



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

TERMODYNAMICKÉ TEPELNÉ ČERPADLO

THERMODYNAMIC HEAT PUMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Viktor Knebl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: Bc. Viktor Knebl
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Termodynamické tepelné čerpadlo

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce pojednává o návrhu a konstrukčním řešení oběhu termodynamického tepelného čerpadla především pro využití v teplárenství. Teplota spalin na výstupu z teplárenských kotlů, které spalují zemní plyn, se pohybuje na úrovni 90 – 100 °C. Účelem tepelného čerpadla je proto snížit teplotu těchto spalin, a tak lépe využít tepla vznikajícího při spalování zemního plynu. Základními komponenty navrhovaného tepelného čerpadla budou turbína, kompresor a převodovka.

Cíle diplomové práce:

Cílem je návrh termodynamického tepelného čerpadla, které využívá teplo spalin odváděných z kotle do okolí. Čerpadlo navrhnete jako samostatný kompander s obtokovým kompresorem, který je poháněn elektromotorem.

Výkon kotle 60 MW (Hmotnostní průtok spalin soustrojím – 20 kg/s)

Teplota spalin na vstupu do kompresoru 95 °C

Teplota spalin za kompresorem 160 °C

Teplota spalin na vstupu do turbíny 95°C

Tlak před kompresorem a za turbínou – barometrický

Obsah práce:

Soustrojí navrhnete jako kompresor/turbína s integrovanou převodovkou v rozsahu:

Návrh a výpočet průtočných částí kompresoru a turbíny a zjednodušený návrh hlavních rozměrů převodovky.

Výkresová dokumentace: ideový řez kompresorem a turbínou

Seznam doporučené literatury:

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

ŠKORPÍK, J. Teorie lopatkových strojů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019, 310 s. ISBN 978-80-214-5783-6.

KRBEK, J., POLESNÝ, B. a FIEDLER, J. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

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

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce pojednává o návrhu termodynamického tepelného čerpadla, sloužícího k využití tepelné energie spalin, které vznikají spalováním zemního plynu v teplotěnské kotli. Je proveden výpočet průtočných částí kompresoru komandéru, obtokového kompresoru a turbíny. Součástí práce je zjednodušený návrh převodovky a ekonomické zhodnocení instalace tepelného čerpadla. Příloha práce obsahuje technickou dokumentaci.

Klíčová slova

Termodynamické tepelné čerpadlo, kompresor, turbína

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of thermodynamic heat pump, used to utilize thermal energy of flue gases arised from the combustion of natural gas in a heat exchanger. The flow rates of the compader compressor, bypass compressor and turbine are calculated. Part of this thesis is simplified design of gearbox and economical evaluation of heat pump installation. The appendix of the thesis contains technical documentation.

Key words

Thermodynamic heat pump, compressor, turbine

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KNEBL, Viktor. Termodynamické tepelné čerpadlo [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-04-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124373>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jan Fiedler.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Termodynamické tepelné čerpadlo vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc. za cenné připomínky a rady, které mi poskytli při vypracování závěrečné práce. Dále bych chtěl touto cestou poděkovat rodině a přítelkyni, kteří mi během celého studia byli velkou oporou.

OBSAH

ÚVOD.....	13
1 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH VLASTNOSTÍ SPALIN	14
1.1 Stechiometrie spalování zemního plynu	15
1.2 Výpočet měrné tepelné kapacity spalín	17
1.3 Výpočet Poissonovy konstanty spalín	19
1.4 Poznámka k hodnotám fyzikálních vlastností	21
2 PRINCIP ČINNOSTI TERMODYNAMICKÉHO TEPELNÉHO ČERPADLA.....	22
2.1 Princip činnosti	22
2.2 Odhad hmotnostních průtoků.....	23
3 NÁVRH KOMPRESORŮ.....	25
3.1 Teoretický úvod	25
3.2 Vstupní konfuzor	27
3.2.1 Určení stavových veličin na vstupu do konfuzoru	27
3.2.2 Výpočet průměru vstupního konfuzoru.....	28
3.3 Oběžné kolo	28
3.3.1 Úvodní výpočty	29
3.3.2 Určení stavových veličin na vstupu do oběžného kola	30
3.3.3 Výpočet průměrů oběžného kola.....	31
3.3.4 Výpočet rychlostí na vstupu do a výstupu z oběžného kola	32
3.3.5 Určení ztrát v oběžném kole.....	34
3.3.6 Určení stavových veličin na výstupu z oběžného kola	36
3.3.7 Stanovení šířky lopatek oběžného kola.....	37
3.4 Bezlopatkový difuzor.....	38
3.4.1 Rozměry BLD	38
3.4.2 Výpočet rychlostí spalín na vstupu do a výstupu z BLD	39
3.4.3 Určení stavových veličin na výstupu z BLD.....	41
3.5 Lopatkový difuzor.....	42
3.5.1 Rozměry LD.....	43
3.5.2 Výpočet rychlosti spalín na výstupu z LD	43
3.5.3 Určení ekvivalentního difuzoru a kontrola proudění difuzorem	45
3.5.4 Určení stavových veličin na výstupu z LD	48
3.6 Spirální skříň.....	50
3.6.1 Určení stavových veličin na výstupu ze spirální skříňe	50
3.6.2 Výpočet rozměrů spirální skříňe	52
3.7 Určení skutečných parametrů kompresoru	54
4 NÁVRH TURBÍNY	55
4.1 Teoretický úvod	55
4.2 Oběžné kolo	57

4.2.1	Určení stavových veličin na vstupu do turbíny	57
4.2.2	Určení entalpického spádu turbíny	58
4.2.3	Výpočet rychlostí na vstupu do a výstupu z oběžného kola.....	59
4.2.4	Určení stavových veličin na vstupu do oběžného kola.....	62
4.2.5	Určení ztrát	64
4.2.6	Určení stavových veličin na výstupu z oběžného kola.....	64
4.2.7	Stanovení šířky lopatek oběžného kola	65
4.3	Lopatkový a bezlopatkový rozvaděč.....	66
4.4	Spirální skříň	67
4.5	Určení skutečných parametrů turbíny	69
5	VOLBA ELEKTROMOTORU A NÁVRH PŘEVODOVKY.....	70
5.1	Výběr elektromotoru	70
5.2	Návrh převodovky.....	70
5.2.1	Výpočet základních parametrů převodovky	71
5.2.2	Určení rozměrů charakteristických kružnic ozubení	72
5.2.3	Síly v ozubení a ložiscích, kontrola napětí a obvodových rychlostí.....	74
5.2.4	Kontrola per	78
6	ZHODNOCENÍ NAVRŽENÉHO TEPELNÉHO ČERPADLA.....	80
6.1	Ekonomické zhodnocení	80
6.1.1	Určení chladicího faktoru a výkonu výměníku tepla.....	80
6.1.2	Cena tepelné energie.....	80
6.1.3	Cena elektrické energie.....	81
6.1.4	Určení investičních nákladů na provoz tepelného čerpadla	81
6.2	Porovnání s alternativní variantou.....	83
7	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....	84
7.1	Kompondér	84
7.1.1	Kompresor	84
7.1.2	Turbína.....	84
7.1.3	Nosná skříň	85
7.1.4	Kompletace kompondéru	86
7.2	Obtokový kompresor s elektromotorem.....	88
7.2.1	Kompresor	88
7.2.2	Hřídel pastorku, hřídel kola	88
7.2.3	Převodkovká skříň, skříň s elektromotorem	88
7.2.4	Kompletace sestavy obtokový kompresor – elektromotor	88
ZÁVĚR		91
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		93
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		95
SEZNAM OBRÁZKŮ.....		102
SEZNAM TABULEK.....		103
SEZNAM PŘÍLOH.....		105

ÚVOD

Tepelná pohoda je pro člověka důležitým faktorem, který ovlivňuje nejen jeho náladu, ale také jeho zdravotní stav. Vytápět domácnosti lze v současné době mnoha způsoby – ať už se jedná o vytápění pomocí vlastních kotlů, kamen, podlahového vytápění, nebo v případě větších měst centrálním zásobováním tepla. V případě centrálního zásobování teplem v Brně spaluje teplárenský kotel zemní plyn. Spaliny na výstupu z kotle mají teplotu 90-100 °C. Tepelná energie těchto spalin, které by jinak komínem odcházel do okolí, se dá využít instalací termodynamického tepelného čerpadla, což vede jak k finančním úsporám, tak k ochraně životního prostředí z důvodů snížení spotřeby primárních zdrojů. Tepelné čerpadlo je zařízení, které čerpá teplo z okolí do místa, které má být vytápěno. Podle toho, odkud je teplo bráno a do čeho akumulováno, hovoříme o tepelných čerpadlech země/voda, vzduch/voda, voda/voda, vzduch/vzduch. V případě navrhovaného termodynamického tepelného čerpadla lze hovořit o typu spaliny/voda. Návrh tohoto zařízení je předmětem této práce.

V úvodní kapitole je proveden výpočet základních vlastností spalin zemního plynu. Vychází se z objemového složení zemního plynu. Stechiometrický výpočet je proveden pro přebytek vzduchu 1. Číselně jsou pak dopočítány vlastnosti spalin pro 95 °C, neboť taková je teplota spalin na vstupu do kompresorů a na vstupu do turbíny.

V druhé kapitole je uveden princip navrženého tepelného čerpadla a odhad hmotnostních průtoků jednotlivými prvky čerpadla. Úvodní odhad těchto hodnot je pouze orientační, jak je dále uvedeno, neboť v něm jsou uvažována určitá zjednodušení, a tak je třeba po výpočtu tyto hodnoty zkontrolovat, nahradit hodnotami skutečnými a ty pak znovu použít pro výpočet.

V dalších třech kapitolách je proveden výpočet jednotlivých komponent tepelného čerpadla. Toto obsahuje dva kompresory, turbínu a převodovku. Navrhované kompresory a turbína jsou radiálně axiální. Výpočet kompresorů a turbíny je sledován na středním proudovém vlákně, kde jsou předpokládány střední hodnoty výpočtových parametrů. Výpočet obou kompresorů je stejný, a tak je zápis výsledků zvolen ve formě tabulek u příslušných kapitol. Převodovka, která slouží k přenosu kroutícího momentu z elektromotoru na kompresor, je navržena jako čelní ozubení se šikmými zuby, a to z důvodů, které jsou vysvětleny v kapitole páté.

Motivací instalace termodynamického tepelného čerpadla je úspora primárních zdrojů energie, financí a ochrana životního prostředí. Kapitola šestá je věnována ekonomickému zhodnocení instalace navrhovaného zařízení.

Součástí práce je také technická dokumentace, obsahující řez komandérem a obtokovým kompresorem s převodovkou, která tvoří samostatnou přílohu. Poslední kapitola této práce je věnována doplňujícím informacím ke konstrukčnímu řešení a technické dokumentaci.

1 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH VLASTNOSTÍ SPALIN

Před samotným výpočtem a návrhem tepelného čerpadla je nutné určit základní fyzikální vlastnosti spalin, které vznikají spalováním zemního plynu v kotli. Pro výpočet je třeba znát objemové složení spalin. Toto složení je určeno zprůměrováním jednotlivých hodnot zemního plynu transitského a jihomoravského dle [1] a hodnot objemového složení dle [2], výsledky lze vidět v tabulce 1.1. Výpočet základních fyzikálních vlastností spalin je pak proveden pro teplotu spalin 95 °C, protože tato teplota je stejná na vstupu do kompresorů i na vstupu do turbíny. Značení objemových a hmotnostních zlomků je dle [3].

Tabulka 1.1: Objemové složení zemního plynu ¹

Složka	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	N ₂	CO ₂
ω _i [%]	98,03	0,74	0,3	0,88	0,05

Objemové složení zemního plynu udává poměr objemu dané složky vůči celkovému objemu zemního plynu (lze také používat výraz objemový zlomek či objemový poměr). Při dalších výpočtech je ovšem nutné znát také hmotnostní složení (poměr hmotnosti dané složky vůči celkové hmotnosti) zemního plynu. Pro přepočtení objemového složení na hmotnostní platí následující rovnice:

$$\sigma_i = \frac{\omega_i \cdot M_i}{\sum \omega_i \cdot M_i} \cdot 100 \quad (1.1)$$

kde M_i je molární hmotnost složky spalin, viz tabulka 1.2.

Tabulka 1.2: Molární hmotnosti složek zemního plynu [3]

Složka	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	N ₂	CO ₂
M _i [kg/kmol]	16,042	30,069	44,096	28,013	44,009

Hmotnostní složení zemního plynu dle rovnice 1.1 je uvedeno v tabulce 1.3.

Tabulka 1.3: Hmotnostní složení zemního plynu

Složka	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	N ₂	CO ₂
σ _i [%]	96,19	1,36	0,81	1,51	0,13

¹ Kromě methanu (CH₄), ethanu (C₂H₆) a propanu (C₃H₈) obsahuje zemní plyn další uhlovodíky (butan C₄H₁₀, pentan C₅H₁₂ a další), jejichž objemový podíl je však velmi malý a pro zjednodušení dalších výpočtů jsou tyto podíly přičteny k objemovému podílu propanu.

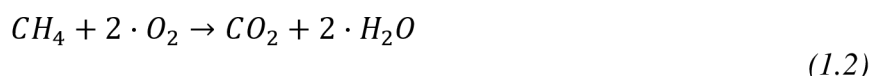
1.1 Stechiometrie spalování zemního plynu

Zemní plyn obsahuje hořlavé složky, jejichž spalováním dochází k uvolňování tepelné energie (uhlovodíky C_xH_y) a nehořlavé složky CO_2 a N_2 . Pomocí stechiometrických výpočtů se určuje minimální množství suchého vzduchu, minimální množství vlhkého vzduchu a také množství spalin. Hmotnostní složení suchého vzduchu dle [3] je uvedeno v tabulce 1.4.

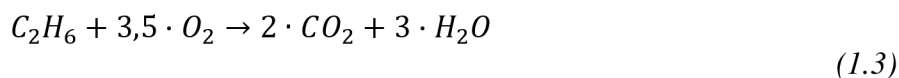
Tabulka 1.4: Hmotnostní složení suchého vzduchu [3]

Složka	O ₂	N ₂	Ar	CO ₂
$\sigma_{i,vzd}$ [%]	23,145	75,526	1,283	0,046

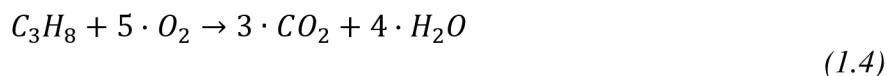
Pro dokonalé spalování zemního plynu s přebytkem vzduchu $\alpha = 1$ platí následující rovnice [4]:



$$1 \text{ kg } CH_4 + 3,98803 \text{ kg } O_2 \rightarrow 2,74336 \text{ kg } CO_2 + 2,24631 \text{ kg } H_2O$$



$$1 \text{ kg } C_2H_6 + 3,72467 \text{ kg } O_2 \rightarrow 2,92723 \text{ kg } CO_2 + 1,79739 \text{ kg } H_2O$$



$$1 \text{ kg } C_3H_8 + 3,62831 \text{ kg } O_2 \rightarrow 2,99408 \text{ kg } CO_2 + 1,63419 \text{ kg } H_2O$$

Určení minimálního množství vzduchu

Množství kyslíku O_2 potřebné pro spálení 1 kg zemního plynu lze vyčíslit z následující rovnice:

$$m_{O_2} = 3,98803 \cdot \sigma_{CH_4} + 3,72467 \cdot \sigma_{C_2H_6} + 3,62831 \cdot \sigma_{C_3H_8} \quad (1.5)$$

$$m_{O_2} = 3,917 \text{ kg/kg}_{pal}$$

Minimální množství suchého vzduchu lze vyčíslit z následující rovnice:

$$m_{vz,s,min} = \frac{1}{\sigma_{O_2,vzd}} \cdot m_{O_2} \quad (1.6)$$

$$m_{vz,s,min} = 16,925 \text{ kg/kg}_{pal}$$

Množství vlhkého vzduchu lze vyčíslit pro standartní měrnou vlhkost $x_m = 6,34 \text{ g}_{H_2O}/\text{kg}_{vzd}$ [3] z následující rovnice:

$$m_{vz,v,min} = (1 + x_m) \cdot m_{vz,s,min} \quad (1.7)$$

$$m_{vz,v,min} = 17,033 \text{ kg/kg}_{pal}$$

Určení množství vzniklých spalin

Množství CO₂ ve spalinách lze vyčíslit z následující rovnice:

$$m_{CO_2,spal} = \sigma_{CO_2} + 2,74336 \cdot \sigma_{CH_4} + 2,92723 \cdot \sigma_{C_2H_6} + 2,99408 \cdot \sigma_{C_3H_8} + \sigma_{CO_2,vzd} \cdot m_{vz,s,min}$$

$$m_{CO_2,spal} = 2,712 \text{ kg/kg}_{pal}$$
(1.8)

Množství Ar ve spalinách lze vyčíslit z následující rovnice:

$$m_{Ar,spal} = \sigma_{Ar} + \sigma_{Ar,vzd} \cdot m_{vz,s,min}$$

$$m_{Ar,spal} = 0,218 \text{ kg/kg}_{pal}$$
(1.9)

Množství N₂ ve spalinách lze vyčíslit z následující rovnice:

$$m_{N_2,spal} = \sigma_{N_2} + \sigma_{N_2,vzd} \cdot m_{vz,s,min}$$

$$m_{N_2,spal} = 12,798 \text{ kg/kg}_{pal}$$
(1.10)

Množství H₂O ve spalinách lze vyčíslit z následující rovnice:

$$m_{H_2O,spal} = \sigma_{H_2O} + 2,24631 \cdot \sigma_{CH_4} + 1,79739 \cdot \sigma_{C_2H_6} + 1,63419 \cdot \sigma_{C_3H_8} + x_m \cdot m_{vz,s,min}$$

$$m_{H_2O,spal} = 2,305 \text{ kg/kg}_{pal}$$
(1.11)

Celkové množství vzniklých spalin je dáno součtem jednotlivých složek spalin:

$$m_{spal} = m_{H_2O,spal} + m_{N_2,spal} + m_{Ar,spal} + m_{CO_2,spal}$$

$$m_{spal} = 18,032 \text{ kg/kg}_{pal}$$
(1.12)

Pro další výpočty je nutné vyčíslit hmotnostní složení spalin². Pro hmotnostní složení spalin platí následující vztah:

$$\sigma_{i,spal} = \frac{m_{i,spal}}{m_{spal}} \cdot 100$$
(1.13)

Hodnoty hmotnostního složení spalin jsou uvedeny v tabulce 1.5.

Tabulka 1.5: Hmotnostní složení spalin

Složka	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O
σ _{i,spal} [%]	15,04	70,97	1,2	12,79

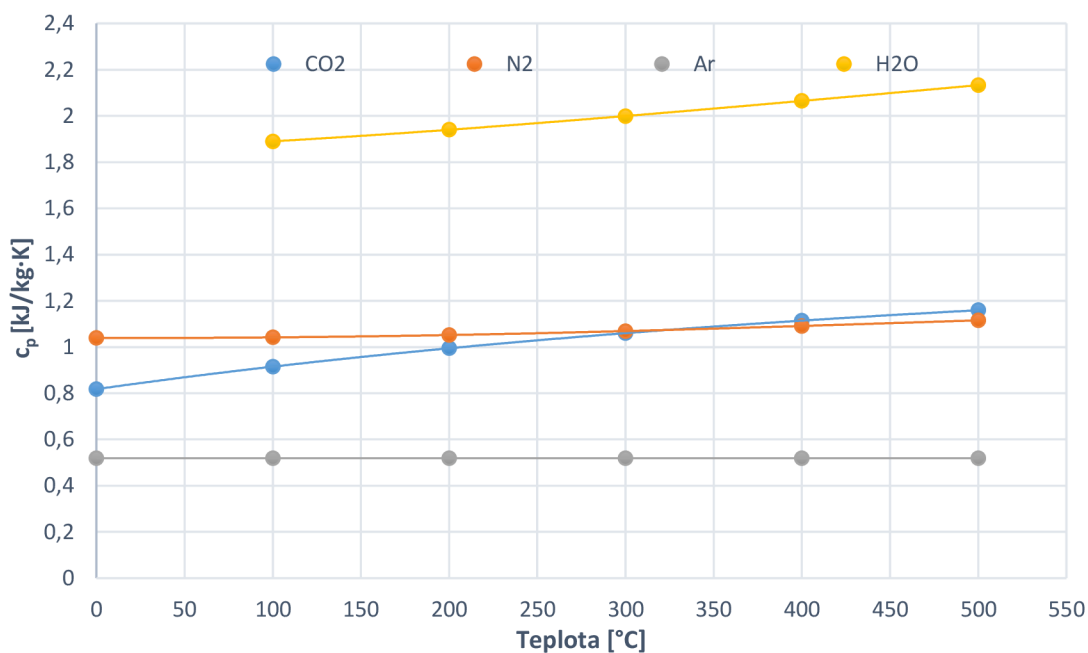
² S ohledem na další výpočty není potřeba vyčíslit objemové složení spalin.

1.2 Výpočet měrné tepelné kapacity spalin

Jako první je uveden výpočet měrné tepelné kapacity spalin zemního plynu. Pro jednotlivé složky spalin je sestavena tabulka hodnot měrných tepelných kapacit v závislosti na teplotě, viz tabulka 1.6. Hodnoty z tabulky jsou následně převedeny do grafu (obrázek 1.1) a poté proloženy polynomem pátého stupně, z rovnice tohoto polynomu pak je dopočítána hodnota měrné tepelné kapacity pro jednotlivé složky při 95 °C.

Tabulka 1.6: Hodnoty měrné tepelné kapacity pro jednotlivé složky spalin [3]

Teplota [°C]	c_p [kJ/kg·K]			
	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O
0	0,8178	1,0388	0,519	-
100	0,9152	1,0419	0,519	1,89
200	0,9947	1,052	0,519	1,9399
300	1,0602	1,0691	0,519	1,9994
400	1,1143	1,0912	0,519	2,0646
500	1,1593	1,1154	0,519	2,1329



Obrázek 1.1: Závislost měrné tepelné kapacity jednotlivých složek spalin na teplotě

Rovnice polynomu pro měrnou tepelnou kapacitu CO₂ má následující tvar a pro teplotu $t = 95$ °C dává výsledek:

$$\begin{aligned}
 c_{p_{CO_2}} = & 8,333 \cdot 10^{-16} \cdot t^5 - 1,375 \cdot 10^{-12} \cdot t^4 + 1,2667 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 \\
 & - 1,1913 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 1,0818 \cdot 10^{-3} \cdot t + 0,8178
 \end{aligned}
 \tag{1.14}$$

$$c_{p_{CO_2}} = 0,911 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Argon je jednoatomový prvek, pro který platí, že hodnota měrné tepelné kapacity není závislá na teplotě a je konstantní:

$$c_{p_{Ar}} = 0,519 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (1.15)$$

Rovnice polynomu pro měrnou tepelnou kapacitu H_2O má následující tvar a pro teplotu $t = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ dává výsledek:

$$c_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 5,4167 \cdot 10^{-13} \cdot t^4 - 1,1917 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 + 1,0596 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 2,5642 \cdot 10^{-4} \cdot t + 1,8549 \quad (1.16)$$

$$c_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 1,888 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Rovnice polynomu pro měrnou tepelnou kapacitu N_2 má následující tvar a pro teplotu $t = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ dává výsledek:

$$c_{p_{\text{N}_2}} = 91667 \cdot 10^{-16} \cdot t^5 - 1,75 \cdot 10^{-12} \cdot t^4 + 8,2083 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 + 2,125 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 3,2 \cdot 10^{-6} \cdot t + 1,0388 \quad (1.17)$$

$$c_{p_{\text{N}_2}} = 1,042 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Celková měrná tepelná kapacita spalín pro danou teplotu je dána jako součet měrných tepelných kapacit jednotlivých složek spalín, vynásobených příslušným hmotnostním podílem:

$$c_{p0} = \sum \frac{\sigma_{i,spal}}{100} \cdot c_{p_i} \quad (1.18)$$

$$c_{p0} = 1,124 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

1.3 Výpočet Poissonovy konstanty spalín

Pro výpočet Poissonovy konstanty složky spalín platí vztah:

$$\kappa_i = \frac{c_{p_i}}{c_{p_i} - r_i} \quad (1.19)$$

kde r_i je měrná plynová konstanta jednotlivých složek spalín. Nejprve je tedy nutné vypočítat tyto hodnoty, a to na základě následujícího vztahu:

$$r_i = \frac{R_m}{M_{i,spal}} \quad (1.20)$$

kde $R_m = 8314 \text{ J/kmol}\cdot\text{K}$ je univerzální plynová konstanta a $M_{i,spal}$ je molární hmotnost složek spalín dle tabulky 1.7.

Tabulka 1.7: Molární hmotnost složek spalín [3]

Složka	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O
$M_{i,spal}$ [kg/kmol]	44,009	28,013	39,944	18,015

Vypočtené hodnoty měrných plynových konstant složek spalín zemního plynu dle rovnice 1.20 jsou uvedeny v tabulce 1.8.

Tabulka 1.8: Hodnoty měrné plynové konstanty pro jednotlivé složky spalín

Složka	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O
r_i [J/kg·K]	188,916	296,791	208,141	461,497

Po dosazení hodnot z tabulky 1.8 a rovnic 1.14-1.17 do rovnice 1.19 jsou získány hodnoty Poissonovy konstanty pro jednotlivé složky spalín, viz tabulka 1.9.

Tabulka 1.9: Hodnoty Poissonovy konstanty pro jednotlivé složky spalín při 95 °C

Složka	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O
κ_i [-]	1,262	1,398	1,670	1,324

Celková měrná plynová konstanta spalín je dána jako součet měrných plynových konstant jednotlivých složek spalín, vynásobených příslušným hmotnostním podílem, viz rovnice níže:

$$r_0 = \sum \frac{\sigma_{i,spal}}{100} \cdot r_i \quad (1.21)$$

$$r_0 = 300,557 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Pro celkovou Poissonovu konstantu spalín platí vztah:

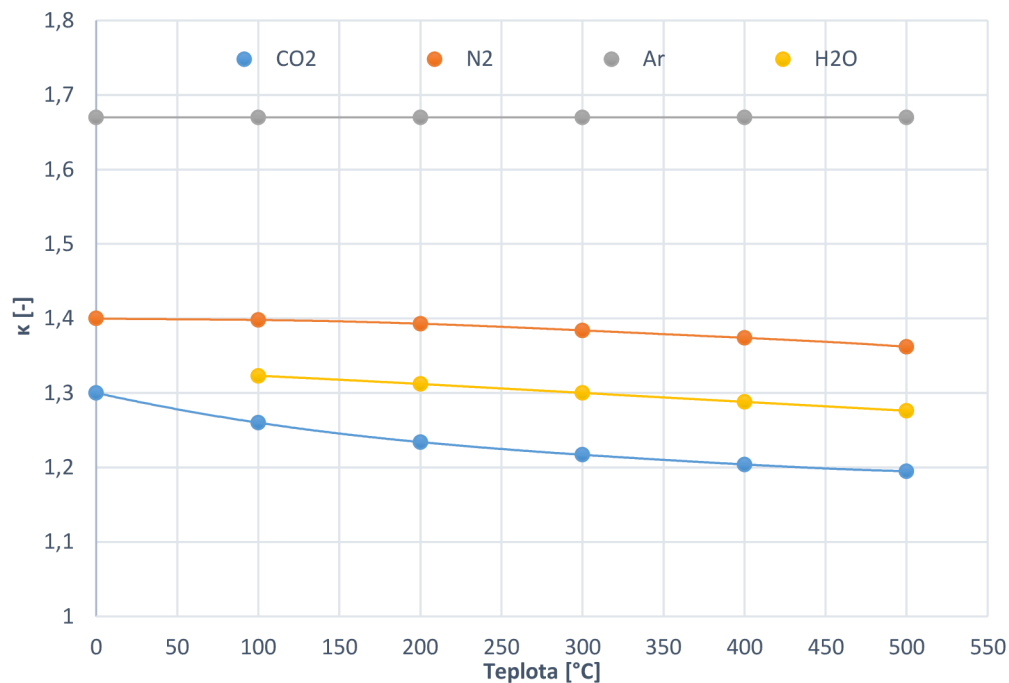
$$\kappa_0 = \sum \frac{\sigma_{i,spal}}{100} \cdot \kappa_i \quad (1.22)$$

$$\kappa_0 = 1,371$$

Další možnost výpočtu Poissonovy konstanty spalin je stejná, jako tomu bylo při výpočtu měrné tepelné kapacity spalin. V tabulce 1.10 jsou uvedeny jednotlivé hodnoty Poissonovy konstanty pro různé teploty.³

Tabulka 1.10: Hodnoty Poissonovy konstanty pro jednotlivé složky spalin [3]

Teplota [°C]	κ [-]			
	CO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O
0	1,3	1,4	1,67	-
100	1,26	1,398	1,67	1,323
200	1,234	1,393	1,67	1,312
300	1,217	1,384	1,67	1,3
400	1,204	1,374	1,67	1,288
500	1,195	1,362	1,67	1,276



Obrázek 1.2: Závislost Poissonovy konstanty složek spalin na teplotě

Rovnice polynomu pro Poissonovu konstantu CO₂ má následující tvar a pro teplotu $t = 95 \text{ °C}$ dává výsledek:

$$\begin{aligned} \kappa_{CO_2} = & 4,1667 \cdot 10^{-15} \cdot t^5 - 4,1667 \cdot 10^{-12} \cdot t^4 + 6,25 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 \\ & + 7,4167 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 - 4,7667 \cdot 10^{-4} \cdot t + 1,3 \end{aligned} \quad (1.23)$$

$$\kappa_{CO_2} = 1,262$$

³ Další postup je shodný s postupem v případě výpočtu měrné tepelné kapacity spalin, a proto není popis postupu uveden.

Rovnice polynomu pro Poissonovu konstantu N_2 má následující tvar a pro teplotu $t = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ dává výsledek:

$$\begin{aligned}\kappa_{N_2} = & -6,6667 \cdot 10^{-15} \cdot t^5 + 8,3333 \cdot 10^{-12} \cdot t^4 - 3,5 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 \\ & + 4,1667 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 - 3,4333 \cdot 10^{-5} \cdot t + 1,4\end{aligned}\quad (1.24)$$
$$\kappa_{N_2} = 1,398$$

Argon je jednoatomový prvek, pro který platí, že Poissonova konstanta je konstantní:

$$\kappa_{Ar} = 1,67 \quad (1.25)$$

Rovnice polynomu pro Poissonovu konstantu H_2O má následující tvar a pro teplotu $t = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ dává výsledek:

$$\begin{aligned}\kappa_{H_2O} = & -4,1667 \cdot 10^{-13} \cdot t^4 + 5,8333 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 - 2,9583 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 \\ & - 5,5833 \cdot 10^{-5} \cdot t + 1,331\end{aligned}\quad (1.26)$$
$$\kappa_{H_2O} = 1,324$$

Po dosazení hodnot z rovnic 1.23-1.26 do rovnice 1.22 vychází hodnota Poissonovy konstanty opět 1,371, což lze brát jako kontrolu výpočtu.

