

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ  
PRÁCE  
2024**



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**Bakalářská práce**

**Optimalizační návrh radiálního kompresoru na  
superkritické CO<sub>2</sub>**

Petr Štětka

Vedoucí práce

Ing. Jan Syblík

Bakalářský studijní program

Strojírenství

Specializace

Energetika a procesní technika

21. dubna 2024

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Štětka** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **491569**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Strojírenství**  
Studijní obor: **Energetika a procesní technika**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Optimalizační návrh radiálního kompresoru na superkritické CO<sub>2</sub>**

Název bakalářské práce anglicky:

**Supercritical CO<sub>2</sub> radial compressor optimization**

Pokyny pro vypracování:

Student nejprve provede rešerši ohledně kompresorů na superkritické CO<sub>2</sub>. Dále se zaměří na termodynamický a předběžný geometrický návrh stroje, který provede pomocí programovacího jazyka Python. Poslední část práce se bude věnovat optimalizaci návrhu za účelem zvýšení účinnosti navrženého stroje.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Loss models for on and off-design performance of radial inflow turbomachinery. Online. Elsevier. 2019, roč. 2019, č. 1, s. 12.
- [2] Windage Loss and Flow Characteristics in Impeller Back Clearance of sCO<sub>2</sub> Centrifugal Compressor. ASME. 2022, roč. 2022, č. 1, s. 14.
- [3] GRAVDAHL, J.T. Modeling and Control of Surge and Rotating Stall in Compressors. Trondheim (Norway) : Norwegian University of Science and Technology, 1998. 141 s. Dizertační práce. Norwegian University of Science and Technology, Department of Engineering Cybernetics.
- [4] WEIS, A.P. Turbomachinery basic(s) /- design. Workshop. Pilsen: West Bohemian University Pilsen, 2023.
- [5] BOTHA, Barend W.; MOOLMAN, Adriaan. Determining the Impact of the Different Losses on Centrifugal Compressor Design. In R & J Journal. [s.l.] : SA Mechanical Engineer, 2005.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jan Syblík ústav energetiky FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2024** Termín odevzdání bakalářské práce: **03.06.2024**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2025**

Ing. Jan Syblík  
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
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.

\_\_\_\_\_  
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>	Petr Štětka
<b>Název BP:</b>	Optimalizační návrh radiálního kompresoru na superkritické CO <sub>2</sub>
<b>Anglický název:</b>	Supercritical CO <sub>2</sub> radial compressor optimization
<b>Akademický rok:</b>	2023/2024
<b>Ústav/Odbor:</b>	Ústav energetiky/ Energetika a procesní technika
<b>Vedoucí BP:</b>	Jan Syblík
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 46 Počet obrázků: 18 Počet tabulek: 2 Počet příloh: 1
<b>Klíčová slova:</b>	sCO <sub>2</sub> , ztráty, kompresor, optimalizace
<b>Keywords:</b>	sCO <sub>2</sub> , losses, compressor, optimization
<b>Anotace:</b>	Cílem teoretické části bakalářské práce je seznámit se s problematikou superkritického oxidu uhličitého, jeho průmyslovým využitím a problematikou ztrát kompresorů. Praktická část se poté zaměřuje na výpočet a optimalizaci návrhu radiálního kompresoru na superkritický oxid uhličitý.
<b>Anotation:</b>	The aim of the theoretical part of the bachelor thesis is to get acquainted with the issue of supercritical carbon dioxide, its industrial use and the issue of compressor losses. The practical part then focuses on the calculation and optimization of the design of a radial compressor for supercritical carbon dioxide.

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Syblíkovi za odborné vedení, pomoc formou konzultací a trpělivost při zpracování bakalářské práce.

# Obsah

1. Úvod .....	1
1.1. Motivace .....	1
1.2. Cíle práce .....	1
1.3. Členění práce .....	1
2. Použití sCO <sub>2</sub> v průmyslu .....	2
2.1. Superkritický oxid uhličitý (sCO <sub>2</sub> ) .....	2
2.2. Použití v energetice .....	3
2.3. Výhody a nevýhody .....	3
3. Výkonové hladiny .....	5
3.1. Cykly sCO <sub>2</sub> .....	5
3.1.1. Vlastnosti cyklu sCO <sub>2</sub> .....	6
3.2. sCO <sub>2</sub> aplikace/koncepty využití .....	8
3.2.1. Jaderné aplikace .....	8
3.2.2. Uhelné elektrárny .....	9
3.2.3. Rekuperace odpadního tepla .....	9
3.2.4. Obnovitelné zdroje energie .....	9
3.2.5. Fúzní elektrárny .....	9
3.3. Shrnutí .....	10
4. Typy kompresorů .....	11
4.1. Radiální/axiální .....	11
4.2. Existující konstrukce superkritických CO <sub>2</sub> turbínových strojů .....	11
4.2.1. Existující prototypy .....	12
4.2.2. Zařízení popsána v literatuře .....	15
5. Ztrátové koeficienty .....	17
5.1. Obecné ztráty .....	17
5.1.1. Profilová ztráta .....	18
5.1.2. Ventilační ztráta rotoru .....	19
5.1.3. Ztráty vznikající mimo lopatkovou část stroje .....	19
5.2. Ztráty v axiálních strojích .....	19
5.2.1. Profilová ztráta .....	19
5.2.2. Ztráta na čelní stěně (Endwall loss) .....	20
5.2.3. Ztráta na špičce lopatky (The tip clearance loss coefficient) .....	20
5.3. Ztráty v radiálních strojích .....	21
5.3.2. Průchodová ztráta (Passage loss) .....	22
5.3.3. Ztráta na hraně (Trailing edge loss) .....	22

5.3.4.	Ztráta průchodnosti (Clearance loss) .....	22
5.3.5.	Odporová ztráta (Windage loss).....	22
5.3.6.	Ztráta energie na výstupu (Exit loss) .....	23
5.3.7.	Ztráty na špičce (The tip clearance loss).....	23
5.3.8.	Ztráty třením (The skin friction loss) .....	23
5.4.	Závěr kapitoly .....	24
6.	Početní návrh kompresoru pro superkritický oxid uhličitý .....	25
6.1.	Úvod .....	25
6.2.	Zadané vstupní hodnoty.....	26
6.3.	Termodynamické hodnoty získané z programu CoolProp .....	27
6.4.	Geometrie.....	27
6.5.	Rychlosti .....	30
6.5.1.	Vstupní rychlosti .....	30
6.5.2.	Výstupní rychlosti .....	32
6.6.	Ztráty .....	34
6.7.	Účinnost.....	36
6.8.	Závěr kapitoly .....	36
7.	Výsledky.....	37
8.	Závěr .....	38
	Seznam použité literatury .....	40



## Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadané hodnoty .....	26
Tabulka 2: Parametry získané z knihovny Coolprop.....	27

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Fázový diagram CO <sub>2</sub> [1] .....	2
Obrázek 2: Diagram rozložení hustoty v blízkosti kritického bodu (vstup kompresoru) [3] .....	3
Obrázek 3: Srovnání velikosti parní turbíny a nadkritické turbíny na CO <sub>2</sub> [2] .....	5
Obrázek 4: Závislost účinnosti cyklu na účinnosti turbosoustrojí (jednoduchý Braytonův cyklus) [2] ...	6
Obrázek 5: Tepelná účinnost systémů a aplikací pro přeměnu energie [4] .....	6
Obrázek 6: Faktor stlačitelnosti CO <sub>2</sub> v blízkosti kritického bodu [4] .....	7
Obrázek 7: T-s diagram rekompresního cyklu sCO <sub>2</sub> [4] .....	8
Obrázek 8: Turbostroj alternátor-kompresor Sandia a Integrated System Test [2] .....	13
Obrázek 9: Návrhy listů a model profilu lopatek pro čtyřstupňovou turbínu SunShot [2] .....	14
Obrázek 10: Původní konstrukce odstředivého kompresoru sCO <sub>2</sub> [2] .....	14
Obrázek 11: Turbína na oxid uhličitý pro čistý výkon 1000 MW [24] .....	16
Obrázek 12: Přehled a umístění modelů ztrát [28] .....	21
Obrázek 13: Konfigurace cyklu [12] .....	25
Obrázek 14: Vývojový diagram parametrizačního návrhu kompresoru .....	26
Obrázek 15: Základní geometrie oběžného kola [33] .....	27
Obrázek 16: Vstupní rychlostní trojúhelník [41] .....	30
Obrázek 17: Výstupní rychlostní trojúhelník [33] .....	32
Obrázek 18: Grafická závislost Reynoldsova čísla na relativní vůli na šířce kola [39] .....	35

## Seznam symbolů

$A$	(m <sup>2</sup> )	plocha
$a$	(m/s)	rychlost zvuku
$b$	(m)	šířka
$c$	(m/s)	celková rychlost
$c_p$	(J/kg/K)	měrná tepelná kapacita
$C_p$	(-)	profilová konstanta
$C_{ew}$	(-)	konstanta čelní stěny
$C_m$	(-)	koeficient povrchového tření
$d$	(m)	průměr
$e$	(m)	výška proudu
$h$	(J/kg/K)	měrná entalpie
$k$	(-)	izoentropický mocnitel
$K$	(-)	korekční faktor
$l$	(m)	délka
$Ma$	(-)	machovo číslo
$\dot{m}$	(kg/s)	hmotnostní průtok
$n_s$	(s <sup>-1</sup> )	otáčky
$n$	(mol)	látkové množství
$p$	(Pa)	tlak
$\dot{Q}$	(m <sup>3</sup> /s)	objemový průtok
$r$	(m)	poloměr
$R$	(J/mol/K)	univerzální plynová konstanta
$Re$	(-)	Reynoldsovo číslo
$s$	(J/kg/K)	entropie
$S$	(m)	rozteč lopatky
$T$	(°C)	termodynamická teplota
$t$	(m)	tlouška
$u$	(m/s)	obvodová rychlost
$V$	(m <sup>3</sup> )	objem

$w$	(m/s)	relativní rychlost
$Y$	(-)	součinitel profilových ztrát
$z$	(-)	počet zubů
$Z$	(-)	faktor stlačitelnosti
$Z_A$	(-)	parametr zatížení
$Z_p$	(J/kg/K)	měrná profilová ztráta
$\alpha$	(°)	úhel směru proudu
$\beta$	(°)	úhel lopatky
$\eta$	(%)	účinnost
$\vartheta$	(N·s/m <sup>2</sup> )	dynamická viskozita
$\mu$	(-)	součinitel skluzu
$\nu$	(m <sup>2</sup> /s)	kinematická viskozita
$\pi$	(-)	tlakový poměr
$\rho$	(kg/ m <sup>3</sup> )	hustota
$\psi$	(-)	součinitel zatížení stupně
$\omega$	(J/kg/K)	ztrátová energie
$\delta$	(-)	vůle na špičce lopatky
$\varepsilon_r$	(-)	poměr průtočného průřezu
$\theta$	(-)	relativní vůle na šířce kola
$\Delta Z_p$	(-)	korekční faktor ztrát

## Seznam zkratek

sCO <sub>2</sub>	superkritický oxid uhličitý
KAERI	Korea Atomic Energy Research Institute
CEA	Komise pro atomovou energii (Atomic Energy Commission)
SMART	Systémově integrovaný pokročilý modulární reaktor (System-integrated Modular Advanced Reactor)
PWR	Pratt Whitney & Rocketdyne
EDF	Electricite De France
TAC	turbínový alternátor kompresor
SwRI	Southwest Research Institute
SNL	Sandia National Laboratories
TIT	Tokyo Institute of Technology

## 1. Úvod

### 1.1. Motivace

Kompresory na superkritický oxid uhličitý ( $s\text{CO}_2$ ) jsou důležitým prvkem například v oblasti energetiky, klimatizace a chlazení. Superkritický oxid uhličitý je zajímavým pracovním médiem, protože umožňuje dosáhnout vysoké účinnosti a ekologičnosti. Kompresory na  $s\text{CO}_2$  mají však specifické nároky na svůj design a provoz, aby bylo možné dosáhnout optimální výkonnosti a účinnosti.

### 1.2. Cíle práce

Hlavním cílem práce je parametrický návrh kompresoru pro  $s\text{CO}_2$ . Dílčím cílem práce je stručná rešerše na téma  $s\text{CO}_2$  a jeho možného použití v průmyslu. Závěrem práce je parametrický návrh radiálního kompresoru na  $s\text{CO}_2$ . Závěrem práce je porovnání parametrů návrhu s existujícími kompresory.

### 1.3. Členění práce

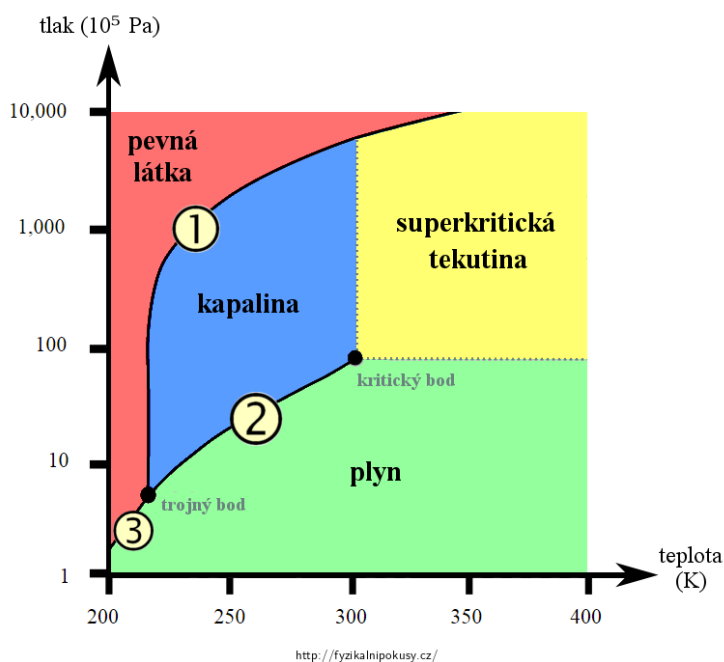
Práce je členěna tak, aby se čtenář nejprve seznámil s problematikou  $s\text{CO}_2$ , jeho použitím a výhodami. Následuje kapitola o cyklech  $s\text{CO}_2$ , jejich aplikace a koncepty využití. Zde jsou detailněji rozebrány aplikace jaderné, uhelné, rekuperace odpadního tepla, obnovitelné zdroje energie a fúzní elektrárny. Další část nazvaná Typy kompresorů řeší rozdíl mezi radiálními a axiálními kompresory a představuje jednotlivé konstrukce. V části ztrátové koeficienty je představena problematika ztrát a jednotlivé ztráty jsou zde popsány. Práce je uspořádána tak, aby na sebe jednotlivé kapitoly navazovaly a dávali celistvý pohled na problematiku kompresorů na  $s\text{CO}_2$ . Dále navazuje praktická část bakalářské práce, kde je sepsán početní návrh kompresoru, ze kterého vychází parametrický návrh, který je výsledkem práce a je přidán v příloze.

## 2. Použití $\text{sCO}_2$ v průmyslu

V této kapitole je stručně charakterizováno superkritické  $\text{CO}_2$  ( $\text{sCO}_2$ ) a jeho možné použití v energetice. Dále jsou zde rozebrány výhody a nevýhody cyklů s  $\text{sCO}_2$ .

### 2.1. Superkritický oxid uhličitý ( $\text{sCO}_2$ )

Superkritické tekutiny jsou obecně definovány jako sloučeniny, které jsou ve stavu nad jejich kritickým tlakem a nad jejich kritickou teplotou. Nad kritickou teplotu a tlakem je materiál v jediném kondenzovaném stavu s vlastnostmi mezi plynem a kapalinou. Jedna z nejpoužívanějších superkritických kapalin je právě superkritický oxid uhličitý ( $\text{sCO}_2$ ). Oxid uhličitý je v superkritickém stavu, pokud dosáhne nebo překročí kritický bod při teplotě  $30,98^\circ\text{C}$  a tlaku  $7,38\text{ MPa}$ . V superkritickém stavu má oxid uhličitý vlastnosti jak plynné, tak kapalné fáze a nabízí tak výhody obou těchto fází převážně tedy vyšší hustotu a nižší viskozitu. Mimo použití v energetice se v průmyslu používá  $\text{sCO}_2$  především jako extrakční rozpouštědlo a výchozí rozpouštědlo. Další známé užití je jako rozpouštědlo pro disperzní média ke sprejovému pokovování. Jednou obrovskou výhodou  $\text{sCO}_2$  je jeho mísitelnost s plyny, což může vést ke značnému urychlení reakcí např. hydrogenace, ve srovnání s obvyklými organickými rozpouštědly [1].

