H','S',s1,'P',p2*1e6, fluid)
    h2r=(h2-h1)/etac+h1     #vliv ucinnosti kompresoru
    h6 = PropsSI('H','P',p2*1e6,'T',t6+273.15, fluid)
    h3 = PropsSI('H','P',p2*1e6,'T',t3+273.15, fluid)
    h7 = PropsSI('H','P',p1*1e6,'S',s6, fluid)
    h7r = etat*(h7-h6)+h6   #vliv ucinnosti turbiny
    h10 = PropsSI('H','T',t2r+273.15,'P',p1*1e6,fluid)
    h10r=(etar*(h10-h7r)+h7r) #vliv ucinnosti rekuperatoru 3
    h4 = PropsSI('H','S',s10r,'P',p2*1e6,fluid)
    h4r=(h4-h10r)/etac+h10r
    h8 = PropsSI('H','P',p1*1e6,'T',t4r+273.15, fluid)
    h8r = etar*(h8-h7r)+h7r #vliv ucinnosti rekuperatoru 2
    h5r = h4r+h7r-h8r
    m = PBNK/(h6-h5r)      #vypocet hmotnostnich toku
    m1 = (PVV+PD)/(h3-h2r)
    m2 = (m*(h8r-h10r)-m1*(h4r-h3))/(h4r-h2r)
    m3 = m1+m2
    m4=m-m3
    h9=-m3*(h4r-h3)/m+h8r
    qHTR = h7r-h8r        #tepelny tok v rekuperatoru
    qMTR = h8r-h9
    qLTR = h9 - h10r
    W_C1=m3*(h2r-h1)      #spotrebovana prace kompresorem
    W_C2=m4*(h4r-h10r)
    W_comp = W_C1+W_C2
    W_turb=m*(h6-h7r)     #vykonana prace turbinou
    Q_in = m*(h6-h5r)+m1*(h3-h2r) #dodane teplo
    Q_out = m3*(h10r-h1)  #odvedene teplo
    for i in range(numb):
        q1[i]=qHTR*(i+1)/numb
        h1HTR[i]=h8r+q1[i]
        hhHTR[i]=h3+q1[i]
        tlHTR[i]=PropsSI('T','H',h1HTR[i],'P',plHTR*1e6,fluid)-273.15
        thHTR[i]=PropsSI('T','H',hhHTR[i],'P',phHTR*1e6,fluid)-273.15
        dtHTR[i] = tlHTR[i]-thHTR[i]
    eta1 = (W_turb-W_comp)/Q_in
    eta2 = 1-Q_out/Q_in
    if dtLTRmin > 5 and dtHTRmin > 5 and dtMTRmin > 5 and etaREC2 < 0.95 and etaREC3 < 0.95:
        eta1 = (W_turb-W_comp)/Q_in
    else:
        eta1 = 0
    pomocna = globeta + 0.0002
    if eta1 > pomocna:
        globeta = eta1

```

```

        globp2 = p2
        globt3 = t3
def re_comp_ideal(p1,p2,t3):
    plt.plot(s12r/1e3, t12r, label=label_com, color="lawngreen")
    plt.plot(s2r3/1e3, t2r3, label= label_qin,color = "red")
    plt.plot()
pkrit = 7.32
p1= 8 #MPa
p2 = np.linspace(27,31, num = globno)
t3 = np.linspace(170,180,num=globno3)
for i in range(globno):
    for k in range(globno3):
        re_comp(p1,p2[i],t3[k])
re_comp_ideal(p2,ra,t3)

```

#### P.4 Rozdělený expanzní oběh:

```

def split_exp(p2,ra,f,t3):
    p1 = p2/ra
    p6 = p1 + (f/10)*(p2-p1)
    p1 = p2/ra
    p6 = p1 + (f/10)*(p2-p1)
    h1 = PropsSI('H', 'P', p1*1e6, 'T', t1 + 273.15,fluid)
    h2 = PropsSI('H', 'P', p2*1e6, 'S', s1, fluid)
    h2r = (h2-h1)/etac + h1
    .
    .
    .
    m = PBNK/(h7-h6r)
    m1 = (PVV+PD)/(h3-h2r)
    m2 = ((h9r-h10r)*m-m1*(h4r-h3))/(h4r-h2r)
    m3=m1+m2
    m4=m-m3
    h11 = h9r-m3*(h4r-h3)/m
    h11i = PropsSI('H', 'P', p1*1e6, 'T', t2+273.15 , fluid)
    W_C1=m3*(h2r-h1)
    W_C2=m4*(h4r-h10r);
    W_comp = W_C1+W_C2
    W_T1 = m*(h7-h8r)
    W_T2 = m*(h5-h6r)
    W_turb= W_T1+W_T2
    Q_in = m*(h7-h6r)+m1*(h3-h2r)
    Q_out = m3*(h10r-h1)
    qHTR = h8r-h9r
    qLTR = h10r - h11r
    qMTR = h9r-h10r
    etaREC1 = (h8r-h9r)/(h8r-h9r)
    etaREC2 = (h9r-h10r)/(h9r-h10r)

```

```

etaREC3 = (h10r-h11r)/(h10r-h11i))
for i in range(numb):
    q1[i]=qHTR*(i+1)/numb
    hlHTR[i]=h9r+q1[i]
    hhHTR[i]=h3+q1[i]
    tlHTR[i]=PropsSI('T','H',hlHTR[i],'P',plHTR*1e6,fluid)-273.15
    thHTR[i]=PropsSI('T','H',hhHTR[i],'P',phHTR*1e6,fluid)-273.15
    dtHTR[i] = tlHTR[i]-thHTR[i]
if dtLTrmin > 5 and dtHTRmin > 5 and dtMTRmin > 5 and etaREC2 < 0.
    95 and etaREC3 < 0.95:
    eta1 = (W_turb-W_comp)/Q_in
else:
    eta1 = 0
pomoc = globeta + 0.0002
if eta1 > pomoc:
    globeta = eta1
    globp2 = p2
    globra = ra
    globf = f
    globt3 = t3
def split_exp_ideal(p2,ra,f,t3):
    p1 = p2/ra
    p6 = p1 + (f/10)*(p2-p1)
    p1 = p2/ra
    p6 = p1 + (f/10)*(p2-p1)
    h1 = PropsSI('H','P',p1*1e6,'T',t1 + 273.15,fluid)
    plt.plot(s12r/1e3, t12r, label=label_com, color="lawngreen")
    plt.plot()

f = np.linspace(7,9, num = globno3)
p2 = np.linspace(27.2,28, num = globno)
ra = np.linspace(3.4,3.5, num = globno2)
t3 = np.linspace(110,180,num = globno4)
for w in range(globno4):
    for i in range(globno3):
        for j in range(globno):
            for k in range(globno2):
                if p2[j]/ra[k] > 7.32:
                    split_exp(p2[j],ra[k],f[i],t3[w])
split_exp_ideal(p2,ra,f,t3)

```