1.4 Poznámka k hodnotám fyzikálních vlastností

Výše uvedené hodnoty fyzikálních vlastností jsou dopočítány pro stav na vstupu do kompresorů a turbíny. Z grafů je však patrné, že tyto hodnoty se mění v závislosti na teplotě, tudíž v průběhu komprese a expanze se také mění.

Pro měrnou tepelnou kapacitu a Poissonovu konstantu je ve výpočtech (tam, kde je uvedeno) uvažována střední hodnota mezi počátkem a koncem komprese, potažmo expanze, a to na základě vztahu:

$$c_p(\kappa) = \frac{c_{p0}(\kappa_0) + c_{x^\circ C}(\kappa_{x^\circ C})}{2} \quad (1.27)$$

kde c_{p0} (respektive κ_0) jsou hodnoty měrné tepelné kapacity (respektive Poissonovy konstanty) na počátku komprese/expanze a $c_{x^\circ C}$ (respektive $\kappa_{x^\circ C}$) jsou hodnoty na konci komprese/expanze.

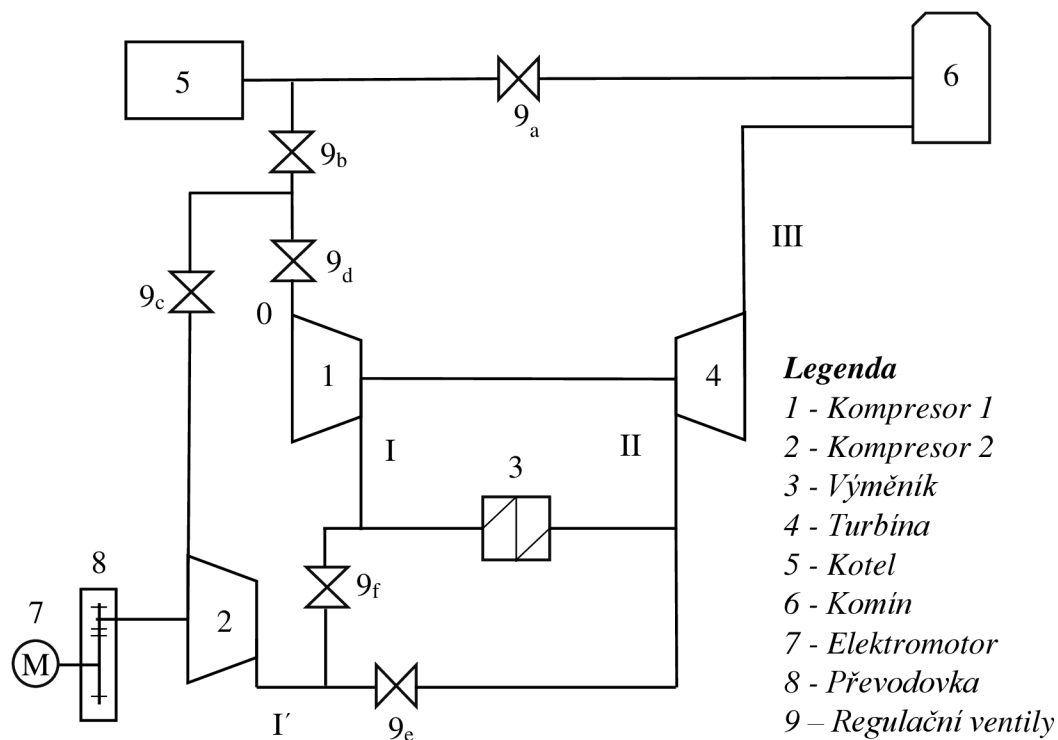
Hodnota měrné plynové konstanty, vycházející z univerzální plynové konstanty a příslušných molárních hmotností, je konstantní.

2 PRINCIP ČINNOSTI TERMODYNAMICKÉHO TEPELNÉHO ČERPADLA

2.1 Princip činnosti

Navrhované tepelné čerpadlo je instalováno za účelem využití tepelné energie spalín, které vznikají spalováním zemního plynu. Na obrázku 2.1 je uvedeno schéma tepelného čerpadla. Teplota spalín na výstupu z kotle (5) je $95\text{ }^{\circ}\text{C}$. Část spalín je vedena přes kompresor (1), ve kterém dochází k jejich stlačení, přičemž maximální teplota za kompresorem je dána ze zadání $160\text{ }^{\circ}\text{C}$. Zbylé množství spalín (výpočet tohoto množství je uveden v kapitole 2.2) je vedeno přes obtokový kompresor (2), ve kterém jsou opět stlačeny na maximální teplotu $160\text{ }^{\circ}\text{C}$. Důvodem rozdělení hmotnostního toku spalín je skutečnost, že výkon turbíny není dostatečný na pokrytí příkonu kompresoru 1 při stejném hmotnostním průtoku spalín. Snížením množství spalín na kompresor 1 dojde ke snížení jeho příkonu.

Stlačené spaliny dále proudí potrubím přes výměník (3), ve kterém předají teplo a ochladí se na počáteční teplotu, do turbíny (4). V turbíně, která je na společné hřídeli s kompresorem 1, který pohání, dochází k expanzi na barometrický tlak. Obtokový kompresor (2) je poháněn elektromotorem (7) s integrovanou převodovkou (8). Základní režimy tepelného čerpadla jsou uvedeny v dalším textu.



Obrázek 2.1: Schéma termodynamického tepelného čerpadla

Havarijní režim/režim odstávky

Tepelné čerpadlo v tomto režimu nepracuje, všechny spaliny z kotle proudí přes plně otevřený ventil 9_a do komínu, ventil 9_b je uzavřen. Odstávka systému může být zapříčiněna opravou nebo revizí některé z komponent. V případě havarijního režimu se ventil 9_b automaticky uzavře.

Spouštěcí režim

V tomto případě je částečně uzavřen ventil 9_a a otevřen ventil 9_b . Na počátku spouštění systému proudí spaliny přes ventil 9_c a ventil 9_e na turbínu, ventil 9_f a 9_d je uzavřen. V momentě, kdy se turbína rozběhne, pomalu se otevírá ventil 9_d a zároveň se přivírá ventil 9_a tak, aby hmotnostní průtok spalin soustrojím byl 20 kg/s. Otevírání ventilů by mělo být pozvolné, neboť celý systém by měl pracovat bez větších dynamických změn.

Provozní režim

Otevřený ventil 9_b je navržen na maximální průtok spalin 20 kg/s. V případě, že by kotel pracoval na vyšší výkon a množství spalin by se zvětšilo, přebytek bude veden přes částečně otevřený ventil 9_a komínem do okolí. V případě provozního režimu jsou rovněž otevřeny ventily 9_c a 9_d . Tyto jsou navrženy na hmotnostní průtoky spalin dle tabulky 2.2 s částečnou rezervou. Dále je také otevřen ventil 9_f a naopak uzavřen ventil 9_e z toho důvodu, aby stlačené spaliny z kompresoru 2 odevzdaly teplo ve výměníku.

2.2 Odhad hmotnostních průtoků

Pro další výpočty je nezbytné odhadnout hmotnostní průtoky jednotlivými kompresory tak, aby platila rovnost:

$$P_t = P_{k1} \quad (2.1)$$

Pro určení výkonu turbíny P_t a příkonu kompresoru komandéru P_{k1} je třeba zvolit některé parametry, a to tak, aby teplota na výstupu z kompresorů nepřesahovala maximální dovolenou hodnotu. Zvolené hodnoty pro výpočet průtoků jsou uvedeny v tabulce 2.1. Spolu s nimi jsou uvedeny také hodnoty základních fyzikálních veličin, vypočtených v úvodní kapitole této práce.

Tabulka 2.1: Odhadnuté hodnoty pro výpočet hmotnostních průtoků prvky čerpadla

Veličina	Hodnota
Účinnost kompresoru 1	$\eta_{k1} = 0,84$
Účinnost turbíny	$\eta_t = 0,84$
Kompresní poměr kompresoru 1	$\pi_{k1} = 1,7$
Střední měrná tepelná kapacita komprese (rovnice 1.27)	$c_{pk} = 1131 \text{ J/kgK}$
Střední měrná tepelná kapacita expanze (rovnice 1.27)	$c_{pe} = 1118 \text{ J/kgK}$
Poissonova konstanta	$\kappa = 1,371$
Zadaný průtok spalin soustrojím = průtok turbínou	$\dot{m}_{sp} = \dot{m}_t = 20 \text{ kg/s}$

Pro výkon turbíny platí rovnice:

$$P_t = \dot{m}_t \cdot c_{pe} \cdot \Delta T_t \quad (2.2)$$

$$P_t = 923,2 \text{ kW}$$

kde rozdíl teplot před a za turbínou se dá pro úvodní výpočet přibližně vyjádřit vztahem:

$$\Delta T_t = T_{II} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{k1}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \cdot \eta_t \quad (2.3)$$

$$\Delta T_t = 41,3 \text{ K}$$

Pro příkon kompresoru 1 platí rovnice:

$$P_{k1} = \dot{m}_{k1} \cdot c_{pk} \cdot \Delta T_{k1} \quad (2.4)$$

kde pro změnu teploty při kompresi platí:

$$\Delta T_{k1} = \frac{T_0 \cdot \left(\pi_{k1}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}{\eta_{k1}} \quad (2.5)$$

$$\Delta T_{k1} = 67,5 \text{ K}$$

Hmotnostní průtok kompresorem se pak určí z rovnice 2.4, kde za příkon P_{k1} je dosazen výkon turbíny P_t dle rovnic 2.1 a 2.2:

$$\dot{m}_{k1} = \frac{P_{k1}}{c_{pk} \cdot \Delta T_{k1}} \quad (2.6)$$

$$\dot{m}_{k1} = 12,1 \text{ kg/s}$$

Hmotnostní průtok obtokovým kompresorem je dán průtokem turbínou, poníženým o průtok kompresorem 1:

$$\dot{m}_{k2} = \dot{m}_t - \dot{m}_{k1} \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_{k2} = 7,9 \text{ kg/s}$$

Pro prvotní výpočty byly použity tyto hodnoty hmotnostních průtoků, ovšem po dopočítání výkonu turbíny a příkonu kompresoru neplatila rovnice 2.1, a to z důvodu, že výpočet výše je pouze orientační a nezahrnuje například rychlosti spalin na vstupu a výstupu z kompresoru a turbíny či snížení tlaku ve výměníku tepla, které má vliv na tlak na vstupu do turbíny a také na výkon turbíny. Pomocí doplňku Solver v programu Excel byly optimalizací určeny hmotnostní průtoky tak, aby rovnice 2.1 platila. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2.2.

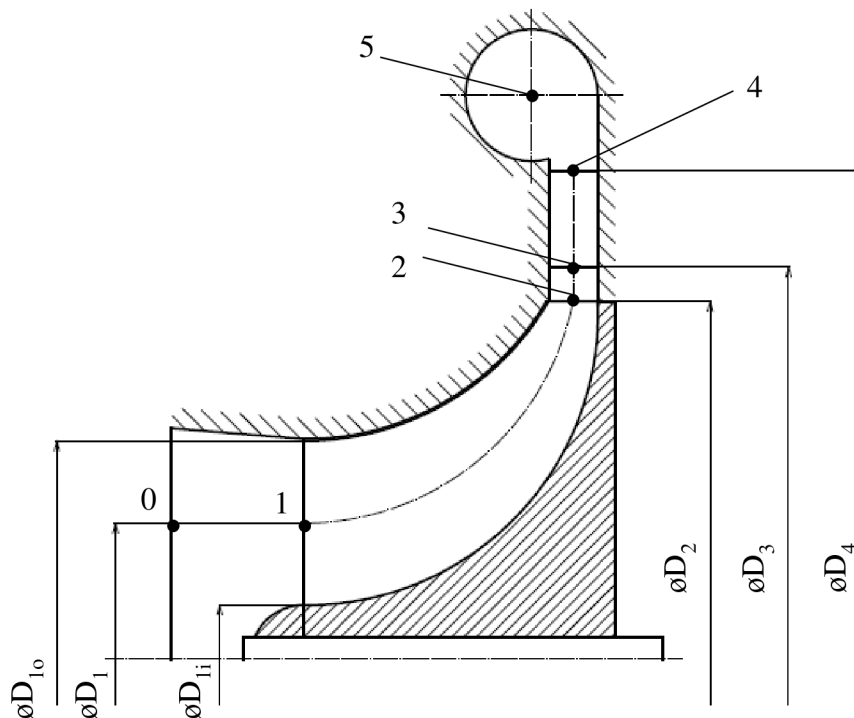
Tabulka 2.2: Dále používané hodnoty hmotnostních průtoků

Veličina	Hodnota
Hmotnostní průtok spalin kompresorem 1	$\dot{m}_{k1} = 10,9 \text{ kg/s}$
Hmotnostní průtok spalin kompresorem 2	$\dot{m}_{k2} = 9,1 \text{ kg/s}$
Hmotnostní průtok spalin turbínou	$\dot{m}_t = 20 \text{ kg/s}$

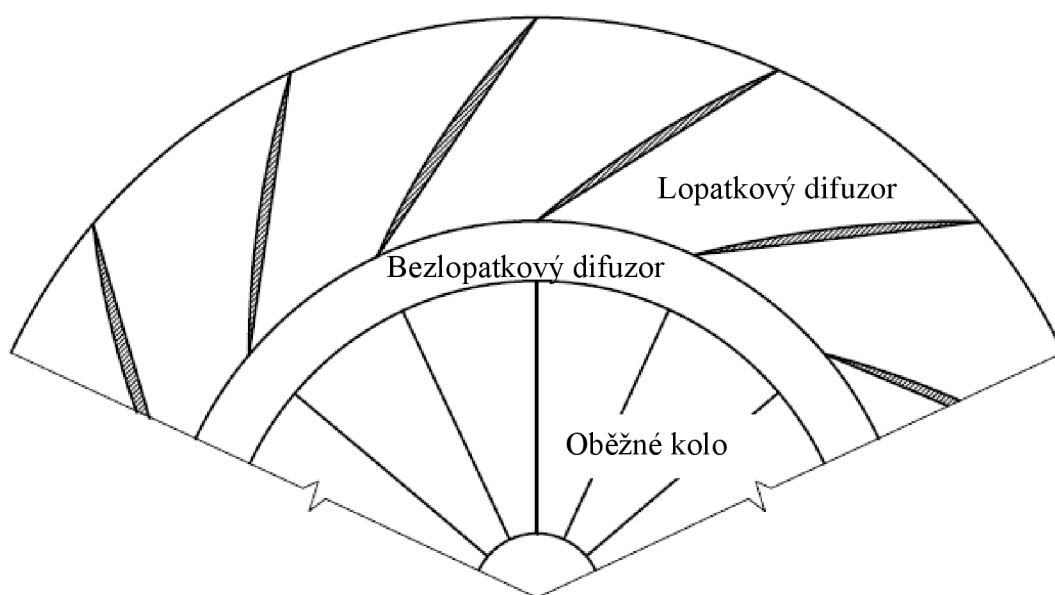
3 NÁVRH KOMPRESORŮ

3.1 Teoretický úvod

Prvním navrhovaným prvkem je kompresor. Cílem kompresoru je stlačit spaliny na vyšší tlak a zvýšit jejich tepelnou energii, čehož se pak využívá ve výměníku tepla, který toto teplo odebírá. Kompresor je navrhován jako radiálně axiální. Příslušné řezy radiálně axiálním kompresorem (bez měřítka) jsou na obrázku 3.1 a 3.2.



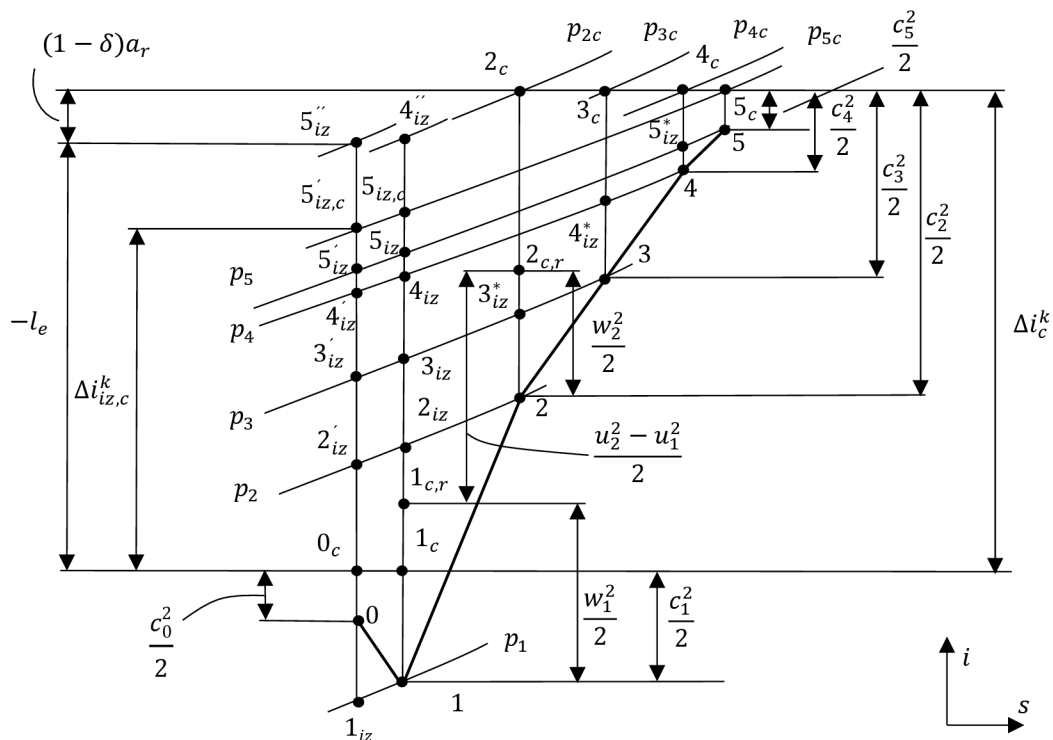
Obrázek 3.1: Podélný řez stupněm radiálně axiálního kompresoru [vlastní]



Obrázek 3.2: Příčný řez radiálně axiálním kompresorem [vlastní]

Axiální vstupní část mezi body 0-1 je vstupní konfuzor, ve kterém dochází ke zvýšení rychlosti spalin a snížení tlaku. Následuje úsek 1-2, oběžné kolo, ve kterém dochází k přeměně mechanické energie rotačního pohybu kola na tepelnou, tlakovou a kinetickou energii spalin. Dále navazuje úsek 2-3, což je bezlopatkový difuzor, dále lopatkový difuzor, vymezený úsekem 3-4. V difuzorech dochází ke zvýšení tlakové energie spalin na úkor energie kinetické. Výstupní úsek 4-5 je spirální skříň, která slouží k odvodu spalin dále k výměníku tepla.

V následujících kapitolách jsou vypočteny termodynamické veličiny v jednotlivých částech kompresorů, je uveden výpočet rychlosti spalin v uzlových bodech kompresorů a také jsou vypočteny základní rozměry pro konstrukční návrh kompresorů. Výpočet vychází z i - s digramu komprese, který lze sledovat na obrázku 3.3.



Obrázek 3.3: i - s diagram průběhu izoentropické a reálné komprese
[vytvořeno dle 5, strana 278]

Navrhované tepelné čerpadlo obsahuje dva kompresory, jejichž výpočet je však stejný, a tak je zvolen následující způsob řešení: u každé kapitoly jsou uvedeny jednotlivé rovnice výpočtu, které jsou očíslovány. Vypočtené hodnoty pro oba kompresory jsou uvedeny na konci každé kapitoly v tabulkách (výsledky pro kompresor 1 jsou ve sloupcích K1, pro kompresor 2 ve sloupcích K2). Poslední sloupec, značený č.r, značí číslo rovnice.

3.2 Vstupní konfuzor

Jako první je uveden výpočet vstupního konfuzoru. Pro výpočet stavových veličin, ze kterých pak je dopočten průměr konfuzoru, je potřeba odhadnout rychlost spalin na vstupu do konfuzoru. Volená hodnota vstupní rychlosti $c_0 = 75$ m/s platí pro oba kompresory.

3.2.1 Určení stavových veličin na vstupu do konfuzoru

Teplota spalin na vstupu do kompresoru je z principu měření teploty v potrubí brána jako celková:

$$T_{0c} = 95 + 273,15 = 368,15 \text{ K} \quad (3.1)$$

Barometrický tlak před kompresorem je uvažován jako statický na vstupu do kompresoru (statický tlak za turbínou je ze zadání také barometrický):

$$p_0 = 101325 \text{ Pa} \quad (3.2)$$

Pro entalpii v bodě 0_c platí:

$$i_{0c} = c_{p0} \cdot T_{0c} \quad (3.3)$$

Pro teplotu v bodě 0 platí následující vztah:

$$T_0 = T_{0c} - \frac{c_0^2}{2 \cdot c_{p0}} \quad (3.4)$$

Pro celkový tlak na vstupu do kompresoru pak platí rovnice:

$$p_{0c} = p_0 \cdot \left(\frac{T_{0c}}{T_0}\right)^{\frac{\kappa_0}{\kappa_0-1}} \quad (3.5)$$

S využitím i-s diagramu komprese z obrázku 3.3 platí pro entalpii v bodě 0 vztah:

$$i_0 = i_{0c} - \frac{c_0^2}{2} \quad (3.6)$$

Pro hustotu v bodě 0 platí:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{r \cdot T_0} \quad (3.7)$$

Tabulka 3.1: Vypočtené hodnoty stavových veličin na vstupu do konfuzoru

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Bod 0_c					
Teplota	T_{0c}	368,15	368,15	K	3.1
Tlak	p_{0c}	103890,5	103890,5	Pa	3.5
Entalpie	i_{0c}	413733,3	413733,3	J/kg	3.3
Bod 0					
Teplota	T_0	365,7	365,7	K	3.4
Tlak	p_0	101325	101325	Pa	3.2
Entalpie	i_0	410920,8	410920,8	J/kg	3.6
Hustota	ρ_0	0,92	0,92	kg/m ³	3.7

3.2.2 Výpočet průměru vstupního konfuzoru

Pro průměr vstupního konfuzoru platí rovnice:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_k}{\pi \cdot \rho_0 \cdot c_0}} \quad (3.8)$$

Tabulka 3.2: Vypočtené hodnoty průměrů vstupního konfuzoru

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Průměr vstupního konfuzoru	D_0	450	410	mm	3.8

3.3 Oběžné kolo

Tato kapitola pojednává o návrhu oběžného kola kompresoru. Tabulka 3.3 obsahuje hodnoty, které jsou použity pro výpočet. Tyto hodnoty bylo nutné odhadnout na základě doporučené literatury s ohledem na další výpočty, a dále pak konzultovat se školitelem.

Tabulka 3.3: Zvolené hodnoty pro návrh oběžných kol kompresorů

Veličina	Volená hodnota	
	Kompresor 1	Kompresor 2
<i>důvod volby</i>		
Kompresní poměr		
- dán výstupní teplotou $t_{max} = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\pi_{k1} = 1,7$	$\pi_{k2} = 1,7$
Izoentropické účinnost kompresoru celková		
- účinnost až 0,9, doporučená školitelem	$\eta_{k1,iz,c} = 0,84$	$\eta_{k2,iz,c} = 0,84$
Poměr průměrů oběžného kola		
- obvykle $D_{1o}/D_2 = 0,45-0,65$ [5, strana 289]	$D_{1o}/D_2 = 0,57$	$D_{1o}/D_2 = 0,565$
Počet lopatek oběžného kola		
- dle konzultace s školitelem a dle [8, strana 12]	$z_{k1} = 24$	$z_{k2} = 24$
Průtokový součinitel		
- rozsah $\varphi = 0,25-0,35$ [5, strana 289]	$\varphi = 0,35$	$\varphi = 0,35$
Rychlostní součinitel		
- volen dle [7, strana 328]	$\varphi_r = 0,97$	$\varphi_r = 0,97$
Součinitel skluzu odhadovaný		
- rozsah $\mu = 0,86-0,92$ [8, strana 7]	$\mu_{odh} = 0,9$	$\mu_{odh} = 0,9$
Součinitel ventilační ztráty		
- obvykle $\alpha = 0,04-0,08$ [5, strana 277]	$\alpha = 0,06$	$\alpha = 0,065$
Otáčky kompresoru		
- dány optimalizací	$n_{k1} = 7800 \text{ min}^{-1}$	$n_{k2} = 8400 \text{ min}^{-1}$
Tloušťka lopatky		
- rozsah $t_{2L} = 1-5 \text{ mm}$	$t_{2L} = 5 \text{ mm}$	$t_{2L} = 5 \text{ mm}$

3.3.1 Úvodní výpočty

Pro další výpočty je používána střední hodnota měrné tepelné kapacity $c_p = 1131 \text{ J/kgK}$ a Poissonovy konstanty $\kappa = 1,369$ dle vztahu 1.27, kdy teplota na konci komprese pro výpočet těchto parametrů byla volena $t_{\max} = 160 \text{ °C}$ a následně po celém výpočtu byl výpočet proveden znovu pro skutečnou teplotu na konci komprese.

Izoentropický entalpický spád při průchodu spalin kompresorem je dán vztahem:

$$\Delta i_{iz,c}^k = c_p \cdot T_{0c} \cdot (\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) \quad (3.9)$$

Celková změna entalpie při skutečném ději je dána rovnicí:

$$\Delta i_c^k = \frac{\Delta i_{iz,c}^k}{\eta_{k,iz,c}} \quad (3.10)$$

Pro kola s axiálním vstupem s radiálními lopatkami (výstupní úhel lopatky $\beta_{2L} = 0 \text{ °}$) platí pro obvodovou rychlost na výstupu z oběžného kola vztah [5, strana 281]⁴:

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i_c^k}{\mu_{odh} + (1 - \delta) \cdot \alpha}} \quad (3.11)$$

kde $\delta = 0,5$ je součinitel rozdělení tepelného toku z ventilační ztráty rotoru.

Pro radiální složky absolutní a relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola platí vztah:

$$c_{2r} = w_{2r} = u_2 \cdot \varphi \quad (3.12)$$

Pro hodnotu absolutní rychlosti na vstupu do oběžného kola platí v případě axiálního vstupu (vstupní úhel absolutní rychlosti $\alpha_1 = 0 \text{ °}$) následující rovnost:

$$c_{1a} = c_1 = c_{2r} \quad (3.13)$$

Tabulka 3.4: Vypočtené hodnoty kapitoly úvodní výpočty

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Izoentropická změna entalpie	$\Delta i_{iz,c}^k$	64029,1	64029,1	J/kg	3.9
Skutečná změna entalpie	Δi_c^k	76225,1	76225,1	J/kg	3.10
Obvodová rychlost na výstupu	u_2	286,3	285,9	m/s	3.11
Radiální složka rychlosti c_2	c_{2r}	100,2	100,1	m/s	3.12
Absolutní rychlost na vstupu	c_1	100,2	100,1	m/s	3.13
Axiální složka rychlosti c_1	c_{1a}	100,2	100,1	m/s	3.13

⁴ Odhadovaný součinitel ventilační ztráty α je třeba zkontrolovat podle dále vypočtených hodnot. Pro kontrolu je uveden vzorec 3.58.

3.3.2 Určení stavových veličin na vstupu do oběžného kola

Pro teplotu v bodě 1_{iz} platí následující vztah:

$$T_{1iz} = T_{0c} - \frac{c_{1iz}^2}{2 \cdot c_p} \quad (3.14)$$

kde izoentropická rychlost na vstupu do oběžného kola se určí z rovnice:

$$c_{1iz} = \frac{c_1}{\varphi_r} \quad (3.15)$$

Pro tlaky platí:

$$p_{1iz} = p_1 = p_{0c} \cdot \left(\frac{T_{1iz}}{T_{0c}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.16)$$

Pro teplotu v bodě 1 platí následující vztah:

$$T_1 = T_{1c} - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p}; T_{1c} = T_{0c} \quad (3.17)$$

Pro hustotu v bodě 1 platí ze stavové rovnice:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} \quad (3.18)$$

Pro entalpii v bodě 1 platí:

$$i_1 = i_{1c} - \frac{c_1^2}{2}; i_{1c} = i_{0c} \quad (3.19)$$

Pro tlak v bodě 1_c platí:

$$p_{1c} = p_1 \cdot \left(\frac{T_{1c}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.20)$$

Tabulka 3.5: Vypočtené hodnoty stavových veličin na vstupu do oběžného kola

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Bod 1_{iz}					
Teplota	T _{1iz}	363,4	363,4	K	3.14
Izoentropická rychlost vstupní	c _{1iz}	103,3	103,2	m/s	3.15
Tlak	p _{1iz}	99037,3	99050,1	Pa	3.16
Bod 1					
Teplota	T ₁	363,7	363,7	K	3.17
Tlak	p ₁	99037,3	99050,1	Pa	3.16
Hustota	ρ ₁	0,91	0,91	kg/m ³	3.18
Entalpie	i ₁	408713,1	408726,5	J/kg	3.19

Tabulka 3.5: Vypočtené hodnoty stavových veličin na vstupu do oběžného kola (pokračování)

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Bod 1c					
Teplota	T_{1c}	368,15	368,15	K	3.17
Entalpie	i_{1c}	413733,3	413733,3	J/kg	3.19
Tlak	p_{1c}	103595,4	103596,2	Pa	3.20

3.3.3 Výpočet průměrů oběžného kola

Před výpočtem rychlostí spalin na vstupu do a výstupu z oběžného kola je třeba vyčíslit průměry oběžného kola, které jsou potřebné pro výpočet obvodových rychlostí. Průměry jsou zaokrouhleny na celá čísla tak, aby bylo snazší kolo vyrobit a dodržet rozměry.

Pro výstupní průměr platí:

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n_k} \quad (3.21)$$

Vstupní vnější průměr lze vyčíslit na základě navrhnutého poměru průměrů kol pomocí vztahu:

$$D_{1o} = D_2 \cdot \frac{D_{1o}}{D_2} \quad (3.22)$$

Pro vnitřní vstupní průměr platí:

$$D_{1i} = \sqrt{D_{1o}^2 - \frac{4 \cdot \dot{m}_k}{\pi \cdot \rho_1 \cdot c_1}} \quad (3.23)$$

Pro střední kvadratický vstupní průměr oběžného kola kompresoru platí následující vztah:

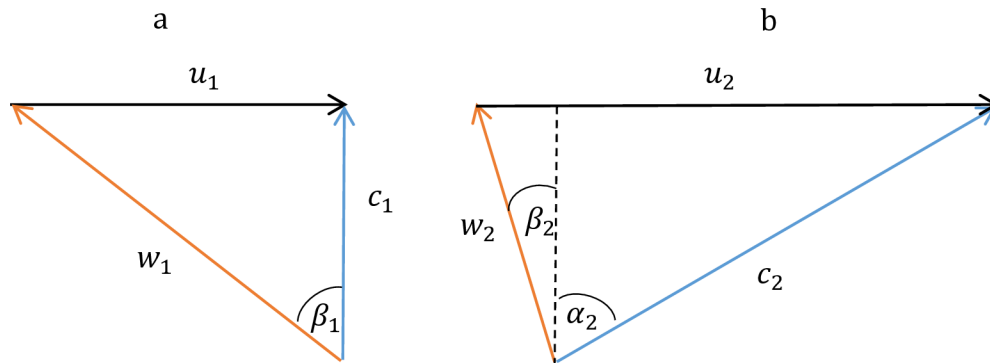
$$D_1 = \sqrt{\frac{D_{1o}^2 + D_{1i}^2}{2}} \quad (3.24)$$

Tabulka 3.6: Vypočtené průměry oběžného kola kompresoru

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Výstupní průměr	D_2	700	650	mm	3.21
Vstupní průměr vnější	D_{1o}	400	370	mm	3.22
Vstupní průměr vnitřní	D_{1i}	85	85	mm	3.23
Vstupní průměr střední	D_1	289	268	mm	3.24

3.3.4 Výpočet rychlostí na vstupu do a výstupu z oběžného kola

Pro další výpočty je třeba znát rychlosti spalin na vstupu do a výstupu z oběžného kola kompresoru, a to jak celkových, tak relativních a obvodových. Výpočet je proveden na základě rychlostních trojúhelníků, které jsou uvedeny na obrázku 3.4 ⁵.