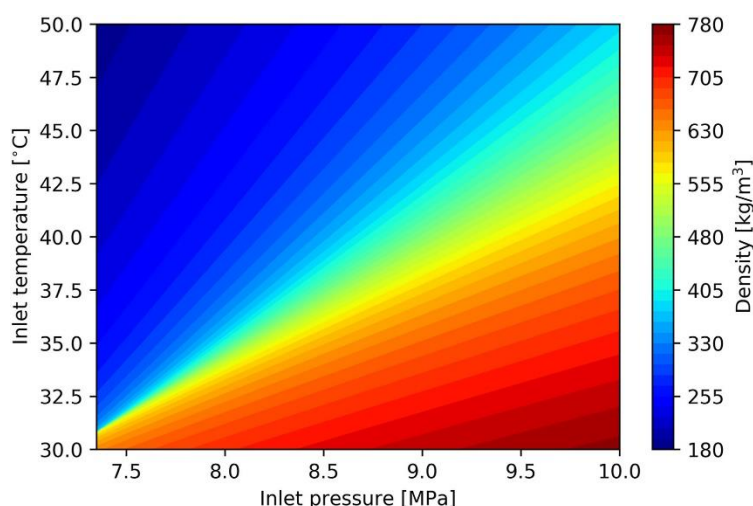


Obrázek 1: Fázový diagram  $\text{CO}_2$  [1]

V termodynamických cyklech se jako pracovní tekutina nejčastěji používá buď plyn, nebo pára. Ačkoli byly v minulosti navrženy další pracovní tekutiny, jako třeba Rankinovy cykly pracující se rtuť, dostupnost a příznivé vlastnosti vzduchu a vody vedly k jejich pokračující dominanci. Oxid uhličitý je předmětem nedávného zájmu v důsledku jeho výhodných termodynamických vlastností včetně dostupnosti, nízké ceny, širokého rozsahu provozních teplot a vysoké hustoty [2].

## 2.2. Použití v energetice

Co se týče použití v energetice, energetický cyklus  $\text{sCO}_2$  je jedním ze slibných systémů konverze energie pro novou generaci elektráren a aplikací pro přeměnu tepelné energie z různých zdrojů tepla s možností eliminace emisí  $\text{CO}_2$ . Použití cyklů  $\text{sCO}_2$  přináší mnoho výhod oproti heliovým a Rankinovým-Clausiovým cyklům. Výhody jsou v jednoduchosti, kompaktnosti, ceně, tepelné účinnosti a vhodném kritickém bodě (30,98 °C, 7,38 MPa). Výhody jsou patrné zejména v oblasti vyšších admisních teplot média v turbíně [3].



Obrázek 2: Diagram rozložení hustoty v blízkosti kritického bodu (vstup kompresoru) [3]

Výzkum v oblasti energetických zařízení  $\text{sCO}_2$  přináší nové návrhy kompresorů, turbín a výměníků tepla a vývoj těchto nových prototypů se rozvíjí zejména v posledních letech. Toto úsilí vygradovalo průmyslovými zařízeními, jako je 9MW axiální turbína. Pro tepelný oběh na bázi  $\text{sCO}_2$  obecně existují různé možné aplikace, jako jsou jaderná zařízení čtvrté generace, solární tepelné elektrárny, rekuperace odpadního tepla (výfukové plyny plynových turbín, cementárny), nebo fúzní elektrárny. Jedna z potenciálních aplikací  $\text{sCO}_2$  je i ve fúzních elektrárnách. Protože cyklus  $\text{sCO}_2$  lze považovat za alternativu parního cyklu, lze jej teoreticky použít v jaderné energetice od tlakovodních reaktorů až po jaderné reaktory nové generace a také v aplikacích fúzních reaktorů. Kromě jaderné energetiky lze cykly s  $\text{sCO}_2$  také použít pro elektrárny na fosilní paliva a pro plynové a paroplynové elektrárny [4].

Podrobnější informace o použití v jednotlivých aplikacích jsou popsány v kapitole Výkonové hladiny.

## 2.3. Výhody a nevýhody

**Mezi výhody cyklů s  $\text{sCO}_2$  patří následující:**

Oběhy s  $\text{sCO}_2$  vykazují markantní změnu parametrů při přiblížení se ke kritickému bodu. Je to hlavně snížení měrného objemu, což zapříčiní pokles spotřebované práce kompresorem a tím se zvyšuje účinnost celého oběhu.

Teplota kritického bodu  $\text{sCO}_2$  je relativně nízká na to, aby nebylo problematické snížit teplotu chladicího média na požadovanou hodnotu při vstupu média do hlavního kompresoru.



Mezi různými kapalinami je  $\text{CO}_2$  relativně levnější a méně škodlivý, pokud je instalován vhodný ventilační systém, který je připraven na náhlé velké uvolnění  $\text{CO}_2$  ze systému přeměny energie.

Oproti parním oběhům mají oběhy pracující s médiem v plynném stavu výhody, jako je 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 %.

Oproti heliovému oběhu mají  $\text{sCO}_2$  oběhy srovnatelnou účinnost při nižších teplotách (cca 550 °C oproti 850 °C).

Protože minimální tlak je vyšší než kritický tlak  $\text{CO}_2$  (7,38 MPa), požadavky na systém čištění jsou nižší než požadavky parního Rankinova cyklu, aby se zabránilo vnikání vzduchu. Systém přeměny energie tak může být mnohem jednodušší. V případě parního cyklu způsobuje nízký tlak v kondenzátoru ingresi plynu a jsou vyžadovány složité systémy čištění.

Turbína může být mnohem menší a celková velikost systému může být snížena až čtyřikrát ve srovnání s konvenčním parním Rankinovým cyklem [4].

### **Mezi nevýhody cyklů s $\text{sCO}_2$ patří následující:**

Hlavní nevýhodou je nízká specifická práce nadkritického cyklu  $\text{CO}_2$  ve srovnání s párou nebo heliem, což má za následek menší zlepšení účinnosti systému ve srovnání s tradičními kombinovanými cykly, protože podíl celkového výkonu poskytovaného nadkritickým cyklem  $\text{CO}_2$  je nízký.

Další nevýhodou je, že oproti heliovému oběhu pracují  $\text{sCO}_2$  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  $\text{sCO}_2$  odolávat [4].

Cykly s  $\text{sCO}_2$  nejsou příliš vhodné pro fosilní aplikace, kvůli jejich vysokému a úzkému rozsahu teplot přívodu tepla, což vede k vysokým ztrátám komínového plynu.

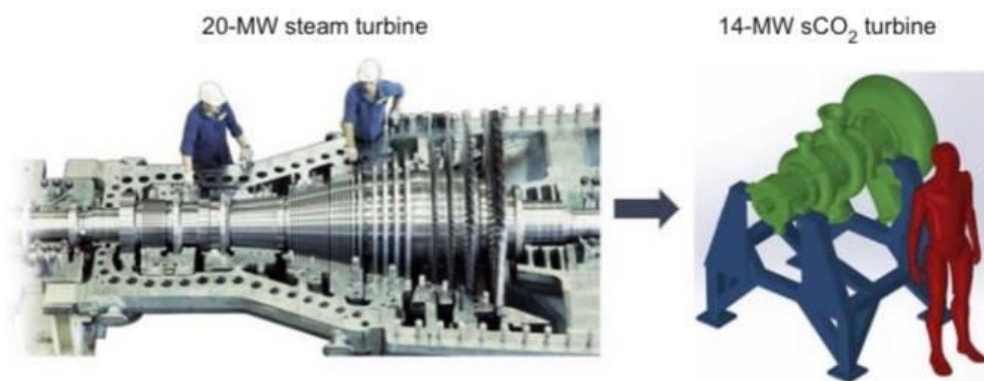
Vysoká hustota a nízká viskozita  $\text{sCO}_2$  z něj činí vynikající rozpouštědlo, které vedlo k zanášení olejem a částicemi ve smyčce i v relativně čistém prostředí [5].

### 3. Výkonové hladiny

V této kapitole je popsán tepelný oběh  $s\text{CO}_2$  a jeho vlastnosti, Dále jsou zde podrobněji vypsány možné koncepty použití cyklu s  $s\text{CO}_2$ .

#### 3.1. Cykly $s\text{CO}_2$

Každá implementace energetického cyklu založeného na superkritickém  $s\text{CO}_2$  vyžaduje různé lopatkové stroje k provedení kompresních a expanzních částí cyklu. Jednou významnou výhodou cyklů  $s\text{CO}_2$  oproti jiným Braytonovým cyklům je to, že vysoká hustota kapaliny vede k velmi kompaktnímu turbosoustrojí. Hustota  $s\text{CO}_2$  na výstupu z turbíny může být asi 10 000krát větší než u kondenzační parní turbíny a více než 100krát větší než u spalovacích plynových turbín, které pracují v otevřeném Braytonově cyklu. Tato kompaktnost snižuje náklady na materiál a je také výhodná v aplikacích s nízkou hmotností nebo s malým prostorem, jako je výroba energie na moři nebo v solárních (top-tower) elektrárnách. Kombinace tlaku, teploty a hustoty v cyklech  $s\text{CO}_2$  jsou mimo zkušenostní základ stávajících lopatkových strojů, jako jsou plynové turbíny, parní turbíny, a dokonce i vysokotlaké plynové kompresory, a proto je realizace konstrukce těchto zařízení značně problematická. Na obrázku 3 je porovnání podobně dimenzovaných parních a  $s\text{CO}_2$  turbín, pro představu rozdílu velikosti konstrukce [2].

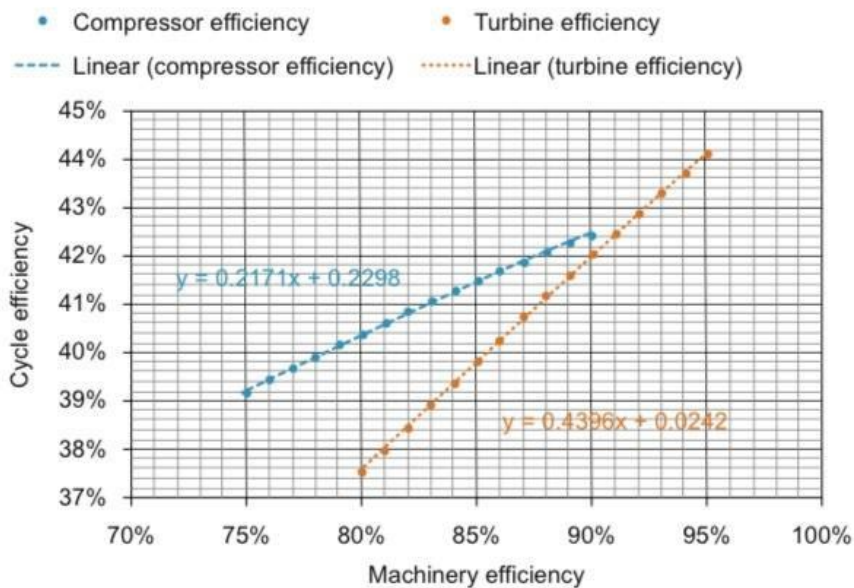


Obrázek 3: Srovnání velikosti parní turbíny a nadkritické turbíny na  $\text{CO}_2$  [2]

Výkon turbosoustrojí silně ovlivňuje celkovou účinnost cyklu. Příklad účinnosti cyklu pro vysokoteplotní  $700\text{ }^\circ\text{C}$  jednoduchou konfiguraci Braytonova cyklu je znázorněn na obrázku 3 v reálném rozsahu účinnosti kompresoru a turbíny (účinnost turbíny byla udržována pevně na  $87,5\%$ , jak se účinnost kompresoru měnila, a účinnost kompresoru byla stanovena na  $82,5\%$ , jak se účinnost turbíny měnila). Výsledky ukazují, že každé dva body zvýšení účinnosti turbíny mají za následek přibližně jednobodové zvýšení účinnosti cyklu, zatímco dopad účinnosti kompresoru je přibližně poloviční. Tyto trendy jsou v typickém rozsahu účinnosti strojů téměř lineární. I když se přesné hodnoty budou pro různé konfigurace cyklu měnit, tyto trendy budou podobné. Mimoprojektový výkon lopatkového stroje ovlivní účinnost částečného zatížení, provozní strategii a limity pro cyklus na základě efektivního a stabilního provozního rozsahu každé součásti. Stejně jako u jiných aplikací musí postupy spouštění a vypínání také zohledňovat výkon stroje mimo návrh, aby se zabránilo škodlivým podmínkám, jako je rázová

### 3 VÝKONOVÉ HLADINY

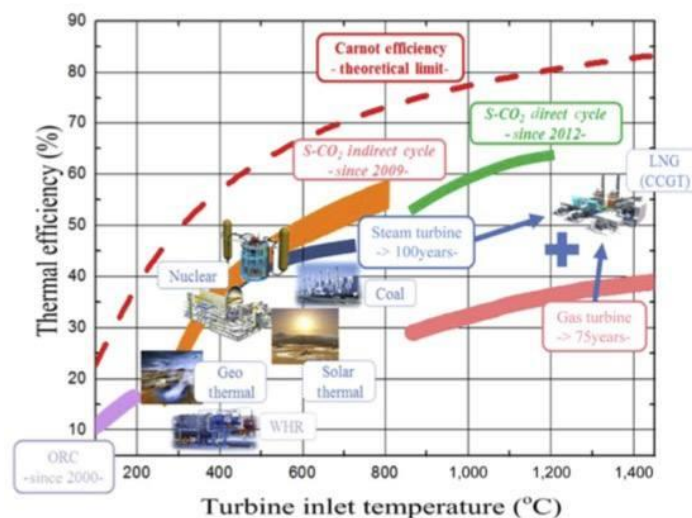
vlna, provoz při kritických rychlostech nebo překročení rychlosti. Konečně, zejména mechanická konstrukce turbíny může také ovlivnit schopnost provádět rychlé tepelné přechody v systému, i když je třeba vzít v úvahu také přechodná tepelná napětí v rekuperátorech a primárních výměnících tepla [2].



Obrázek 4: Závislost účinnosti cyklu na účinnosti turbosoustrojí (jednoduchý Braytonův cyklus) [2]

#### 3.1.1. Vlastnosti cyklu sCO<sub>2</sub>

Protože pracovní látka je v kapalném stavu, může Rankinův parní cyklus pracovat s velkou účinností při nízkých vstupních teplotách turbíny. Plynová turbína naproti tomu pracovní látku stlačuje a při procesu stlačování se spotřebuje velké množství práce. U plynových turbín se při vyšších vstupních teplotách stává významným problémem materiál [4].



Obrázek 5: Tepelná účinnost systémů a aplikací pro přeměnu energie [4]

Braytonův cyklus sCO<sub>2</sub> je systém přeměny energie, který kombinuje výhody Rankinova parního cyklu i systému s plynovou turbínou. Na rozdíl od Rankinova parního cyklu je kapalina

### 3 VÝKONOVÉ HLADINY

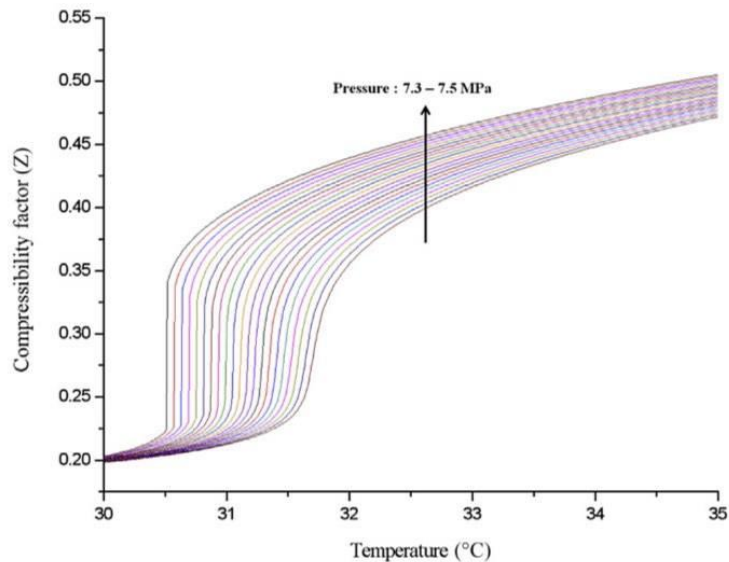
stlačována v nestlačitelné oblasti, což umožňuje použít vyšší vstupní teplotu turbíny s menšími nároky na materiál. Při teplotě 30,98 °C a tlaku 7,38 MPa, což je kritický stav CO<sub>2</sub>, se kapalina stává více nestlačitelnou, jak se blíží kritickému bodu [4].

Faktor stlačitelnosti  $Z$  je definován jako molekulární objemový poměr tekutiny ve srovnání s ideálním plynem. Popisuje, jak moc se kapalina chová jako ideální plyn. Lze ji vyjádřit ve tvaru

$$Z = \frac{p \cdot V}{n \cdot R \cdot T} \quad (3.1.1)$$

kde  $p$  je tlak tekutiny,  $V$  je objem tekutiny,  $n$  je látkové množství,  $R$  je molární plynová konstanta a  $T$  je termodynamická teplota.

Když je faktor stlačitelnosti roven nule tekutina se považuje za nestlačitelnou. Pro CO<sub>2</sub> se v blízkosti kritického bodu faktor stlačitelnosti sníží na 0,2-0,5, jak je znázorněno na obrázku 6 a kompresní práce se může podstatně snížit. Navíc, protože sCO<sub>2</sub> je méně korozivní ve srovnání s párou při stejné teplotě, cyklus sCO<sub>2</sub> může potenciálně zvýšit teplotu na vstupu do turbíny [4].

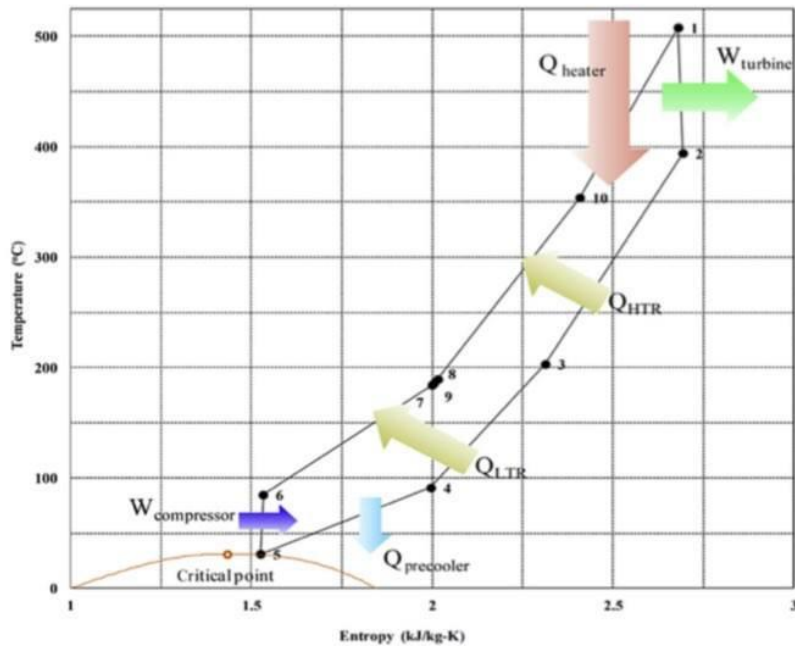


Obrázek 6: Faktor stlačitelnosti CO<sub>2</sub> v blízkosti kritického bodu [4]

Protože systém pracuje za kritickým bodem, minimální tlak je vyšší (~7,4 MPa) než jakýkoli existující parní Rankinův cyklus nebo plynový Braytonův cyklus (~0,1 MPa), a kvůli tomu kapalina zůstává hustá v celém energetickém systému. Proto se objemový průtok snižuje s vyšší hustotou kapaliny, což má za následek 10krát menší lopatkové zařízení ve srovnání s lopatkovým strojem v parním Rankinově cyklu. Tlakový poměr cyklu sCO<sub>2</sub> Braytonova cyklu je však mnohem menší ve srovnání s Rankinovým cyklem páry a výstupní teplota turbíny je relativně vysoká. Pro zvýšení tepelné účinnosti je proto nutné velké množství tepla rekuperovat. Jinými slovy, proces rekuperace v Braytonově cyklu sCO<sub>2</sub> výrazně ovlivňuje tepelnou účinnost.

Za nejefektivnější uspořádání cyklu sCO<sub>2</sub> je dosud obecně považováno rekompresní uspořádání, které navrhl Feher [6] a Angelino [7], které později oživil Dostál [5] pro použití v reaktorech nové generace [4].

### 3 VÝKONOVÉ HLADINY



T-s diagram of S-CO<sub>2</sub> recompressing cycle. T, temperature; s, entropy; S-CO<sub>2</sub>, supercritical CO<sub>2</sub>.

Obrázek 7: T-s diagram rekompresního cyklu sCO<sub>2</sub> [4]

## 3.2. sCO<sub>2</sub> aplikace/koncepty využití

Jak bylo uvedeno výše, existuje mnoho potenciálních výhod sCO<sub>2</sub> energetických cyklů a lze je použít na různé tepelné zdroje. Například, protože cyklus sCO<sub>2</sub> lze považovat za alternativu k parnímu Rankinovu cyklu, lze jej použít v jaderné energetice od tlakovodních reaktorů (velkých i malých modulárních reaktorů) až po jaderné reaktory nové generace a fúzní reaktory. Kromě jaderné energetických aplikací může být energetický cyklus sCO<sub>2</sub> využit jako topný cyklus pro elektrárny na fosilní paliva. Existují také slibné zdroje tepla, které by měli být brzy vyvinuty, mezi něž patří několik obnovitelných zdrojů energie, jako jsou vysokoteplotní palivové články, koncentrovaná solární energie a geotermální energie [4].

### 3.2.1. Jaderné aplikace

Energetický cyklus sCO<sub>2</sub> je zkoumán pro použití v oblasti rychlých reaktorů chlazených sodíkem [13], [14]. Cyklus sCO<sub>2</sub> může nahradit bouřlivou sodíkovou reakci (při kontaktu sodíku s vodou dochází k uvolňování tepla při přechodu elektronů z kovu do vody, přičemž vzniká pára, hydroxid a vodík, který se může vznítit) mírnou reakcí a potenciálně zvýšit bezpečnost systému i tepelnou účinnost. V souvislosti s reakcí sodíku byla v KAERI (Korea Atomic Energy Research Institute) zkoumána bezpečnost cyklu sCO<sub>2</sub>. Teplota vznícení Na-CO<sub>2</sub> byla ověřena na 595 °C z hlediska teploty sodíku. [15]. Při vysokých tlakových podmínkách může dusíkový Braytonův cyklus rovněž dosahovat výkonu konkurenceschopný s Rankinovým cyklem s přehřátou párou. Braytonův cyklus s dusíkem je zkoumán Komisí pro alternativní energie a atomovou energii (CEA, Paříž, Francie), protože tento systém může eliminovat nákladné

bezpečnostní systémy potřebné k detekci a zmírnění reakce sodíku s vodou [17]. Dusíkový Braytonův cyklus však lze využít pouze v sodíkem chlazeném rychlém reaktoru a bohužel jiná oblast použití než v jaderné aplikaci zatím nebyla nalezena. Toto omezení v oblasti použití se může stát problémem a podstatnou překážkou pro vytvoření pevného dodavatelského řetězce a získání podporu ze strany širokého spektra energetických odvětví. Naproti tomu energetický cyklus sCO<sub>2</sub> lze potenciálně využít v malých a středních reaktorech jako je SMART (System-integrated Modular Advanced Reactor) velkých reaktorech s velkou kapacitou, konvenčních reaktorech chlazených vodou, fúzních reaktorech i v jiných zdrojích energie, jako je uhlí, zemní plyn a obnovitelné zdroje energie [8], [9], [10].

#### 3.2.2. Uhelné elektrárny

Cyklus sCO<sub>2</sub> je rovněž považován za slibného kandidáta v uhelných elektrárnách pro zlepšení tepelné účinnosti. Různí dodavatelé elektráren a provozovatelé, včetně společností Pratt Whitney & Rocketdyne (PWR, Kalifornie, USA) a Electricite De France (EDF, Paříž, Francie), studují návrh cyklu sCO<sub>2</sub> pro použití v uhelných elektrárnách [10], [11]. Toto inovativní uspořádání může dosáhnout konkurenceschopné účinnosti ve srovnání s konvenčním systémem přeměny energie a také zachycovat a ukládat CO<sub>2</sub>. Jinými slovy, inovativní cyklus sCO<sub>2</sub> může vyrábět stejné množství čisté elektřiny jako parní elektrárna bez zachycování CO<sub>2</sub> a zároveň výrazně snížit emise CO<sub>2</sub> [4].

#### 3.2.3. Rekuperace odpadního tepla

Očekává se, že energetický cyklus sCO<sub>2</sub> bude nejprve využit a komercializován pro využití odpadního tepla z výfukových plynů/odpadního tepla. Patenty související s touto aplikací patří společnosti Echogen (Ohio, USA) a General Electric (New York, USA) [13], [14]. Teplota výfukových plynů z plynové turbíny nebo generálního topeného cyklu je obvykle větší než 450 °C a konvenční Rankinův parní cyklus využívá tento spalínový plyn ke zvýšení tepelné účinnosti. Cyklus sCO<sub>2</sub> může potenciálně nahradit Rankinův cyklus, aby se dále zlepšila tepelná účinnost, a to lze využít k rekuperaci odpadního tepla z malé plynové turbíny, což u parní turbíny není prakticky proveditelné. [15].

#### 3.2.4. Obnovitelné zdroje energie

Cyklus sCO<sub>2</sub> lze využít pro různé zdroje tepla včetně solární tepelné energie, odpadního tepla z vysokoteplotních palivových článků a geotermální energie. Cyklus sCO<sub>2</sub> tak může potenciálně zlepšit ekonomiku obnovitelných zdrojů energie [16], [17], [18], [19], [20].

#### 3.2.5. Fúzní elektrárny

Projekt DEMO (Demonstration Power Plant) byl vytvořen v roce 2012 v plánu „Fusion Electricity, a Roadmap to the Realization of Fusion Energy” ve kterém je zájem o vybudování demonstrační fúzní elektrárny DEMO do roku 2050.

V současné době existují dva způsoby přeměny tepelné energie generované fúzními reaktory. První konvenční metodou je kondenzační Rankinův parní cyklus, který se v

elektrárnách používá od nepaměti. Referenční modely elektráren DEMO využívají tento cyklus. Nadkritický cyklus využívající oxid uhličitý ( $s\text{CO}_2$ ) je druhou metodou využití fúzní energie.

Rankinův parní cyklus je nahrazován zejména cykly  $s\text{CO}_2$  v rámci výzkumu na fakultě strojní ústavu energetiky v Praze. Parní cyklus je upřednostňován, protože je osvědčený, zcela průmyslový a standardizovaný a protože použití komerčně dostupné technologie sníží rizika spojená s výstavbou a provozem zařízení DEMO. Příslib malých rozměrů jednotlivých komponent (kompresorů, turbín a výměníků tepla) při zachování vysoké účinnosti přeměny tepelné energie na mechanickou a následně elektrickou je hlavním důvodem, proč Braytonův tepelný cyklus využívající  $\text{CO}_2$  v nadkritickém stavu přitahuje zájem výzkumu [21].

### 3.3. Shrnutí

Cyklus  $s\text{CO}_2$  může dosáhnout relativně vysoké účinnosti v rámci mírného rozsahu vstupních teplot turbíny (450-600 °C) ve srovnání s jinými systémy konverze energie. Hlavní výhodou cyklu  $s\text{CO}_2$  je malá velikost celého systému a jeho použití zahrnuje nejen novou generaci jaderné reaktory, ale také konvenční reaktory chlazené vodou, uhelné elektrárny a několik obnovitelných zdrojů energie. Vzhledem k tomu, že výkonnost cyklu  $s\text{CO}_2$  se může lišit v závislosti na uspořádání konfiguraci, je třeba provést další studie uspořádání, aby bylo možné navrhnout výkonnější cyklus.



### 4. Typy kompresorů

Kompresory pro cykly  $s\text{CO}_2$  lze konfigurovat mnoha způsoby, včetně axiálních nebo radiálních konstrukcí, uspořádání s jedním nebo dvěma hřídeli s různými konfiguracemi převodů. V této části jsou popsány jednotlivé koncepty provedení [2].

#### 4.1. Radiální/axiální

Turbíny i kompresory mohou být konstruovány jako radiální nebo axiální stroje. Volba radiálního nebo axiálního se typicky provádí na základě provozních podmínek (tlakový poměr  $\pi$  a vstupní objemový průtok  $Q$ ), které jsou nastaveny cyklem a aplikací. Tyto provozní podmínky se používají k volbě počtu stupňů, průměru oběžného kola a rychlosti otáčení  $n$  tak, aby se bezrozměrné parametry lopatkového stroje specifické rychlosti  $n_s$  a specifického průměru  $d_s$  blížily hodnotám, které historicky vedou k efektivním návrhům lopatkových strojů. Vysoká hustota  $\text{CO}_2$  při většině energetických cyklů vede k relativně nízkým objemovým průtokům, takže turbosoustrojí  $s\text{CO}_2$  má tendenci pracovat s vyššími otáčkami a menšími rozměry než plynové nebo parní turbíny stejného výkonu, aby se  $n_s$  a  $d_s$  blížily optimálním hodnotám. Spád pro většinu cyklů není ovlivněn měřítkem, ale objemový průtok je úměrný měřítku. Aby se tedy udržely efektivní hodnoty  $n_s$  a  $d_s$ , nízkoenergetické systémy s nízkoobjemovými toky budou malé a budou pracovat při vysokých rychlostech otáčení. S přibývajícím měřítkem se zvětšuje velikost turbosoustrojí a snižuje se jeho rychlost otáčení. Navíc, pro dostatečně vysoké objemové průtoky je celkový tlakový poměr rozdělen do více stupňů, takže počáteční proces návrhu typicky vyhodnocuje typ stroje spolu s rychlostí, velikostí a počtem stupňů, aby se maximalizovala účinnost.

Obecně platí, že axiální stupně fungují lépe při nižším spádu a vyšších objemových průtocích než radiální stroje (tj. vyšší  $n_s$  a nižší  $d_s$ ). Cykly s vysokým výkonem (s vysokým průtokem) tedy s větší pravděpodobností používají axiální stroje než radiální. Udržování vysoké účinnosti v širokém rozsahu průtoků mimo konstrukci má tendenci upřednostňovat radiální kompresory před axiálními. Sienicki a kol. (2011) studovali typy turbínových strojů pro rekompresní cyklus  $s\text{CO}_2$  s rozsahem od 100 kWe do více než 300 MWe a dospěli k závěru, že systémy pod 10 MWe budou pravděpodobně obsahovat pouze radiální turbíny a kompresory s jedním stupněm nebo nízkými počty stupňů. Jak se zvětšuje velikost, autoři poznamenávají, že se očekává nárůst počtu stupňů pro všechny komponenty turbosoustrojí a že nejučinnější konfigurace pro přechod turbíny a pomocného kompresoru z radiálního do axiálního bude přibližně 30 MWe a 100 MWe. Radiální konfigurace pro hlavní kompresor se očekávala na všech měřítcích kvůli jeho nižšímu objemovému průtoku a širšímu rozsahu, aby se usnadnily změny vlastností plynu v důsledku provozu v blízkosti kritického bodu. Je důležité poznamenat, že výše uvedené hodnoty jsou založeny na souboru předpokladů velikosti a že existuje několik kombinací rychlosti, velikosti a uspořádání, které mohou ovlivnit nejlepší měřítko pro přechod z radiálního na axiální strojní zařízení. Celkové trendy však zůstanou stejné [2].

#### 4.2. Existující konstrukce superkritických $\text{CO}_2$ turbínových strojů

V této části jsou popsány stávající prototypy turbínových strojů ve výzkumných zařízeních nebo komerčních testovacích smyčkách a také vybrané návrhy diskutované v literatuře. Stávající  $\text{CO}_2$  kompresory a odstředivá čerpadla pro jiné průmyslové procesy pracují



## 4. TYPY KOMPRESORŮ

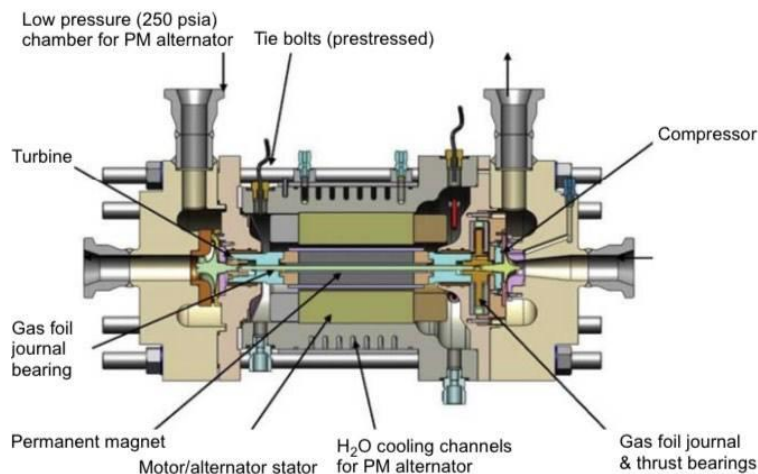
při tlacích nad kritickým tlakem (například viz Wacker a Dittmer, 2014 nebo Metz et al., 2015). Stávající čerpadla však vyžadují, aby byly teploty výrazně pod kritickou teplotou, aby se minimalizovala redukce objemu v jednotlivých stupních, a stávající kompresory udržují teploty výrazně nad kritickou teplotou, aby se zabránilo provozu v blízkosti stavových bodů se silnými gradienty hustoty. Protože většina energetických cyklů sCO<sub>2</sub> zahrnuje provoz kompresoru/čerpadla blízko kritické teploty, tyto stávající kompresory a čerpadla zde nejsou podrobně diskutovány [2].