Obrázek 3.4: Rychlostní trojúhelníky na vstupu do (a) a výstupu z (b) oběžného kola kompresoru

Vstupní rychlosti

Hodnoty obvodových rychlostí na vstupu do oběžného kola kompresoru lze vyčíslit z následujících rovnic (pro vnitřní, střední a vnější průměr na vstupu do oběžného kola):

$$u_{1i} = \frac{\pi \cdot D_{1i} \cdot n_k}{60} \quad (3.25)$$

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_k}{60} \quad (3.26)$$

$$u_{1o} = \frac{\pi \cdot D_{1o} \cdot n_k}{60} \quad (3.27)$$

Relativní rychlosti spalin v jednotlivých průměrech se určí z rychlostních trojúhelníků:

$$w_{1i} = \sqrt{c_1^2 + u_{1i}^2} \quad (3.28)$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} \quad (3.29)$$

$$w_{1o} = \sqrt{c_1^2 + u_{1o}^2} \quad (3.30)$$

⁵ Jedná se o teoretické rychlostní trojúhelníky, tak jako u všech dále uvedených, a slouží především k orientaci ve značení jednotlivých veličin. Skutečné rychlostní trojúhelníky oběžných kol kompresorů a turbíny jsou uvedeny v příloze 1 této práce.

Výstupní rychlosti

Pro obvodovou složku absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola platí [5, strana 279]:

$$c_{2u} = u_2 \cdot \mu \quad (3.31)$$

kde skutečná hodnota součinitele skluzu se určí dle Stečkinova vztahu [5, strana 280] ⁶:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_k} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}} \quad (3.32)$$

Procentuální chyba odhadovaných a skutečných hodnot se spočte dle vztahu:

$$x_{er} = \frac{x - x_{odh}}{x} \cdot 100 \quad (3.33)$$

kde za x se dosadí příslušná veličina a koeficient odh značí odhadovanou hodnotu veličiny x (skutečná hodnota veličiny je bez indexu). Tento vzorec je používán také pro kontrolu dalších odhadovaných parametrů.

Hodnotu absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola kompresoru lze vyčíslit ze vztahu:

$$c_2 = \sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2} \quad (3.34)$$

Pro relativní rychlost spalin na výstupu z oběžného kola kompresoru platí z rychlostního trojúhelníku vztah:

$$w_2 = \sqrt{(u_2 - c_{2u})^2 + c_{2r}^2} \quad (3.35)$$

Určení úhlů rychlostí

Úhly rychlostí na vstupu do a výstupu z oběžného kola se vypočítají s využitím příslušných rychlostních trojúhelníků a základních goniometrických funkcí.

Úhel relativní rychlosti na vstupu do oběžného kola kompresoru:

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{c_1}{w_1}\right) \quad (3.36)$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola kompresoru:

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2r}}{c_2}\right) \quad (3.37)$$

⁶ Existují také další empirické vzorce pro určení součinitele skluzu, například Pfeleidererův, nebo Stodolův vztah, které ovšem platí pro lopatky ne čistě radiální ($\beta_{2L} \neq 0$). Dle [8, strana 12] je možné ve výpočtu pokračovat, pokud chyba odhadované a skutečné hodnoty je menší, jak 2 %.

Úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola kompresoru:

$$\beta_2 = \arccos\left(\frac{c_{2r}}{w_2}\right) \quad (3.38)$$

Kontrola Machova čísla

Při výpočtu je třeba kontrolovat hodnotu Machova čísla v místě nejvyšší rychlosti, které by nemělo přesahovat hodnotu 0,8 [5]. Tuto hodnotu je třeba kontrolovat během celého výpočtu.

$$Ma_{1o} = \frac{w_{1o}}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_1}} \quad (3.39)$$

Tabulka 3.7: Vypočtené hodnoty rychlostí v oběžném kole, určení úhlů rychlostí

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Vstupní rychlosti					
Obvodová					
- na vnitřním průměru	u_{1i}	34,5	36,2	m/s	3.25
- na středním průměru	u_1	117,9	117	m/s	3.26
- na vnějším průměru	u_{1o}	163,2	161,5	m/s	3.27
Relativní					
- na vnitřním průměru	w_{1i}	106	106,4	m/s	3.28
- na středním průměru	w_1	154,8	154	m/s	3.29
- na vnějším průměru	w_{1o}	191,5	190	m/s	3.30
Výstupní rychlosti					
Obvodová složka rychlosti c_2	c_{2u}	259,1	258,8	m/s	3.31
Skutečný součinitel skluzu	μ	0,905	0,905	-	3.32
Chyba odhadované hodnoty	μ_{er}	0,55	0,55	%	3.33
Absolutní rychlost	c_2	277,8	277,5	m/s	3.34
Relativní rychlost	w_2	103,8	103,7	m/s	3.35
Úhly rychlostí					
Relativní na vstupu	β_1	49,65	49,47	°	3.36
Absolutní na výstupu	α_2	68,85	68,86	°	3.37
Relativní na výstupu	β_2	15,20	15,17	°	3.38
Machovo číslo	Ma_{1o}	0,5	0,5	-	3.39

3.3.5 Určení ztrát v oběžném kole

Pro určení stavových veličin na výstupu z oběžného kola kompresoru je nutné určit energetické ztráty v oběžném kole kompresoru. Pro výpočet vstupní ztráty a ztráty při průtoku oběžným kolem kompresoru je zapotřebí zvolit součinitele ztrát, jejichž hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.8. Pro oba kompresory jsou součinitele zvoleny stejně.

Tabulka 3.8: Součinitele ztrát

Součinitel ztrát	Rozsah	Volená hodnota
Vstupní ξ_{vst}	$\xi_{vst} = 0,1-0,15$ [5, strana 297]	$\xi_{vst} = 0,12$
Při průtoku oběžným kolem ξ_{1-2}	$\xi_{1-2} = 0,1-0,3$ [5, strana 298]	$\xi_{1-2} = 0,13$

Pro ztrátu na vstupu do oběžného kola kompresoru platí rovnice [5, strana 297]:

$$z_{vst} = \xi_{vst} \cdot \frac{c_1^2}{2} \quad (3.40)$$

Pro ztrátu při průtoku oběžným kolem kompresoru platí rovnice [5, strana 298]:

$$z_{1-2} = \xi_{1-2} \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad (3.41)$$

Pro ventilační ztrátu platí [5, strana 302]:

$$z_{vent} = \alpha_{20} \cdot u_2^2 \quad (3.42)$$

kde součinitel α_{20} lze vyčíslit z rovnice [5, strana 301]:

$$\alpha_{20} = \alpha_0 + (1 + \alpha_0) \cdot \frac{2 \cdot \gamma \cdot \delta_a}{\frac{D_1 + D_2}{2} + b_{2,odh}} \quad (3.43)$$

kde součinitel γ se volí z rozsahu 0,9-1, δ_a je vůle mezi lopatkami a stěnou skříně oběžného kola, $b_{2,odh}$ je odhadnutá šířka kola na výstupu z oběžného kola (oba rozměry se musí dosazovat v m) a součinitel α_0 je vypočten ze vztahu [5, strana 301]:

$$\alpha_0 = \frac{1}{\frac{b_{2,odh}}{D_2} \cdot \frac{c_{2r}}{u_2}} \cdot \left(0,000148 + 0,013 \cdot \frac{z_k \cdot \delta_a}{D_2} \right) \quad (3.44)$$

Tabulka 3.9: Vypočtené hodnoty ztrát v oběžném kole kompresoru

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Vstupní ztráta	z_{vst}	602,4	600,8	J/kg	3.40
Při průtoku oběžným kolem	z_{1-2}	1556,7	1541,4	J/kg	3.41
Ventilační ztráta	z_{vent}	1582,3	1680,3	J/kg	3.42
Součinitel α_{20}	α_{20}	0,019	0,021	-	3.43
Součinitel Υ	Υ	1	1	-	-
Vůle mezi lopatkami a stěnou	δ_a	0,5	0,5	mm	-
Šířka kola na výstupu (odhad)	$b_{2,odh}$	47	43	mm	-
Součinitel α_0	α_0	0,016	0,017	-	3.44

3.3.6 Určení stavových veličin na výstupu z oběžného kola

Pro entalpii v bodě 2 platí vztah:

$$i_2 = i_1 + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} \quad (3.45)$$

Pro teplotu v bodě 2 pak platí vztah:

$$T_2 = \frac{i_2}{c_p} \quad (3.46)$$

Pro tlaky v bodě 2_{iz} a 2 platí:

$$p_{2,iz} = p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_{2,iz}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.47)$$

kde pro teplotu v bodě 2_{iz} platí vztah:

$$T_{2iz} = T_2 - \frac{z_{vst} + z_{1-2} + z_{vent}}{c_p} \quad (3.48)$$

Pro hustotu v bodě 2 platí ze stavové rovnice:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2} \quad (3.49)$$

Pro teplotu v bodě 2_c platí:

$$T_{2c} = T_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} \quad (3.50)$$

Pro entalpii v bodě 2_c platí:

$$i_{2c} = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (3.51)$$

Pro tlak v bodě 2_c platí:

$$p_{2c} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{2c}}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.52)$$

Kontrola Machova čísla

$$Ma_2 = \frac{c_2}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_2}} \quad (3.53)$$

Tabulka 3.10: Vypočtené hodnoty stavových veličin na výstupu z oběžného kola

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Bod 2					
Entalpie	i_2	449323,6	449229,9	J/kg	3.45
Teplota	T_2	397,1	397	K	3.46
Tlak	p_2	132994	132801,5	Pa	3.47
Hustota	ρ_2	1,11	1,11	kg/m ³	3.49
Bod 2_{iz}					
Tlak	p_{2iz}	132994	132801,5	Pa	3.47
Teplota	T_{2iz}	393,8	393,6	K	3.48
Bod 2_c					
Teplota	T_{2c}	431,2	431	K	3.50
Entalpie	i_{2c}	487900,6	487719,4	J/kg	3.51
Tlak	p_{2c}	180548,1	180177,8	Pa	3.52
Machovo číslo	Ma_2	0,69	0,69	-	3.53

3.3.7 Stanovení šířky lopatek oběžného kola

Šířka lopatek na vstupu do oběžného kola kompresoru se určí z vnitřního a vnějšího průměru kola dle vztahu:

$$b_1 = \frac{D_{1o} - D_{1i}}{2} \quad (3.54)$$

Z rovnice kontinuity [5, strana 291]:

$$\dot{m}_k = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \sigma_{2L} \cdot \rho_2 \cdot c_{2r} \quad (3.55)$$

Ize vyjádřit rovnice pro šířku lopatek na výstupu z oběžného kola kompresoru ve tvaru:

$$b_2 = \frac{\dot{m}_k}{\pi \cdot D_2 \cdot \sigma_{2L} \cdot \rho_2 \cdot c_{2r}} \quad (3.56)$$

kde člen σ_{2L} je poměrná plocha lopatek a pro jeho výpočet platí vztah [5, strana 291]:

$$\sigma_{2L} = 1 - \frac{z_k \cdot t_{2L}}{\pi \cdot D_2 \cdot \cos(\beta_{2L})} \quad (3.57)$$

Kontrola zvoleného součinitele ventilační ztráty

V úvodním výpočtu je uvedeno, že je potřeba zkontrolovat hodnotu součinitele ventilační ztráty, odhadnuté z uvedené literatury. Součinitel by měl ležet v intervalu, který je dán rovnicí [5, strana 277]:

$$\alpha = \frac{0,735 \cdot 10^{-3} \cdot \beta}{\pi} \cdot \frac{1}{\frac{b_2}{D_2}} \cdot \frac{1}{\frac{c_{2r}}{u_2}} \quad (3.58)$$

kde za součinitel β se dosazuje pro kola bez krycího kotouče hodnota 6-8 [5, strana 277].

Tabulka 3.11: Vypočtené šířky lopatek oběžných kol kompresorů, kontrola součinitele ventilační ztráty

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Šířka lopatek na vstupu	b_1	157,5	142,5	mm	3.54
Šířka lopatek na výstupu	b_2	47	43	mm	3.56
Poměrná plocha lopatek	σ_{2L}	0,946	0,941	-	3.57
Interval součinitele vent. ztrát	α	0,059-0,08	0,061-0,08	-	3.58

3.4 Bezlopatkový difuzor

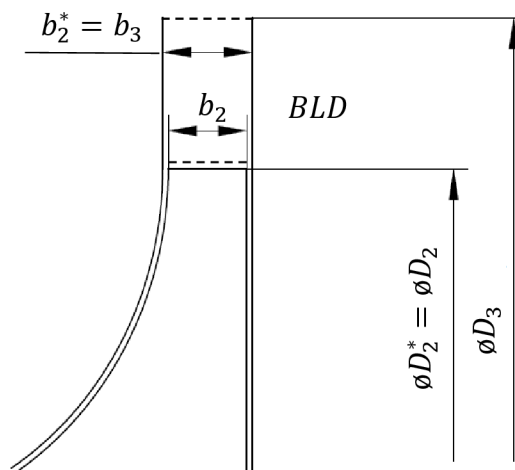
Bezlopatkový difuzor (BLD) je umístěn mezi oběžným kolem kompresoru a lopatkovým difuzorem (LD). Konstrukčně se jedná o prostor mezi dvěma rovnoběžnými kruhovými deskami, viz kapitola 7. Tabulka 3.12 zobrazuje zvolené hodnoty pro návrh BLD, které byly vyhledány dle uvedené literatury. Pro oba kompresory jsou zvoleny stejné parametry.

Tabulka 3.12: Zvolené parametry pro návrh BLD

Veličina	Rozsah	Volená hodnota
Poměr průměrů	$D_3/D_2^* = 1,05-1,15$ [8, strana 16]	$D_3/D_2^* = 1,1$
Poměr hustot	$\rho_3/\rho_2^* = 1,07-1,09$ [8, strana 17]	$\rho_3/\rho_2^* = 1,06$

3.4.1 Rozměry BLD

Obrázek 3.5 zobrazuje rozměry BLD pro snadnější orientaci v dalších výpočtech. Pro vstupní rozměry BLD je značení doplněno pravým horním indexem formou hvězdičky.



Obrázek 3.5: Rozměry BLD [vlastní]

Pro vstupní šířku BLD platí následující vztah, přičemž hodnota Δb_2 značí rozšíření vstupní části difuzoru. Hodnota rozšíření se volí 0,6-0,8 mm [8, strana 15]. Zvolená hodnota $\Delta b_2 = 0,8$ mm:

$$b_2^* = b_2 + \Delta b_2 \quad (3.59)$$

Pro výstupní šířku platí:

$$b_3 = b_2^* \quad (3.60)$$

Průměr BLD na vstupu odpovídá výstupnímu průměru oběžného kola. Pro výstupní průměr pak platí rovnice:

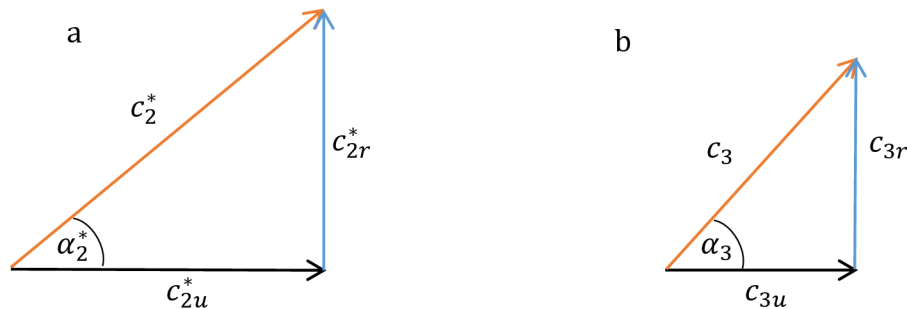
$$D_3 = D_2 \cdot \frac{D_3}{D_2^*} \quad (3.61)$$

Tabulka 3.13: Rozměry BLD

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Vstupní šířka BLD	b_2^*	48	44	mm	3.59
Šířka BLD na výstupu	b_3	48	44	mm	3.60
Výstupní průměr BLD	D_3	770	715	mm	3.61

3.4.2 Výpočet rychlostí spalin na vstupu do a výstupu z BLD

Na obrázku 3.6 jsou zobrazeny rychlostní trojúhelníky na vstupu do a výstupu z BLD, pomocí kterých jsou vypočítány rychlosti spalin.



Obrázek 3.6: Rychlostní trojúhelníky na vstupu do (a) a výstupu z (b) BLD

Rychlost na vstupu

Pro obvodovou složku absolutní rychlosti spalin na vstupu do BLD platí z věty o zachování momentu hybnosti a rovnosti průměrů vztah [5, strana 291]:

$$c_{2u}^* = c_{2u} \quad (3.62)$$

Pro radiální složku absolutní rychlosti spalin na vstupu do BLD platí z rovnice kontinuity:

$$\dot{m}_k = \pi \cdot D_2 \cdot \sigma_{2L} \cdot \rho_2 \cdot c_{2r} \cdot b_2 = \pi \cdot D_2^* \cdot \rho_2^* \cdot c_{2r}^* \cdot b_2^* \quad (3.63)$$

následující vzorec (platí, že hustota na vstupu do BLD je stejná jako na výstupu z rotoru):

$$c_{2r}^* = c_{2r} \cdot \sigma_{2L} \cdot \frac{b_2}{b_2^*} \quad (3.64)$$

Hodnotu absolutní rychlosti na vstupu do BLD lze vypočítat s využitím rychlostního trojúhelníku:

$$c_2^* = \sqrt{c_{2r}^{*2} + c_{2u}^{*2}} \quad (3.65)$$

Rychlost na výstupu

Z rovnice kontinuity pro BLD:

$$\dot{m}_k = \pi \cdot D_2^* \cdot \rho_2^* \cdot c_{2r}^* \cdot b_2^* = \pi \cdot D_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{3r} \cdot b_3 \quad (3.66)$$

platí pro radiální složku absolutní rychlosti spalin na výstupu z BLD následující vzorec:

$$c_{3r} = c_{2r}^* \cdot \frac{1}{\frac{D_3}{D_2^*}} \cdot \frac{1}{\frac{\rho_3}{\rho_2^*}} \quad (3.67)$$

Pro absolutní rychlost platí:

$$c_3 = \frac{c_{3r}}{\sin(\alpha_3)} \quad (3.68)$$

kde úhel absolutní rychlosti spalin na výstupu z BLD α_3 se určí ze vztahu 3.71.

Obvodová složka absolutní rychlosti se vypočte ze vztahu:

$$c_{3u} = \sqrt{c_3^2 - c_{3r}^2} \quad (3.69)$$

Určení úhlů rychlostí

Úhel absolutní rychlosti spalin na vstupu do BLD:

$$\alpha_2^* = \arctg\left(\frac{c_{2r}^*}{c_{2u}^*}\right) \quad (3.70)$$

Úhel absolutní rychlosti spalin na výstupu z BLD se vlivem tření dle [8, strana 39] změní dle vztahu:

$$\alpha_3 = \arctg\left(\operatorname{tg}(\alpha_2^*) + \frac{\xi_{2-3}}{b_3} \cdot \frac{(D_3 - D_2^*)}{2}\right) \quad (3.71)$$

kde ξ_{2-3} je součinitel měrné třecí práce v BLD dle [8, strana 16] o hodnotě 0,008.

Tabulka 3.14: Vypočtené hodnoty rychlostí v BLD, určení úhlů rychlostí

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Vstupní rychlosti					
Obvodová složka rychlosti c_{2u}^*	c_{2u}^*	259,1	258,8	m/s	3.62
Radiální složka rychlosti c_{2r}^*	c_{2r}^*	93,2	92,5	m/s	3.64
Absolutní rychlost	c_2^*	275,3	274,8	m/s	3.65
Výstupní rychlosti					
Radiální složka rychlosti c_{3r}	c_{3r}	79,9	79,3	m/s	3.67
Absolutní rychlost	c_3	232,8	232,3	m/s	3.68
Obvodová složka rychlosti c_{3u}	c_{3u}	218,7	218,3	m/s	3.69
Úhly rychlostí					
Absolutní na vstupu	α_2^*	19,78	19,66	°	3.70
Absolutní na výstupu	α_3	20,08	19,96	°	3.71

3.4.3 Určení stavových veličin na výstupu z BLD

Pro teplotu v bodě 3 platí:

$$T_3 = T_{3c} - \frac{c_3^2}{2 \cdot c_p}; T_{3c} = T_{2c} \quad (3.72)$$

Pro entalpii v bodě 3 platí:

$$i_3 = i_{3c} - \frac{c_3^2}{2}; i_{3c} = i_{2c} \quad (3.73)$$

Pro tlaky platí rovnice:

$$p_{3iz}^* = p_3 = p_{3iz} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{3iz}^*}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.74)$$

kde teplota v bodě T_{3iz}^* je dána vztahem:

$$T_{3iz}^* = T_3 - \frac{a_{f2-3}}{c_p} \quad (3.75)$$

kde a_{f2-3} je třetí práce v BLD, jejíž hodnota se určí ze vztahu [8, strana 40]:

$$a_{f2-3} = \frac{\xi_{2-3} \cdot (c_2^* + c_3)^2 \cdot (D_3 - D_2^*)}{4 \cdot b_3 \cdot \sin \alpha_{stř}} \cdot \frac{1}{2} \quad (3.76)$$

kde $\alpha_{stř}$ je střední úhel absolutní rychlosti spalin v BLD dle vztahu:

$$\alpha_{stř} = \frac{\alpha_2^* + \alpha_3}{2} \quad (3.77)$$

Pro hustotu v bodě 3 platí ⁷:

$$\rho_3 = \frac{p_3}{r \cdot T_3} \quad (3.78)$$

Pro tlak v bodě 3_c platí:

$$p_{3c} = p_3 \cdot \left(\frac{T_{3c}}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.79)$$

Pro teplotu v bodě 3_{iz} platí následující rovnice:

$$T_{3iz} = T_3 - \frac{z_{vst} + z_{1-2} + z_{vent} + a_{f2-3}}{c_p} \quad (3.80)$$

Kontrola Machova čísla

$$Ma_3 = \frac{c_3}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_3}} \quad (3.81)$$

⁷ Vypočtená hodnota hustoty ze stavové rovnice by měla odpovídat s přesností 1 % s hodnotou odhadnutou. Kontrola je provedena dle vzorce 3.33.

Tabulka 3.15: Vypočtené hodnoty stavových veličin na výstupu z LD

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Bod 3					
Teplota	T_3	407,2	407,2	K	3.72
Entalpie	i_3	460804,1	460743,8	J/kg	3.73
Tlak	p_3	144739,8	144549	Pa	3.74
Hustota	ρ_3	1,18	1,18	kg/m ³	3.78
Chyba odhadu hustoty	ρ_{3er}	0,12	0,13	%	3.33
Bod 3_{iz}*					
Tlak	p_{3iz}^*	144739,8	144549	Pa	3.74
Teplota	T_{3iz}^*	406,3	406,2	K	3.75
Třecí práce v BLD	a_{f2-3}	1116,3	1135,8	J/kg	3.76
Střední úhel	$\alpha_{stř}$	19,93	19,81	°	3.77
Bod 3_{iz}					
Teplota	T_{3iz}	402,9	402,8	K	3.80
Tlak	p_{3iz}	144739,8	144549	Pa	3.74
Bod 3_c					
Teplota	T_{3c}	431,2	431	K	3.72
Entalpie	i_{3c}	487900,6	487719,4	J/kg	3.73
Tlak	p_{3c}	178930,2	178535	Pa	3.79
Machovo číslo	Ma_3	0,57	0,57	-	3.81

3.5 Lopatkový difuzor

Za BLD následuje lopatkový difuzor LD, tvořený radiálně kruhovou lopatkovou řadou.⁸ Lopatky LD mohou být buďto přímé, nebo zahnuté, dále pak pevné, nebo natáčivé, jimiž lze regulovat průtok pracovní látky difuzorem. V případě této práce jsou zvoleny lopatky mírně zahnuté. Zvolené hodnoty pro výpočet LD jsou uvedeny v tabulce 3.16. Pro oba kompresory jsou zvoleny stejné hodnoty.

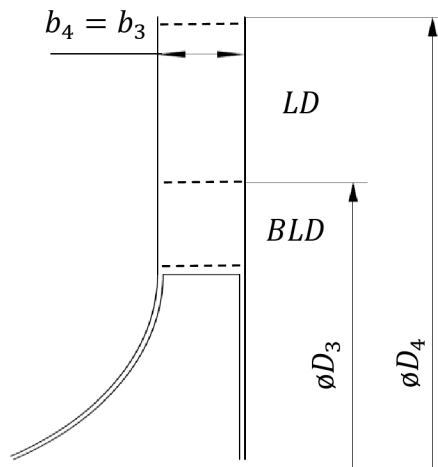
Tabulka 3.16: Zvolené parametry pro návrh LD

Veličina	Rozsah	Volená hodnota
Úhel náběhu lopatky	$i = \pm 1^\circ$ [8, strana 19]	$i = 1^\circ$
Změna výstupního úhlu proudu spalin	$\Delta\alpha_4 = 12-20^\circ$ [8, strana 19]	$\Delta\alpha_4 = 12^\circ$
Změna výstupního úhlu lopatky	$\Delta\alpha_{4LD} = 2-4^\circ$ [8, strana 19]	$\Delta\alpha_{4LD} = 2^\circ$
Poměr hustot	dle optimalizace	$\rho_4 / \rho_3 = 1,105$
Poměr průměrů	$D_4/D_3 = 1,25-1,35$ [8, strana 19]	$D_4/D_3 = 1,3$
Tloušťka lopatek LD	$t_{LD} = 2,5-5$ mm [8, strana 21]	$t_{LD} = 4$ mm
Počet lopatek v LD	dle optimalizace	$Z_{LD} = 30$

⁸U kompresorů s velkým stlačením pracovní látky se místo LD používá kanálových difuzorů.[5]

3.5.1 Rozměry LD

Obrázek 3.7 zobrazuje rozměry LD v příčném řezu s vyznačením jednotlivých veličin, které jsou dále vypočteny.



Obrázek 3.7: Rozměry LD [vlastní]

Průměr na vstupu do LD odpovídá výstupnímu průměru BLD. Výstupní průměr LD se určí s pomocí odhadovaného poměru průměrů jako:

$$D_4 = D_3 \cdot \frac{D_4}{D_3} \quad (3.82)$$

Vstupní šířka LD je stejná jako výstupní BLD. Šířka LD je konstantní, takže platí:

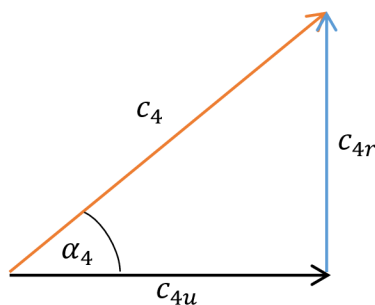
$$b_4 = b_3 \quad (3.83)$$

Tabulka 3.17: Rozměry LD

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Průměr LD na výstupu	D ₄	1000	930	mm	3.82
Šířka LD	b ₄	48	44	mm	3.83

3.5.2 Výpočet rychlosti spalin na výstupu z LD

Na obrázku 3.8 je zobrazen rychlostní trojúhelník spalin na výstupu z LD. Rychlostní trojúhelník vstupních rychlostí není uveden, neboť odpovídá trojúhelníku na výstupu z BLD.



Obrázek 3.8: Rychlostní trojúhelník spalin na výstupu z LD

Pro radiální složku absolutní rychlosti na výstupu z LD platí z rovnice kontinuity vztah:

$$c_{4r} = \frac{\dot{m}_k}{\pi \cdot D_4 \cdot \rho_{4odh} \cdot b_4 \cdot \sigma_{4L}} \quad (3.84)$$

kde poměrná plocha lopatek σ_{4L} LD lze vyčíslit z rovnice:

$$\sigma_{4L} = 1 - \frac{z_{LD} \cdot t_{LD}}{\pi \cdot D_4} \quad (3.85)$$

a kde pro hustotu spalin na výstupu z LD kompresoru platí s využitím odhadu poměrů hustot:

$$\rho_{4odh} = \rho_3 \cdot \frac{\rho_4}{\rho_3} \quad (3.86)$$

Absolutní rychlost spalin na výstupu z LD se určí tak, že se zvolí poměr rychlostí na vstupu a na výstupu z LD. Rychlost c_4 je pak dána vztahem ⁹:

$$c_{4odh} = c_3 \cdot \left(\frac{c_3}{c_4}\right)^{-1} \quad (3.87)$$

Pro obvodovou složku absolutní rychlosti spalin platí z rychlostního trojúhelníku vztah:

$$c_{4u} = \sqrt{c_4^2 - c_{4r}^2} \quad (3.88)$$

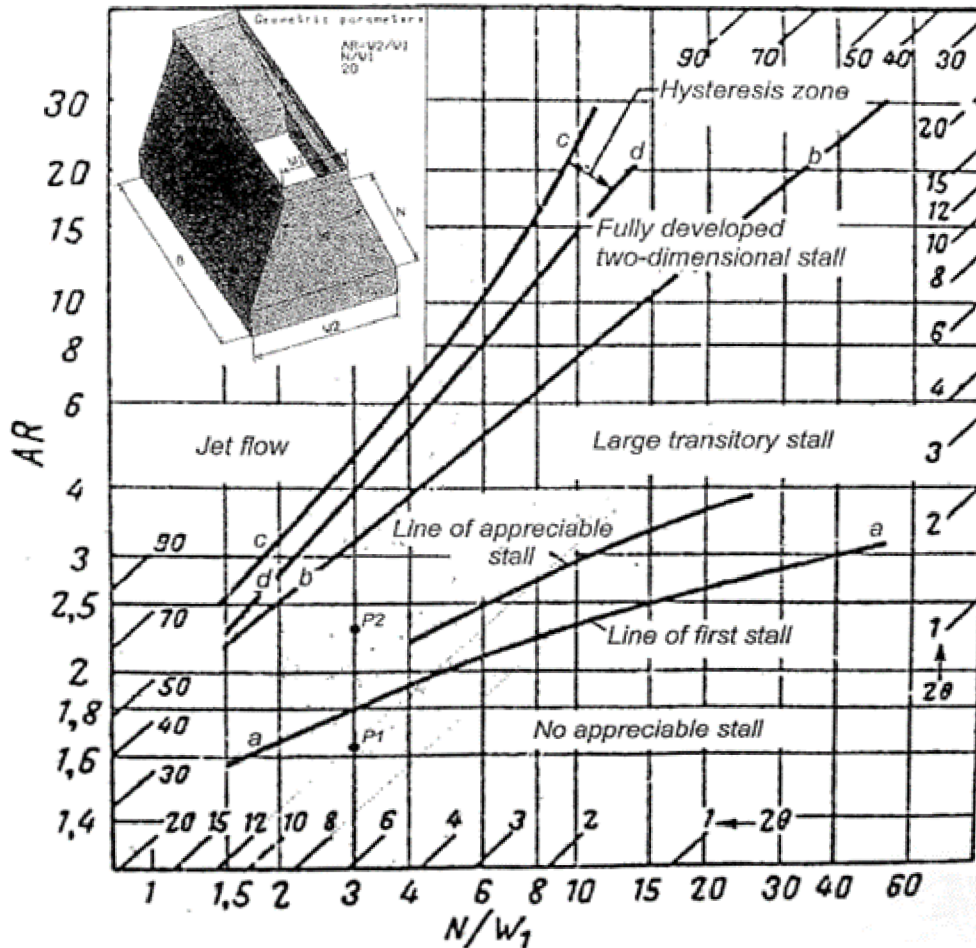
Tabulka 3.18: Vypočtené hodnoty rychlosti na výstupu z LD

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Radiální složka rychlosti c_4	c_{4r}	57,8	57,5	m/s	3.84
Poměrná plocha lopatek	σ_{4L}	0,962	0,959	-	3.85
Hustota spalin z odhadu	ρ_{4odh}	1,31	1,30	kg/m ³	3.86
Rychlostní poměr	c_3 / c_4	2,14	2,14	-	-
Absolutní rychlost odhad	c_{4odh}	108,8	108,6	m/s	3.87
Obvodová složka rychlosti c_4	c_{4u}	92,2	92,1	m/s	3.88

⁹ Po vypočtení skutečných hodnot stavových veličin je třeba odhad absolutní výstupní rychlosti zkontrolovat, viz rovnice 3.109.