### 4.2.1. Existující prototypy

#### 4.2.1.1. Demonstrační prototypy v měřítku 100 kW

Snad nejznámějšími prototypy sCO<sub>2</sub> turbínových strojů jsou demonstrační systémy v měřítku 125 a 100 kW instalované v sCO<sub>2</sub> Braytonově oběhu v Sandia National Laboratory (Wright et al., 2010) respektive v Integrated System Test (IST) v Naval Nuclear Laboratory (Kimball a Clementoni, 2012). Prototypy turbomachinery pro obě zařízení byly navrženy společností Barber-Nichols, Inc. a navzájem se silně podobají. Zkušební smyčka Sandia zahrnuje dvě jednotky turbínového alternátoru kompresoru (TAC), obě pracují při 75 000 ot/min. Jednotky jsou téměř totožné kromě toho, že jedna jednotka pohání hlavní kompresor a druhá větší pomocný kompresor. Turbostroj IST byl navržen pro jednoduchý rekuperační cyklus a skládá se z jednotky TAC se 75 000 otáčkami za minutu s hlavním kompresorem a druhé turbínové jednotky se 75 000 otáčkami za minutu bez kompresoru. Na obrázku 8 je znázorněn průřez jednotky a jeho obecné konstrukční prvky. Kompresorová kola byla vyrobena z hliníku a turbíny z Inconel 718. Článek uvádí, že později byly do nábojů turbínových kol přidány výřezy a čerpací lopatky na zadní straně kompresorových kol byly upraveny tak, aby vyrovnávaly tahové zatížení. Rozdíl ve vstupní hustotě mezi hlavním kompresorem a pomocným kompresorem je zvýrazněn mnohem větší velikostí kola pomocného kompresoru i při podobných hmotnostních průtocích. Pro maximalizaci provozuschopnosti IST udržuje podmínky na vstupu kompresoru (36°C; 9,24 MPa) oddělené od kritického bodu, aby se zabránilo velkým změnám hustoty. Malé uzavřené jednotky TAC v obou systémech navíc trpí vysokými ztrátami způsobenými větrnými proudy v důsledku vysoké hustoty plynu v dutině alternátoru, a to i při snížení tlaku v dutině pomocí vyplachovacích čerpadel/kompresorů. A konečně, malé rozměry lopatkového stroje mají za následek relativně velké vůle špičky, což snižuje účinnost komponent. [2]

## 4. TYPY KOMPRESORŮ



Obrázek 8: Turbostroj alternátor-kompresor Sandia a Integrated System Test [2]

### 4.2.1.2. Komerční prototypy 250-kWe - 8-MWe (Echogen)

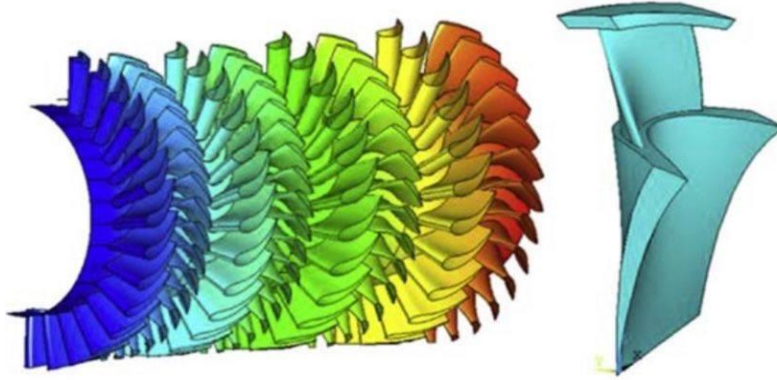
Společnost Echogen Power Systems zkonstruovala a otestovala několik prototypových systémů na podporu komerčních energetických bloků sCO<sub>2</sub> pro aplikace s rekuperací odpadního tepla. K prvním prototypům, které zahrnovaly 5, 15 a 250kW systémy založené na jednoduchém rekuperačním cyklu, je k dispozici velmi málo podrobných konstrukčních informací [42]. Popisy prototypu o výkonu 250 kW naznačují jeden vysokootáčkový turboalternátor a samostatné čerpadlo (navrženo tak aby fungovalo jako kompresor). Publikace z roku 2015 popsala systém EPS100 o výkonu 7 až 8 MWe, který je založen na cyklu „dvoukolejnicového“ cyklu zahrnujícím dvouhřídelové uspořádání s jednostupňovou radiální hnací turbínou, která je připojena přímo k jednostupňovému odstředivému turbočerpadlu pracujícím při 24 000 až 36 000 ot/min a výkonová turbína pracující při 30 000 ot/min., která je propojena se čtyřpólovým synchronním generátorem s 1800 ot/min přes složenou planetovou převodovku [43],[44]. Nominálně 2,7 MW hnací turbína a turbočerpadlo je hermeticky uzavřeno a obsahuje ponorná ložiska vlastní konstrukce. Turbíny pracují paralelně s návrhovými vstupními teplotami pro výkonovou turbínu a turbínu s pohonem turbočerpadla v rozsahu 500-550°C. Konečně je použito samostatné menší odstředivé čerpadlo poháněné motorem pro zajištění průtoku během spouštění hlavní jednotky turbočerpadla. Provozní údaje turbočerpadla naznačují, že elektrická účinnost čerpadla se blíží 80 až 85 % [2].

### 4.2.1.3. General Electric/Southwest Research Institute Prototyp o výkonu 10 MWe

Největším existujícím prototypem byl v roce 2017 vysoce účinný 10-MWe (14 MW výkon na hřídeli) axiální expandér vyvinutý Southwest Research Institute (SwRI) a General Electric (GE) Global Research Center v rámci programu SunShot pro rekompresní cyklus sCO<sub>2</sub> s návrhovými vstupním tlakem 251 barů a výstupním tlakem 86 barů a teplotou 715 °C (Moore et al., 2015). Turbína bude testována při 1 MWe ekvivalentním hmotnostním průtokem 8,41 kg/s kvůli rozpočtovým omezením pro testovací smyčku, takže testovací prototyp využívá průtokové kanály trysky a lopatky se zmenšenou plochou, aby byly zachovány konstrukční rychlosti. Vývojové úsilí se soustředilo především na turbínu, která má konstrukční rychlost 27 000 otáček za minutu a bude na jednom konci spojena s generátorem přes převodovku a na druhém konci s kombinovaným hlavním kompresorem a rekompresorem. Konstrukce

#### 4. TYPY KOMPRESORŮ

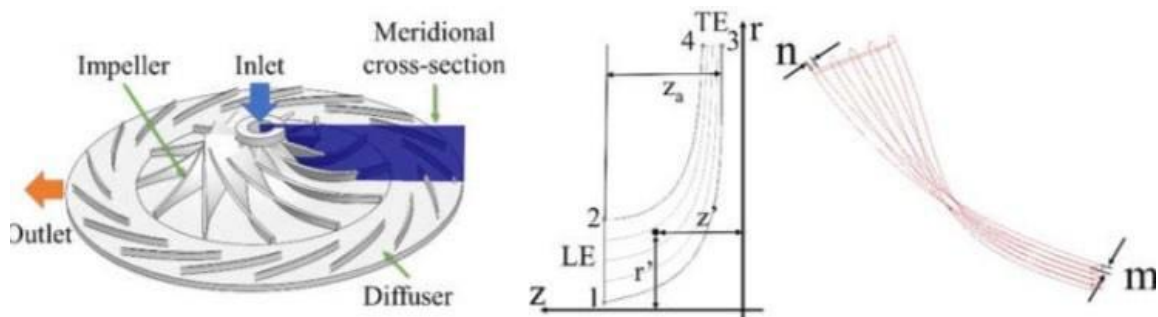
turbíny je čtyřstupňový axiální expandér se zakrytými lopatkami. Trojrozměrné listy lopatky a model profilu lopatky jsou zobrazeny na obrázku 9. Standardní konstrukce těsnění vhodná pro tuto provozní rychlost turbíny a průměr hřídele byla k dispozici od dodavatele. Suché plynové těsnění má relativně nízkou přípustnou teplotní hranici pro hřídel a procesní kapalinu (mnohem nižší než vstupní teplota turbíny) a díky malé provozní vůli je velmi citlivé na znečištění. Předpokládaná elektrická účinnost expandéru je uvedena jako větší než 85 % na základě střední čáry a výpočetní dynamiky tekutin [2],[45].



Obrázek 9: Návrhy listů a model profilu lopatek pro čtyřstupňovou turbínu SunShot [2]

##### 4.2.1.4. Kompressor pro sCO<sub>2</sub> o výkonu 150kW

Návrh aerodynamické optimalizace vysoce výkonného odstředivého kompresoru pro nadkritický oxid uhličitý o výkonu 150 kW bez požadavku na vysoké otáčky. V současné době se v SNL (Sandia National Laboratories), TIT (Tokyo Institute of Technology) a dalších laboratořích, např. KIER (Korea Institute of Energy Research) navrhl a dokončil kompressor sCO<sub>2</sub> používaný v experimentálním systému [23].



Obrázek 10: Původní konstrukce odstředivého kompresoru sCO<sub>2</sub> [2]

### 4.2.2. Zařízení popsaná v literatuře

Ačkoli existuje relativně málo existujících prototypů turbínových strojů na sCO<sub>2</sub>, v literatuře bylo publikováno větší množství návrhů, které jsou stručně zhodnoceny v této části.

#### 4.2.2.1. Parametrický návrh vysokovýkonné turbíny na sCO<sub>2</sub>

Jan Štěpánek spolu s kolegy Janem Syblíkem a Slavimírem Entlerem v roce 2022 prezentovali práci, která se zaměřuje na využití turbín pracujících s nadkritickým CO<sub>2</sub> v cyklech s vysokým výkonem a ukazuje odhady jejich rozměrů, účinnosti a dalších klíčových parametrů. K tomuto účelu byl vyvinut specializovaný výpočetní program s názvem TACOS. Tyto turbíny byly navrženy pro pracovní tlaky v rozmezí 25 MPa až 30 MPa a teploty vstupního média od 300 °C do 600 °C. Během této studie bylo celkem navrženo více než 460 vysoce výkonných axiálních turbín a jejich parametry byly optimalizovány pro výkony hřídelového výstupu od 10 MW do 2 000 MW a otáčky od 3 000 ot/min do 12 000 ot/min. Výsledky ukazují, že turbíny pracující s sCO<sub>2</sub> mají přibližně o 20 % menší rozměry než jejich parní protějšky při podobné účinnosti. Turbíny dosahují nejvyšší účinnosti blízké 90 %. Většina navržených turbín se skládá ze tří až čtyř stupňů [46].

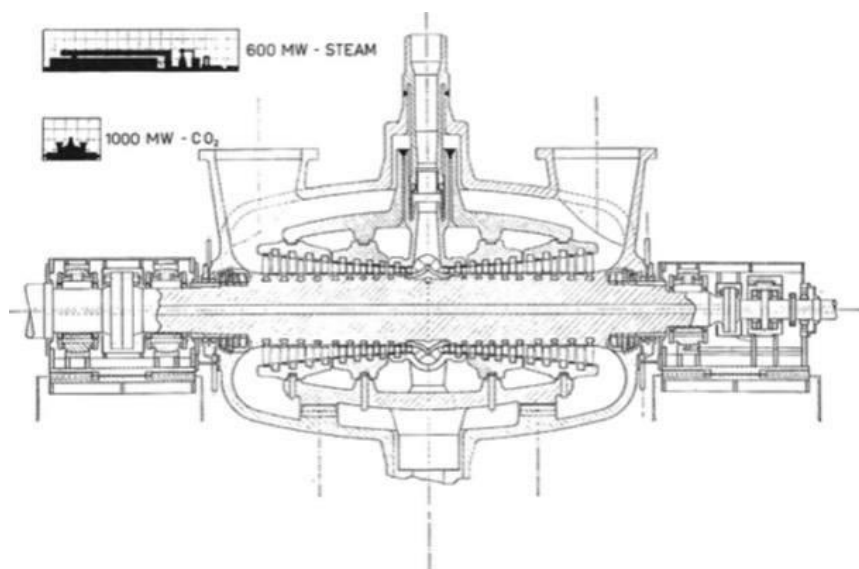
#### 4.2.2.2. Integrovaný převodník Hanwha Techwin/SwRI

Wilkes a kol. v roce 2016 představil novou strojní architekturu pro modulární bloky výkonu 5-25 MWe pro koncentrační solární elektrárny. Koncepce kombinuje všechny stupně radiální turbíny a kompresoru pro rekompresní cyklus na jediné integrované jednotce. Očekává se, že konstrukce oběžného kola kompresoru bude využívat technologii 3D kovového tisku s jednodílnými krytými oběžnými koly pro maximalizaci účinnosti a provozního rozsahu. 3D tištěná oběžná kola nebudou vyžadovat zakřivené sací hrdlo, které způsobuje mechanické namáhání. Výrobní proces má také minimální omezení geometrie průtokové dráhy a detailní design lopatky využije tuto technologii k vytvoření průtokové dráhy, která je účinná v širokém provozním rozsahu [2].

#### 4.2.2.3. Turbína na oxid uhličitý pro čistý výkon 1000 MW

Turbína s čistým výkonem 1000 MW, která je určena pro vstupní podmínky 565 °C, 300 atm a je určena pro zcela kondenzační cyklus. Válec turbíny je dlouhý pouze 5,3 m a má průměr 3,4 m; tyto rozměry jsou na obrázku 11 srovnatelné s rozměry parní turbíny o výkonu 600 MW. S ohledem na problémy s přenosem tepla již bylo zjištěno, že výměnná plocha regenerátoru na jednotku výkonu potřebná v kondenzačních cyklech CO<sub>2</sub> je podobná ploše potřebné v cyklech s plynem za předpokladu, že koeficient výměny je v obou případech stejný. Avšak vzhledem k vysoké hustotě pracovního média a k větší tlakové ztrátě přijatelné v kondenzačních cyklech, jsou celkové koeficienty přestupu tepla 1000 kcal/m<sup>2</sup> za hodinu nebo vyšší, což značně snižuje požadavky na výměnnou plochu [24].

#### 4. TYPY KOMPRESORŮ



Obrázek 11: Turbína na oxid uhličitý pro čistý výkon 1000 MW [24]

## 5. Ztrátové koeficienty

V úvodu kapitoly jsou zmíněny obecné ztráty platící pro všechny turbostroje. Dále je kapitola rozdělena na ztráty v radiálních strojích a ztráty v axiálních strojích, které jsou rozdílné.

Informace o dominantních ztrátových mechanismech poskytují náhled na životaschopné měřítko výroby energie, při kterém se cyklus vyplatí. Převládající ztrátové mechanismy pomáhají určit problémy spojené se zlepšením efektivity lopatkových strojů.

### 5.1. Obecné ztráty

Všechna energie pracovní tekutiny turbínových strojů se nepřeměňuje na práci, právě kvůli ztrátám. Nejlépe lze ztráty rozdělit podle místa jejich vzniku. To jsou ztráty vznikající v lopatkové části stroje a ztráty mimo lopatkovou část stroje (např. ve vstupních a výstupních hrdlech). Ztráty vznikající v lopatkové části stroje jdou dále rozdělit na ztráty vznikající v lopatkové mříži (např. profilová ztráta) a ztráty mimo lopatkovou mříž (např. v mezerách mezi lopatkami- tzv. ostatní ztráty stupně). Pro spočtení konkrétní ztráty je nutné definovat ideální případ tedy případ beze ztrát. Ideálním případem takového proudění je potenciální proudění dokonale těsným stupněm. Ztráty se stanovují numerickým modelem porovnaným s ideálním případem, nebo experimentem.

Ztrátový výpočet závisí na konstrukci, typu lopatkového stroje, pracovní tekutině a pracovních podmínkách. Kvůli tomu není možné stanovení univerzálních vztahů ztrátových výpočtů. Pro výpočet se využívají polo-empirické vztahy, numerických výpočtů, nebo se vychází z odhadu konstruktéra [25].

Dřívější experimentální studie prokázaly, že 1D modely střední čáry ve spojení se ztrátovými koeficienty dokážou přibližně předpovídat výkonost odstředivých kompresorů sCO<sub>2</sub>. Ztráty uvnitř lopatkového stroje se nejlépe určují metodou celkových tlakových ztrát [47]. Matematicky lze vyjádřit jako

$$\frac{\Delta p_{total}}{(p_{total} - p_{static})} = \omega \quad (5.1.1)$$

kde  $\omega$  je ztrátový koeficient a jeho funkční tvar závisí na typu ztráty.

Celková ztráta se vypočítá jako:

$$\omega = \sum_i \omega_i \quad (5.1.2)$$

Kde  $\omega_i$  jsou jednotlivé ztráty, které jsou zde zmíněné i ostatní ztráty které zde zmíněné nejsou (jsou obecně vzato zanedbatelné), ale v tomto výpočtu jsou zohledněny.

### 5.1.1. Profilová ztráta

Profilové ztráty vznikají při proudění tekutiny v okolí profilu. Ztráty jsou způsobené oddělením toku proudícího média od povrchu lopatky a představují největší lopatkovou ztrátu. Způsobují v lopatkovém kanále snížení účinnosti proudění. Obecně je předpoklad, že v rámci jedné lopatkové mříže jsou účinnosti jednotlivých lopatkových kanálů podobné, a proto se používá jedna účinnost, a to je účinnost lopatkové mříže [26]. Profilová ztráta se dá vyjádřit jako

$$\omega_m = \frac{Z_p}{h_1 - h_{2,iz}} \quad (5.1.3)$$

$$\eta_m = 1 - \omega_m \quad (5.1.4)$$

kde  $\eta_m$  je účinnost lopatkové mříže,  $\omega_m$  je poměrná profilová ztráta lopatkové mříže,

$Z_p$  je měrná profilová ztráta,  $h$  je měrná entalpie pracovní látky, index 1 označuje stav před mříží, index 2 stav za mříží a index  $iz$  na výstupu z mříže

Profilovou ztrátu nezpůsobuje jen tření v mezní vrstvě profilu lopatky, ale i jiné děje vytvářející ztrátové teplo kvůli obtékání profilu. Pak můžeme uvažovat výpočet profilové ztráty jako

$$\omega_m = \omega_{r\acute{a}z} + \omega_h + \omega_{odt} + \omega_{tř} \quad (5.1.5)$$

kde  $\omega_{r\acute{a}z}$  je poměrná ztráta rázem při stlačitelném proudění,  $\omega_h$  je poměrná ztráta vířením za odtokovou hranou lopatky,  $\omega_{odt}$  je poměrná ztráta vířením při odtržení proudu od profilu,  $\omega_{tř}$  je poměrná ztráta třením v mezní vrstvě.

Ztráta třením v mezní vrstvě u kompresoru je ztráta energie, která vzniká v důsledku tření mezi proudícím médiem a povrchem lopatek kompresoru v blízkosti mezní vrstvy. Mezní vrstva je tenká vrstva vzduchu, která přiléhá k povrchu lopatek a má odlišné vlastnosti proudění než okolní proudící médium.

Ztráta vířením při odtržení proudu od profilu je ztráta energie, která vzniká v důsledku oddělení proudícího média od povrchu profilu lopatky kompresoru. Když proud vzduchu nebo plynu odtrhne od povrchu lopatky, vytváří se vír, který způsobuje turbulentní proudění.

Ztráta vířením za odtokovou hranou lopatky je ztrátou energie, která vzniká v důsledku tvorby víru za zadní hranou lopatky kompresoru. Když proudící médium opouští lopatku, může dojít k narušení toku a vytvoření víru.

Ztráta rázem při obtékání profilu je ztráta energie, která vzniká v důsledku prudké změny směru proudění kolem profilu lopatky kompresoru. Rychlost proudění se při obtékání profilu mění v závislosti na tom, jak se mění průběh tlaku podél profilu lopatky. Z důvodu menších rychlostí v mezní vrstvě, než ve středu proudu vzniká ráz. Na tvar rázu má vliv typ mezní vrstvy [48], [49].

### 5.1.2. Ventilační ztráta rotoru

Ztráta je přímo závislá na práci, potřebné k překonání třecího odporu tekutiny proti otáčení rotoru. Vzniká na ploše rotoru. Vzniká zde rychlostní rozdíl, který vlivem tření vytváří teplo. Ventilační ztráta je významná u deskových konstrukcí, axiálních a radiálních stupňů [26].

### 5.1.3. Ztráty vznikající mimo lopatkovou část stroje

#### Ztráty v hrdlech lopatkových strojů

Ve vstupním hrdle se pracovní tekutina přivádí k prvnímu stupni a z pravidla se zvětšuje její rychlost. A ve výstupním hrdle je pracovní tekutina odváděna z posledního stupně a z pravidla se její rychlost snižuje. Při těchto změnách rychlostí dochází ke drobným ztrátám [26]. Ztráta lze vyjádřit jako

$$\omega_{hr} = \frac{\Delta p_z}{\frac{1}{2} \rho \cdot c_i^2} \quad (5.1.7)$$

kde  $\Delta p_z$  je rozdíl tlaků na vstupu a na výstupu z hrdla a  $c_i$  je střední rychlost ve vstupním průřezu hrdla.

## 5.2. Ztráty v axiálních strojích

V roce 1949 Soldenberg představil sadu zjednodušených korelací pro profilové a sekundární ztráty v axiálních turbínách. Ainley a Mathieson poté rozdělili tlakové ztráty na profilové, sekundární a ztráty ve vůli na špičce. Později byl rozšířen tento model o ztráty způsobené náhlým rozšířením cesty proudění a upraven o výkonnostní korelace na základě nových experimentálních údajů. Tyto modely zahrnovaly i další typy ztrát, jako jsou úniky, navinutí disku, navlhnutí a ztráty částečným přijetím, netěsností obtok, tření disku a ventilační ztráty. [26], [27], [50].

### 5.2.1. Profilová ztráta

Profilové ztráty při proudění tekutiny kolem profilu jsou hlavně způsobené oddělením proudu od povrchu lopatky. Tyto ztráty jsou obvykle nejvýznamnější. Ztrátu lze vyjádřit jako

$$C_p = \frac{\cos \beta^2 S}{2} \frac{w_1}{b} \left( \frac{w_1}{w_2} \right) \quad (5.2.1)$$

$$\omega_p = \frac{0,004(1 + 3,1(d - 1)^2 + 0,4(d - 1)^8)}{C_p} \quad (5.2.2)$$



## 5. ZTRÁTOVÉ KOEFICIENTY

kde  $C_p$  je profilová konstanta,  $S$  je rozteč lopatek,  $b$  je šířka lopatky,  $d$  je průměr oběžného kola a  $w$  je relativní rychlost.

Jiným způsobem lze profilovou ztrátu také vypočítat jako

$$\omega_p = 0,67 \cdot K_m \cdot K_p \cdot K_{Re} \left\{ \left[ \left( Y_{p1} + \xi^2 (Y_{p2} - Y_{p1}) \right) \left( \frac{5 \cdot t_{max}}{b} \right)^\xi \right] - \Delta Y_{TE} \right\} \quad (5.2.3)$$

kde  $K_m$ ,  $K_p$  a  $K_{Re}$  jsou korekční faktory Machova čísla, stlačitelnosti a Reynoldsova čísla,  $\frac{t_{max}}{b}$  je maximální poměr tloušťky k šířce,  $\Delta Y_{TE}$  je korekční faktor pro součinitel ztrát na odtokové hraně,  $Y_{p1}$  a  $Y_{p2}$  jsou součinitele profilových ztrát pro trysku a impuls a  $\xi$  je parametr, který závisí na velikosti lopatek [26], [27],[48].

### 5.2.2. Ztráta na čelní stěně (Endwall loss)

Ztráta na čelní stěně u kompresoru je druh ztráty, která vzniká vlivem pohybu proudícího média kolem přední hrany lopatky nebo stěny kompresoru. Tato ztráta se děje při změně směru proudění, kdy se část energie přeměňuje na turbulentní vír, což způsobuje energetické ztráty. Ztrátu lze vyjádřit jako

$$C_{ew} = \frac{\cos^3 \left( \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)}{\cos^2 \beta_1} \quad (5.2.4)$$

$$\omega_{ew} = \frac{0,02 \cdot \frac{e/l}{b/l}}{C_{ew}} \quad (5.2.5)$$

kde  $C_{ew}$  je konstanta čelní stěny,  $\beta_1$  je vstupní úhel proudění a  $\beta_2$  je výstupní úhel proudění,  $e/l$  je poměr výšky proudu k délce proudící plochy a  $b/l$  je poměr šířky povrchu průtočné plochy vůči délce proudící plochy [51].

### 5.2.3. Ztráta na špičce lopatky (The tip clearance loss coefficient)

Ztráta na špičce lopatky vzniká v důsledku mezery mezi špičkou lopatky a přilehlou stěnou nebo rotorem kompresoru. Tato mezera způsobuje proudění vzduchu, které vytváří turbulentní vír a způsobuje energetické ztráty. Ztrátu lze vyjádřit jako

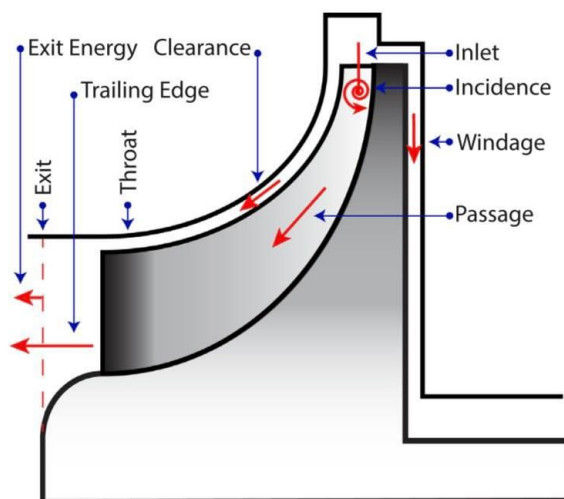
$$\omega_{cl} = 0,47 \cdot Z_a \cdot \left( \frac{b}{t} \right) \cdot \left( \frac{\delta}{b} \right)^{0,78} \quad (5.2.6)$$

## 5. ZTRÁTOVÉ KOEFICIENTY

kde  $Z_a$  je parametr zatížení, což je koeficient závislý na podmínkách provozu a geometrii lopatek,  $\delta$  je vůle na špičce lopatky,  $b$  je šířka lopatky a  $t$  je tloušťka lopatky.

### 5.3. Ztráty v radiálních strojích

Ztráty odpovídají geometrickým oblastem, jako je vstupní otvor, průchod chladiva mezi lopatkami, výstup, špička lopatky a zadní plocha.



Obrázek 12: Přehled a umístění modelů ztrát [28]

Velikosti ztrát do značné míry závisí na konstrukci turbíny, vlastnostech kapaliny a na provozních podmínkách. Moderní modelování ztrát zahrnuje šest základních modelů ztrát [6], kterými jsou: Ztráta výskytu, Průchodová ztráta, Ztráta na hraně, Ztráty na okraji, Ztráty v průzoru, Ztráty větrem a Ztráty výstupní energie. Každý z těchto modelů mechanismů existuje mnoho modelů, některé z nich odpovídají experimentálním výsledkům, jiné jsou kombinací experimentů a teorie. Existuje mnoho modelů ztrát, přesto neexistuje žádné jednotné schéma pojmenování, které by identifikovalo základní metodu a výběr koeficientů [28].

#### 5.3.1. Nárazová ztráta (Incidence loss)

Ztráta vyvolaná mezi lopatkovou vířivostí způsobenou změnou úhlu prodělení před rotorem. Nárazová ztráta lze vyjádřit jako

$$\omega_i = \frac{1}{2} \cdot w_1^2 \cdot \sin^2 \beta_{in}$$

kde  $w_1$  je vstupní relativní rychlost a  $\beta_{in}$  je úhel natočení lopatek na vstupu.

### 5.3.2. Průchodová ztráta (Passage loss)

Kinetická energie se ztrácí v průchodu kompresoru od lopatky k lopatce v důsledku sekundárního proudění. Ztráty vznikají mezi vstupem a hrdlem rotoru. Ztráta je zapříčiněná kvůli jevům jako blokování, viskózní smyk, mísení napříč proudem a sekundární proudění. Průchodová ztráta lze vyjádřit jako

$$\omega_p = \frac{1}{2} \cdot K(w_1^2 + w_2^2) \quad (5.3.1)$$

kde  $K$  je korekční faktor ( $K=0,1995$ )  $w_1$  je vstupní relativní rychlost a  $w_2$  je výstupní rychlost.

### 5.3.3. Ztráta na hraně (Trailing edge loss)

Náhlé rozšíření průchodu mezi hrdlem a výstupem má za následek relativní ztrátu celkového tlaku nebo kinetické energie, která je modelována ztrátou na odtokové hraně. Změna průtoku na odtokové hraně je úměrná zablokování lopatek a velikosti náboje rotoru. Ztráta na hraně lze popsat jako

$$\omega_h = \frac{\Delta p_{0 \text{ out,rel}}}{\rho_{out}} \quad (5.3.2)$$

kde  $\Delta p_{0 \text{ out,rel}}$  je relativní změna tlaku na výstupu a  $\rho_{out}$  je průtok na výstupu.

### 5.3.4. Ztráta průchodnosti (Clearance loss)

Radiální vtokové lopatkové stroje mají vůli mezi špičkou lopatky, což vede k proudění z tlakové strany lopatek na stranu sání. Ke ztrátě dochází v důsledku vůle mezi pohyblivými a nepohyblivými součástmi. Vůle může vytvářet netěsné proudění nebo recirkulaci což má za následek snížení účinnosti. Ztrátu průchodnosti lze vyjádřit jako

$$\omega_{pr} = \frac{0,1 \cdot \varepsilon_r}{b_{out}} \quad (5.3.3)$$

kde  $b_{out}$  je výška lopatek a  $\varepsilon_r$  je poměr sekundárního průtočného průřezu k celkovému průtočnému průřezu, přičemž pro malé kompresory  $\varepsilon_r = 0.532$  [22].

### 5.3.5. Odporová ztráta (Windage loss)

Ke ztrátě dochází v důsledku odporu, který vzduch nebo jiné médium poskytuje pohybujícím se částem kompresoru, jako jsou lopatky rotoru. Tato ztráta může být způsobena třením média v blízkosti rotujících částí nebo turbulencemi vytvořenými těmito pohybujícími se částmi. Odporová ztráta lze vyjádřit jako

## 5. ZTRÁTOVÉ KOEFICIENTY

$$\omega_w = \frac{1}{2} \cdot C_m \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot (r_{1s}^5 - r_{1h}^5) \quad (5.3.4)$$

kde  $\rho$  je hustota média,  $\omega$  je obvodová rychlost,  $r_i$  je vnitřní poloměr oběžného kola,  $r_o$  je vnější poloměr oběžného kola a  $C_m$  je koeficient povrchového tření a lze vyjádřit jako

$$C_m = \frac{0,102 \cdot \theta^{0,1}}{Re^{0,2}} \quad (5.3.5)$$

kde  $Re$  je Reynoldsovo číslo a  $\theta$  je relativní vůle na šířce kola.

### 5.3.6. Ztráta energie na výstupu (Exit loss)

Ztráta energie na výstupu vzniká v důsledku neúplného využití kinetické energie stroje. Ke ztrátě dochází důsledkem interakce mezi dynamikou proudící kapaliny v difuzoru a výstupem z rotoru. Konkrétně rychlostní charakteristiky na výstupu z turbíny ovlivňují výkon difuzoru, což může vést k separaci nebo recirkulaci proudění. V případě zvýšeného protitlaku, který je důsledkem špatné funkce difuzoru, bude ovlivněna výstupní rychlost, a tím i účinnost turbíny. Ztráta energie na výstupu lze vyjádřit jako

$$\omega_o = \frac{c_{out}^2}{2} \quad (5.3.6)$$

kde  $c_{out}$  je výstupní rychlost.