3.5.3 Určení ekvivalentního difuzoru a kontrola proudění difuzorem

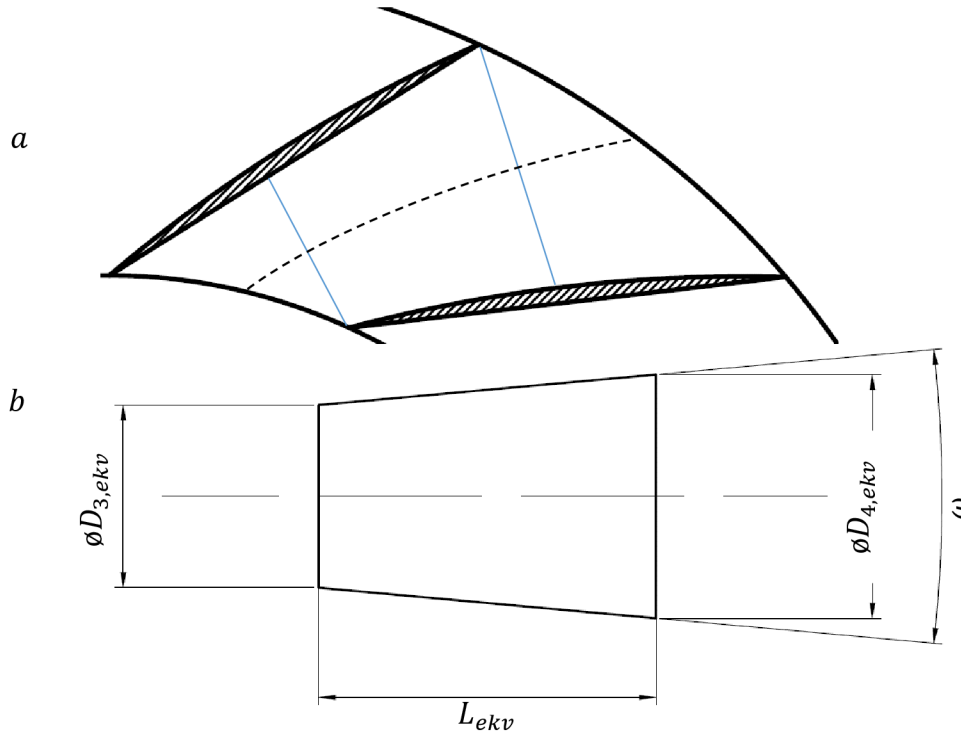
Je potřeba zkontrolovat, zda proudění v navrhovaném difuzoru je stabilní a nedochází k odtržení mezní vrstvy od profilu. K tomu slouží diagram na obrázku 3.9. Stabilní proudění je reprezentováno křivkou *a*, respektive plochou pod touto křivkou. Pro určení hodnot *AR* a *N/w₁* je vhodné určit ekvivalentní difuzor. Výpočet je prováděn dle [8, strana 43].



Obrázek 3.9: Diagram pro určení proudění v difuzoru [9]

Určení ekvivalentního difuzoru

Obrázek 3.10 naznačuje princip transformace kanálu LD (a) na ekvivalentní přímý difuzor (b). Modré úsečky v obrázku (a) znázorňují průtočné plochy, kterými proudí spaliny v LD. Průtočné plochy na vstupu do a výstupu z LD jsou převedeny na ekvivalentní plochy. Z těchto ploch a ekvivalentní délky je vytvořen ekvivalentní difuzor, pomocí kterého je určeno, zda proudění v difuzoru je stabilní. Čerchovaná čára znázorňuje střednici kanálu (znázorněné průtočné plochy jsou kolmé na střednici).



Obrázek 3.10: Transformace LD na ekvivalentní difuzor [vlastní]

Pro ekvivalentní plochu na vstupu do difuzoru platí:

$$S_{3,ekv} = \pi \cdot b_3 \cdot D_3 \cdot \sin(\alpha_{3LD}) \quad (3.89)$$

kde α_{3LD} je vstupní úhel střední křivky lopatky, pro který platí:

$$\alpha_{3LD} = \alpha_3 + i \quad (3.90)$$

Pro ekvivalentní plochu na výstupu z difuzoru platí:

$$S_{4,ekv} = \pi \cdot b_4 \cdot D_4 \cdot \sin(\alpha_{4LD}) \quad (3.91)$$

kde α_{4LD} je výstupní úhel střední křivky lopatky, pro který platí:

$$\alpha_{4LD} = \alpha_4 + \Delta\alpha_{4LD} \quad (3.92)$$

kde α_4 je výstupní úhel proudu, pro který platí:

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_4 \quad (3.93)$$

Ekvivalentní průměr na vstupu do difuzoru se určí dle vztahu:

$$D_{3,ekv} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{3,ekv}}{Z_{LD} \cdot \pi}} \quad (3.94)$$

Ekvivalentní průměr na výstupu z difuzoru se určí dle vztahu:

$$D_{4,ekv} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{4,ekv}}{Z_{LD} \cdot \pi}} \quad (3.95)$$

Ekvivalentní délka difuzoru se určí dle vztahu:

$$L_{ekv} = \frac{r_4^2 - r_3^2}{\sqrt{r_4^2 + r_3^2 - 2 \cdot r_4^2 \cdot r_3^2 \cdot \cos(\alpha_{3LD} + \alpha_{4LD})}} \quad (3.96)$$

Pro poměr charakteristického rozměru a vstupní šířky difuzoru platí:

$$\frac{N}{w_1} = \frac{L_{ekv}}{\frac{D_{3,ekv}}{2}} \quad (3.97)$$

Charakteristický rozměr AR:

$$AR = \frac{S_{4,ekv}}{S_{3,ekv}} \quad (3.98)$$

Po vynesení hodnot do grafu na obrázku 3.9 je třeba zkontrolovat, zda bod o těchto souřadnicích leží pod křivkou a .

Určení úhlu rozšíření ekvivalentního difuzoru

Úhel rozšíření ekvivalentního difuzoru lze v grafu na obrázku 3.9 vyhledat, ale pro přesnější určení je možné použít vztah:

$$\omega = 2 \cdot \arctg\left(\frac{D_{4,ekv} - D_{3,ekv}}{2 \cdot L_{ekv}}\right) \quad (3.99)$$

Tabulka 3.19: Vypočtené hodnoty ekvivalentních difuzorů

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Ekvivalentní plocha vstup	$S_{3,ekv}$	0,042	0,035	m^2	3.89
Vstupní úhel lopatky	α_{3LD}	21,08	20,96	$^\circ$	3.90
Ekvivalentní plocha výstup	$S_{4,ekv}$	0,084	0,070	m^2	3.91
Výstupní úhel lopatky	α_{4LD}	34,08	33,96	$^\circ$	3.92
Výstupní úhel proudu	α_4	32,08	31,96	$^\circ$	3.93
Ekvivalentní vstupní průměr	$D_{3,ek}$	0,42	0,038	m	3.94
Ekvivalentní výstupní průměr	$D_{4,ekv}$	0,060	0,055	m	3.95
Ekvivalentní délka difuzoru	L_{ekv}	0,242	0,226	m	3.96
Poměr N/w_1	N/w_1	11,59	11,68	-	3.97
Charakteristický rozměr AR	AR	2	2	-	3.98
Úhel rozšíření ekv. difuzoru	ω	4,2	4,2	$^\circ$	3.99

3.5.4 Určení stavových veličin na výstupu z LD

Pro statickou teplotu na výstupu z LD platí následující rovnice:

$$T_4 = T_{4c} - \frac{c_4^2}{2 \cdot c_p}; T_{4c} = T_{2c} \quad (3.100)$$

Pro entalpii v bodě 4 platí:

$$i_4 = i_{4c} - \frac{c_4^2}{2}; i_{4c} = i_{2c} \quad (3.101)$$

Pro tlaky platí:

$$p_{4_{iz}^*} = p_{4_{iz}} = p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{T_{4_{iz}^*}}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.102)$$

kde pro teplotu v bodě 4_{iz}^* platí následující vztah:

$$T_{4_{iz}^*} = T_4 - \frac{a_{f3-4}}{c_p} \quad (3.103)$$

kde veličina a_{f3-4} je třetí práce v LD, daná vztahem [5, strana 300] ¹⁰:

$$a_{f3-4} = \xi_{3-4} \cdot \left(\frac{c_3^2 - c_4^2}{2} \right) \quad (3.104)$$

Pro hustotu spalín na výstupu z LD platí ze stavové rovnice:

$$\rho_4 = \frac{p_4}{r \cdot T_4} \quad (3.105)$$

¹⁰ Poměrná ztráta třením v lopatkovém difuzoru ξ_{3-4} je určena dle tabulky [5, strana 300], viz příloha 2, kde je třeba interpolovat hodnotu pro úhel rozšíření ekvivalentního difuzoru a hodnotu Machova čísla Ma_3 .

Pro tlak v bodě 4_c platí:

$$p_{4c} = p_4 \cdot \left(\frac{T_{4c}}{T_4}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.106)$$

Pro teplotu v bodě 4_{iz} platí:

$$T_{4iz} = T_4 - \frac{a_{f3-4} + a_{f2-3} + z_{vst} + z_{1-2} + z_{vent}}{c_p} \quad (3.107)$$

Kontrola Machova čísla

$$Ma_4 = \frac{c_4}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_4}} \quad (3.108)$$

Kontrola odhadované výstupní rychlosti

Pro kontrolu odhadované a skutečné rychlosti na výstupu z LD je použita rovnice kontinuity, ze které je vyjádřena absolutní rychlost na výstupu ¹¹:

$$c_4 = \frac{\dot{m}_k}{\pi \cdot D_4 \cdot \rho_4 \cdot b_4 \cdot \sigma_{4L} \cdot \sin(\alpha_4)} \quad (3.109)$$

Tabulka 3.20: Vypočtené hodnoty stavových veličin na výstupu z LD

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Bod 4					
Teplota	T ₄	426	425,8	K	3.100
Entalpie	i ₄	481983,9	481829,1	J/kg	3.101
Tlak	p ₄	167170,9	166848,4	Pa	3.102
Hustota	ρ ₄	1,31	1,30	kg/m ³	3.105
Chyba hustoty	ρ _{4er}	0,08	0,13	%	3.33
Bod 4_{iz}*					
Teplota	T _{4iz} *	423,4	423,2	K	3.103
Třecí práce v LD	a _{f3-4}	2938,7	2925,6	J/kg	3.104
Součinitel třecí práce LD	ξ ₃₋₄	0,13875	0,13875	-	-
Tlak	p _{4iz} *	167170,9	166848,4	Pa	3.102
Bod 4_{iz}					
Teplota	T _{4iz}	419,1	418,8	K	3.107
Tlak	p _{4iz}	167170,9	166848,4	Pa	3.102

¹¹ Ve výpočtu [8, strana 44-45] je chyba vypočtené a odhadované hodnoty na úrovni zhruba 3 %, což je bráno pro tuto práci jako maximální možná chyba, se kterou lze ještě ve výpočtu pokračovat bez změny parametrů. Kontrola chyby je prováděna dle vztahu 3.33.

Tabulka 3.20: Vypočtené hodnoty stavových veličin na výstupu z LD (pokračování)

Bod 4c					
Teplota	T_{4c}	431,2	431	K	3.100
Entalpie	i_{4c}	487900,6	487719,4	J/kg	3.101
Tlak	p_{4c}	174914,7	174544,8	Pa	3.106
Machovo číslo	Ma_4	0,26	0,26	-	3.108
Rychlost c_4 skutečná	c_4	108,8	108,7	m/s	3.109
Chyba odhadovaného poměru	c_{4er}	0,06	0,18	%	3.33

3.6 Spirální skříň

Spirální skříň je posledním konstrukčním prvkem v navrhovaném kompresoru. Je umístěna za LD (pokud LD není součástí kompresoru, lze ji umístit za BLD). Spirální skříň (krátce spirála) slouží k převedení proudu spalín do potrubí, které je na spirálu připojeno. Pro návrh spirální skříňe je třeba určit výstupní rychlost spalín ze spirály c_5 . Volená hodnota výstupní rychlosti $c_5 = 50$ m/s platí pro oba kompresory.

3.6.1 Určení stavových veličin na výstupu ze spirální skříňe

V této podkapitole je uveden výpočet stavových veličin na výstupu ze spirální skříňe, které jsou potřebné pro určení rozměrů spirály.

Pro statickou teplotu na výstupu ze spirální skříňe kompresoru platí:

$$T_5 = T_{5c} - \frac{c_5^2}{2}; T_{5c} = T_{2c} \quad (3.110)$$

Pro entalpii v bodě 5 platí:

$$i_5 = i_{5c} - \frac{c_5^2}{2}; i_{5c} = i_{2c} \quad (3.111)$$

Pro tlaky platí:

$$p_{5_{iz}^*} = p_{5_{iz}} = p_5 = p_4 \cdot \left(\frac{T_{5_{iz}^*}}{T_4} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.112)$$

kde pro teplotu v bodě 5_{iz}^* platí:

$$T_{5_{iz}^*} = T_5 - \frac{a_{f4-5}}{c_p} \quad (3.113)$$

kde a_{f4-5} je třecí práce ve spirální skříni daná vztahem [8]:

$$a_{f4-5} = \xi_{4-5} \cdot \frac{c_4^2}{2} \quad (3.114)$$

kde ξ_{4-5} je součinitel měrné třecí práce spirály o volené hodnotě $\xi_{4-5} = 0,1$ pro oba kompresory.

Pro hustotu spalín na výstupu ze spirální skříňe platí:

$$\rho_5 = \frac{p_5}{r \cdot T_5} \quad (3.115)$$

Pro teplotu v bodě 5_{iz} platí:

$$T_{5iz} = T_5 - \frac{a_{f2-3} + a_{f3-4} + a_{f4-5} + z_{vst} + z_{1-2} + z_{vent}}{c_p} \quad (3.116)$$

Pro tlak v bodě 5_c platí:

$$p_{5c} = p_5 \cdot \left(\frac{T_{5c}}{T_5}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.117)$$

Kontrola Machova čísla

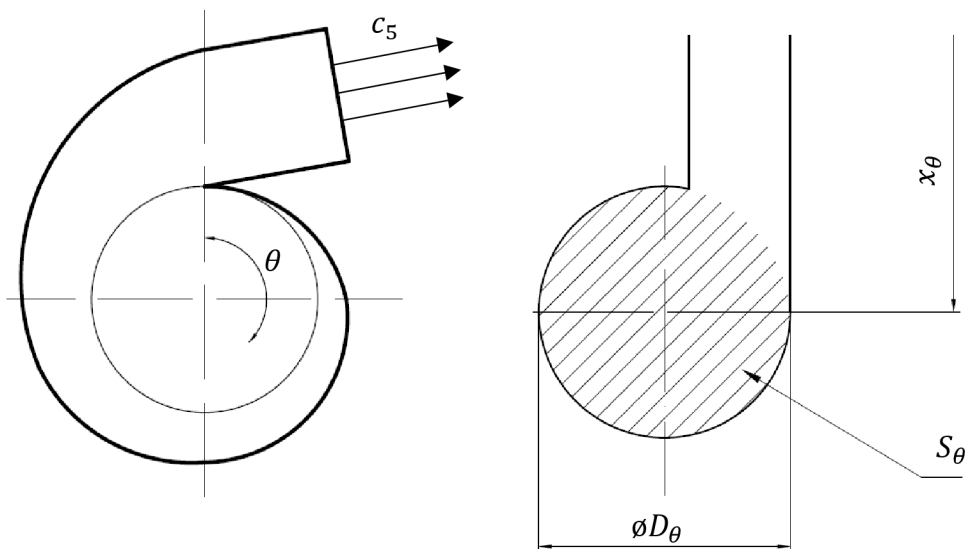
$$Ma_5 = \frac{c_5}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_5}} \quad (3.118)$$

Tabulka 3.21: Vypočtené hodnoty stavových veličin na výstupu ze spirální skříně

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Bod 5					
Teplota	T ₅	430,1	429,9	K	3.110
Entalpie	i ₅	486650,6	486469,4	J/kg	3.111
Tlak	p ₅	172476,9	172114,7	Pa	3.112
Hustota	ρ ₅	1,34	1,33	kg/m ³	3.115
Bod 5_{iz}*					
Teplota	T _{5iz} *	429,6	429,4	K	3.113
Třecí práce ve spirále	a _{f4-5}	591,7	589	J/kg	3.114
Tlak	p _{5iz} *	172476,9	172114,7	Pa	3.112
Bod 5_{iz}					
Teplota	T _{5iz}	423,7	423,4	K	3.116
Tlak	p _{5iz}	172476,9	172114,7	Pa	3.112
Bod 5_c					
Teplota	T _{5c}	431,2	431	K	3.110
Entalpie	i _{5c}	487900,6	487719,4	J/kg	3.111
Tlak	p _{5c}	174126,8	173761,7	Pa	3.117
Machovo číslo	Ma ₅	0,12	0,12	-	3.118

3.6.2 Výpočet rozměrů spirální skříně

Spirální skříň je navrhnutá jako tangenciální s kruhovým průřezem. Pro výpočet základních rozměrů je vhodné spirálu rozdělit na několik částí, ve kterých se vypočítají příslušné hodnoty nutné pro výrobu skříně. Pro zjednodušený výpočet stačí spirálu rozdělit na relativně malý počet úseků, které jsou dané velikostí úhlu θ , a v těchto uzlových bodech pak určit základní rozměry (pro podrobnější návrh spirální skříně je vhodné provádět výpočet ve větším počtu úseků), dalším zjednodušením je předpoklad konstantní hustoty spalin ve spirále. Kótování úhlu θ je ve směru hodinových ručiček, jak lze sledovat na obrázku 3.11, na kterém jsou také uvedeny základní rozměry, které jsou dále vypočítány.



Obrázek 3.11: K návrhu spirální skříně kompresoru [vlastní]

Plocha spirální skříně

Pro plochu spirální skříně v jednotlivých průřezech platí vztah:

$$S_{\theta} = S_{360^{\circ}} \cdot \frac{\theta}{360^{\circ}} \quad (3.119)$$

kde $S_{360^{\circ}}$ je výstupní plocha spirály daná vztahem:

$$S_{360^{\circ}} = \frac{\dot{m}_k}{\rho_5 \cdot c_5} \quad (3.120)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.22.

Tabulka 3.22: Plochy spirální skříně pro uzlové úhly v mm^2

θ [°]	60	120	180	240	300	360
K1	27169	54337	81506	108674	135843	163011
K2	22834	45668	68503	91337	114171	137005

Hmotnostní průtoky

Pro hmotnostní průtok spalin spirální skříní v závislosti na úhlu platí:

$$\dot{m}_\theta = \dot{m}_k \cdot \frac{\theta}{360^\circ} \quad (3.121)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.23.

Tabulka 3.23: Hmotnostní průtoky spirální skříní pro uzlové úhly v kg/s

θ [°]	60	120	180	240	300	360
K1	1,81	3,63	5,44	7,26	9,08	10,9
K2	1,52	3,04	4,56	6,08	7,59	9,1

Průměr spirální skříně

Pro konstrukci je důležité znát průměr spirální skříně, který je v závislosti na úhlu dán vztahem:

$$D_\theta = \sqrt{\frac{4 \cdot S_\theta}{\pi}} \quad (3.122)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.24.

Tabulka 3.24: Průměry spirální skříně pro uzlové úhly v mm

θ [°]	60	120	180	240	300	360
K1	186	263	322	372	416	456
K2	171	241	295	341	381	418

Vzdálenost od osy kompresoru

Vzdálenost osy průřezu od osy kompresoru je dána z obrázku 3.11 vztahem:

$$x_\theta = \frac{D_\theta}{2} + \frac{D_4}{2} \quad (3.123)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.25.

Tabulka 3.25: Vzdálenosti osy průřezu od osy rotace pro uzlové úhly v mm

θ [°]	60	120	180	240	300	360
K1	594	633	662	687	709	729
K2	550	585	612	635	655	674

3.7 Určení skutečných parametrů kompresoru

Pro celkovou účinnost kompresoru platí:

$$\eta_{k,c,skut} = \frac{i_{5iz,c} - i_{0c}}{i_{5c} - i_{0c}} \quad (3.124)$$

Pro příkon kompresoru platí následující vztah:

$$P_k = \dot{m}_k \cdot (i_{5c} - i_{0c}) \quad (3.125)$$

Celkový skutečný tlakový poměr kompresoru je dán vztahem:

$$\pi_{k,c,skut} = \frac{p_{5c}}{p_{0c}} \quad (3.126)$$

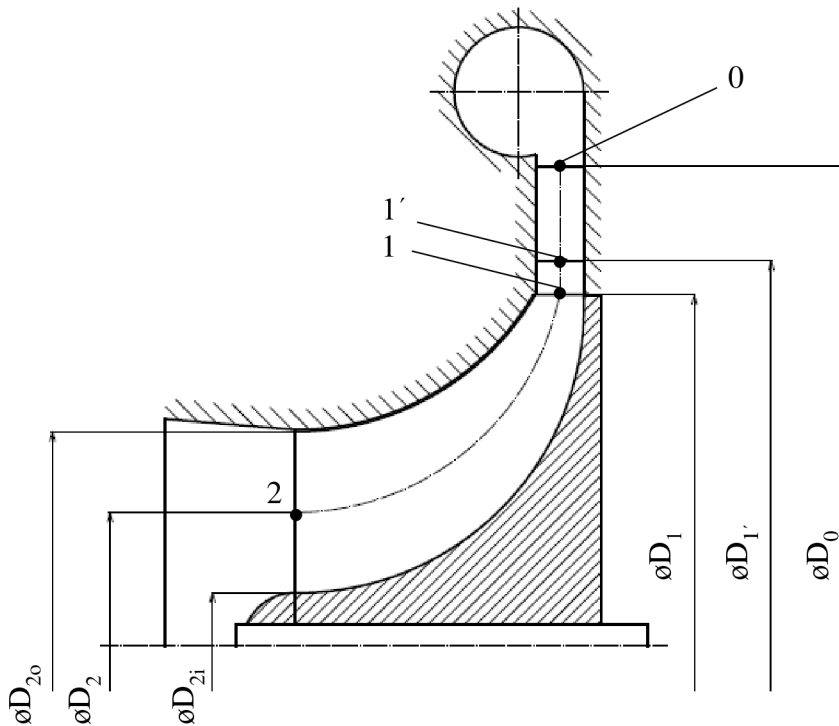
Tabulka 3.26: Vypočtené hodnoty skutečných parametrů kompresorů

Veličina	Zkratka	K1	K2	Jednotka	č.r
Celková účinnost	$\eta_{k,c,skut}$	0,863	0,865	-	3.124
Příkon kompresoru	P_k	806,6	675,1	kW	3.125
Celkový tlakový poměr	$\pi_{k,c,skut}$	1,676	1,673	-	3.126

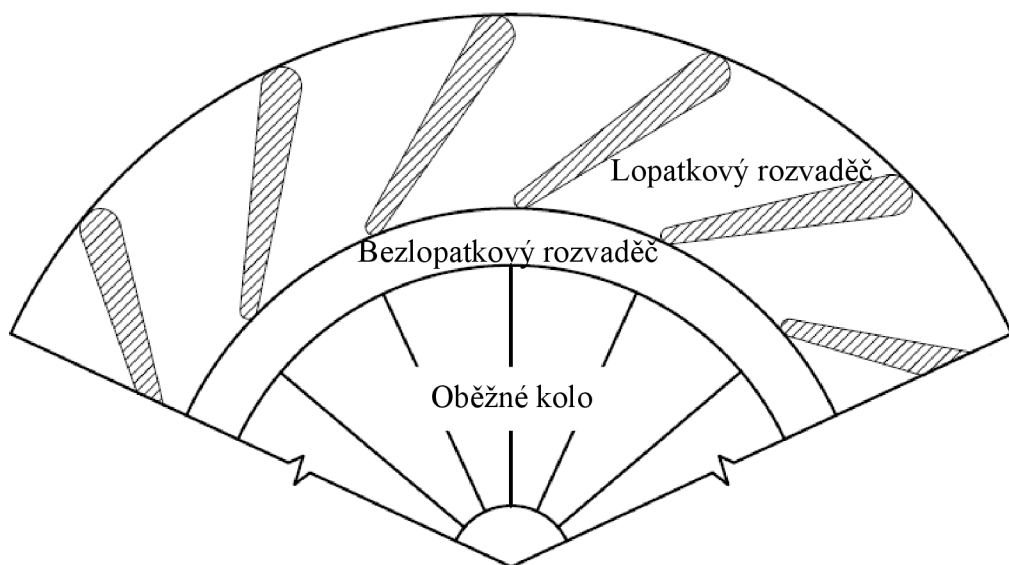
4 NÁVRH TURBÍNY

4.1 Teoretický úvod

Turbína v celku termodynamického tepelného čerpadla zaujímá důležitou roli, protože práce turbíny, převedená na hřídel, kterou je spojena s kompresorem, slouží k pohonu tohoto kompresoru. Úkolem turbíny je přeměna tlakové a kinetické energie spalin na mechanickou práci. Turbína je navržena jako radiálně axiální jednostupňová, k popisu jednotlivých částí turbíny jsou uvedeny obrázky 4.1 a 4.2 (bez měřítka).



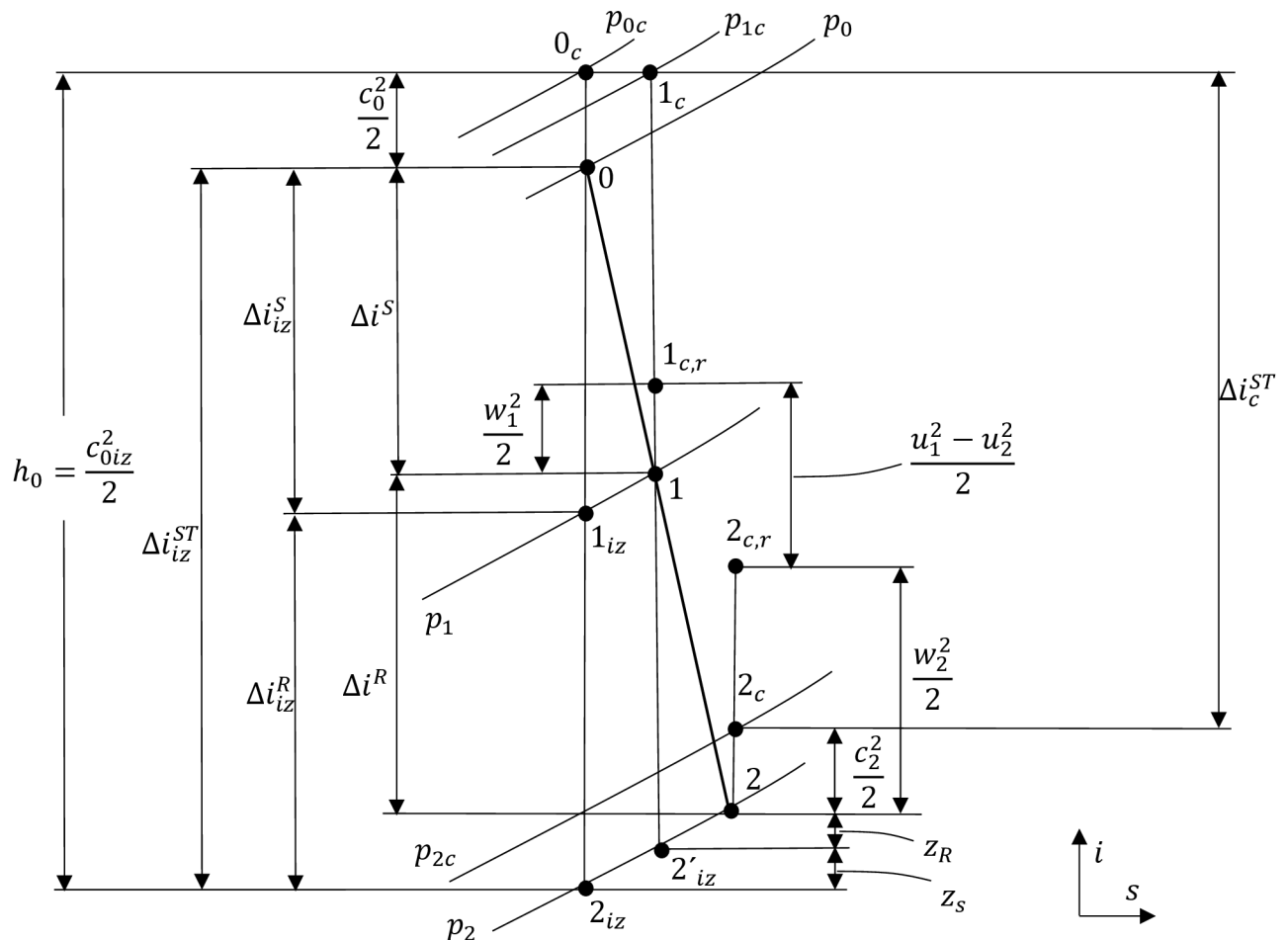
Obrázek 4.1: Podélný řez stupněm radiálně axiální turbíny [vlastní]



Obrázek 4.2: Příčný řez radiálně axiální turbínou [vlastní]

Spaliny, ochlazené ve výměníku tepla, vstupují do spirální skříně v tangenciálním směru a ve spirální skříně dochází ke stáčení spalin ke statoru do přibližně radiálního směru. Následuje stator turbíny mezi body 0-1, tvořený lopatkovým rozvaděčem mezi body 0-1' (v dalším textu je používána zkratka LR) a bezlopatkovým rozvaděčem mezi body 1'-1 (v dalším textu je používána zkratka BLR). Rozvaděče u turbín plní opačnou funkci, jako je tomu u BLD a LD v kompresoru, místo pojmu rozvaděč lze tedy použít termín konfuzor. Lopatkový rozvaděč je tvořen buďto přímými, či aerodynamickými prohnutými profily, a slouží k urychlení a usměrnění pracovní látky do oběžného kola turbíny. Lopatky v LR zkracují dráhu spalin, v případě použití natačivých lopatek lze měnit výstupní úhel proudu spalin a lze tak měnit hmotnostní průtok spalin. V LR a BLR dochází k expanzi, část tlakové energie spalin se mění na energii kinetickou a roste rychlost spalin. Rotor turbíny je tvořen oběžným kolem s lopatkami, na obrázku úsek 1-2. V oběžném kole s lopatkami předávají spaliny energii do rotačního pohybu rotoru, kinetická a tlaková energie se tak mění na mechanickou práci.