### 5.3.7. Ztráty na špičce (The tip clearance loss)

Ke ztrátám na špičce dochází v lopatkových strojích v důsledku vůle mezi špičkami rotorových lopatek a pláštěm. V lopatkových strojích se lopatky rotoru otáčejí velmi blízko stacionární skříňě. V důsledku výrobních tolerancí, tepelné roztažnosti a vibrací však vždy existuje určitá vůle mezi špičkami lopatek a skříňí. Tato vůle vytváří netěsné proudění, které má za následek energetické ztráty a sníženou účinnost. Ztráta na špičce lze vyjádřit jako

$$\omega_{cl} = \frac{2 \cdot \dot{m} \cdot \Delta p_{cl}}{\dot{m} \cdot \rho \cdot w_1} \quad (5.3.7)$$

kde  $\dot{m}_{cl}$  je volná mezera proudu,  $\Delta p_{cl}$  je průměrná tlaková mezera,  $\dot{m}$  je hmotnostní průtok na vstupu,  $\rho$  je statická hustota a  $w_1$  je relativní rychlost na vstupu [28].

### 5.3.8. Ztráty třením (The skin friction loss)

Ztráty třením jsou parametr, který vyjadřuje míru ztracené energie, ke které dochází v proudící kapalině v důsledku viskózních účinků. Když kapalina proudí přes pevný povrch,

## 5. ZTRÁTOVÉ KOEFICIENTY

klade pohybový odpor v důsledku třecích sil mezi kapalinou a povrchem. Ztráta třením lze vyjádřit jako

$$\omega_{sf} = \frac{C_h \cdot l_f \cdot \dot{m}^2}{2 \cdot D_{hyd} \cdot \rho_1^2 \cdot A_1^2 \cdot \sin^2 \beta_{1b}} \quad (5.3.8)$$

$$C_h = 4 \cdot 0,3164 \cdot Re_2^{-0,25} \quad (5.3.9)$$

kde  $C_h$  je ztrátový koeficient povrchového tření,  $l_f$  je délka středního průtočného vlákna,  $\dot{m}$  je hmotnostní průtok,  $D_{hyd}$  je ekvivalentní hydraulický poměr,  $\rho_1$  je hustota pracovní látky na vstupu,  $A_1$  je vstupní průtočná plocha,  $\beta_{1b}$  je vstupní úhel lopatky a  $Re_2$  je Reynoldsovo číslo [26], [36], [37].

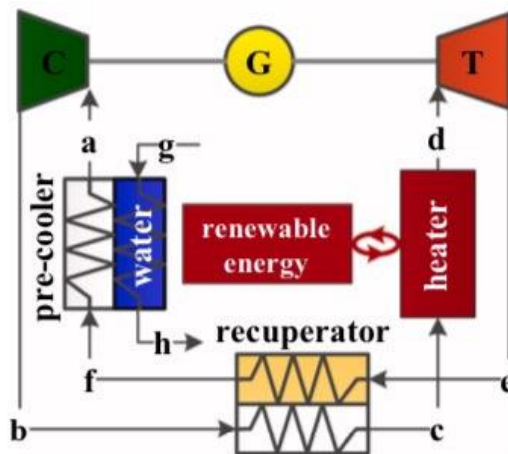
### 5.4. Závěr kapitoly

V této kapitole byly popsány jednotlivé ztráty v radiálních a axiálních strojích, jejich vznik, vliv a výpočet. Nejvíce ztrát vzniká v oblasti mezi lopatkou a oběžným kolem. Vyjmenované ztráty v axiálních i radiálních strojích jsou důležité při návrhu a provozu těchto strojů, protože mohou mít významný vliv na jejich výkon a účinnost. Tyto ztráty lze snížit správným umístěním lopatek a optimalizací geometrie lopatek.

## 6. Početní návrh kompresoru pro superkritický oxid uhličitý

### 6.1. Úvod

Tato kapitola je zaměřená na výpočty geometrických a termodynamických parametrů kompresoru na  $s\text{CO}_2$ . Téměř všechny dosud navržené pokročilé Braytonovi cykly na  $s\text{CO}_2$  jsou založeny na principu jednoduchých cyklů, které se skládají z kompresoru, turbíny a rekuperátoru, chladiče a ohříváče. Konfigurace cyklu je znázorněna na obrázku 13.



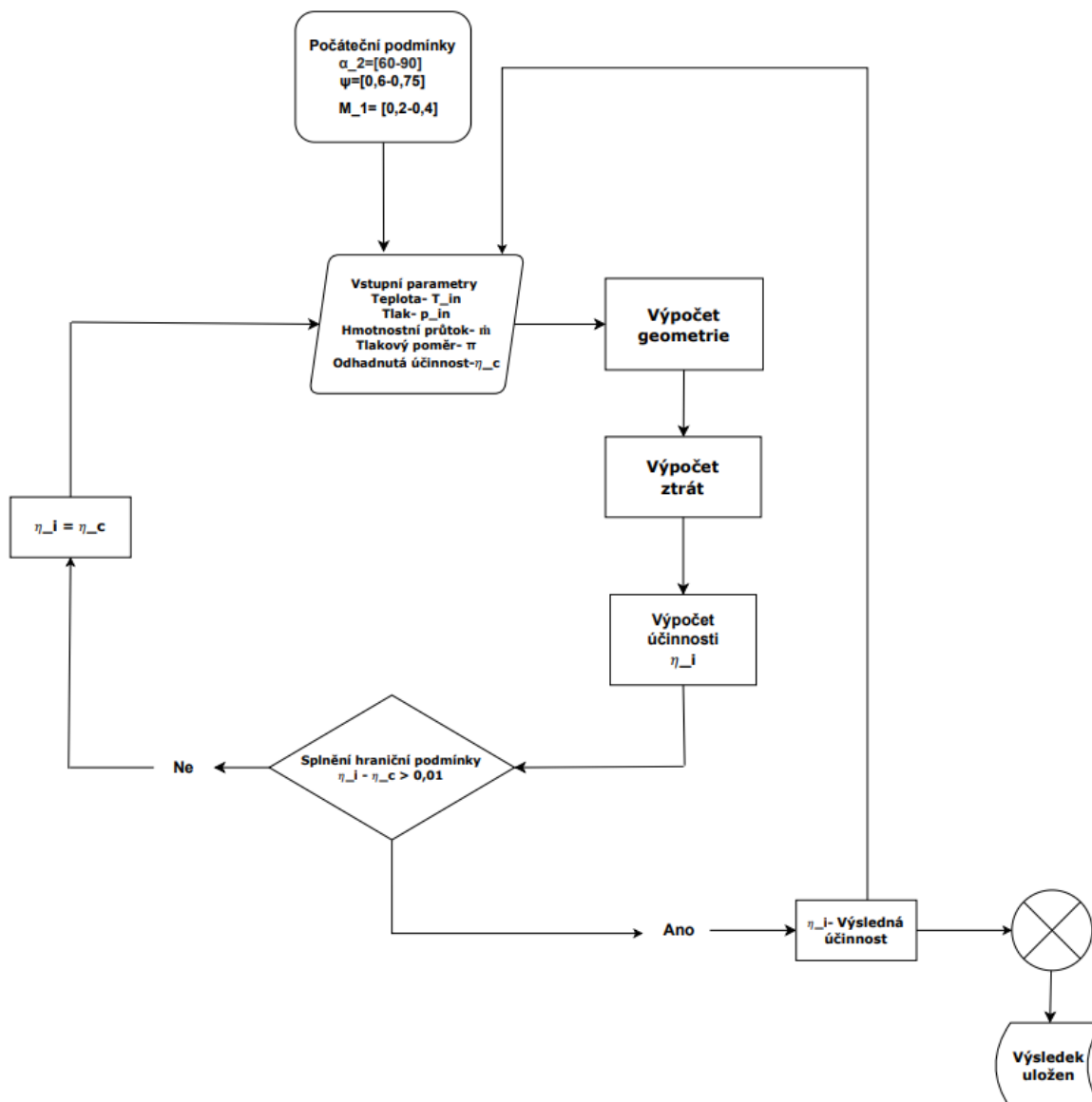
Obrázek 13: Konfigurace cyklu [12]

Pro zjednodušení výpočtu radiálního kompresoru byly přijaty následující předpoklady v procesu výpočtu:

- (I) Zanedbána dynamika.
- (II) Přenos tepla mezi systémem a okolím je zanedbán [12].

V následujících kapitolách jsou uvedeny vzorce použité ve zdrojovém kódu parametrizačního návrhu radiálního kompresoru, který je uveden v příloze. Posloupnost parametrizačního návrhu je vysvětlena vývojovým diagramem uvedeným na obrázku 14.

## 6. POČETNÍ NÁVRH KOMPRESORU PRO SUPERKRITICKÝ OXID UHLIČITÝ



Obrázek 14: Vývojový diagram parametrizačního návrhu kompresoru

### 6.2. Zadané vstupní hodnoty

Pro zpracování návrhového výpočtu kompresoru byli zadány vstupní hodnoty, které jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1: Zadané hodnoty

Vstupní teplota	$T_{in}$	35	(°C)
Vstupní tlak	$p_{in}$	8	(MPa)
Hmotnostní průtok	$\dot{m}$	6	(kg/s)
Tlakový poměr	$\pi$	1,875	(-)

### 6.3. Termodynamické hodnoty získané z programu CoolProp

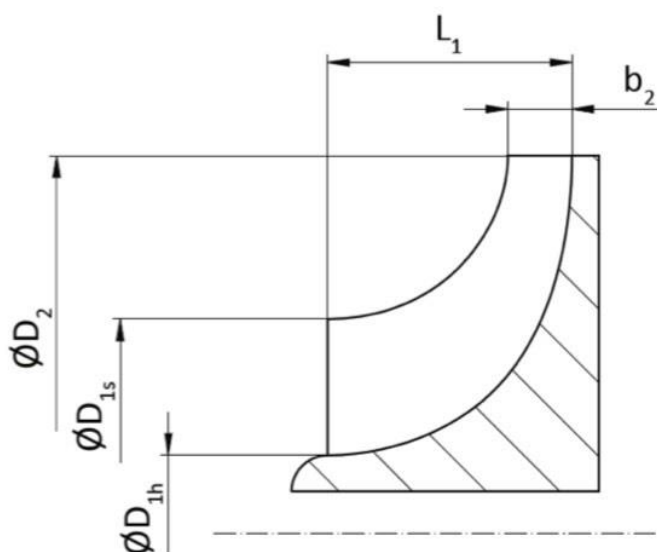
V následujících matematických vzorcích jsou zapotřebí určité termodynamické parametry, které jsou získány prostřednictvím knihovny CoolProp [30]. Tyto hodnoty jsou vypsány v tabulce 2.

Tabulka 2: Parametry získané z knihovny CoolProp

Entalpie před vstupem	$h_{in}$
Entropie před vstupem	$s_1$
Entalpie na výstupu ideální	$h_{out,id}$
Měrná tepelná kapacita	$cp$
Hustota při vstupní teplotě	$\rho_{t1}$
Dynamická viskozita	$\varrho$
Teplota na vstupu	$T_1$
Výstupní teplota	$T_2$

### 6.4. Geometrie

Dále je možné vypočítat následující geometrické parametry. [35]



Obrázek 15: Základní geometrie oběžného kola [33]

**Průměr kola:**

$$d_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n_s} \quad (6.4.1)$$

Kde obvodová rychlost se určí jako



## 6. POČETNÍ NÁVRH KOMPRESORU PRO SUPERKRITICKÝ OXID UHLIČITÝ

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta h_t}{\psi}} \quad (6.4.2)$$

kde  $\psi$  je součinitel zatížení stupně a volí se  $\psi = 0,66$

Změna entalpie:

$$\Delta h_t = h_{out,id} - h_{in} \quad (6.4.3)$$

Otáčky:

$$n = 0,6 \cdot \frac{60 \cdot \Delta h_t^{\frac{3}{4}}}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{V}} \quad (6.4.4)$$

Objemový průtok:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{\rho_1} \quad (6.4.5)$$

**Vnější průměr:**

$$d_{1s} = 0,6 \cdot d_2 \quad (6.4.6)$$

**Průměr náboje:**

$$d_{1h} = 0,2 \cdot d_2 \quad (6.4.7)$$

**Výstupní šířka kola:**

$$b_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot c_{r2} \cdot \pi \cdot d_2} \quad (6.4.8)$$

kde

Hustota na výstupu:

$$\rho_2 = \rho_{t2} \cdot \left(\frac{T_2}{T_{t2}}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (6.4.9)$$

Hustota při teplotě  $T_2$ :

$$\rho_{t2} = \frac{p_{t2}}{R \cdot T_{t2}} \quad (6.4.10)$$

## 6. POČETNÍ NÁVRH KOMPRESORU PRO SUPERKRITICKÝ OXID UHLIČITÝ

Tlak při teplotě  $T_2$ :

$$p_{t2} = p_{t1} \cdot \left( \frac{\Delta h_t}{cp \cdot T_{in} \cdot 1,85} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6.4.11)$$

Teplota při tlaku  $p_2$ :

$$T_{t2} = T_{in} + \frac{\Delta h_t}{cp} \quad (6.4.12)$$

Radiální složka výstupní celkové rychlosti:

$$c_{r2} = \frac{c_{u2}}{\tan(\alpha_2)} \quad (6.4.13)$$

Obvodová složka výstupní celkové rychlosti:

$$c_{u2} = u_2 \cdot \mu \quad (6.4.14)$$

Součinitel skluzu:

$$\mu = \frac{0,63 \cdot \pi}{z} = \sim 0,66 \quad (6.4.15)$$

**Zakřivení lopatky:**

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{u_2 - c_{u2}}{c_{r2}}\right) \quad (6.4.16)$$

**Počet lopatek:**

$$z = 8,5 \cdot \left[ \frac{\cos(\beta_2)}{0,4} \right] \quad (6.4.17)$$

**Vstupní průtočná plocha:**

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{1s}^2 - d_{1h}^2) \quad (6.4.18)$$

**Výstupní průtočná plocha:**

$$A_2 = \pi \cdot d_2 \cdot b_2 \quad (6.4.19)$$

**Vstupní šířka kola:**

$$b_1 = \frac{A_1}{\pi \cdot d_1} \quad (6.4.20)$$

**Hydraulický průměr:**

Podle reference [34] se hydraulický průměr stanovuje pomocí rovnice 3.21.

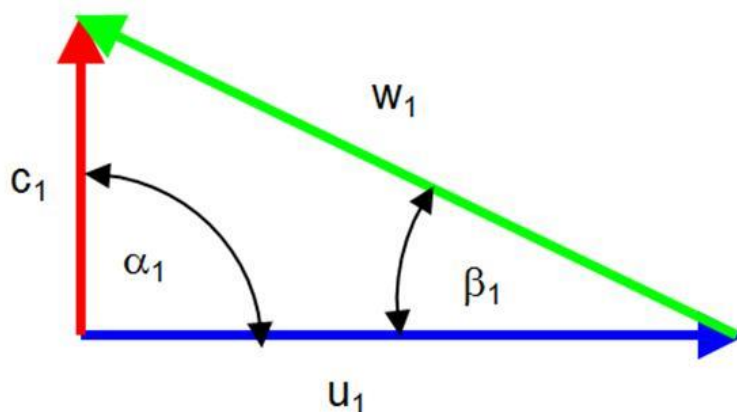
$$d_{hyd} = \frac{\pi \cdot \frac{d_{1s} - d_{1h}}{2} \cdot b_1}{z \cdot b_1 + \pi \cdot d_1} + \frac{\pi \cdot d_2 \cdot b_2}{z \cdot b_2 + \pi \cdot d_2} \quad (6.4.21)$$

**6.5. Rychlosti**

V této kapitole se určí rychlostní parametry na vstupu a výstupu z kompresoru pomocí rychlostních trojúhelníků.

**6.5.1. Vstupní rychlosti**

Při návrhu se využívá model 1D proudění, kdy se výpočet zjednodušuje na výpočet proudění podél referenční proudnice, proto můžeme pro výpočet rychlostí na vstupu využít rychlostní trojúhelník na obrázku 16 [31].



Obrázek 16: Vstupní rychlostní trojúhelník [41]

**Obvodová rychlost na vstupu:**

$$u_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{d_{1s}^2 + d_{1h}^2}{2}} \cdot \frac{n_s}{60} \quad (6.5.1)$$

## 6. POČETNÍ NÁVRH KOMPRESORU PRO SUPERKRITICKÝ OXID UHLIČITÝ

**Celková rychlost:**

$$c_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_{t2} \cdot A_1} \quad (6.5.2)$$

**Relativní rychlost na vstupu:**

$$w_1 = \frac{c_1^2}{u_2^2} \quad (6.5.3)$$

**Obvodová rychlost na vstupu na vnějším průměru oběžného kola:**

$$u_{1s} = \pi \cdot d_{1s} \cdot \frac{n_s}{60} \quad (6.5.4)$$

**Relativní rychlost na vstupu na vnějším průměru oběžného kola:**

$$w_{1s} = \sqrt{c_1^2 + u_{1s}^2} \quad (6.5.5)$$

**Obvodová rychlost na vstupu na patním průměru lopatky:**

$$u_{1h} = \pi \cdot d_{1h} \cdot \frac{n_s}{60} \quad (6.5.6)$$

**Relativní rychlost na vstupu na patním průměru lopatky:**

$$w_{1h} = \sqrt{c_1^2 + u_{1h}^2} \quad (6.5.7)$$

**Rychlost zvuku na vstupu:**

$$a_1 = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{in}} \quad (6.5.8)$$

## 6. POČETNÍ NÁVRH KOMPRESORU PRO SUPERKRITICKÝ OXID UHLIČITÝ

**Machovo číslo pro absolutní rychlost:**

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} \quad (6.5.9)$$

**Machovo číslo pro relativní rychlost:**

$$Ma_{1,rel} = \frac{w_1}{a_1} \quad (6.5.10)$$

**Celkový tlak na vstupu:**

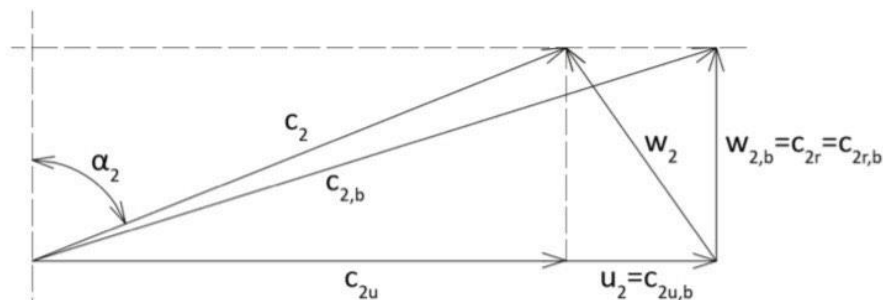
$$p_{01} = p_{t1} \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_1^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (6.5.11)$$

**Stavová entalpie média na vstupu:**

$$h_1 = h_{in} + \frac{u_1^2}{2} + \frac{w_1^2}{2} \quad (6.5.12)$$

### 6.5.2. Výstupní rychlosti

Při odvozování výstupního rychlostního trojúhelníku pro radiální kompresor je možné předpokládat, že radiální složka celkové rychlosti na výstupu je totožná s celkovou vstupní rychlostí [29], [32].



Obrázek 17: Výstupní rychlostní trojúhelník [33]

**Výstupní radiální složka celkové rychlosti:**

$$c_{2rb} = c_1 \quad (6.5.13)$$

**Obvodová rychlost na výstupu:**

$$u_{2b} = \pi \cdot d_2 \cdot \frac{n_s}{60} \quad (6.5.14)$$

**Relativní rychlost výstupní:**

$$w_{2b} = c_{2rb} \quad (6.5.15)$$

**Ideální celková rychlost výstupní:**

$$c_{2b} = \sqrt{w_{2b}^2 + u_{2b}^2} \quad (6.5.16)$$

**Obvodová výstupní rychlost:**

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta h_t}{\psi}} \quad (6.5.17)$$

**Obvodová složka výstupní celkové rychlosti:**

V radiálním kompresorovém stupni vzniká v důsledku rotace oběžného kola protisměrný vír v mezi lopatkovém kanále, což způsobuje odchylku výstupní relativní rychlosti oproti smyslu otáčení oběžného kola. To vede k redukci obvodové složky celkové rychlosti. Tento efekt je charakterizován pojmem součinitel skluzu [31].

$$c_{u2} = \mu \cdot u_2 \quad (6.5.18)$$

Kde

Součinitel skluzu:

$$\mu = \frac{0,63 \cdot \pi}{z} \quad (6.5.19)$$

**Radiální složka výstupní celkové rychlosti:**

$$c_{r2} = \frac{c_{u2}}{\tan(\alpha_2)} \quad (6.5.20)$$

**Celková rychlost na výstupu:**

$$c_2 = \sqrt{c_{r2}^2 + c_{2u}^2} \quad (6.5.21)$$

**Relativní rychlost na výstupu:**

$$w_2 = \sqrt{(u_2 - c_{u2})^2 + c_{r2}^2} \quad (6.5.22)$$

**Úhel celkové výstupní rychlosti k radiálnímu směru:**

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{r2}}{c_2}\right) \quad (6.5.23)$$

**Statická výstupní entalpie:**

$$h_2 = h_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \quad (6.5.24)$$

**Rychlost zvuku na výstupu:**

$$a_2 = \sqrt{k \cdot R \cdot T_2} \quad (6.5.25)$$

**Machovo číslo na výstupu pro absolutní rychlost:**

$$Ma_2 = \frac{c_2}{a_2} \quad (6.5.26)$$

**Machovo číslo na výstupu pro relativní rychlost:**

$$Ma_{2,rel} = \frac{w_2}{a_2} \quad (6.5.27)$$

**Hustota vzduchu na výstupu:**

$$\rho_2 = \frac{\dot{m}}{A_2 \cdot c_{r2}} \quad (6.5.28)$$

**Statický tlak na výstupu:**

$$p_2 = p_1 \cdot \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) \cdot M_2^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (6.5.29)$$

## 6.6. Ztráty

Jednotlivé ztráty a jejich výpočty jsou představeny v předchozí kapitole ztrátové koeficienty. V této kapitole jsou představeny nejrelevantnější z nich.

**Nárazová ztráta:**

Nárazová ztráta  $\omega_i$  je nejdůležitější ze ztrát v kompresoru a je silně závislá na vstupním úhlu lopatek. Proto by se při návrhu kompresoru mělo brát velký zřetel na geometrii vstupních lopatek.

**Ztráta energie na výstupu:**

Ztráta energie na výstupu  $\omega_o$  je taky velice významná a dá se redukovat optimalizací difuzoru.

**Průchodová ztráta:**

K výpočtu této ztráty se využívá koeficient viskózní ztráty, což je veličina, která se používá k vyjádření ztrát energie v důsledku viskózních efektů při proudění tekutin. Koeficient se určuje analýzou sdružených grafů účinnosti a výpočtu výkonu. Pro zjednodušení se používá pro kompresory a malém výkonu hodnota  $K = 0,1995$ .

Průchodová ztráta vzniká na lopatkách, a proto ji můžeme redukovat například optimalizací tvaru lopatek.

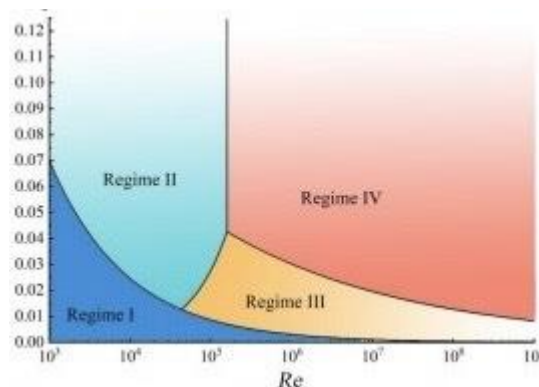
**Odporová ztráta:**

K výpočtu této ztráty se využívá koeficient povrchového tření  $C_m$ , který určuje odpor mezi dvěma povrchy v pohybu nebo povrchem a látkou v pohybu a určuje se experimentem nebo numerickou simulací. Pro naše účely lze koeficient povrchového tření vyjádřit jako

$$C_m = \frac{0,102 \cdot \theta^{0,1}}{Re^{0,2}} \quad (6.6.13)$$

Relativní vůle na šířce kola (oblast IV pro turbulentní proudění):

$$\theta = f(Re)$$



Obrázek 18: Grafická závislost Reynoldsova čísla na relativní vůli na šířce kola [39]



## 6. POČETNÍ NÁVRH KOMPRESORU PRO SUPERKRITICKÝ OXID UHLIČITÝ

V tomto návrhu je Reynoldsovo číslo řádově  $10^7$ . Na základě této hodnoty je z grafu vybrána relativní vůle pro radiální kompresory v oblasti IV, která je nejpřesnější, mírně nad rozmezím oblastí 3 a 4. Proto je v návrhu zvolena hodnota  $\theta = 0,04$ .

### Celkové ztráty:

Součtem všech ztrát v radiálního kompresoru v kapitole ztrátové koeficienty nám vznikají celkové ztráty na stroji. Ty lze tedy vyjádřit jako

$$\omega_{celk} = \omega_i + \omega_p + \omega_h + \omega_{pr} + \omega_w + \omega_o + \omega_{sf} \quad (6.6.14)$$

## 6.7. Účinnost

Na konec se určí celková účinnost, která je počítána na základě porovnání celkové energie s energií, od které jsou odečteny jednotlivé ztráty z minulé kapitoly. Celkovou účinnost reprezentuje  $\eta_{celk}$  vypočtenou na základě  $\Delta h_t$ , což představuje změnu celkové entalpie v turbíně a  $\omega_{celk}$ , což je součet všech ztrát [38].

### Celková účinnost:

$$\eta_{celk} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_t + \omega_{celk}} \quad (6.7.1)$$

## 6.8. Závěr kapitoly

Tato kapitola je zaměřena na vytvoření návrhu odstředivého kompresoru na superkritické  $\text{CO}_2$ . Návrh kompresoru obsahuje termodynamické a geometrické výpočty jednotlivých parametrů. Hlavním cílem návrhu je stanovení účinnosti jako hlavním ukazatelem funkčnosti návrhu. Vzorce z této práce budou použity pro parametrický návrh, ve kterém se bude návrh optimalizovat.

## 7. Výsledky

V rámci této práce bylo provedeno celkem 10 416 optimalizačních variant, přičemž nejlepší konfigurace dosahuje účinnosti kompresoru 34,48 % při specifikovaných parametrech: úhel natočení lopatek  $\alpha_2 = 60^\circ$ , součinitel zatížení stupně  $\psi = 0,61$  a Machovo číslo  $M_1 = 0,4$ . Naopak nejnižší účinnost byla dosažena při nastavení parametrů, kde byl úhel natočení lopatek  $\alpha_2 = 90^\circ$ , součinitel zatížení stupně  $\psi = 0,75$  a Machovo číslo  $M_1 = 0,2$ , přičemž účinnost činila 30,53 %.

Co se týče ztrát, tak z celkových ztrát, které činili 110 700 J, některé ztráty převažují více než jiné. Nejvýznamnější ztrátou je nárazová ztráta  $\omega_i$ , která představuje 50,7% celkových ztrát. Mezi další významné ztráty patří ztráta energie na výstupu  $\omega_o$ , která činí 23,1% celkových ztrát a průchodová ztráta  $\omega_p$ , která činí 16,8% celkových ztrát. Tyto tři ztráty dohromady představují většinu celkových ztrát (cca 90,6%).

Na druhou stranu některé ztráty jsou relativně malé a mohou být pro účely zjednodušené analýzy zanedbány. Jedná se o ztrátu na hraně  $\omega_h$ , která je nejmenší ztrátou a ztrátu průchodnosti  $\omega_{pr}$ . Tyto dvě ztráty dohromady tvoří pouze 0,013% celkových ztrát, což znamená, že jejich vliv na celkovou účinnost je téměř zanedbatelný.

Z analýzy parametrického návrhu plyne, že zvyšování úhlu lopatek má tendenci zvyšovat ztráty a tím pádem snižovat účinnost. Naopak menší úhel lopatek vykazuje nižší ztráty. Součinitel zatížení stupně vykazuje optimální výsledky při hodnotě 0,61. Odchylka od této hodnoty, ať už zvyšováním nebo snižováním, způsobuje nárůst ztrát. Závislost ztrát na Machově čísle je taková, že vyšší Machovo číslo vede ke snížení ztrát a zvýšení účinnosti.

Porovnáním rozdílů mezi jednotlivými nastaveními parametrů lze konstatovat, že ztráty nejsou silně závislé na daných proměnných. Nicméně účinnost začíná rapidně stoupat s rostoucí vstupní teplotou a klesat s rostoucím vstupním tlakem.

## 8. Závěr

Tato bakalářská práce se zabývala problematikou kompresorů na sCO<sub>2</sub>. Byla provedena rešerše na téma kompresorů na sCO<sub>2</sub> a ztrátových součinitelů.

V praktické části této práce byl vytvořen optimalizační návrh radiálního kompresoru určeného pro superkritický oxid uhličitý. Kód je implementací optimalizačního algoritmu pro návrh kompresoru pracujícího s sCO<sub>2</sub>. Při návrhu kompresoru je cílem maximalizovat jeho izentropickou účinnost, což je základní parametr pro hodnocení výkonnosti kompresoru. V kódu jsou implementovány funkce pro výpočet izentropické účinnosti kompresoru a hlavní algoritmus pro optimalizaci. V algoritmu se prochází různé kombinace parametrů kompresoru (označených jako  $\alpha_2$ ,  $\Psi$  a  $M_1$ ) v určeném rozsahu a volá se hlavní funkce pro výpočet izentropické účinnosti pro každou kombinaci. Poté je vyhodnocena maximální dosažená izentropická účinnost a odpovídající parametry. Hlavní výstup kódu je zobrazen na konci, kde je vypsána maximální dosažená izentropická účinnost a odpovídající parametry kompresoru. Tento výstup poskytuje informace potřebné pro návržení kompresoru s maximální možnou izentropickou účinností v závislosti na zvolených parametrech.

Ve zkratce, kód umožňuje automatizovaný návrh kompresoru na základě zadaných parametrů a optimalizuje ho tak, aby dosáhl co nejvyšší izentropické účinnosti, což je klíčový faktor pro efektivní fungování kompresoru.

Pro zjednodušení výpočtu došlo v návrhu k několika zanedbání. V návrhu se předpokládá, že kompresor pracuje adiabaticky, což znamená, že nedochází k žádné výměně tepla s okolím. Tento předpoklad zjednodušuje výpočty, ale v reálných podmínkách může docházet k určitému množství tepelných ztrát. Dále byla počítána rychlost proudění po obvodu kompresoru jako konstantní. V reálných kompresorech však dochází ke změnám rychlosti po obvodu, zejména u radiálních kompresorů, což může mít vliv na jejich výkon. Předpokládá se, že proudění média je ustálené, a dynamické efekty, jako jsou starty a zastavení kompresoru nebo změny průtoku, jsou často zanedbávány. Tyto dynamické změny mohou v reálných podmínkách ovlivnit výkon a stabilitu kompresoru. Při návrhu se předpokládá, že pracovní médium je stlačitelné pouze ve stacionárním stavu, což nemusí odpovídat skutečnosti, zejména při vysokých rychlostech proudění.

Navržený kompresor dosahuje účinnosti 34,48 %. Účinnost se rapidně zvyšuje při zvýšení vstupní teploty a snižuje při zvýšení vstupního tlaku. Zvýšení účinnosti při vyšších teplotách je způsobeno tím, že teplejší pracovní médium, v tomto případě CO<sub>2</sub>, má nižší hustotu. Nižší hustota znamená, že je potřeba méně energie na kompresi stejného objemu, což vede ke zvýšení účinnosti kompresoru. Navíc, v teplejším prostředí dochází k menším ztrátám způsobeným třením a odporem, takže je ztracena menší část energie. Na druhé straně, zvýšení vstupního tlaku negativně ovlivňuje účinnost kompresoru. Vyšší vstupní tlak znamená vyšší hustotu CO<sub>2</sub>, což vede k vyššímu odporu a větší potřebě energie pro kompresi. Zvýšený tlak rovněž zvyšuje mechanické a termodynamické ztráty v kompresoru, jako jsou ztráty třením, což snižuje celkovou účinnost kompresoru.

Při vyhodnocení ztrát kompresoru jsme zjistili, že největší podíl na celkových ztrátách mají nárazová ztráta  $\omega_i$ , ztráta energie na výstupu  $\omega_o$  a průchodová ztráta  $\omega_p$ . Tyto ztráty by měly být prioritně řešeny při optimalizaci systému. Menší ztráty, jako jsou ztráta na hraně  $\omega_h$  a ztráta průchodnosti  $\omega_{pr}$ , mohou být pro zjednodušené analýzy zanedbány, protože jejich vliv na celkovou účinnost je minimální.

## 8. ZÁVĚR

V porovnání s jinými existujícími návrhy kompresorů na  $s\text{CO}_2$  se může účinnost kompresoru pohybovat i k 48 % jako třeba zmíněný odstředivý kompresor TIT, který je ovšem provozován při velmi nízkých otáčkách. Jiné dostupné parametrické návrhy dosahují účinností 33,43 %.