K výpočtu stavových veličin v jednotlivých bodech, potřebných pro výpočet rychlostí, rozměrů a dalších veličin nutných pro návrh turbíny, je použit i - s diagram expanze, který lze sledovat na obrázku 4.3.



Obrázek 4.3: i - s diagram průběhu reálné a izoentropické expanze
[vytvořeno dle 5, strana 226]

4.2 Oběžné kolo

Jako první je proveden návrh oběžného kola turbíny. V tabulce 4.1 jsou uvedeny hodnoty, použité pro další výpočty. Některé z těchto hodnot bylo třeba odhadnout dle uvedené literatury, případně zvolit po konzultaci se školitelem, a poté optimalizovat.

Tabulka 4.1: Zvolené hodnoty pro návrh turbíny

Veličina	Volená hodnota
Stupeň reakce	$\rho_k = 0,7$
- dle optimalizace	
Poměr obvodové a izoentropické rychlosti	$u_1/c_{0iz} = 0,71$
- dle [5, strana 231] optimálně 0,7, určeno dle optimalizace	
Poměr průměrů oběžného kola	$D_2/D_1 = 0,555$
- obvyklý poměr $D_2/D_1 = 0,53-0,68$ [5, strana 225]	
Počet lopatek oběžného kola	$z_t = 16$
- obvyklý počet lopatek $z_t = 10-18$ [5, strana 228]	
Průtokový součinitel	$\varphi = 0,97$
-dle [5][6] a konzultace se školitelem	
Tlakový součinitel	$\psi = 0,93$
-dle [5][6] a konzultace se školitelem	
Vstupní úhel absolutní rychlosti	$\alpha_1 = 24^\circ$
- rozsah $\alpha_1 = 14-25^\circ$ [6, strana 126]	
Výstupní úhel relativní rychlosti	$\beta_2 = 40^\circ$
- rozsah $\beta_2 = 28-45^\circ$ [6, strana 126]	
Otáčky turbíny	$n_t = 7800 \text{ min}^{-1}$
- dány otáčkami kompresoru 1	
Tloušťka lopatky	$t_L = 2 \text{ mm}$
- rozsah $t_L = 1-5 \text{ mm}$	
Rychlost spalin na vstupu do turbíny	$c_0 = 50 \text{ m/s}$
- dle optimalizace a dalšího výpočtu	

4.2.1 Určení stavových veličin na vstupu do turbíny

Pro výpočet oběžného kola turbíny je třeba určit entalpický spád turbíny. Ještě před tím je ale uveden výpočet stavových veličin na vstupu do turbíny, nutných pro určení entalpického spádu.

Pro teplotu v bodě 0 platí z i-s diagramu a odhadnuté vstupní rychlosti vztah:

$$T_0 = T_{0c} - \frac{c_0^2}{2 \cdot c_{p0}} \quad (4.1)$$

$$T_0 = 367 \text{ K}$$

kde teplota $T_{0c} = 368,15 \text{ K}$ je stejná jako na vstupu do kompresorů.

Pro entalpii v bodě 0 platí:

$$i_0 = i_{0c} - \frac{c_0^2}{2} \quad (4.2)$$

$$i_0 = 412483,3 \text{ J/kg}$$

kde celková entalpie na vstupu do turbíny $i_{0c} = 413733,3 \text{ J/kg}$ je stejná jako na vstupu do kompresorů.

Celkový tlak na vstupu do turbíny je dopočítán dle vztahu:

$$p_{0c} = p_{c,výstup} \cdot (1 - \xi_{\Delta p}) \quad (4.3)$$

$$p_{0c} = 165247 \text{ Pa}$$

kde $\xi_{\Delta p} = 0,05$ je tlaková ztráta, způsobená prouděním spalin ve výměníku a potrubní trase mezi kompresorem a turbínou a tlak $p_{c,výstup}$ je pro zjednodušení brán jako prostý průměr tlaků na výstupu z obou kompresorů:

$$p_{c,výstup} = \frac{p_{5c}^{k1} + p_{5c}^{k2}}{2} \quad (4.4)$$

$$p_{c,výstup} = 173944,2 \text{ Pa}$$

Pro tlak v bodě 0 platí:

$$p_0 = p_{0c} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{0c}} \right)^{\frac{\kappa_0}{\kappa_0 - 1}} \quad (4.5)$$

$$p_0 = 163410,8 \text{ Pa}$$

Pro hustotu v bodě 0 platí:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{r \cdot T_0} \quad (4.6)$$

$$\rho_0 = 1,48 \text{ kg/m}^3$$

4.2.2 Určení entalpického spádu turbíny

Pro celkový spád h_0 platí:

$$h_0 = i_{0c} - i_{2iz} \quad (4.7)$$

$$h_0 = 54790,8 \text{ J/kg}$$

kde entalpie v bodě 2_{iz} se určí ze vztahu:

$$i_{2iz} = T_{2iz} \cdot c_{p2iz} \quad (4.8)$$

$$i_{2iz} = 358942,5 \text{ J/kg}$$

kde hodnota měrné tepelné kapacity c_{p2iz} je pro přesnější výpočet určena z rovnic 1.14-1.18 pro $t = T_{2iz}$ a má hodnotu $c_{p2iz} = 1113,5 \text{ kJ/kgK}$.

Pro izoentropickou teplotu na konci ideální expanze platí:

$$T_{2iz} = T_{0c} \cdot \left(\frac{p_{2iz}}{p_{0c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4.9)$$

$$T_{2iz} = 322,3 \text{ K}$$

kde tlak p_{2iz} je stejný, jako tlak na vstupu do kompresoru $p_{2iz} = 101325 \text{ Pa}$ a $\kappa = 1,373$ je pro přesnější výpočet určena z rovnice 1.27 pro střední teplotu mezi T_{0c} a T_{2iz} .

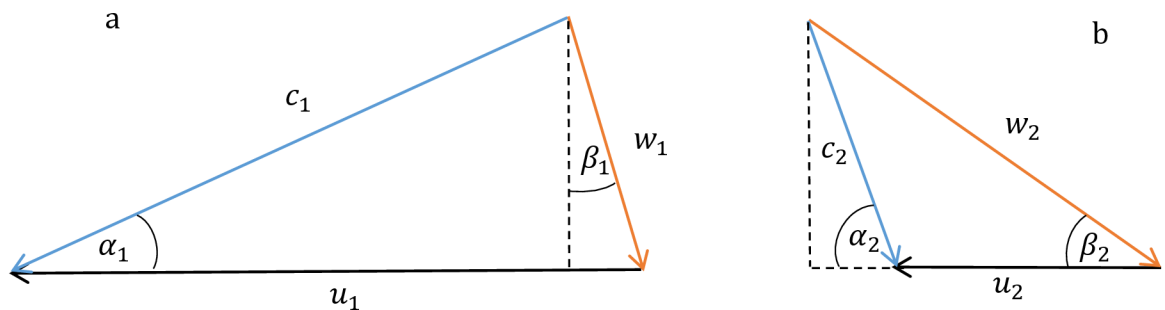
Izoentropický entalpický spád stupně Δi_{iz}^{st} je dán vztahem:

$$\Delta i_{iz}^{st} = i_0 - i_{2iz} \quad (4.10)$$

$$\Delta i_{iz}^{st} = 53540,8 \text{ J/kg}$$

4.2.3 Výpočet rychlostí na vstupu do a výstupu z oběžného kola

Pro určení rozměrů oběžného kola turbíny je nutné znát rychlosti spalin na vstupu do a výstupu z rotoru. Obrázek 4.4 zobrazuje teoretické rychlostní trojúhelníky spalin vstupních (a) a výstupních (b) rychlostí. Skutečné rychlostní trojúhelníky jsou uvedeny v příloze 1.



Obrázek 4.4: Rychlostní trojúhelník na vstupu do (a) a výstupu z (b) oběžného kola turbíny

Vstupní rychlosti

Pro vstupní izoentropickou rychlost platí:

$$c_{0iz} = \sqrt{2 \cdot h_0} \quad (4.11)$$

$$c_{0iz} = 331 \text{ m/s}$$

Pro obvodovou rychlost na vstupu do oběžného kola platí na základě zvoleného rychlostního poměru vztah:

$$u_1 = c_{0iz} \cdot \frac{u_1}{c_{0iz}} \quad (4.12)$$
$$u_1 = 235 \text{ m/s}$$

Pro absolutní izoentropickou rychlost c_{1iz} platí:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot \left(\Delta i_{iz}^{st} \cdot (1 - \rho_k) + \frac{c_0^2}{2} \right)} \quad (4.13)$$
$$c_{1iz} = 186,1 \text{ m/s}$$

Mezi absolutní izoentropickou rychlostí c_{1iz} a absolutní rychlostí na vstupu do kola c_1 platí vztah [6, strana 96]:

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi \quad (4.14)$$
$$c_1 = 180,5 \text{ m/s}$$

Pro radiální složku absolutní rychlosti platí:

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad (4.15)$$
$$c_{1r} = 73,4 \text{ m/s}$$

Pro obvodovou složku absolutní rychlosti platí:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad (4.16)$$
$$c_{1u} = 164,9 \text{ m/s}$$

Pro relativní rychlost platí:

$$w_1 = \sqrt{c_{1r}^2 + \Delta w_{1u}^2} \quad (4.17)$$
$$w_1 = 101,5 \text{ m/s}$$

kde člen Δw_{1u} je dán vztahem:

$$\Delta w_{1u} = u_1 - c_{1u} \quad (4.18)$$
$$\Delta w_{1u} = 70,1 \text{ m/s}$$

Výpočet průměrů oběžného kola

Pro vstupní průměr oběžného kola turbíny platí:

$$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n_t} \quad (4.19)$$
$$D_1 = 575 \text{ mm}$$

Pro střední výstupní průměr oběžného kola turbíny platí vztah:

$$D_2 = D_1 \cdot \frac{D_2}{D_1} \quad (4.20)$$
$$D_2 = 319 \text{ mm}$$

Výstupní rychlosti

Pro obvodovou rychlost na výstupu z rotoru platí:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_t}{60} \quad (4.21)$$
$$u_2 = 130,4 \text{ m/s}$$

Pro izoentropickou relativní rychlost na výstupu z rotoru platí:

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \left(\Delta i_{iz}^{st} \cdot \rho_k + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} \right)} \quad (4.22)$$
$$w_{2iz} = 216,9 \text{ m/s}$$

Relativní rychlost spalín na výstupu z oběžného kola turbíny je dána vztahem [6, strana 96]:

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi \quad (4.23)$$
$$w_2 = 201,7 \text{ m/s}$$

Pro axiální složku relativní rychlosti platí z rychlostního trojúhelníku vztah:

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad (4.24)$$
$$w_{2a} = 129,7 \text{ m/s}$$

Pro obvodovou složku relativní rychlosti platí z rychlostního trojúhelníku vztah:

$$\begin{aligned}w_{2u} &= w_2 \cdot \cos(\beta_2) \\w_{2u} &= 154,5 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{4.25}$$

Absolutní rychlost spalin na výstupu z oběžného kola se určí z rovnice:

$$\begin{aligned}c_2 &= \sqrt{w_{2a}^2 + (w_{2u} - u_2)^2} \\c_2 &= 131,9 \text{ m/s}\end{aligned}\tag{4.26}$$

Určení úhlů rychlostí

Úhel relativní rychlosti na vstupu do oběžného kola turbíny:

$$\begin{aligned}\beta_1 &= \arccos\left(\frac{c_{1r}}{w_1}\right) \\ \beta_1 &= 43,69^\circ\end{aligned}\tag{4.27}$$

Úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola turbíny:

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= \arcsin\left(\frac{w_{2a}}{c_2}\right) \\ \alpha_2 &= 79,48^\circ\end{aligned}\tag{4.28}$$

4.2.4 Určení stavových veličin na vstupu do oběžného kola

Pro další výpočty je třeba určit hodnoty stavových veličin na vstupu do oběžného kola. V dalších výpočtech je uvažována střední hodnota měrné tepelné kapacity $c_p = 1118 \text{ J/kgK}$ a Poissonovy konstanty $\kappa = 1,373$ dle vztahu 1.27 pro střední teplotu spalin v turbíně.

Pro entalpii v bodě 1_{iz} platí:

$$\begin{aligned}i_{1iz} &= i_{1c} - \frac{c_{1iz}^2}{2}; i_{1c} = i_{0c} \\ i_{1iz} &= 396421 \text{ J/kg}\end{aligned}\tag{4.29}$$

Pro teplotu v bodě 1_{iz} platí:

$$\begin{aligned}T_{1iz} &= \frac{i_{1iz}}{c_p} \\ T_{1iz} &= 354,5 \text{ K}\end{aligned}\tag{4.30}$$

Pro tlak v bodě 1_{iz} platí:

$$p_{1iz} = p_{0c} \cdot \left(\frac{T_{1iz}}{T_{0c}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.31)$$
$$p_{1iz} = 143742,1 \text{ Pa}$$

Pro entalpii v bodě 1 platí:

$$i_1 = i_{1c} - \frac{c_1^2}{2} \quad (4.32)$$
$$i_1 = 397444,2 \text{ J/kg}$$

Pro teplotu v bodě 1 platí:

$$T_1 = \frac{i_1}{c_p} \quad (4.33)$$
$$T_1 = 355,4 \text{ K}$$

Pro tlak v bodě 1 platí rovnost:

$$p_1 = p_{1iz} = 143742,1 \text{ Pa} \quad (4.34)$$

Pro hustotu v bodě 1 platí:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} \quad (4.35)$$
$$\rho_1 = 1,35 \text{ kg/m}^3$$

Pro tlak v bodě 1_c platí:

$$p_{1c} = p_1 \cdot \left(\frac{T_{1c}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} ; T_{1c} = T_{0c} \quad (4.36)$$
$$p_{1c} = 163688,3 \text{ Pa}$$

Kontrola Machova čísla

$$Ma_1 = \frac{c_1}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_1}} \quad (4.37)$$
$$Ma_1 = 0,47$$

4.2.5 Určení ztrát

Pro výpočet stavových veličin na výstupu z oběžného kola turbíny je třeba určit ztráty, které vznikají při průtoku spalin turbínou.

Pro ztrátu ve statoru platí [6, strana 93]:

$$z^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2)$$
$$z^S = 1023,2 \text{ J/kg}$$

Pro ztrátu v rotoru platí [6, strana 93]:

$$z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)$$
$$z^R = 3177,7 \text{ J/kg}$$

4.2.6 Určení stavových veličin na výstupu z oběžného kola

Pro entalpii v bodě 2 platí:

$$i_2 = i_{2iz} + z^S + z^R$$
$$i_2 = 363143,3 \text{ J/kg}$$

Pro statickou teplotu na výstupu z oběžného kola turbíny platí:

$$T_2 = T_{2iz} + \frac{z^S}{c_p} + \frac{z^R}{c_p}$$
$$T_2 = 326,1 \text{ K}$$

Pro hustotu v bodě 2 platí:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2}; p_2 = p_{2iz}$$
$$\rho_2 = 1,03 \text{ kg/m}^3$$

Pro teplotu v bodě 2_c platí:

$$T_{2c} = T_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p}$$
$$T_{2c} = 333,9 \text{ K}$$

Pro entalpii v bodě 2_c platí:

$$i_{2c} = T_{2c} \cdot c_p$$
$$i_{2c} = 373402,4 \text{ J/kg}$$

Pro tlak v bodě 2_c platí:

$$p_{2c} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{2c}}{T_2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.45)$$
$$p_{2c} = 110494,4 \text{ Pa}$$

Kontrola Machova čísla

$$Ma_{2w} = \frac{w_2}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_2}} \quad (4.46)$$
$$Ma_{2w} = 0,55$$

4.2.7 Stanovení šířky lopatek oběžného kola

Pro šířku lopatek na vstupu do oběžného kola turbíny platí:

$$b_1 = \frac{\dot{m}_t}{\pi \cdot D_1 \cdot \sigma_{1L} \cdot c_{1r} \cdot \rho_1} \quad (4.47)$$
$$b_1 = 114 \text{ mm}$$

kde člen σ_{1L} je poměrná plocha lopatek a pro jeho výpočet platí vztah:

$$\sigma_{1L} = 1 - \frac{z_t \cdot t_L}{\pi \cdot D_1} \quad (4.48)$$
$$\sigma_{1L} = 0,982$$

Pro šířku lopatek na výstupu z oběžného kola turbíny platí:

$$b_2 = \frac{D_{2o} - D_{2i}}{2} = 181 \text{ mm} \quad (4.49)$$

kde pro vnější výstupní průměr oběžného kola turbíny D_{2o} platí z rovnice kontinuity:

$$\dot{m}_t = \pi \cdot \frac{D_{2o}^2 - D_{2i}^2}{4} \cdot c_{2a} \cdot \rho_2 \quad (4.50)$$

následující vztah:

$$D_{2o} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_t}{\pi \cdot c_{2a} \cdot \rho_2} + D_{2i}^2} \quad (4.51)$$
$$D_{2o} = 445 \text{ mm}$$

Vnitřní výstupní průměr oběžného kola turbíny D_{2i} je třeba správně odhadnout a poté pro kontrolu je třeba vypočítat skutečnou hodnotu. Odhadovaná hodnota pro výpočet rovnice 4.51 je $D_{2i} = 83 \text{ mm}$. Z rovnice pro střední kvadratický průměr na výstupu z oběžného kola:

$$D_2 = \sqrt{\frac{D_{2i}^2 + D_{2o}^2}{2}} \quad (4.52)$$

platí pro vnitřní výstupní průměr oběžného kola turbíny vztah:

$$D_{2i} = \sqrt{2 \cdot D_2^2 - D_{2o}^2} \quad (4.53)$$

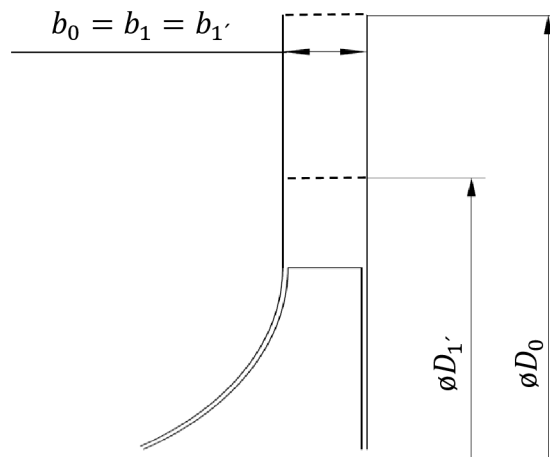
$$D_{2i} = 83 \text{ mm}$$

Odhadnutá hodnota se shoduje s hodnotou vypočtenou.

4.3 Lopatkový a bezlopatkový rozvaděč

Pro šířku lopatkového a bezlopatkového rozvaděče platí dle obrázku 4.5 rovnost:

$$b_0 = b_1 = b_{1'} = 114 \text{ mm} \quad (4.54)$$



Obrázek 4.5: Rozměry LR a BLR [vlastní]

Vnější průměr LR, tvořeného přímými lopatkami, lze vyjádřit ze vstupního průměru oběžného kola D_1 , kdy se doporučuje zvětšení průměru 1,3 krát, takže platí:

$$D_0 = D_1 \cdot 1,3 = 750 \text{ mm} \quad (4.55)$$

Na začátku výpočtu byla odhadnuta rychlost c_0 na vstupu do statoru turbíny. Pro kontrolu je nyní proveden výpočet této rychlosti z již vypočítaných hodnot:

$$c_0 = \frac{\dot{m}_t}{\pi \cdot D_0 \cdot \rho_0 \cdot b_0} \quad (4.56)$$

$$c_0 = 50 \text{ m/s}$$

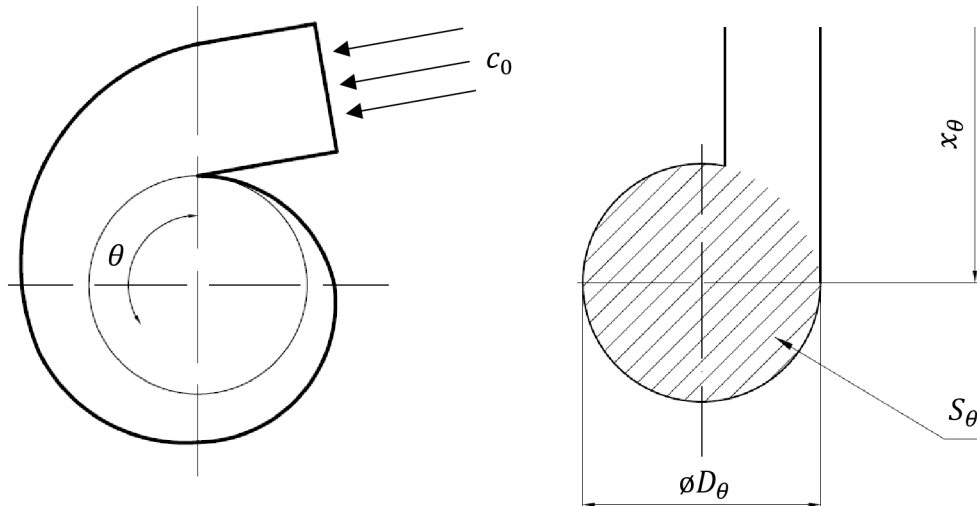
Hodnota, která byla odhadnuta na počátku výpočtu, se shoduje s hodnotou vypočtenou.

Vnější průměr BLR je zvolen:

$$D_{1'} = 650 \text{ mm} \quad (4.57)$$

4.4 Spirální skříň

Výpočet spirální skříňe je stejný, jako tomu je u výpočtu spirály kompresoru. Pro výpočet je třeba odhadnout hodnotu rychlosti na vstupu do spirály, která je pro zjednodušení zvolena stejně jako rychlost na vstupu do statoru. Kótování úhlu θ je proti směru pohybu hodinových ručiček, jak lze vidět na obrázku 4.6.



Obrázek 4.6: K výpočtu spirální skříňe turbíny [vlastní]

Plocha spirální skříňe

Pro plochu spirální skříňe v jednotlivých průřezech platí vztah:

$$S_\theta = S_{0^\circ} \cdot \left(1 - \frac{\theta}{360^\circ}\right) \quad (4.58)$$

kde S_{0° je vstupní plocha spirály daná vztahem:

$$S_{0^\circ} = \frac{\dot{m}_t}{\rho_0 \cdot c_0} \quad (4.59)$$

$$S_{0^\circ} = 270030 \text{ mm}^2$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.2.

Tabulka 4.2: Plochy spirální skříně pro uzlové úhly

θ [°]	0	60	120	180	240	300
S_θ [mm ²]	270030	225024	180019	135015	90001	45005

Hmotnostní průtoky

Pro hmotnostní průtok spalin spirální skříně v závislosti na úhlu platí:

$$\dot{m}_\theta = \dot{m}_t \cdot \left(1 - \frac{\theta}{360^\circ}\right) \quad (4.60)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.3.

Tabulka 4.3: Hmotnostní průtoky spirální skříně pro uzlové úhly

θ [°]	0	60	120	180	240	300
\dot{m}_θ [kg/s]	20	16,67	13,33	10	6,67	3,33

Průměr spirální skříně

Pro průměr spirální skříně v závislosti na úhlu platí:

$$D_\theta = \sqrt{\frac{4 \cdot S_\theta}{\pi}} \quad (4.61)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.4.

Tabulka 4.4: Průměry spirální skříně pro uzlové úhly

θ [°]	0	60	120	180	240	300
D_θ [mm]	586	535	479	415	339	239

Vzdálenost od osy rotace

Vzdálenost osy průřezu od osy turbíny je dána vztahem:

$$x_\theta = \frac{D_\theta}{2} + \frac{D_0}{2} \quad (4.62)$$

Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 4.5.

Tabulka 4.5: Vzdálenosti osy průřezu od osy rotace pro uzlové úhly

θ [°]	0	60	120	180	240	300
x_θ [mm]	667	642	613	581	543	494

4.5 Určení skutečných parametrů turbíny

Pro celkovou účinnost turbíny platí:

$$\eta_{t,iz,c} = \frac{i_{0c} - i_{2c}}{i_{0c} - i_{2izc}} \quad (4.63)$$
$$\eta_{t,iz,c} = 0,87$$

Pro výkon turbíny platí vztah:

$$P_t = \dot{m}_t \cdot (i_{0c} - i_{2c}) = 806,6 \text{ kW} \quad (4.64)$$

Výkon turbíny je dostatečný pro pohon kompresoru 1, hmotnostní průtok spalin kompresorem 1 tak byl dopočten doplňkem Solver vhodně.

5 VOLBA ELEKTROMOTORU A NÁVRH PŘEVODOVKY

Obtokový kompresor, značený jako kompresor 2, je poháněn elektromotorem. Vzhledem k tomu, že otáčky kompresoru neodpovídají standartním otáčkám elektromotorů, je třeba použít pro přenos kroutícího momentu z hřídele elektromotoru na hřídel kompresoru převodovku, která je navržena v této kapitole. Ke kompresoru je na společné hřídeli uložen pastorek, hřídel s kolem je pak spojena spojkou s elektromotorem. Přenos momentu mezi hřídelí a kolem, respektive pastorkem a hřídelí, je zajištěn těsnými pery.

Existuje několik druhů převodovek podle převodového mechanismu (ozubená kola: s kuželovým, šnekovým, šípovým či čelním soukolím; s řetězovým převodem; speciální převodovky a další). Převodovka, navržená v této práci, je s čelním soukolím se šikmými zuby. Výhodou tohoto ozubení je pozvolný záběr a rovnoměrnější zatížení zubů, tišší chod při vyšších otáčkách v porovnání s přímými zuby a oproti přímým zubům lze přenášet větší výkony. Nevýhodou je pak vznik axiálních sil, které je třeba zachytávat v axiálních ložiscích.

5.1 Výběr elektromotoru

Pro pohon obtokového kompresoru je zvolen elektromotor od firmy Siemens. Jedná se o asynchronní vysokonapěťový motor se dvěma póly, typ ARN 560W-4. Základní parametry tohoto motoru, potřebné pro další výpočty, jsou uvedeny v tabulce 5.1. Hlavním parametrem pro výběr elektromotoru je výkon, který musí pokrýt příkon obtokového kompresoru s částečnou rezervou.

Tabulka 5.1: Základní vlastnosti elektromotoru ARN 560W-4 [10]

Veličina	Hodnota
Výkon	$P_m = 800 \text{ kW}$
Otáčky bez skluzu	$n_m = 1500 \text{ min}^{-1}$

5.2 Návrh převodovky

Pro výpočet převodovky je třeba zvolit některé parametry. Zvolené hodnoty jsou uspořádány v tabulce 5.2. Výpočet převodovky tak, jak je uvedený v této práci, je poměrně zjednodušený, avšak pro potřeby práce dostačující, a vychází ze skutečností uvedených v [11].

Tabulka 5.2: Zvolené hodnoty pro výpočet převodovky [11]

Veličina	Hodnota
Normálový modul	$m_n = 8 \text{ mm}$
Úhel záběru v normálním řezu	$\alpha_n = 20^\circ$
Šířka ozubení	$b_{01} = 100 \text{ mm}$
Počet zubů pastorku	$z_1 = 25$
Průměr čepu pastorku	$D_1 = 100 \text{ mm}$
Průměr čepu kola	$D_0 = 220 \text{ mm}$
Osová délka ložiska pastorku	$a_{11} = 75 \text{ mm}$
Osová délka ložiska kola	$a_{10} = 100 \text{ mm}$
Mechanická účinnost převodovky	$\eta_m = 0,96$

5.2.1 Výpočet základních parametrů převodovky

Pro převodový poměr platí:

$$i = \frac{n_{k2}}{n_m} \quad (5.1)$$

$$i = 5,6$$

Počet zubů kola se dopočítá dle vztahu:

$$z_0 = z_1 \cdot i \quad (5.2)$$

$$z_0 = 140$$

Pro úhel sklonu zubu platí:

$$\beta_z = \arcsin\left(\frac{\pi \cdot m_n}{b_{01}}\right) \quad (5.3)$$

$$\beta_z = 14,56^\circ$$

Tečný modul se určí dle vztahu:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta_z)} \quad (5.4)$$

$$m_t = 8,3 \text{ mm}$$

Pro normální rozteč platí:

$$p_n = \pi \cdot m_n \quad (5.5)$$

$$p_n = 25,1 \text{ mm}$$

Pro čelní rozteč se vychází z tečného modulu a platí:

$$p_t = \pi \cdot m_t \quad (5.6)$$

$$p_t = 26 \text{ mm}$$

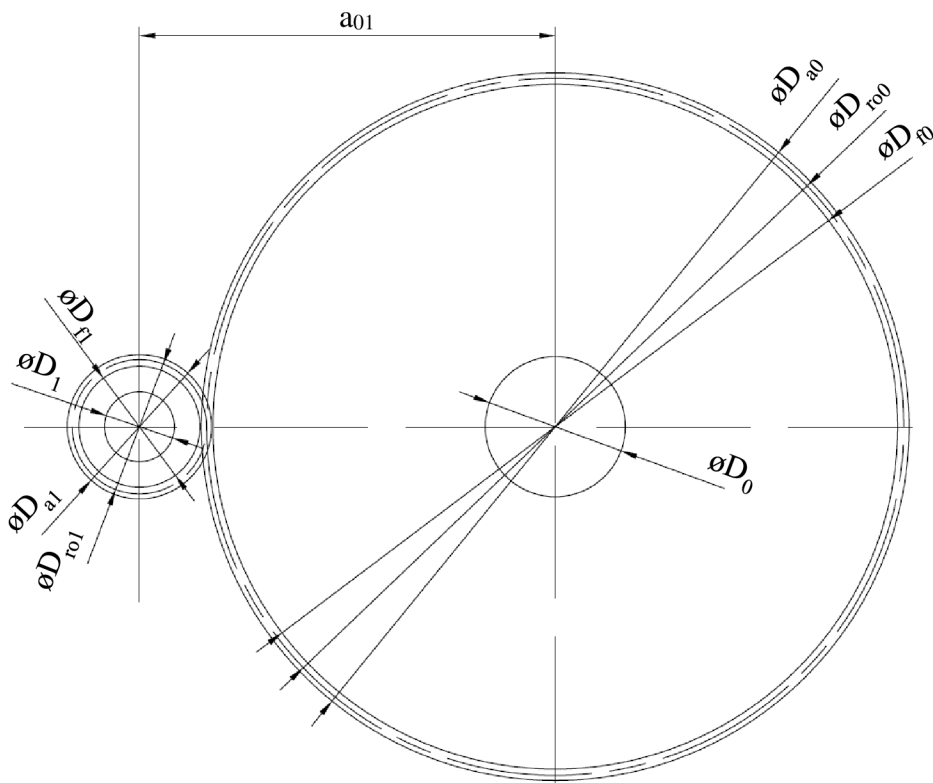
Pro čelní úhel záběru platí vztah:

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta_z)}\right) \quad (5.7)$$

$$\alpha_t = 20,61^\circ$$

5.2.2 Určení rozměrů charakteristických kružnic ozubení

Obrázek 5.1 zobrazuje výkres čelního ozubení s vyznačením jednotlivých základních rozměrů, které jsou v této kapitole vypočítány.