**Seznam použité literatury**

- [1] *Leva: creating fluid solution*. Leva [online]. Praha: LEWA, 2019 [cit. 2023-02-28].
- [2] *Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO<sub>2</sub>) Based Power Cycles*. United Kingdom: Woodhead Publishing, 2017. ISBN 978-0-08-100805-8.
- [3] *Fusion DEMO sCO<sub>2</sub> layout design with battery farm*. Elsevier [online]. Praha, 2022, 2022(1),9[cit.2023-02-28].
- [4] *Review of supercritical co<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development*. Elsevier [online]. Praha, 2015, 2015(1), 15 [cit. 2023-02-28].
- [5] *A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*. USA: Advanced Nuclear Power Technology Program, 2004. ISBN MIT-ANP-TR-100.
- [6] E.G. Feher, *The Supercritical Thermodynamic Power Cycle*, Douglas Paper No. 4348, IECEC, Miami Beach (FL), 1967
- [7] G. Angelino, *Carbon dioxide condensation cycles for power production*, ASME Paper No. 68-GT-23, J. Eng. Power 90 (1968) 287-295.
- [8] H.J. Yoon, Y. Ahn, J.I. Lee, A. Yacine, *Potential advantages of coupling supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle to water cooled small and medium size reactor*, Nucl. Eng. Des. 245 (2012) 223-232.
- [9] J. Lee, J.I. Lee, H.J. Yoon, J.E. Cha, *Supercritical carbon dioxide turbomachinery design for water-cooled small modular reactor application*, Nucl. Eng. Des. 270 (2014) 76-89.
- [10] S.J. Bae, J. Lee, Y. Ahn, J.I. Lee, *Preliminary studies of compact Brayton cycle performance for small modular high temperature gas-cooled reactor system*, Ann. Nucl. Energy. 75 (2015) 11-19.
- [11] G.A. Johnson, M.W. McDowell, *Supercritical CO<sub>2</sub> cycle development at Pratt & Whitney Rocketdyne*, in: *Supercritical CO<sub>2</sub> Power Symposium*, Boulder, Colorado, May 24e25, 2011.
- [12] H. Li, G. Fan, L. Cao, Y. Yang, J. Wang, *A comprehensive investigation on the design and off-design performance of supercritical carbon dioxide power system* Y. Du et al.
- [13] M.A. Lehar, V. Michelassi, *System and Method for Recovery of Waste Heat from Dual Heat Sources*, 2013. US 20130247570 A1.
- [14] T.J. Held, S. Hostler, J.D. Miller, *Heat Engine and Heat to Electricity Systems and Methods with Working Fluid Mass Management Control*, 2012. US 8096128 B2
- [15] D. Bella, A. Francis, *Gas turbine engine exhaust waste heat recovery navy shipboard module development*, in: *Supercritical CO<sub>2</sub> Power Symposium*, Boulder (CO), May 24-25, 2011
- [16] T. Neises, C. Turchi, *A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configuration with an emphasis on CSP applications*, Energy Procedia 49 (2014) 1187-1196.
- [17] S.J. Bae, Y. Ahn, J. Lee, J.I. Lee, *Various supercritical carbon dioxide cycle layouts study for molten carbonate fuel cell application*, J. Power Sources 270 (2014) 608-618.
- [18] D. Sanchez, J.M. Munoz de Escalona, R. Chacartegui, A. Munoz, T. Sanchez, *A comparison between molten carbonate fuel cells based hybrid systems using air and*

*supercritical carbon dioxide Brayton cycles with state of the art technology*, Journal of Power Sources 196 (2011) 4347-4354.

[19] A.S. Sabau, H. Yin, L.A. Qualls, J. McFarlane, *Investigation of supercritical CO2 Rankine cycles for geothermal power plants*, in: Supercritical CO2 Power Symposium, Boulder (CO), May 24-25, 2011.

[20] G. Kimzey, *Development of a Brayton Bottoming Cycle Using Supercritical Carbon Dioxide as the Working Fluid*, Electric Power Research Institute Report, Palo Alto (CA), 2012. NuclEngTechnol47(2015)647-661660

[21] J.Horáček a S. Entler. *Studie scénářů nefosilní elektroenergetiky ČR*. Online. Oenergetice.cz. 2021. [cit. 2024-04-26].

[22] Japikse, David. *Centrifugal Compressor Design and Performance*. Norwich (Vermont) : Concepts ETI, 1996. 387 s. ISBN 0-933283-03-2.

[23] *Aerodynamic Optimization Design of a 150 kW High Performance Supercritical Carbon Dioxide Centrifugal Compressor without a High Speed Requirement*. Online. Researchgate. 2021. [cit. 2024-04-26].

[24] *Carbon Dioxide Condensation Cycles For Power Production*. ASME. 1968, 1968(1), 9.

[25] *Teorie lopatkových strojů*. Brno: Akademické nakladatelství Cerm, 2019. ISBN 978-80-214-5783-6.

[26] *Analysis of Turbomachinery Losses in sCO2 Brayton Power Blocks*. Journal of Energy Resources Technology. 2022, 2022(1), 9.

[27] S.I. Salah. *A comparison of axial turbine loss models for air, sCO2 and ORC turbines across a range of scales* [online]. 2022, 22 [cit. 2023-02-28].

[28] R. Persky, E. Sauret, *Loss models for on and off-design performance of radial inflow turbomachinery*. Elsevier [online]. 2019, 2019(1), 12 [cit. 2023-02-28].

[29] Jiang, Wei; Khan, Jamil; Dougal, Roger A. *Dynamic centrifugal compressor model for system simulation*. Journal of Power Sources [online]. 2006, vol. 158, n. 2.

[30] Bell, I. CoolProp: *An open-source thermophysical property library*. 2017, [online]. Dostupné z: <http://coolprop.sf.net>.

[31] Watson, N.; Janota, M.S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : The Macmillan Press, 1982. 623 s. ISBN 0333242904, ISBN 978- 0333242902.

[32] Hofmann, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory : přepřívání spalovacích motorů*. 2., nezm. vyd. Praha : SNTL, 1985. 134 s.

[33] *Návrh kompresoru turbodmychdla*. Diplomová práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2011.

[34] *Viscosity*. In Wikipedia : the free encyclopedia [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 24 February 2002, last modified on 1 April 2011 [cit. 2011- 03-27].

[35] WEIS, A.P. *Turbomachinery basic(s) /- design*. Workshop. Pilsen: West Bohemian University Pilsen, 2023.

- [36] Botha, Barend W.; Moolman, Adriaan. *Determining the Impact of the Different Losses on Centrifugal Compressor Design*. In R & J Journal [online]. [s.l.] : SA Mechanical Engineer, 2005 [cit. 2011-03-20].
- [37] Gravdahl, J.T. *Modeling and Control of Surge and Rotating Stall in Compressors* [online]. Trondheim (Norway) : Norwegian University of Science and Technology, 1998. 141 s.
- [38] *Loss models for on and off-design performance of radial inflow turbomachinery*. Online. Elsevier. 2019, roč. 2019, č. 1, s. 12. [cit. 2024-01-22].
- [39] Zhuobin Z, Qinghua D., *Innovative Techniques in Applied Sciences*. Applied Sciences, 13(18), 10354. <https://doi.org/10.3390/app131810354>
- [40] *The Trailing Edge Loss of Transonic Turbine Blades*. ASME. 1989, roč. 1989, č. 1, s. 10.
- [41] V.Skopal, J.Adámek, M.Hofírek *Stavba a provoz strojů 4: Učeb. text pro 4. roč. stř. prům. šk. stroj. Konstrukční uspořádání, provoz a údržba strojů*. 2. upr. vyd. Praha: SNTL, 1987.
- [42] Persichilli, M., Held, T., Hostler, S., Zdankiewicz, E., Klapp, D., 2011. *Transforming waste heat to power through development of a CO<sub>2</sub>-based power cycle*. In: Electric Power Expo, Rosemount, IL.
- [43] Held, T.J., 2014. *Initial test results of a MegaWatt-class supercritical CO<sub>2</sub> heat engine*. In: 4th International sCO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium, Pittsburgh, PA
- [44] Held, T.J., 2015. *Supercritical CO<sub>2</sub> power cycles for gas turbine combined cycle power plants*. In: Power-Gen International, Las Vegas, NV
- [45] Kalra, C., Hofer, D., Sevincer, E., Moore, J., Brun, K., 2014. *Development of high efficiency hot gas turbo-expander for optimized CSP supercritical CO<sub>2</sub> power block operation*. In: 4th International Symposium e Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles, Pittsburgh, PA.
- [46] Stepanek, Jan & Syblík, Jan & Entler, Slavomir. (2022). *Axial sCO<sub>2</sub> high-performance turbines parametric design*. *Energy Conversion and Management*. 274. 116418. 10.1016/j.enconman.2022.116418.
- [47] Wright, S. A., Radel, R. F., Vernon, M. E., Rochau, G. E., and Pickard, P. S. 2010, "Operation and Analysis of a Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle," Sandia National Labs, USA, Report No. SAND2010-0171
- [48] Aungier, R. H., 2000, *Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*, ASME Press, New York.
- [49] Aungier, R. H., 2006, *Turbine Aerodynamics*, ASME, New York
- [50] Salma I. Salah, Martin T. White, Abdalnaser I. Sayma, *A comparison of axial turbine loss models for air, sCO<sub>2</sub> and ORC turbines across a range of scales*, International Journal of Thermofluids, Volume 15,2022
- [51] O.P. Sharma, T.L. Butler, *Predictions of endwall losses and secondary flows in axial flow turbine cascades*, J. Turbomach. 109 (2) (1987) 229–236, <http://dx.doi.org/10.1115/1.3262089>.

## Seznam příloh

P.1	Parametrizační návrh kompresoru.....	44
-----	--------------------------------------	----



## Přílohy

Zdrojový kód programu v python 3.11:

### P.1 Parametrizační návrh kompresoru

```
import math
import CoolProp.CoolProp as CP
from CoolProp.CoolProp import PhaseSI, PropsSI,
    get_global_param_string
import numpy as np
def main2(): # Bakalarska práce
    a = np.linspace(60, 90, 31) #  $\alpha_2$ 
    b = np.linspace(0.6, 0.75, 16) #  $\Psi$ 
    c = np.linspace(0.2, 0.4, 21) #  $M_1$ 

    max_eta_iz = 0 # Initialize with a very small number
    max_params = (None, None, None) # Placeholder for
    parameters a, b, c

    for i in range(len(a)):
        for j in range(len(b)):
            for k in range(len(c)):
                current_eta_iz = 0.9

                for iteration in range(3):
                    hlavni2(a[i], b[j], c[k])
                    new_eta_iz = main(a[i], b[j], c[k],
                                        current_eta_iz)
                    current_eta_iz = new_eta_iz

                if new_eta_iz > max_eta_iz:
                    max_eta_iz = new_eta_iz
                    max_params = (a[i], b[j], c[k])

    print("max_eta_iz", "( použité parametrické hodnoty
         $\alpha_2, \Psi, M_1$ ")
    print(max_eta_iz, max_params)

def hlavni2(a, b, c):
     $\alpha_2$  = a
     $\Psi$  = b
     $M_1$  = c

def main( $\alpha_2, \Psi, M_1, \text{max\_eta\_iz}$ ):

    Teplota = 35
    T_in = Teplota + 273.15
    p_in = 8e6
    eta_c = 0.3
    m = 6
     $\pi$  = 15e6/p_in

    p_t2=  $\pi$  * p_in
    fluid = "CO2"
    h_in = CP.PropsSI("H", "P", p_in, "T", T_in, fluid)
    s1 = CP.PropsSI("S", "P", p_in, "T", T_in, fluid)
```

```

h_out_id = CP.PropsSI("H", "P", p_t2, "S", s1,
fluid)
cp = CP.PropsSI("C", "P", p_in, "T", T_in, fluid)
h_out_real = (h_out_id-h_in)/eta_c+h_in
R = float(287)
k = float(1.3)
eta_is_lauf = 0.85
rho_t1 = CP.PropsSI("D", "P", p_in, "T", T_in, fluid)
rho_1 = rho_t1 * (1 / ((1 + (k - 1) / 2 * M_1 ** 2) **
(1 / (k - 1))))
V_1 = m / rho_1
delta_h_t = h_out_real-h_in

n = 0.6 * (60 * delta_h_t ** (3 / 4)) / (2 *
math.pi * math.sqrt(V_1))
u_2 = math.sqrt(delta_h_t / Psi)

#geometrie
d_2 = (u_2 * 60) / (math.pi * n)
r_2 = d_2 / 2
d_1s = 0.6 * d_2
d_1h = 0.2 * d_2
d_1 = ((d_1s-d_1h)/(2))
alpha_2 = float(55)
alpha_2_rad = math.radians(alpha_2)
c_u2 = u_2 * Psi
c_r2 = c_u2 / math.tan(alpha_2_rad)
c_2 = math.sqrt((c_r2 ** 2) + (c_u2 ** 2))
T_t2 = T_in + (delta_h_t) / cp
T_2_pom = T_t2 - (c_2 ** 2) / (2 * cp)
p_t2 = p_in * ((delta_h_t) / (cp * T_in) *
eta_is_lauf + 1) ** (k / (k - 1))
rho_t2 = p_t2 / (R * T_t2)
rho_2 = rho_t2 * (T_2_pom / T_t2) ** (1 / (k - 1))
b_2 = m / (rho_2 * c_r2 * math.pi * d_2)
beta_2 = math.atan((u_2 - c_u2) / c_r2)
beta_2_deg = math.degrees(beta_2)
z = 8.5 * (math.cos(beta_2) / 0.4)
A_1 = (math.pi / 4) * (d_1s ** 2 - d_1h ** 2)
A_2 = math.pi * d_2 * b_2
b_1 = A_1/(math.pi*d_1)
d_hyd = ((math.pi*((d_1s-
d_1h)/2)*b_1)/z*b_1+math.pi*d_1)+((math.pi*d_2
*b_2)/(z*b_2+math.pi*d_2))

#rychlosti
u_1 = math.pi * math.sqrt((d_1s ** 2 + d_1h **
2)/2) * (n/60)
rho_c1= p_in/(R*T_in)
c_1 = m/(rho_c1*A_1)
w_1 = math.sqrt(c_1 ** 2 + u_1 ** 2)

```

```

u_1s = math.pi * d_1s * (n/60)
w_1s = math.sqrt(c_1 ** 2 + u_1s ** 2)
u_1h = math.pi * d_1h * (n/60)
w_1h = math.sqrt(c_1 ** 2 + u_1h ** 2)
a_1 = math.sqrt(k * R * T_in)
Ma1 = c_1/a_1
Ma1_rel = w_1/a_1
p_1 = p_in * (1 + ((k-1)/2) * Ma1 ** 2) ** (k/(k-1))
h_1 = h_in + (u_1**2)/2 + (w_1**2)/2
T_1 = CP.PropsSI("T", "P", p_1, "H", h_1, fluid)
c_2rb = c_1
u_2b = math.pi * d_2 * (n/60)
w_2b = c_2rb
c_2b = math.sqrt(w_2b ** 2 + u_2b ** 2)
mu = c_u2/u_2
mu1 = 1 - (0.63 * math.pi)/z
c_2u = mu * u_2
c_2r = c_1
w_2 = math.sqrt(((u_2-c_2u) ** 2) + (c_2r ** 2))
alpha_21 = math.acos(c_2r/c_2)
alpha_21_deg = math.degrees(alpha_21)
h_2 = h_1 + ((w_1**2)/2) - ((u_1 ** 2)/2)
T_2_stat = h_2 / cp
a_2 = math.sqrt(k * R * T_2_stat)
Ma2 = c_2 / a_2
Ma2_rel = w_2 / a_2
rho_2_nové = m/(A_2*c_2r)
p_2 = p_1 * (1 + ((k - 1) / 2) * Ma2 ** 2) ** (k / (k
- 1))
T_2 = CP.PropsSI("T", "P", p_2, "H", h_2, fluid)
beta_in = math.acos(u_1/w_1)
beta_in_deg = math.degrees(beta_in)

#ztráty
ztráta_i_i = 0.5 * (w_1**2) * math.sin(beta_in)**2
K = 0.1995
ztráta_i_p = 0.5 * K * (w_1**2 + w_2**2)
t=0.02
ztráta_i_h= (t/(d_2*math.sin(beta_in)-t))**2
epsilon_r = 0.532
ztráta_i_pr = (0.1 * epsilon_r) / b_2
omega = u_1/r_2
R_0 = d_1s/2
R_i = d_1h/2
eta_ref = CP.PropsSI("V", "P", p_in, "T", T_in, fluid)
v_1 = eta_ref / rho_1
Re_1 = (u_1*r_2)/v_1
Cm_2 = (0.102) * ((0.04)**0.1) / (Re_1 ** (0.2))
ztráta_i_w = 0.5*Cm_2*rho_1*omega**3*((R_0**5)-(R_i**5))
ztráta_i_o = (c_2**2)/2
C = 254

```