Obrázek 5.1: Výkres čelního soukolí s vyznačením základních rozměrů [vlastní]

Roztečné kružnice

Pro průměr roztečné kružnice pastorku platí:

$$D_{ro1} = z_1 \cdot m_t \quad (5.8)$$

$$D_{ro1} = 207 \text{ mm}$$

Pro průměr roztečné kružnice kola platí:

$$D_{ro0} = z_0 \cdot m_t \quad (5.9)$$

$$D_{ro0} = 1157 \text{ mm}$$

Hlavové kružnice

Pro průměr hlavové kružnice pastorku platí:

$$D_{a1} = D_{ro1} + 2 \cdot m_n \quad (5.10)$$

$$D_{a1} = 223 \text{ mm}$$

Pro průměr hlavové kružnice kola platí:

$$D_{a0} = D_{ro0} + 2 \cdot m_n$$
$$D_{a0} = 1173 \text{ mm}$$
(5.11)

Patní kružnice

Pro průměr patní kružnice pastorku platí:

$$D_{f1} = D_{ro1} - 2,5 \cdot m_n$$
$$D_{f1} = 187 \text{ mm}$$
(5.12)

Pro průměr patní kružnice kola platí:

$$D_{f0} = D_{ro0} - 2,5 \cdot m_n$$
$$D_{f0} = 1137 \text{ mm}$$
(5.13)

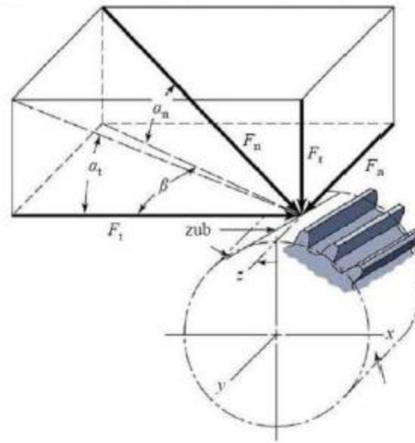
Roztečná osová vzdálenost

Vzdálenost mezi osou kola a osou pastorku se určí dle vztahu:

$$a_{01} = \frac{D_{ro0} + D_{ro1}}{2}$$
$$a_{01} = 682 \text{ mm}$$
(5.14)

5.2.3 Síly v ozubení a ložiscích, kontrola napětí a obvodových rychlostí

Zuby pastorku a kola, které jsou v kontaktu, na sebe vzájemně silově působí. Jak již bylo psáno dříve, v ozubení vznikají axiální síly, které zatěžují ložiska pastorku a kola. Výpočet těchto a dalších sil je obsahem této kapitoly. Na obrázku 5.2 níže je zobrazen rozklad sil, působících v ozubení.



Obrázek 5.2: Rozklad sil působících v ozubení [11]

Síly v zubech

Pro tečnou sílu v ozubení platí vztah:

$$F_t = \frac{P_{př}}{u_{01}} = 7737,8 \text{ N} \quad (5.15)$$

kde obvodová rychlost v ozubení u_{01} se vypočte dle vztahu 5.26 a přenášený výkon je dán příkonem kompresoru 2 a účinností ozubení dle vztahu:

$$P_{př} = \frac{P_{k2}}{\eta_m} \quad (5.16)$$

$$P_{př} = 703,2 \text{ kW}$$

Pro axiální sílu v ozubení platí:

$$F_a = F_t \cdot \text{tg}(\beta_z) \quad (5.17)$$

$$F_a = 2009,2 \text{ N}$$

Pro radiální sílu v ozubení platí:

$$F_r = F_t \cdot \text{tg}(\alpha_t) \quad (5.18)$$

$$F_r = 2909,8 \text{ N}$$

Pro celkovou sílu v ozubení platí:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos(\alpha_t) \cdot \cos(\beta_z)} \quad (5.19)$$

$$F_n = 8540,9 \text{ N}$$

Reakční síly v ložiscích

Pro tečnou složku platí:

$$F_{t,re} = \frac{F_t}{2} \quad (5.20)$$

$$F_{t,re} = 3868,9 \text{ N}$$

Pro radiální složku platí:

$$F_{r,re} = \frac{F_r}{2} \quad (5.21)$$

$$F_{r,re} = 1454,9 \text{ N}$$

Axiální síla v zubech je celá zachycena ložisky, proto platí rovnost:

$$F_{a,re} = F_a = 2009,2 \text{ N} \quad (5.22)$$

Celková reakční složka v ložisku je pak dána vztahem:

$$F_{re} = \sqrt{F_{t,re}^2 + F_{r,re}^2} \quad (5.23)$$

$$F_{re} = 4133,4 \text{ N}$$

Tlaky v ložiscích

Tlak, působící na ložisko pastorku, je dán vztahem:

$$p_1 = \frac{F_{re}}{D_1 \cdot a_{t1}} \quad (5.24)$$

$$p_1 = 0,55 \text{ MPa}$$

Tlak, působící na ložisko kola, je dán vztahem:

$$p_0 = \frac{F_{re}}{D_0 \cdot a_{t0}} \quad (5.25)$$

$$p_0 = 0,19 \text{ MPa}$$

Kontrola obvodových rychlostí.

Pro obvodovou rychlost v ozubení platí:

$$u_{01} = \frac{\pi \cdot D_{ro1} \cdot n_{k2}}{60} = 90,9 \text{ m/s} \quad (5.26)$$

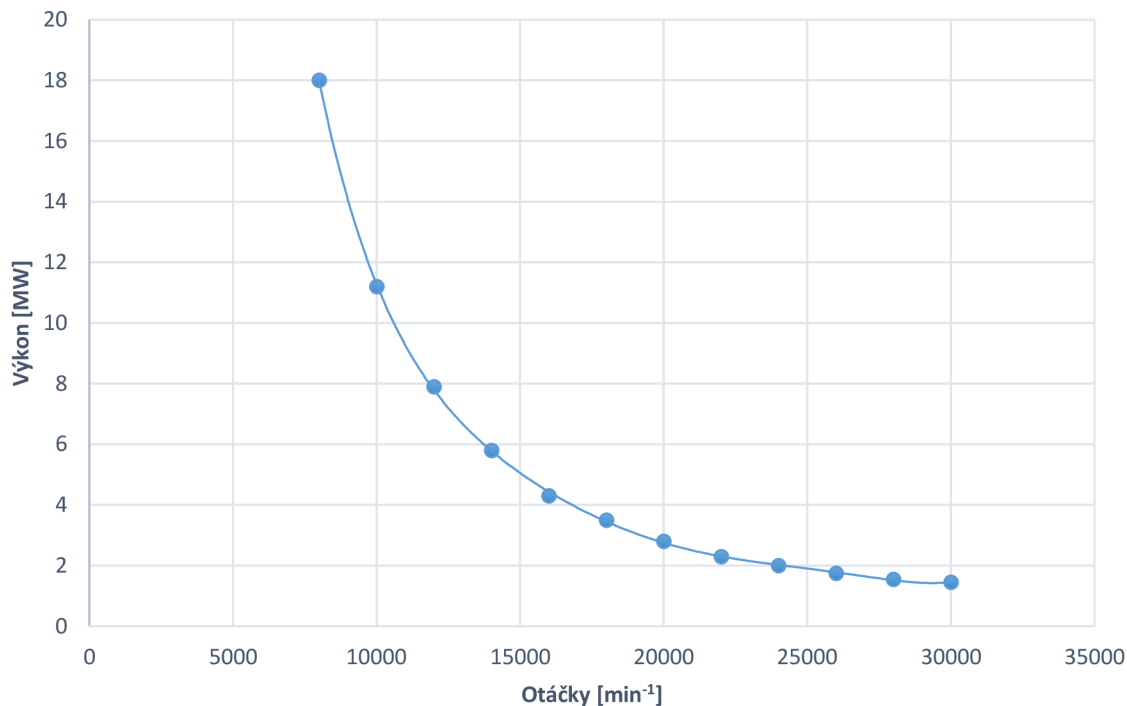
Pro obvodovou rychlost čepu pastorku platí:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{k2}}{60} = 44 \text{ m/s} \quad (5.27)$$

Pro obvodovou rychlost čepu kola platí:

$$u_0 = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n_m}{60} = 17,3 \text{ m/s} \quad (5.28)$$

Obecná charakteristika převodovky na obrázku 5.3 odpovídá maximálnímu tlaku v ložisku 2 MPa, maximální obvodové rychlosti v ozubení 120 m/s, maximální obvodové rychlosti čepu 80 m/s a poměru délky ložiska ku průměru ložiska $l/D = 1$. S ohledem na nízký přenášený výkon a relativně nízké otáčky lze volit nižší hodnotu poměru l/D (v případě snížení tohoto poměru by se charakteristika posunula vlevo). Důležité je, aby pracovní bod, daný otáčkami a přenášeným výkonem, ležel vlevo od obecné charakteristiky.



Obrázek 5.3: Obecná charakteristika převodovky [vytvořeno dle 9]

Kontrola napětí

Ozubená kola jsou namáhána především na ohyb, kdy je potřeba kontrolovat, zda ohybové napětí v patě zubu nepřekračuje hodnotu meze kluzu zvoleného materiálu. Před volbou materiálu je tedy nejdříve uveden výpočet napětí v ohybu v patě zubu, pro které platí dle [11] Lewisova rovnice:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{\frac{s_{01}^2 \cdot b_{01}}{6 \cdot h_{01}}} \quad (5.29)$$
$$\sigma_F = 49,6 \text{ MPa}$$

kde s_{01} je tloušťka zubu daná vztahem:

$$s_{01} = \frac{p_t}{2} \quad (5.30)$$
$$s_{01} = 13 \text{ mm}$$

a h_{01} je výška zubu daná vztahem:

$$h_{01} = 2,25 \cdot m_n \quad (5.31)$$
$$h_{01} = 18 \text{ mm}$$

Podle hodnoty ohybového napětí v patě zubu je nyní třeba vybrat materiál ozubení. Obecně se používají na výrobu ozubených kol o nízkých přenášených výkonech oceli třídy 11 a 12. V případech ozubení se volí bezpečnost $k = 3$. Zvolený materiál by měl tedy splňovat skutečnost, že maximální dovolené napětí je vyšší než vypočtené, zároveň však by neměl být z důvodu ekonomického předimenzován (materiály o vyšší mezi kluzu jsou zpravidla kvalitnější a tím pádem dražší). S ohledem na tyto skutečnosti je volen materiál 11 375, který má minimální mez kluzu $R_e = 196 \text{ MPa}$. Maximální dovolené napětí je pak:

$$\sigma_{D,max} = \frac{R_e}{k} \quad (5.32)$$
$$\sigma_{D,max} = 65,3 \text{ MPa}$$

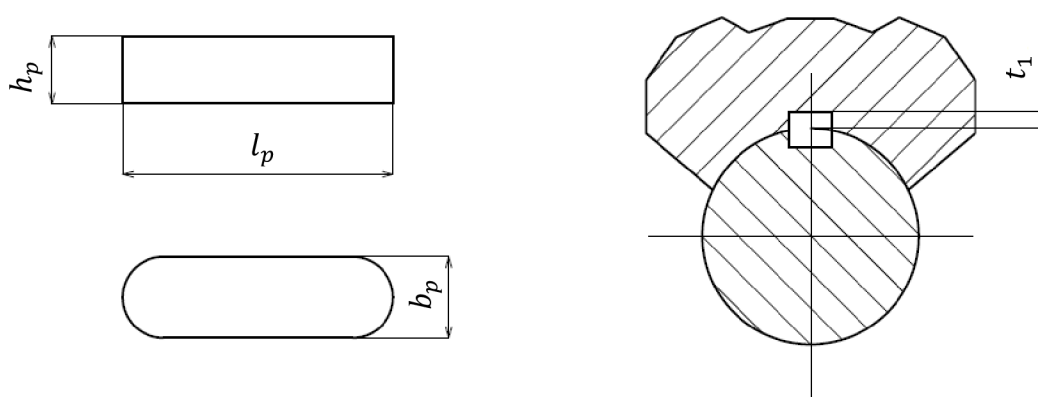
Tato hodnota splňuje podmínku $\sigma_{D,max} > \sigma_F$ s částečnou rezervou, a současně se jedná o dostupný materiál, který má vhodné vlastnosti pro výrobu ozubených kol.

5.2.4 Kontrola per

Pera, která slouží k přenosu kroutícího momentu z hřídele na kolo, respektive z pastorku na hřídel, jsou namáhána na stříh a na otláčení. Kontrolní výpočet těchto parametrů vychází jednak z přenášeného výkonu, jednak z rozměrů per, které jsou normalizovány¹². V tabulce 5.3 níže jsou uvedeny základní rozměry per. Značení jednotlivých rozměrů odpovídá obrázku 5.4.

Tabulka 5.3: Rozměry per [12]

Rozměry [mm]	Délka l_p	Šířka b_p	Výška h_p	Výška drážky v náboji t_1
Pero pastorku	80	28	16	6,1
Pero kola	80	50	28	11



Obrázek 5.4: Rozměry těsného pera [vlastní]

Pro obě pera je samozřejmě výpočet stejný a pro interpretaci výsledků tak je použito stejného přístupu, jako u výpočtu kompresorů. V dalším textu jsou uvedeny rovnice pro výpočet jednotlivých veličin a tabulka 5.4 pak shrnuje výsledky.

Kontrola pera na stříh

Pro napětí ve stříhu musí platit:

$$\tau_s = \frac{F}{b_p \cdot l_p} \leq \tau_{s,max} \quad (5.33)$$

kde síla F působící na pero je dána vztahem:

$$F = \frac{M_k}{\frac{D}{2}} = \frac{P_{př} \cdot 60}{n \cdot \pi \cdot D} \quad (5.34)$$

¹² Ve strojních tabulkách jsou uvedeny šířky a výšky per spolu s rozměry drážek v náboji a v hřídeli. Délka pera se volí právě na základě kontrolních výpočtů tak, aby hodnoty napětí byly menší než maximální dovolené.

kde za D se dosazuje průměr čepu pastorku, respektive kola a za otáčky n se u kola dosazují otáčky elektromotoru a u pastorku otáčky kompresoru (jednotka otáčky/min). Maximální dovolené napětí ve stříhu se dá přibližně vyjádřit jako:

$$\tau_{s,max} \approx 0,6 \cdot R_e \quad (5.35)$$

kde hodnota meze kluzu je dána materiálem. Pro zvolený materiál 11 375 je $R_e = 196$ MPa.

Kontrola pera na otláčení

Pro kontrolu pera na otláčení musí platit:

$$p_o = \frac{F}{t_1 \cdot l_p} \leq p_{o,max} \quad (5.36)$$

kde síla F je dána rovnicí 5.34. Maximální dovolená hodnota tlaku na pero je určena na základě konzultace pro daný materiál $p_{o,max} = 90$ MPa.

Tabulka 5.4: Vypočtené hodnoty pro kontrolu per

Veličina	Zkratka	Kolo	Pastorek	Jednotka	č.r
Napětí ve stříhu	τ_s	13,6	7,1	MPa	5.33
Působící síla	F	40699	15988,8	N	5.34
Maximální napětí ve stříhu	$\tau_{s,max}$	117,6	117,6	MPa	5.35
Tlak na otláčení pera	p_o	61,7	32,8	MPa	5.36

Jak lze sledovat v tabulce 5.4, hodnoty vypočtených napětí ve stříhu a tlaků na otláčení per jsou menší než maximální dovolené, délka těsných per pro přenos krouticích momentů tak byla zvolena vhodně.

6 ZHODNOCENÍ NAVRŽENÉHO TEPELNÉHO ČERPADLA

6.1 Ekonomické zhodnocení

Tato kapitola je věnována ekonomickému zhodnocení instalace tepelného čerpadla.¹³ V případě jakékoli investice je pro investora důležité vědět, zda a kdy se mu investice vrátí, jaké si může dovolit investiční náklady a v neposlední řadě musí počítat s určitými jevy, kterých se nejde vyvarovat (náklady na údržbu, náklady na opravy a další).

Pro výpočet investičních nákladů je třeba vhodně určit některé parametry. V první řadě je důležité odhadnout dobu návratnosti investice. Ta se pohybuje v případě tepelných čerpadel zhruba mezi 6-8 lety, pokud je čerpadlo v provozu větší část roku, lze uvažovat návratnost investice již za 5 let. Pro jednoduchost výpočtu je uvažována doba návratnosti 6 let při uvažování 5000 provozních hodin čerpadla za rok, jedná se o hodnoty doporučené školitelem. Dále je pro výpočet investičních nákladů důležité znát ceny tepelné a elektrické energie.

6.1.1 Určení chladicího faktoru a výkonu výměníku tepla

Pro chladicí faktor tepelného čerpadla (COP_c , anglicky coefficient of performance cooling) platí následující rovnice:

$$COP_c = \frac{P_v}{P_{př}} \quad (6.1)$$

$$COP_c = 2,11$$

kde P_v je výkon výměníku tepla, daný vztahem:

$$P_v = P_{k1} + P_{k2} \quad (6.2)$$

$$P_v = 1481,7 \text{ kW}$$

a $P_{př}$ je potřebný výkon elektromotoru, který je dán výkonem přenášeným převodovkou dle vztahu 5.16.

6.1.2 Cena tepelné energie

Výpočet návratnosti investice je pro názornost prováděn pro teplárny v Brně. Na internetových stránkách brněnských tepláren je uvedena prodejní cena tepla v Brně z roku 2019, která má hodnotu 552 Kč/GJ (jedná se o hodnotu bez DPH, tak jako u dalších cen, uvedených v následujícím textu). Tato cena je neměnná od roku 2017, kdy došlo k jejímu poklesu o 5 % oproti roku 2016. [13] Pro další výpočty je tato hodnota přepočtena na Kč/kWh:

$$N_t = \frac{N_{t(Kč/GJ)}}{1} \cdot \frac{1}{3600 \cdot 10^{-6}} \quad (6.3)$$

$$N_t = 1,99 \text{ Kč/kWh}$$

¹³ V cílech diplomové práce ekonomické zhodnocení tepelného čerpadla není požadováno, ale s ohledem na samotný důvod instalace tepelného čerpadla je vhodné toto zhodnocení, byť na základní úrovni, uvést.

6.1.3 Cena elektrické energie

Tabulka 6.1 zobrazuje cenu silové elektřiny dodavatele E.ON v jednotlivých měsících roku 2019, a to vždy pro první kalendářní den daného měsíce.

Tabulka 6.1: Ceny silové elektřiny v jednotlivých měsících roku 2019 [14]

Období [měsíc]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Cena [Kč/kWh]	1,5	1,52	1,52	1,52	1,52	1,52	1,53	1,53	1,53	1,53	1,53	1,54

Cena silové elektřiny v průběhu roku 2019 rostla poměrně stabilním tempem. Zajímavé je však porovnání s cenami elektřiny z roku 2018, které jsou uvedeny v tabulce 6.2.

Tabulka 6.2: Ceny silové elektřiny v jednotlivých měsících roku 2018 [14]

Období [měsíc]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Cena [Kč/kWh]	1,16	1,16	1,17	1,17	1,17	1,17	1,19	1,19	1,22	1,22	1,22	1,23

Při porovnání dat z tabulek 6.1 a 6.2 lze sledovat značné rozdíly v cenách elektrických energií. Tyto rozdíly jsou v případě uvažování investice do podobného zařízení zásadním faktorem, neboť se zvyšující se cenou elektřiny rostou náklady na provoz zařízení a zároveň se prodlužuje doba návratnosti investice. Pro investiční záměr by bylo potřeba podrobněji analyzovat predikce vývoje cen elektrické energie. Pro zjednodušení dalších výpočtů je nicméně uvažováno, že v budoucích letech nebude docházet k podobným výkyvům cen elektrické energie, jako tomu bylo na přelomu let 2018/2019, a že průměrná cena elektřiny bude odpovídat průměrné ceně z roku 2019, pro kterou platí:

$$N_e = \frac{\sum_{1.1.2019}^{1.12.2019} \text{cena elektřiny}}{12} \quad (6.4)$$

$$N_e = 1,52 \text{ Kč/kWh}$$

6.1.4 Určení investičních nákladů na provoz tepelného čerpadla

Pro prostou návratnost platí vztah:

$$n = \frac{N_i}{Z_c} \quad (6.5)$$

kde N_i jsou investiční náklady a Z_c je roční čistý zisk z investice.

Pro roční čistý zisk platí vztah:

$$Z_c = N_t \cdot t_{pr} \cdot P_v - N_e \cdot t_{pr} \cdot P_{př} - N_{ost} \cdot t_{pr} \cdot P_v \quad (6.6)$$

$$Z_c = 8\,624\,024 \text{ Kč/rok}$$

kde provozní doba $t_{pr} = 5000$ hodin/rok. První člen je hrubý zisk (zisk z prodeje tepla) bez uvažování nákladů na pohon elektromotoru (člen druhý) a bez ostatních nákladů, které jsou spojeny s údržbou a provozem tepelného čerpadla (člen třetí). Hodnota ostatních nákladů N_{ost} je dle doporučení volena $0,1$ Kč/kWh.

Investiční náklady jsou při uvažování doby návratnosti $n = 6$ let dány vztahem:

$$N_i = Z_c \cdot n \quad (6.7)$$

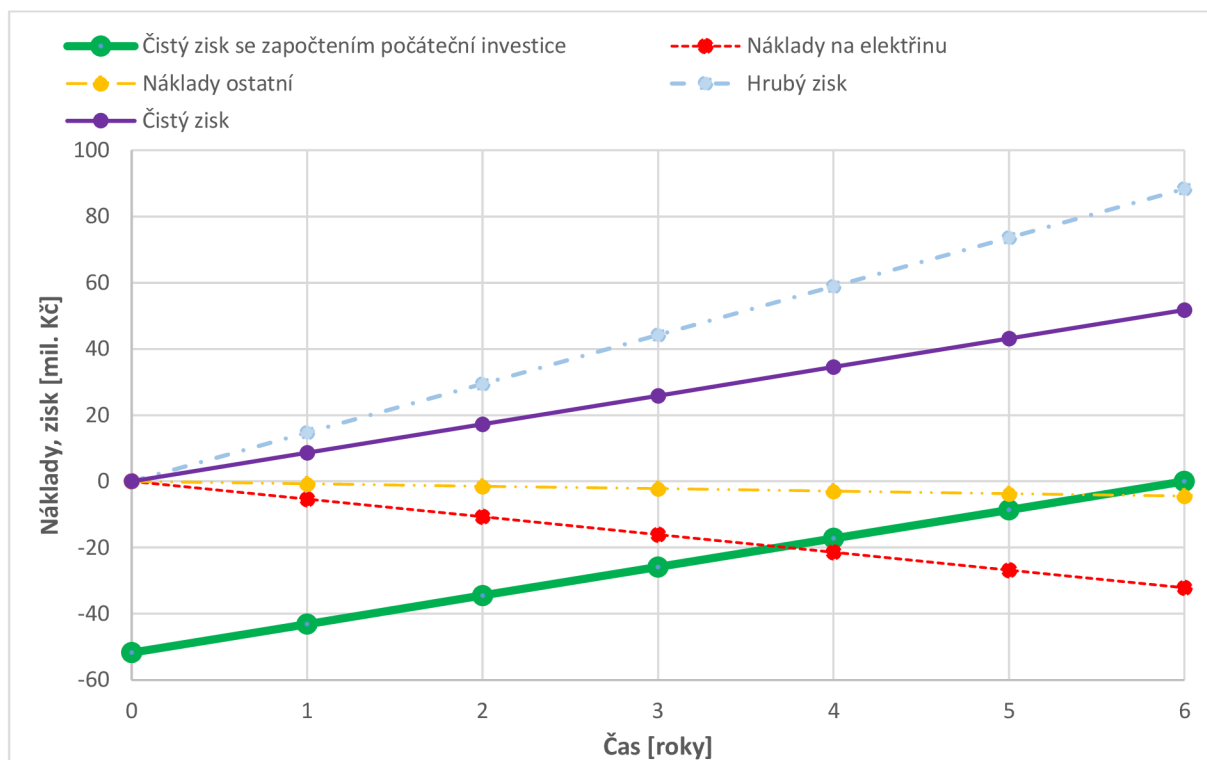
$$N_i = 51\,744\,146 \text{ Kč}$$

což v přepočtu na tepelný výkon navrhovaného čerpadla (výkon výměníku) dává hodnotu:

$$N_{i,kWh} = \frac{N_i}{P_v} \quad (6.8)$$

$$N_{i,kWh} = 34922,3 \text{ Kč/kWh}$$

Grafické znázornění výše vypočtených hodnot je uvedeno na obrázku 6.1. Jedná se o kumulativní hodnoty nákladů a zisků v průběhu úvodních 6 let provozu, během této doby je očekáváno navrácení investice.



Obrázek 6.1: Náklady na provoz a zisk z provozu tepelného čerpadla

Červená úsečka znázorňuje náklady na elektřinu pro pohon elektromotoru, žlutá pak ostatní náklady. Modrou úsečkou je znázorněn hrubý zisk (člen první z rovnice 6.6). Fialová úsečka je dána součtem zisků a nákladů a vyjadřuje čistý zisk v průběhu prvních 6 let provozu navrhovaného čerpadla. Zelená úsečka pak odpovídá čistému zisku při uvažování počáteční investice a protíná nulovou hodnotu na ose y v čase 6 let, což odpovídá navrhované návratnosti.

Výpočet investičních nákladů je zjednodušený a platí pro předpoklad neměnných cen tepelné a elektrické energie, což v případě především cen elektrické energie představuje odchylku od skutečnosti, nicméně přesné prognózy vývoje cen elektřiny nejsou známy, což je hlavní důvod pro toto zjednodušení. U podobných zařízení je dále možné žádat o dotace v rámci zelených bonusů, které ve výpočtu nejsou zahrnuty, a které by částečně kompenzovaly náklady na provoz čerpadla. Uvažování ceny silové elektřiny platí pro předpoklad, že by teplárna, která by podobné zařízení využívala, měla vlastní zdroj elektrické energie a tuto energii by používala na pohon elektromotoru. Teplárny v Brně, například provozy Špitálka nebo Červený mlýn, mimo tepelnou energii vyrábí a prodávají také elektrickou energii, a to právě za cenu elektřiny silové. V takovém případě je instalace tepelného čerpadla výhodná, jelikož teplárna výhodněji prodá teplo než elektřinu, jak lze pozorovat při porovnání modré a červené úsečky v grafu na obrázku 6.1. V případě, že by teplárna neměla vlastní zdroj elektrické energie, nebo by nebyl dostatečný na pohon elektromotoru, musela by elektrickou energii nakupovat, ovšem již za cenu mnohem vyšší, jelikož k ceně silové elektrické energie by se přičetla cena za distribuci elektřiny a další poplatky, což by znatelně zvyšovalo náklady na provoz zařízení.

6.2 Porovnání s alternativní variantou

Podobná práce byla již dříve na Energetickém ústavu Fakulty strojního inženýrství řešena. Jedná se o práci [15], která se zabývá stejnou problematikou, ale je řešena odlišným způsobem. Ve zmiňované práci je celé termodynamické tepelné čerpadlo řešeno jako celek, to znamená, že jak kompresor, tak turbína, tak převodovka, jsou na jednom společném rámu, narozdíl od řešení, uvedeného v této práci.¹⁴

Řešení dle [15] se na první pohled jeví jako přijatelnější varianta, a to z několika důvodů. Jednak se jedná o rozměry tepelného čerpadla. V případě práce [15], kdy jsou jak turbína, tak kompresor, umístěny na společném rámu, odpadá místo ve strojně pro usazení komandéru. Další výhodou plyne z počtu kompresorů, kdy v případě práce [15] čerpadlo obsahuje pouze jeden. Více kompresorů zvyšuje jednak náklady na výrobu, dále pak se jedná o systém, ve kterém může docházet k určitým chybám (poruchy těsnění, poruchy lopatek a další), které by mohly zvyšovat náklady na opravy a zvyšují náklady na údržbu. V neposlední řadě je pak také vhodné zdůraznit, že z obou kompresorů by spaliny do výměníku musely proudit samostatným potrubím (v potrubí by samozřejmě docházelo ke ztrátám), které by se buďto spojovalo před tepelným výměníkem, nebo by výměník musel obsahovat dva vstupy spalin, které mají lehce odlišné teploty, což by mohlo vést k nepřesnostem při návrhu výměníku.

Předložená varianta má také určité výhody. Rozdělení hmotnostního toku spalin mezi dva kompresory zmenšuje rozměry průtočných částí jednotlivých kompresorů, v případě použití varianty dle [15] by byly rozměry kompresoru znatelně větší, což by se projevilo na ceně. Určitá výhoda plyne také z rozdělení jednoho složitějšího a rozměrnějšího zařízení na dvě relativně menší, a to z hlediska oprav jednotlivých komponent, kdy v případě poruchy některé z komponent jednoho soustrojí není nutné rozebírat soustrojí druhé.

¹⁴ Samotný princip výpočtu je u obou prací (s ohledem na obdobnou problematiku) podobný. Práce [15] obsahuje mimo konstrukčního řešení také odlišnosti v zadaných parametrech spalin na vstupu do kompresoru a turbíny. Tyto rozdíly ovšem nejsou předmětem kapitoly 6.2, která je zaměřena spíše na posouzení právě z hlediska konstrukčního a ekonomického. Je vhodné zdůraznit, že obě práce byly zadány firmou Siemens, a v případě této práce se jedná pravděpodobně o porovnání obou variant (jedná se o požadavek školitele práce).

7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

7.1 Kompondér

Jako první je uvedeno konstrukční řešení kompondéru. V kapitolách níže je uveden popis jednotlivých součástí, jejich způsob výroby a poté popis kompletace jednotlivých součástí v celek. Popis níže odpovídá výkresům A2-02-04-2020/01 a A2-02-04-2020/02.

7.1.1 Kompresor

Skříň kompresoru

Skříň kompresoru (pozice 4) je vyrobena jako odlitek. Na vstupní části je vyvrtáno 8 otvorů pro připojení potrubí (pozice 32), stejně tak na výstupní části ze spirály jsou otvory pro připojení potrubí, které vede k výměníku tepla. Dále jsou ve skříni vyvrtány závitové otvory pro zachycení záchytného disku kompresoru pomocí 8 závrtných šroubů (pozice 3). Tlak ve spirále vyvozuje poměrně velké síly, a tak je skříň ze spodní strany opatřena žebry, které zvyšují tuhost. Žebra jsou ke skříni po obvodu navařena po 15 °, jedná se o hodnotu doporučenou ze zkušeností školitele. Skříň kompresoru je vyrobena tak, že plní jak funkci vstupního konfuzoru, tak funkci spirální skříně.

Bezlopatkový a lopatkový difuzor

BLD a LD jsou tvořeny jednak skříni kompresoru, z druhé strany jsou pak ohraničeny prstencem (pozice 12), na kterém jsou připevněny lopatky LD. Prstenec je spojen se záchytným diskem kompresoru pomocí 8 šroubů (pozice 5).

Oběžné kolo

Oběžné kolo kompresoru s lopatkami (pozice 8) je opatřeno otvorem pro centrální šroub (pozice 10), kterým je kolo připojeno k hřídeli (pozice 17). Pro přenos kroutícího momentu z hřídele na oběžné kolo je použito Hirthovo ozubení. Pro přesné uložení oběžného kola a hřídele je použito centrovacího kolíku (pozice 27, označena u turbíny). Z důvodu rotace oběžného kola je nutností uvažovat s vůlí mezi kolem a vymešovacím diskem (pozice 11). Touto mezerou proudí část spalín z pracovního prostoru kompresoru do okolí. Pro redukci množství spalín, které takto unikají, je třeba kompresor opatřit kartáčovou ucpávkou. Kotouč s kartáčovou ucpávkou (pozice 7) je vložen do drážky v záchytném disku (pozice 13) a ze druhé strany je zajištěn vymešovacím diskem, který je k záchytnému disku kompresoru přišroubován 8 šrouby (pozice 6).

7.1.2 Turbína

Skříň turbíny

Konstrukční řešení turbíny je obdobné, jako je tomu u kompresoru. Skříň turbíny (pozice 1) je vyrobena jako odlitek. Na výstupní části ze skříně je vyvrtáno 8 děr pro připojení potrubí (pozice 36), kterým spaliny odcházejí do komína, stejně tak na vstupní části do spirály jsou otvory pro připojení potrubí, které vede ochlazené spaliny z výměníku tepla. Dále jsou ve skříni vyvrtány závitové otvory pro zachycení záchytného disku turbíny pomocí 8 závrtných šroubů (pozice 18). Tak jako u skříně kompresoru, i u turbíny je pro zpevnění skříně použito žeber.

Bezlopatkový a lopatkový rozvaděč

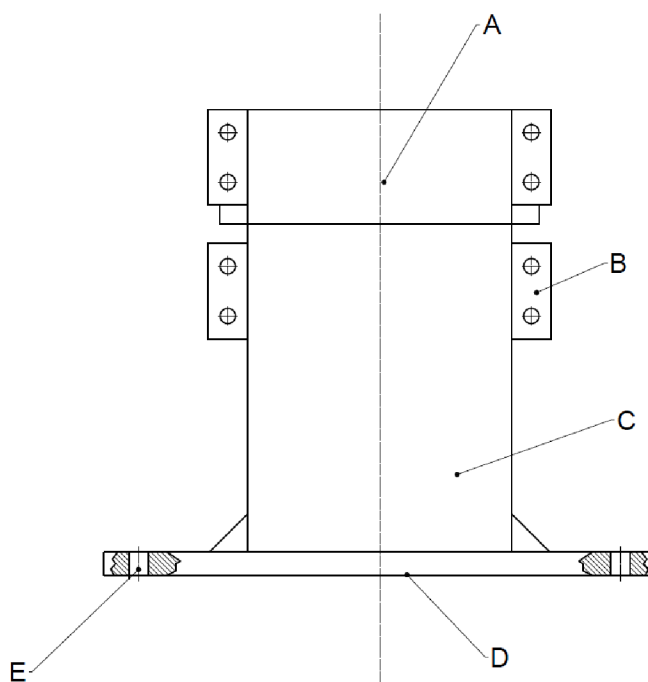
Prstenec, opatřený lopatkami (pozice 21), je připojen k záchytnému disku turbíny pomocí 8 šroubů (pozice 20) a spolu se stěnou skříně tvoří BLR a LR.

Oběžné kolo

Konstrukční řešení oběžného kola je stejné, jako je tomu u kompresoru. Kolo s lopatkami (pozice 24) je opatřeno otvorem pro centrální šroub turbíny (pozice 26), kterým je spojeno s hřídelí. Pro přenos kroutícího momentu na hřídel je opět použito Hirthovo ozubení. Kotouč s kartáčovou ucpávkou (pozice 28) je zajištěn opět mezi záchytným diskem turbíny (pozice 19) a vymešovacím diskem turbíny (pozice 23), které jsou spojeny 8 šrouby (pozice 22).

7.1.3 Nosná skříň

Nosná skříň je ve výkresové dokumentaci označena pozičním číslem 2. Jedná se o svarek jednotlivých částí, jak lze sledovat na obrázku 7.1. Značení položek je netradiční pomocí velkých písmen, a to z toho důvodu, aby se nepletlo se značením ve výkresové dokumentaci. Podobně tomu je u dalších nákresů v textu níže, kdy je použito jednak velkých, či malých písmen, či římských čísel.



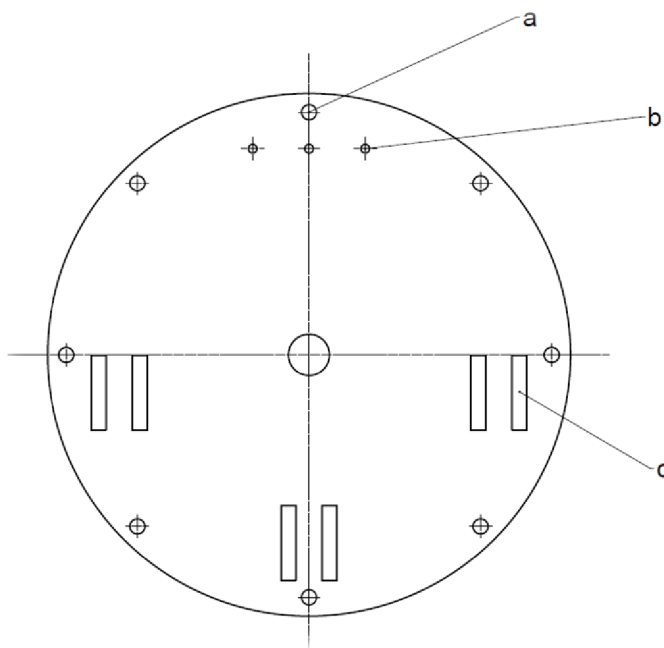
Obrázek 7.1: Sestava nosné skříně [vlastní]

Základová deska nosné skříně (pozice D) je opatřena 24 otvory pro šrouby (pozice E), jimiž je nosná skříň připojena k podlaze strojovny. K základové desce jsou přivařeny 4 tlustostěnné desky, které dohromady tvoří střední část nosné skříně (pozice C). Pro zvýšení tuhosti konstrukce jsou navařena žebra. Horní část nosné skříně (pozice A) obsahuje vyfrézované drážky pro zasunutí (ve směru od oběžných kol) olejových ucpávek (pozice 14, slouží k zamezení výtoku oleje ze skříně), kluzných radiálních ložisek (pozice 16,

zachycují radiální síly), axiální ložisko (pozice 35, slouží spolu s přidruženým radiálním ložiskem k zachycení axiálních sil) a dále 12 závitových otvorů pro připojení krytu komandéru (pozice 29). Odvod oleje do vany je řešen potrubím, které je napojeno na spodní část pozice A, která má vyfrézovanou drážku pro volný odtok oleje. Ve střední části nosné skříně jsou navařeny dvě desky s otvory (pozice B), ke kterým je přichycen kompresor na jedné a turbína na druhé straně. Další desky jsou navařeny na horní části nosné skříně, vždy po dvou na každé straně, a slouží pro stejný účel, jako je tomu u desek na střední části.

7.1.4 Kompletace komandéru

Do nosné skříně komandéru jsou umístěny spodní poloviny ložisek, olejová ucpávka a hřídel, na které jsou umístěny odšťikovací kroužky (pozice 15) a axiální opěrný kroužek (pozice 34, ze stran je kroužek opatřen kluznými plochami¹⁵). Provede se kontrola ustavení hřídele, ložisek a ucpávek. K nosné skříně jsou pak připojeny kompresor a turbína, a to pomocí záchytných disků. Zadní pohled (pohled od nosné skříně) na záchytný disk lze sledovat na obrázku 7.2.



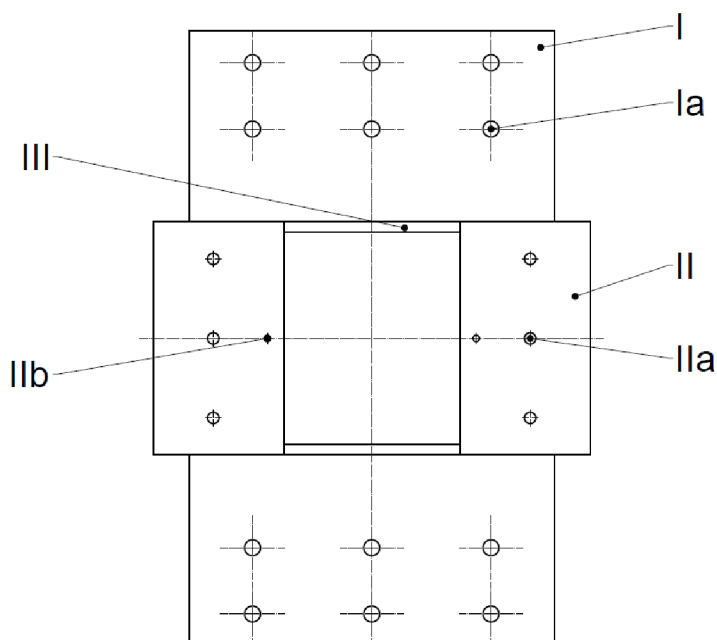
Obrázek 7.2: Zadní pohled na záchytný disk kompresoru/turbíny [vlastní]

Spojení záchytného disku ke skříně kompresoru, respektive turbíny, bylo uvedeno v textu výše (otvory pro šrouby, pozice a). Spojení k nosné skříně je realizováno pomocí šroubů. Jak bylo již uvedeno, nosná skříně obsahuje celkem 6 navařených desek s otvory, z každé strany 3 (pro doplnění, pozice B na obrázku 7.1). Na záchytné disky je navařeno 6 desek s otvory (pozice c). Kompresor, respektive turbína, se nasune na nosnou skříně komandéru a obě části se spojí šrouby, čímž je zaručena souosost turbíny a kompresoru. Oběžná kola se

¹⁵ Další možností by bylo opatřit hřídel dvojicí axiálních kroužků, mezi kterými by bylo umístěno axiální ložisko, což by však přineslo obtíže při montáži. Z toho důvodu se využívá přidruženého radiálního kluzného ložiska, které z druhé strany kroužku pracuje jako axiální ložisko a lze tak hovořit o radiálně axiálním ložisku.

připojí k hřídeli pomocí centrálních šroubů, které jsou zajištěny válcovou maticí s otvorem pro otáčení (pozice 9 pro kompresor, pro turbínu pozice 25). Mezi oběžnými koly a maticemi jsou podložky (pozice 33 pro kompresor, respektive pozice 37 pro turbínu). V horní části záchytných disků jsou vyvrtány závitové díry (pozice b) pro připojení pojistné desky (pozice 40).

V dalším kroku se namontuje horní polovina ložisek, opět se zkontroluje celkové ustavení hřídele a pokračuje se položením krytu komandéru (pozice 31), který se přišroubuje na nosnou skříň. Horní pohled na kryt komandéru je uveden na obrázku 7.3



Obrázek 7.3: Horní pohled na kryt komandéru [vlastní]

Kryt komandéru je vyráběn jako svarek. Pozice II je horní polovina ložiskové skříně, skládající se ze dvou dílů, ve které jsou vyvrtány závitové otvory (pozice IIa) pro připojení pojistné desky. Dále jsou ve spodní části vyfrézovány drážky pro ložiska, stejně jako tomu je ve spodní polovině ložiskové skříně, a otvory pro přívod oleje k ložiskům (pozice IIb). Mezi oběma díly horní poloviny ložiskové skříně jsou navařeny desky (pozice III), které doléhají až na desku (pozice I) s otvory pro přichycení k nosné skříni (pozice Ia) a kryjí přístup ke hřídeli z bočních stran.

Na závěr se ke krytu komandéru připevní pojistná deska (pozice 40) pomocí závrtných šroubů (pozice 39), na kterou jsou navařeny dva hranoly se závitovým otvorem pro olejovou maznici (pozice 30). Hranoly s otvorem pro maznici jsou opatřeny drážkami pro vložení těsnění (pozice 41), aby se olej nedostal mezi pojistnou desku a kryt komandéru. Pojistná deska se pak připojí 6 šrouby (pozice 38) k záchytným diskům kompresoru/turbíny – tři na každý disk, jak lze vidět na obrázku 7.2 a výkresu A2-02-04-2020/02. Pro zvýšení tuhosti pojistné desky jsou opět přivařena žebra. Pojistná deska pak kryje přístup k hřídeli komandéru z horní strany.

7.2 Obtokový kompresor s elektromotorem

Tato kapitola doplňuje výkresovou dokumentaci sestavy obtokového kompresoru s elektromotorem, konkrétně se jedná o sestavový výkres A2-02-04-2020/03. Obsah následujícího textu je podobný, jako v předchozí kapitole, která je věnována konstrukčnímu řešení komandéru. S ohledem na podobnost obou sestav je tato kapitola stručnější.

7.2.1 Kompresor

Obtokový kompresor je z konstrukčního hlediska řešen stejným způsobem, jako je tomu u kompresoru komandéru. Z tohoto důvodu je tedy celý kompresor ve výkresové dokumentaci označen pozičním číslem 1 a jednotlivé komponenty obtokového kompresoru odpovídají příslušným komponentám kompresoru komandéru z kapitoly 7.1.1.

7.2.2 Hřídel pastorku, hřídel kola

Hřídel pastorku je opatřena (ve směru od oběžného kola) odstřikovacím kroužkem (pozice 11), axiálním opěrným kroužkem (pozice 2) pro axiální ložisko (pozice 3) a dvojicí opěrných kroužků pastorku (pozice 7). Pro zachycení radiálních silových účinků je použita dvou radiálních kluzných ložisek (pozice 9). Přenos kroutícího momentu z pastorku (pozice 6) na hřídel je realizován pomocí pera (pero pastorku není ve výkresu zaznačeno, pro ilustraci lze pozorovat pero u kola, pozice 24), hřídel má tedy vyfrézovanou drážku pro vložení pera.

Hřídel kola (pozice 19) je řešena stejným způsobem jako hřídel pastorku, poziční čísla odpovídají kusovníku z přílohy 4. Hřídel je přírubou připojena ke spojce (pozice 14).

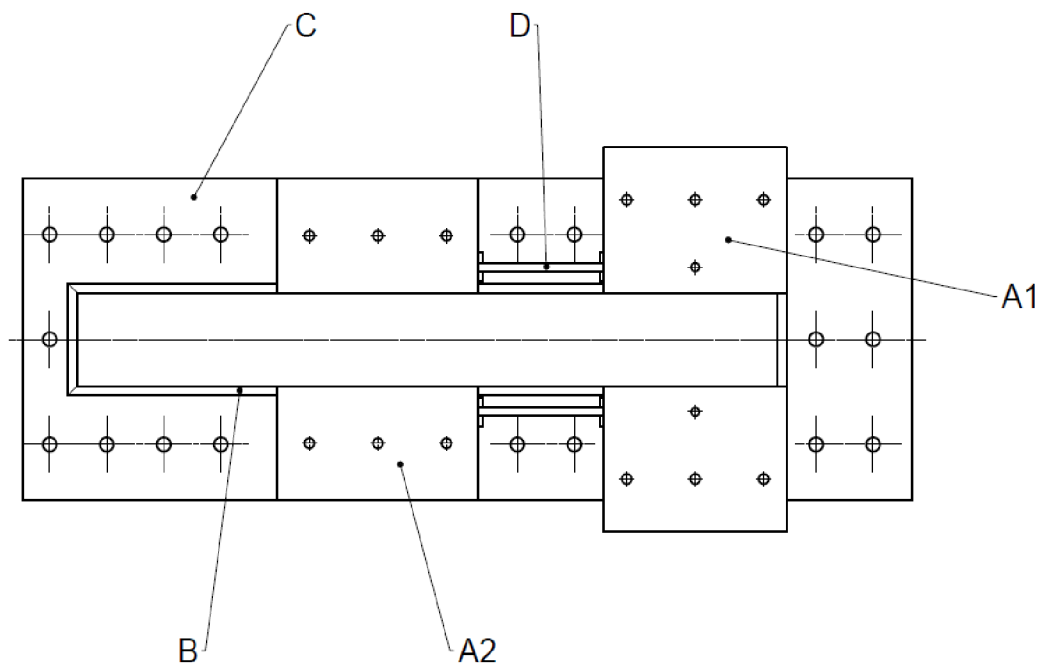
7.2.3 Převodková skříň, skříň s elektromotorem

Převodková skříň (pozice 4) je řešena podobným způsobem, jako je tomu u nosné skříně komandéru. Jedná se opět o svarek, který obsahuje horní část s vyfrézovanými drážkami pro ložiska a olejové ucpávky a vyvrtanými otvory pro přichycení krytu převodkové skříně (pozice 5), střední nosnou část, ke které je navařena spodní deska s otvory pro zachycení k základové desce ve strojovně (pozice 13). Rozdíl oproti nosné skříně komandéru je jednak v rozměrech, jednak ve skutečnosti, že v horní části skříně je nutné vytvořit otvor pro ozubená kola. Na straně skříně, kde končí hřídel (u hřídele pastorku na straně elektromotoru, u hřídele kola na straně kompresoru) jsou z bezpečnostních důvodů přišroubovány ochranné plechy (pozice 12, respektive 28).

Elektromotor (pozice 15) je uložen na skříně elektromotoru (pozice 16) pomocí 4 šroubů (otvory pro šrouby pozice 18). Celá sestava je pak přichycena k základové desce 8 šrouby (otvory pro šrouby pozice 17).

7.2.4 Kompletace sestavy obtokový kompresor – elektromotor

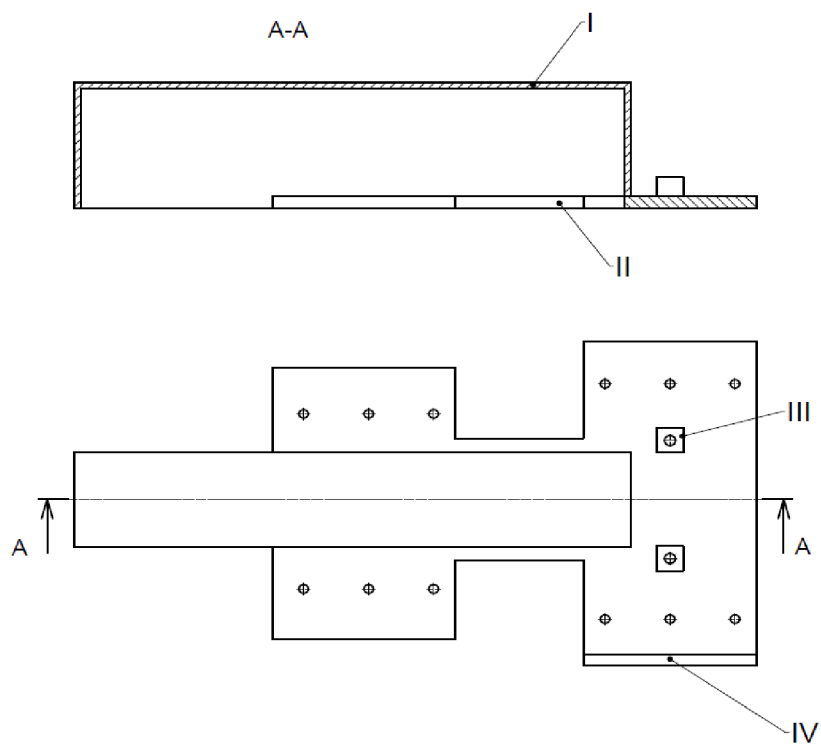
Princip přichycení obtokového kompresoru k převodkové skříně je stejný, jako v případě kompresoru komandéru. Stejně tak je tomu i u vkládání obou hřídelí a nutnosti kontrolovat jejich ustavení, tak jako ustavení ložisek a olejových ucpávek. Dále je připojen kryt převodkové skříně. Horní pohled na kryt převodkové skříně lze sledovat na obrázku 7.4.



Obrázek 7.4: Horní pohled na kryt převodovkové skříně [vlastní]

Kryt převodovkové skříně je opět vyráběn jako svarek. Horní polovina ložiskové skříně (pozice A1 pro ložiska hřídele pastorku, pozice A2 pro ložiska hřídele kola) je opatřena drážkami pro ložiska a ucpávky. K nim jsou přivařeny desky s otvory pro přichycení k převodovkové skříně (pozice C) a desky, které kryjí přístup ke kolu a pastorku z bočních stran (pozice B).

Na závěr je připojena pojistná deska. Na obrázku 7.5 lze sledovat sestavu pojistné desky (pozice II) s přivařenými plechy pro krytí ozubených kol (pozice I), hranoly s otvory pro olejovou maznici (pozice III) a deskou pro přichycení kompresoru (pozice IV, stejný princip jako u kompresoru komandéru) z horního pohledu a v řezu. Tato sestava je přišroubována na horní polovinu ložiskové skříně. Pro co nejmenší počet připojovaných olejových maznic jsou tyto připojeny pouze na straně hřídele pastorku a olej je přiváděn přes otvory v horní polovině ložiskové skříně hřídele pastorku potrubím (pozice D na obrázku 7.4) k ložiskám kola. Pro zajištění těsnosti mezi krycími plechy pojistné desky (pozice I) a deskami krytu převodovkové skříně (pozice B na obrázku 7.4) je možno použít buďto těsnění, nebo kolem spoje připevnit tenký plech.



Obrázek 7.5: Sestava pojistné desky s plechy pro krytí ozubených kol [vlastní]

ZÁVĚR

Tato diplomová práce pojednává o návrhu termodynamického tepelného čerpadla pro použití v teplárně za účelem využití tepelné energie spalin, opouštějících spalovací zařízení. Termodynamické tepelné čerpadlo je navrhováno jako samostatný komandér s obtokovým kompresorem, který je poháněn elektromotorem.

Převážná část samotné práce je věnována výpočtům. V první řadě se jedná o určení základních fyzikálních vlastností spalin, které jsou potřebné pro výpočty jednotlivých komponent tepelného čerpadla, a jejichž výpočet je uveden v první kapitole. V další kapitole je pak uvedeno schéma termodynamického tepelného čerpadla s popisem jednotlivých provozních režimů a dále pak odhad hmotnostních průtoků jednotlivými kompresory tak, aby platila rovnost výkonu turbíny a příkonu kompresoru komandéru.

Ve třetí kapitole jsou navrženy dva radiálně axiální kompresory. Výpočet obou kompresorů je proveden v postupných krocích a výsledky jsou uvedeny na konci příslušných kapitol přehledně v tabulkách. Obsahem výpočtu je vyčíslení termodynamických a stavových veličin v jednotlivých bodech kompresorů podle uvedeného i-s diagramu a dále pak rychlostí spalin v těchto bodech. Nejvyšší vypočtené rychlosti jsou kontrolovány na hodnotu Machova čísla tak, aby nepřesahovalo hodnotu 0,8. Součástí výpočtu je také určení základních rozměrů, potřebných pro vytvoření technické dokumentace. Omezujícím parametrem při výpočtu kompresorů je teplota na konci komprese, která by neměla přesahovat hodnotu 160 °C. Tomu odpovídá kompresní poměr 1,7 při odhadované účinnosti kompresoru 84 %. Skutečné hodnoty kompresního poměru a účinnosti kompresoru se nepatrně liší od hodnot odhadovaných, což lze zdůvodnit nepřesnostmi v odhadu některých parametrů, především v odhadu ztrátových součinitelů. Chyba ovšem není zásadní pro prvotní návrh soustrojí.

Kapitola čtvrtá pojednává o návrhu radiálně axiální turbíny. Výstupem výpočtu turbíny jsou opět stavové a termodynamické veličiny a rozměry jednotlivých prvků, potřebné pro konstrukční návrh. Výpočet je prováděn za použití uvedené literatury a s využitím i-s diagramu expanze. Odhadovaná účinnost turbíny se opět nepatrně liší od hodnoty skutečné, což lze vysvětlit obdobně, jako je tomu u kompresorů.

K pohonu obtokového kompresoru slouží elektromotor s integrovanou převodovkou. Volba typu elektromotoru a návrh převodovky je obsahem páté kapitoly. Je zvolen asynchronní vysokonapěťový motor se dvěma póly, typ ARN 560W-4, od firmy Siemens, která je zadavatelem této práce. Převodovka je navržena jako čelní soukolí s šikmými zuby. Výhodou tohoto ozubení je pozvolný záběr a rovnoměrnější zatížení zubů a tišší chod při vyšších rychlostech v porovnání s přímými zuby. Návrh převodovky je zjednodušený, ale pro potřeby práce dostatečný, a obsahuje také jednoduchý pevnostní výpočet ozubení a kontrolní výpočet těsných per, použitých pro přenos kroutícího momentu.

Pro zvážení instalace termodynamického tepelného čerpadla je v kapitole šesté uvedeno ekonomické zhodnocení případné instalace. Při současném rostoucím trendu cen elektřiny a stagnující výkupní ceně tepelné energie lze očekávat, že návratnost případné investice se bude do budoucna prodlužovat. Dále je v této kapitole uvedeno porovnání s dříve řešenou variantou této problematiky z hlediska výhod a nevýhod, daných konstrukčními rozdíly obou řešení.

Závěrečná kapitola je věnována doplnění technické dokumentace, která tvoří samostatnou přílohu této práce. Obsahem této kapitoly je rozbor jednotlivých komponent navrhovaného čerpadla z konstrukčního a výrobního hlediska, a také popis kompletace jednotlivých prvků v celek. Technická dokumentace, kterou tvoří tři výkresy s vyznačením základních rozměrů, vychází z podkladů firmy Siemens. Důvodem je osvědčení konstrukcí v praxi.

Přestože práce tak, jak je provedena, obsahuje řadu zjednodušení, mohla by být podkladem pro další úvahy nad výrobou a instalací podobného zařízení, neboť se jedná o zajímavou možnost úspor primárních energetických zdrojů.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Zemní plyn – fyzikální vlastnosti. *Tzbinfo*. [online] [Citace: 17. 2. 2020.] Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1921-zakladni-fyzikalni-vlastnosti-zp-i>
- [2] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992, 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [3] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 213 s. ISBN 80-214-0160-5.
- [4] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013, 119 s. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů*. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopátkové stroje*. Vyd. 1., upr. Brno: CERM, 2003, 177 s. ISBN 80-7204-297-1
- [7] DEJČ, Michail. *Technická dynamika plynů*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1967, 660 s.
- [8] HOCKO, Marián. Přibližný výpočet odstředivého kompresora. *Letecké motory*. [Online] 2009. [Citace: 17. 2. 2020.] Dostupné z http://www.leteckemotory.cz/teorie/PRIBLIZNY_VYPOCET_ODSTREDIVEHO_KOMPRESORA.pdf. ISBN 978-80-553-0163-1
- [9] *Siemens Industrial Turbomachinery*. Firemní literatura, Brno 2020
- [10] *Asynchronní vysokonapěťové a nízkonapěťové elektromotory – Technické údaje*. Siemens. Firemní literatura, Brno 2020.
- [11] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214
- [12] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem: pro konstrukční cvičení*. Vydání šesté, přepracované a doplněné. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019, 236 s. ISBN 978-80-7623-010-1.
- [13] Cena tepla: Vývoj prodejní ceny tepla v Brně. *Teplárny Brno*. [Online] 2020. [Citace: 17. 2. 2020.] Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/cena-tepla>

- [14] Vývoj cen silové elektřiny. *Kalkulátor cen energií*. [Online] 2020. [Citace: 17. 2. 2020.] Dostupné z: <https://kalkulator.tzb-info.cz/cz/vyvoj-cen-silove-elektriny>
- [15] KADLEC, Stanislav. *Termodynamické tepelné čerpadlo*. Brno 2017. 80 s, 3 výkresy, 8 příloh. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Energetická ústav. Vedoucí práce doc. Ing. Jan Fielder, Dr

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Kapitola 1: Výpočet základních vlastností spalin

Symbol	Veličina	Jednotka
c_p	Hodnota měrné tepelné kapacity střední	kJ/kgK
c_{p0}	Měrná tepelná kapacita spalin při $95\text{ }^\circ\text{C}$	kJ/kgK
c_{pi}	Měrná tepelná kapacita složky i spalin	kJ/kgK
M_i	Molární hmotnost složky i zemního plynu	kg/kmol
$m_{i,\text{spal}}$	Hmotnost složky i ve spalinách	$\text{kg/kg}_{\text{pal}}$
$M_{i,\text{spal}}$	Molární hmotnost složky i spalin	kg/kmol
m_{O_2}	Množství kyslíku pro spálení 1 kg plynu	$\text{kg/kg}_{\text{pal}}$
m_{spal}	Celková hmotnost spalin	$\text{kg/kg}_{\text{pal}}$
$m_{\text{vz},\text{s},\text{min}}$	Minimální množství suchého vzduchu	$\text{kg/kg}_{\text{pal}}$
$m_{\text{vz},\text{v},\text{min}}$	Minimální množství vlhkého vzduchu	$\text{kg/kg}_{\text{pal}}$
r_0	Měrná plynová kapacita spalin při $95\text{ }^\circ\text{C}$	J/kgK
r_i	Měrná plynová konstanta složky i spalin	J/kgK
R_m	Univerzální plynová konstanta	J/kmolK
x_m	Měrná vlhkost vzduchu	$\text{g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{vzd}}$
κ	Hodnota Poissonovy konstanty střední	-
κ_0	Poissonova konstanta spalin při $95\text{ }^\circ\text{C}$	-
κ_i	Poissonova konstanta složky i spalin	-
σ_i	Hmotnostní podíl složky i v zemním plynu	%
$\sigma_{i,\text{spal}}$	Hmotnostní podíl složky i ve spalinách	%
$\sigma_{i,\text{vzd}}$	Hmotnostní podíl složky i v suchém vzduchu	%
ω_i	Objemový podíl složky i v zemním plynu	%

Kapitola 2: Princip činnosti termodynamického tepelného čerpadla

Symbol	Veličina	Jednotka
ΔT_{k1}	Změna teploty v kompresoru při skutečném ději	K
ΔT_t	Změna teploty v turbíně při skutečném ději	K
c_{pe}	Hodnota střední měrné tepelné kapacity expanze	kJ/kgK
c_{pk}	Hodnota střední měrné tepelné kapacity komprese	kJ/kgK
\dot{m}_{k1}	Hmotnostní průtok kompresorem 1	kg/s
\dot{m}_{k2}	Hmotnostní průtok kompresorem 2	kg/s
\dot{m}_{sp}	Hmotnostní průtok spalin soustrojím	kg/s
\dot{m}_t	Hmotnostní průtok spalin turbínou	kg/s
P_{k1}	Příkon kompresoru 1	kW
P_t	Výkon turbíny	kW
p_x	Tlak v bodě x	Pa
T_x	Teplota v bodě x	K
η_{k1}	Účinnost kompresoru 1	-

η_t	Účinnost turbíny	-
π_{k1}	Kompresní poměr	-
Poznámka: Bodem x je myšlen bod dle schématu na obrázku 2.1		

Kapitola 3: Návrh kompresorů

Symbol	Veličina	Jednotka
Δb_2	Rozšíření vstupní části BLD	mm
Δi^k_c	Celková změna entalpie kompresoru	J/kg
$\Delta i^{k_{iz,c}}$	Celková izoentropická změna entalpie kompresoru	J/kg
$\Delta \alpha_{3LD}$	Změna vstupního úhlu lopatky	°
$\Delta \alpha_4$	Změna výstupního úhlu proudu spalin	°
$\Delta \alpha_{4LD}$	Změna výstupního úhlu lopatky	°
a_{f2-3}	Měrná třecí práce BLD	J/kg
a_{f3-4}	Měrná třecí práce LD	J/kg
a_{f4-5}	Měrná třecí práce spirální skříně	J/kg
AR	Poměr ploch pro určení typu proudění	-
b^*_2	Vstupní šířka BLD	mm
b_1	Vstupní šířka lopatek oběžného kola	mm
b_2	Výstupní šířka lopatek oběžného kola	mm
$b_{2,odh}$	Odhadnutá šířka lopatek oběžného kola na výstupu	mm
b_3	Vstupní šířka LD	mm
b_3	Výstupní šířka BLD	mm
b_4	Výstupní šířka LD	mm
c^*_2	Absolutní rychlost na vstupu do BLD	m/s
c^*_{2r}	Radiální složka absolutní rychlosti na vstupu do BLD	m/s
c^*_{2u}	Obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu BLD	m/s
c_0	Odhadnutá rychlost spalin na vstupu do kompresoru	m/s
c_x	Absolutní rychlost v bodě x	m/s
c_{xa}	Axiální složka absolutní rychlosti spalin v bodě x	m/s
c_{xiz}	Absolutní izoentropická rychlost spalin v bodě x	m/s
c_{xr}	Radiální složka absolutní rychlosti spalin v bodě x	m/s
c_{xu}	Obvodová složka absolutní rychlosti spalin v bodě x	m/s
D_{1i}	Průměr oběžného kola na vstupu vnitřní	mm
D_{1o}	Průměr oběžného kola na vstupu vnější	mm
$D_{3,ekv}$	Průměr ekvivalentního difuzoru na vstupu	m
$D_{4,ekv}$	Průměr ekvivalentního difuzoru na výstupu	m
D_x	Průměr v bodě x	mm
D_θ	Průměr spirální skříně v závislosti na úhlu	mm
i	Úhel náběhu lopatky	°
i_x	Entalpie v bodě x	J/kg
i_{xc}	Celková entalpie v bodě x	J/kg

i_{xiz}	Entalpie v bodě x izoentropickém	J/kg
L_{ekv}	Délka ekvivalentního difuzoru	m
Ma_x	Machovo číslo v bodě x	-
\dot{m}_k	Hmotnostní průtok spalin kompresorem	kg/s
\dot{m}_0	Hmotnostní průtok spirální skříně v závislosti na úhlu	kg/s
n_k	Otáčky kompresoru	min ⁻¹
p_0	Tlak spalin na vstupu do kompresoru	Pa
P_k	Příkon kompresoru	kW
p_x	Tlak v bodě x	Pa
p_{xc}	Celkový tlak v bodě x	Pa
p_{xiz}	Tlak v bodě x izoentropickém	Pa
r_x	Poloměr v bodě x	mm
$S_{3,ekv}$	Plocha ekvivalentního difuzoru na vstupu	m ²
S_{360°	Plocha spirální skříně na výstupu	mm ²
$S_{4,ekv}$	Plocha ekvivalentního difuzoru na výstupu	m ²
S_0	Plocha spirální skříně v závislosti na úhlu	mm ²
t_{2L}	Tloušťka lopatek kompresoru	mm
t_{LD}	Tloušťka lopatky LD	mm
t_{max}	Maximální teplota na výstupu z kompresoru	°C
T_x	Teplota v bodě x	K
T_{xc}	Celková teplota v bodě x	K
T_{xiz}	Teplota v bodě x izoentropickém	K
u_{1e}	Obvodová rychlost na vstupním průměru vnějším	m/s
u_{1i}	Obvodová rychlost na vstupním průměru vnitřním	m/s
u_x	Obvodová rychlost spalin v místě x	m/s
w_{1i}	Relativní rychlost na vstupním průměru vnitřním	m/s
w_{1o}	Relativní rychlost na vstupním průměru vnějším	m/s
w_x	Relativní rychlost spalin v místě x	m/s
x_{er}	Procentuální chyba skutečné a odhadované veličiny	%
x_0	Vzdálenost osy průřezu spirály od osy kompresoru	mm
z_{1-2}	Ztráta při průtoku oběžným kolem kompresoru	J/kg
z_{k1}	Počet lopatek oběžného kola kompresoru	-
z_{LD}	Počet lopatek LD	-
z_{vent}	Ztráta ventilační	J/kg
z_{vst}	Ztráta na vstupu do oběžného kola	J/kg
α	Součinitel ventilační ztráty	-
α^*_2	Úhel absolutní rychlosti na vstupu do BLD	°
α_0	Součinitel pro výpočet ventilační ztráty	-
α_1	Vstupní úhel absolutní rychlosti	°
α_{20}	Součinitel pro výpočet ventilační ztráty	-
α_{3LD}	Vstupní úhel střední křivky lopatky	°

α_4	Výstupní úhel proudu spalin	°
α_{4LD}	Výstupní úhel střední křivky lopatky	°
$\alpha_{stř}$	Střední úhel absolutní rychlosti spalin v BLD	°
α_x	Úhel absolutní rychlosti v bodě x	°
β_{2L}	Výstupní úhel lopatky	°
β_x	Úhel relativní rychlosti v bodě x	°
γ	Součinitel pro výpočet ventilační ztráty	-
δ_a	Vůle mezi lopatkou oběžného kola a skříní	mm
$\eta_{k,iz,c}$	Odhadovaná účinnost kompresoru	-
θ	Úhel pro určení rozměrů spirální skříně	°
μ	Skutečný součinitel skluzu	-
μ_{odh}	Odhadový součinitel skluzu	-
ξ_{1-2}	Součinitel pro výpočet ztráty při průtoku rotorem	-
ξ_{2-3}	Součinitel měrné třecí práce BLD	-
ξ_{3-4}	Součinitel měrné třecí práce LD	-
ξ_{4-5}	Součinitel měrné třecí práce spirální skříně	-
ξ_{vst}	Součinitel pro výpočet vstupní ztráty	-
π_k	Kompresní poměr	-
ρ_x	Hustota spalin v bodě x	kg/m ³
σ_{xL}	Poměrná plocha lopatek	-
φ	Průtokový součinitel	-
φ_r	Rychlostní součinitel	-
ω	Úhel rozšíření ekvivalentního difuzoru	°

Poznámka: bodem x je myšlen bod dle diagramu 3.3

Kapitola 4: Návrh turbíny

Symbol	Veličina	Jednotka
Δi_c^{st}	Skutečný celkový spád stupně	J/kg
$\Delta i_{iz}^{S/R}$	Izoentropický entalpický spád statoru/rotoru	J/kg
Δi_{iz}^{st}	Izoentropický entalpický spád stupně	J/kg
$\Delta i^{S/R}$	Skutečný entalpický spád statoru/rotoru	J/kg
Δw_{1u}	Skluz obvodové rychlosti	m/s
b_0	Šířka LR	mm
b_1	Šířka lopatek oběžného kola na vstupu	mm
$b_{1'}$	Šířka BLR	mm
c_0	Rychlost spalin na vstupu do turbíny	m/s
c_{p2iz}	Měrná tepelná kapacita při teplotě T_{2iz}	J/kgK
c_x	Absolutní rychlost v bodě x	m/s
c_{xa}	Axiální složka absolutní rychlosti v bodě x	m/s
c_{xiz}	Izoentropická rychlost v bodě x	m/s
c_{xr}	Radiální složka absolutní rychlosti v bodě x	m/s

c_{xu}	Obvodová složka absolutní rychlosti v bodě x	m/s
D_0	Průměr LR	mm
D_1	Průměr oběžného kola na vstupu	mm
D_1'	Vnější průměr BLR	mm
D_2	Střední průměr oběžného kola na výstupu	mm
D_{2i}	Vnitřní výstupní průměr oběžného kola	mm
D_{2o}	Vnější výstupní průměr oběžného kola	mm
D_0	Průměr spirální skříně v závislosti na úhlu	mm
h_0	Celkový spád turbíny	J/kg
i_x	Entalpie v bodě x	J/kg
i_{xc}	Celková entalpie v bodě x	J/kg
i_{xiz}	Entalpie v bodě x izoentropickém	J/kg
Ma_x	Machovo číslo v bodě x	-
\dot{m}_t	Hmotnostní průtok spalin turbínou	kg/s
\dot{m}_0	Hmotnostní průtok spirální skříní v závislosti na úhlu	kg/s
n_t	Otáčky turbíny	min ⁻¹
$p_{c,výstup}$	Celkový tlak na výstupu z kompresorů	Pa
P_t	Výkon turbíny	kW
p_x	Tlak v bodě x	Pa
p_{xc}	Celkový tlak v bodě x	Pa
p_{xiz}	Tlak v bodě x izoentropickém	Pa
S_0^o	Plocha spirální skříně na vstupu do spirály	mm ²
S_0	Plocha spirální skříně v závislosti na úhlu	mm ²
t_L	Tloušťka lopatky oběžného kola turbíny	mm
T_x	Teplota v bodě x	K
T_{xc}	Celková teplota v bodě x	K
T_{xiz}	Teplota v bodě x izoentropickém	K
u_x	Obvodová rychlost v bodě x	m/s
w_x	Relativní rychlost v bodě x	m/s
w_{xa}	Axiální složka relativní rychlosti v bodě x	m/s
w_{xu}	Obvodová složka relativní rychlosti v bodě x	m/s
x_0	Vzdálenost osy průřezu od osy turbíny	mm
z^R	Ztráta v rotoru	J/kg
z^S	Ztráta ve statoru	J/kg
z_t	Počet lopatek oběžného kola turbíny	-
α_1	Vstupní úhel absolutní rychlosti	°
α_x	Úhel absolutní rychlosti v bodě x	°
β_2	Výstupní úhel relativní rychlosti	°
β_x	Úhel relativní rychlosti v bodě x	°
$\eta_{t,iz,c}$	Účinnost turbíny	-
θ	Úhel pro určení rozměrů spirální skříně	°

$\xi_{\Delta p}$	Poměrná tlaková ztráta v potrubí a výměníku	-
ρ_k	Stupeň reakce	-
ρ_x	Hustota v bodě x	kg/m ³
ρ_{xc}	Celková hustota v bodě x	kg/m ³
φ	Průtokový součinitel	-
ψ	Tlakový součinitel	-
Poznámka: bodem x je myšlen bod dle diagramu 4.3		

Kapitola 5: Volba elektromotoru a návrh převodovky

Symbol	Veličina	Jednotka
a_{01}	Roztečná osová vzdálenost mezi osou kola a pastorku	mm
a_{10}	Osová délka ložiska kola	mm
a_{11}	Osová délka ložiska pastorku	mm
b_{01}	Šířka ozubení	mm
b_p	Šířka pera	mm
D_0	Průměr čepu kola	mm
D_1	Průměr čepu pastorku	mm
D_{a0}	Průměr hlavové kružnice kola	mm
D_{a1}	Průměr hlavové kružnice pastorku	mm
D_{f0}	Průměr patní kružnice kola	mm
D_{f1}	Průměr patní kružnice pastorku	mm
D_{ro0}	Průměr roztečné kružnice kola	mm
D_{ro1}	Průměr roztečné kružnice pastorku	mm
F	Síla působící na pero	N
F_a	Axiální složka síly v ozubení	N
$F_{a,re}$	Axiální složka reakční síly v ložisku	N
F_n	Celková síla v ozubení	N
F_r	Radiální složka síly v ozubení	N
$F_{r,re}$	Radiální složka reakční síly v ložisku	N
F_{re}	Celková reakční síla v ložisku	N
F_t	Tečná složka síly v ozubení	N
$F_{t,re}$	Tečná složka reakční síly v ložisku	N
h_{01}	Výška zubu	mm
h_p	Výška pera	mm
i	Převodový poměr	-
k	Hodnota bezpečnosti pro ozubení	-
l/D	Poměr délky ložiska ku průměru ložiska	-
l_p	Délka pera	mm
m_n	Normálový modul	mm
m_t	Tečný modul	mm
n_m	Otáčky elektromotoru	min ⁻¹

p_0	Tlak působící na ložisko kola	MPa
p_1	Tlak působící na ložisko pastorku	MPa
P_m	Výkon elektromotoru	kW
p_n	Normální rozteč	mm
p_o	Tlak na pero pro kontrolu otláčení	MPa
$p_{o,max}$	Maximální dovolený tlak na pero pro otláčení	MPa
$P_{př}$	Výkon přenášený převodovkou	kW
p_t	Čelní rozteč	mm
R_e	Mez kluzu	MPa
s_{01}	Tloušťka zubu	mm
t_1	Výška drážky v náboji	mm
u_0	Obvodová rychlost čepu kola	m/s
u_{01}	Obvodová rychlost ozubení	m/s
u_1	Obvodová rychlost čepu pastorku	m/s
z_0	Počet zubů kola	-
z_1	Počet zubů pastorku	-
α_n	Úhel záběru v normálním řezu	°
α_t	Čelní úhel záběru	°
β_z	Úhel sklonu zubu	°
η_m	Mechanická účinnost převodovky	-
$\sigma_{D,max}$	Maximální dovolené ohybové napětí v patě zubu	MPa
σ_F	Ohybové napětí v patě zubu	MPa
τ_s	Napětí ve stříhu	MPa
$\tau_{s,max}$	Maximální dovolené napětí ve stříhu	MPa

Kapitola 6: Zhodnocení navrženého tepelného čerpadla

Symbol	Veličina	Jednotka
COP_c	Chladicí faktor tepelného čerpadla	-
n	Doba návratnosti investice	let
N_e	Průměrná cena elektrické energie z roku 2019	Kč/kWh
N_i	Celkové investiční náklady tepelného čerpadla	Kč
$N_{i,kWh}$	Investiční náklady tepelného čerpadla na kWh	Kč/kWh
N_{ost}	Ostatní náklady na provoz tepelného čerpadla	Kč/kWh
N_t	Prodejní cena tepla v Brně v roce 2019 v kWh	Kč/kWh
$N_t(Kč/GJ)$	Prodejní cena tepla v Brně v roce 2019 v GJ	Kč/GJ
P_v	Výkon výměníku tepla	kW
t_{pr}	Provozní doba tepelného čerpadla za rok	hod/rok
Z_c	Celkový čistý roční zisk	Kč/rok

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obrázek 1.1: Závislost měrné tepelné kapacity jednotlivých složek spalin na teplotě
Obrázek 1.2: Závislost Poissonovy konstanty složek spalin na teplotě
Obrázek 2.1: Schéma termodynamického tepelného čerpadla
Obrázek 3.1: Podélný řez stupněm radiálně axiálního kompresoru [vlastní]
Obrázek 3.2: Příčný řez radiálně axiálním kompresorem [vlastní]
Obrázek 3.3: i-s diagram průběhu izoentropické a reálné komprese [vytvořeno dle 5, strana 278]
Obrázek 3.4: Rychlostní trojúhelníky na vstupu do (a) a výstupu z (b) oběžného kola kompresoru
Obrázek 3.5: Rozměry BLD [vlastní]
Obrázek 3.6: Rychlostní trojúhelníky na vstupu do (a) a výstupu z (b) BLD
Obrázek 3.7: Rozměry LD [vlastní]
Obrázek 3.8: Rychlostní trojúhelník spalin na výstupu z LD
Obrázek 3.9: Diagram pro určení proudění v difuzoru [9]
Obrázek 3.10: Transformace LD na ekvivalentní difuzor [vlastní]
Obrázek 3.11: K návrhu spirální skříně kompresoru [vlastní]
Obrázek 4.1: Podélný řez stupněm radiálně axiální turbíny [vlastní]
Obrázek 4.2: Příčný řez radiálně axiální turbínou [vlastní]
Obrázek 4.3: i-s diagram průběhu reálné a izoentropické expanze [vytvořeno dle 5, strana 226]
Obrázek 4.4: Rychlostní trojúhelník na vstupu do (a) a výstupu z (b) oběžného kola turbíny
Obrázek 4.5: Rozměry LR a BLR [vlastní]
Obrázek 4.6: K výpočtu spirální skříně turbíny [vlastní]
Obrázek 5.1: Výkres čelního soukolí s vyznačením základních rozměrů [vlastní]
Obrázek 5.2: Rozklad sil působících v ozubení [11]
Obrázek 5.3: Obecná charakteristika převodovky [vytvořeno dle 9]
Obrázek 5.4: Rozměry těsného pera [vlastní]
Obrázek 6.1: Náklady na provoz a zisk z provozu tepelného čerpadla
Obrázek 7.1: Sestava nosné skříně [vlastní]
Obrázek 7.2: Zadní pohled na záchytný disk kompresoru/turbíny [vlastní]
Obrázek 7.3: Horní pohled na kryt kompendu [vlastní]
Obrázek 7.4: Horní pohled na kryt převodovkové skříně [vlastní]
Obrázek 7.5: Sestava pojistné desky s plechy pro krytí ozubených kol [vlastní]

SEZNAM TABULEK

- Tabulka 1.1: Objemové složení zemního plynu
Tabulka 1.2: Molární hmotnosti složek zemního plynu [3]
Tabulka 1.3: Hmotnostní složení zemního plynu
Tabulka 1.4: Hmotnostní složení suchého vzduchu [3]
Tabulka 1.5: Hmotnostní složení spalin
Tabulka 1.6: Hodnoty měrné tepelné kapacity pro jednotlivé složky spalin [3]
Tabulka 1.7: Molární hmotnost složek spalin [3]
Tabulka 1.8: Hodnoty měrné plynové konstanty pro jednotlivé složky spalin
Tabulka 1.9: Hodnoty Poissonovy konstanty pro jednotlivé složky spalin při 95 °C
Tabulka 1.10: Hodnoty Poissonovy konstanty pro jednotlivé složky spalin [3]
Tabulka 2.1: Odhadnuté hodnoty pro výpočet hmotnostních průtoků prvky čerpadla
Tabulka 2.2: Dále používané hodnoty hmotnostních průtoků
Tabulka 3.1: Vypočtené hodnoty stavových veličin na vstupu do konfuzoru
Tabulka 3.2: Vypočtené hodnoty průměrů vstupního konfuzoru
Tabulka 3.3: Zvolené hodnoty pro návrh oběžných kol kompresorů
Tabulka 3.4: Vypočtené hodnoty kapitoly úvodní výpočty
Tabulka 3.5: Vypočtené hodnoty stavových veličin na vstupu do oběžného kola
Tabulka 3.6: Vypočtené průměry oběžného kola kompresoru
Tabulka 3.7: Vypočtené hodnoty rychlostí v oběžném kole, určení úhlů rychlostí
Tabulka 3.8: Součinitele ztrát
Tabulka 3.9: Vypočtené hodnoty ztrát v oběžném kole kompresoru
Tabulka 3.10: Vypočtené hodnoty stavových veličin na výstupu z oběžného kola
Tabulka 3.11: Vypočtené šířky lopatek oběžných kol kompresorů, kontrola součinitele ventilační ztráty
Tabulka 3.12: Zvolené parametry pro návrh BLD
Tabulka 3.13: Rozměry BLD
Tabulka 3.14: Vypočtené hodnoty rychlostí v BLD, určení úhlů rychlostí
Tabulka 3.15: Vypočtené hodnoty stavových veličin na výstupu z LD
Tabulka 3.16: Zvolené parametry pro návrh LD
Tabulka 3.17: Rozměry LD
Tabulka 3.18: Vypočtené hodnoty rychlostí na výstupu z LD
Tabulka 3.19: Vypočtené hodnoty ekvivalentních difuzorů
Tabulka 3.20: Vypočtené hodnoty stavových veličin na výstupu z LD
Tabulka 3.21: Vypočtené hodnoty stavových veličin na výstupu ze spirální skříně
Tabulka 3.22: Plochy spirální skříně pro uzlové úhly v mm²
Tabulka 3.23: Hmotnostní průtoky spirální skříně pro uzlové úhly v kg/s
Tabulka 3.24: Průměry spirální skříně pro uzlové úhly v mm
Tabulka 3.25: Vzdálenosti osy průřezu od osy rotace pro uzlové úhly v mm
Tabulka 3.26: Vypočtené hodnoty skutečných parametrů kompresorů
Tabulka 4.1: Zvolené hodnoty pro návrh turbíny
Tabulka 4.2: Plochy spirální skříně pro uzlové úhly
Tabulka 4.3: Hmotnostní průtoky spirální skříně pro uzlové úhly
Tabulka 4.4: Průměry spirální skříně pro uzlové úhly
Tabulka 4.5: Vzdálenosti osy průřezu od osy rotace pro uzlové úhly

Tabulka 5.1: Základní vlastnosti elektromotoru ARN 560W-4 [10]

Tabulka 5.2: Zvolené hodnoty pro výpočet převodovky [11]

Tabulka 5.3: Rozměry per [12]

Tabulka 5.4: Vypočtené hodnoty pro kontrolu per

Tabulka 6.1: Ceny silové elektřiny v jednotlivých měsících roku 2019 [14]

Tabulka 6.2: Ceny silové elektřiny v jednotlivých měsících roku 2018 [14]

SEZNAM PŘÍLOH

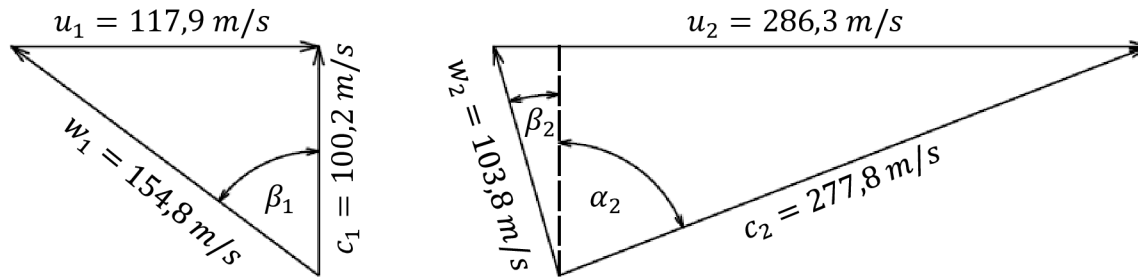
- Příloha 1: Skutečné rychlostní trojúhelníky oběžných kol
- Příloha 2: Poměrná ztráta v lopatkovém difuzoru
- Příloha 3: Kusovník sestavy komandéru
- Příloha 4: Kusovník sestavy obtokového kompresoru s elektromotorem

Výkresová dokumentace

- A2-02-04-2020/01: Řez komandérem
- A2-02-04-2020/02: Řez komandérem A-A
- A2-02-04-2020/03: Obtokový kompresor

Příloha 1: Skutečné rychlostní trojúhelníky oběžných kol

Skutečný rychlostní trojúhelník na vstupu do a výstupu z oběžného kola kompresoru 1



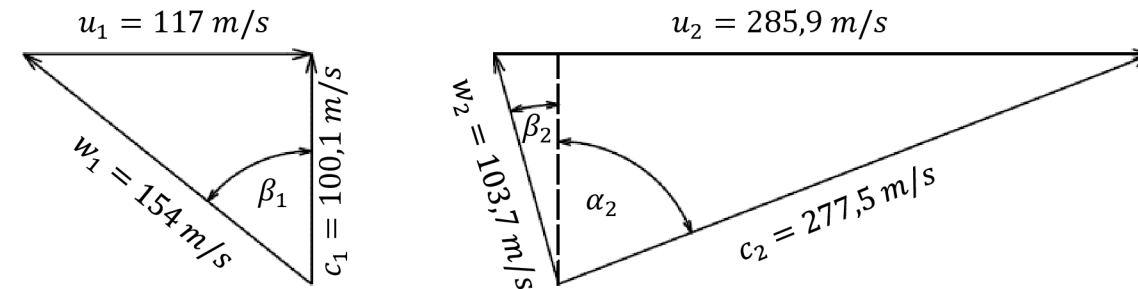
$$\beta_1 = 49,65^\circ$$

$$\beta_2 = 15,20^\circ$$

$$\alpha_1 = 0^\circ$$

$$\alpha_2 = 68,85^\circ$$

Skutečný rychlostní trojúhelník na vstupu do a výstupu z oběžného kola kompresoru 2



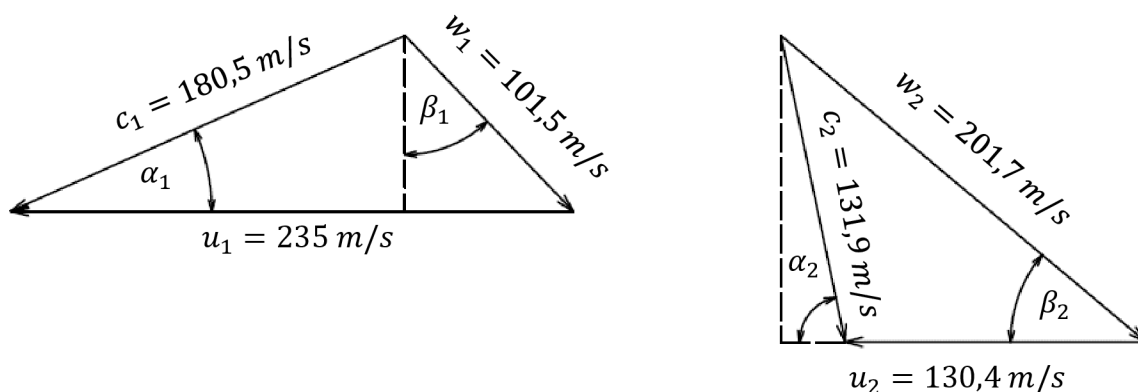
$$\beta_1 = 49,47^\circ$$

$$\beta_2 = 15,17^\circ$$

$$\alpha_1 = 0^\circ$$

$$\alpha_2 = 68,86^\circ$$

Skutečný rychlostní trojúhelník na vstupu do a výstupu z oběžného kola turbíny



$$\beta_1 = 43,69^\circ$$

$$\beta_2 = 40^\circ$$

$$\alpha_1 = 24^\circ$$

$$\alpha_2 = 79,48^\circ$$

Příloha 2: Poměrná ztráta v lopatkovém difuzoru

Tabulka níže zobrazuje hodnoty poměrné ztráty v lopatkovém difuzoru v závislosti na úhlu rozšíření ekvivalentního difuzoru ω a Machově čísle na vstupu do lopatkového difuzoru Ma_3 .

Tabulka: Poměrná ztráta v lopatkovém difuzoru $\xi_{3.4}$ podle měření v kazaňském institutu [5, strana 300]

$Ma \downarrow \omega_{ekv} \rightarrow$	4°	6°	8°	10°	12°
0,3	0,145	0,155	0,170	0,200	-
0,5	0,140	0,145	0,159	0,180	0,200
0,7	0,135	0,140	0,160	0,190	0,220
0,9	0,141	0,200	0,220	0,230	0,250
0,95	-	0,240	-	0,280	0,300

Příloha 3: Kusovník sestavy komandéru

Tabulka: Kusovník sestavy komandéru

Číslo pozice	Název pozice	Kusů
1	Turbínová skříň	1
2	Nosná skříň komandéru	1
3	Závrtný šroub pro zachycení kompresorové skříně	8
4	Kompresorová skříň	1
5	Šroub k zachycení prstence BLD a LD kompresoru	8
6	Šroub k zachycení vymežovacího disku kompresoru	8
7	Kotouč s kartáčovou ucpávkou kompresoru	1
8	Oběžné kolo kompresoru	1
9	Matice centrálního šroubu kompresoru	1
10	Centrální šroub kompresoru pro zachycení ke hřídeli	1
11	Vymežovací disk kompresoru	1
12	Prstenec BLD a LD kompresoru	1
13	Záchytný disk kompresoru	1
14	Olejová ucpávka kompresoru/turbíny	2
15	Odstříkovací kroužek	2
16	Radiální kluzné ložisko	2
17	Hřídel pro přenos kroutícího momentu	1
18	Závrtný šroub pro zachycení turbínové skříně	8
19	Záchytný disk turbíny	1
20	Šroub k zachycení prstence BLR a LR turbíny	8
21	Prstenec BLR a LR turbíny	1
22	Šroub k zachycení vymežovacího disku turbíny	8
23	Vymežovací disk turbíny	1
24	Oběžné kolo turbíny	1
25	Matice centrálního šroubu turbíny	1
26	Centrální šroub turbíny pro zachycení ke hřídeli	1
27	Kolík pro středění Hirthova ozubení	2
28	Kotouč s kartáčovou ucpávkou turbíny	1
29	Otvor pro zachycení krytu komandéru	12
30	Hranol s otvorem pro olejovou maznici	2
31	Kryt komandéru	1
32	Otvor pro spojení potrubí a kompresorové skříně	8
33	Podložka centrální matice kompresoru	1
34	Axiální opěrný kroužek	1
35	Axiální ložisko	1
36	Otvor pro spojení potrubí a turbínové skříně	8
37	Podložka centrální matice turbíny	1
38	Šroub k zajištění pojistné desky krytu k záchytným diskům	6
39	Šroub k zachycení pojistné desky komandéru ke krytu	6
40	Pojistná deska krytu komandéru	1
41	Olejové těsnění	2

Příloha 4: Kusovník sestavy obtokového kompresoru s elektromotorem

Tabulka: Kusovník sestavy obtokového kompresoru s elektromotorem

Číslo pozice	Název pozice	Kusů
1	Sestava obtokového kompresoru	1
2	Axiální opěrný kroužek hřídele pastorku	1
3	Axiální ložisko hřídele pastorku	1
4	Převodovková skříň	1
5	Otvor pro zachycení krytu převodovkové skříně	19
6	Pastorek	1
7	Opěrný kroužek pastorku	2
8	Hřídel pastorku	1
9	Radiální kluzné ložisko hřídele pastorku	2
10	Odstřikovací kroužek hřídele pastorku	2
11	Olejová ucpávka hřídele pastorku	2
12	Ochranný plech hřídele pastorku	1
13	Otvor pro zachycení převodovkové skříně k základové desce	26
14	Spojka	1
15	Elektromotor	1
16	Skříň elektromotoru	1
17	Otvor pro zachycení skříně elektromotoru k základové desce	8
18	Otvor pro zachycení elektromotoru ke skříně	4
19	Hřídel kola	1
20	Odstřikovací kroužek hřídele kola	2
21	Olejová ucpávka hřídele kola	2
22	Radiální kluzné ložisko hřídele kola	2
23	Opěrný kroužek kola	2
24	Pero	2
25	Kolo	1
26	Axiální ložisko hřídele kola	1
27	Axiální opěrný kroužek hřídele kola	1
28	Ochranný plech hřídele kola	1