VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

REVERZAČNÍ TURBOKOMPRESOR
REVERSE TURBOCHARGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER´S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. MARTIN ZYGMONT
AUTHOR
VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.
SUPERVISOR

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Zygmont

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

Reverzační turbokompresor

v anglickém jazyce:

Reverse Turbocharger

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S rozvojem obnovitelných energetických zdrojů se objevují problémy jak využít elektrickou energií, která nemůže být v dané době spotřebována. Jednou z cest je její akumulace.
Jsou navrhovány podzemní akumulátory stlačeného vzduchu. Je předpokládáno, že každý takovýto akumulátor bude vybaven kompresorem, který je poháněn elektromotorem a expanzní turbinou spojenou s elektrickým generátorem.
Reverzační turbokompresor (RTK)je stroj který může pracovat jako kompresor, ale také jako turbina. Znamená to, že místo dvou strojů , lze u podzemního vzduchového akumulátoru použít pouze stroj jeden.

Cíle diplomové práce:

Úkolem DP je navrhnout RTK s těmito parametry:

Tlak vzduchu na vstupu do kompresoru	0,1 MPa
Teplota: na vstupu do kompresoru	15°C
Tlak na výstupu z kompresoru	0,35 MPa
Hmotnostní průtok kompresorem	15 kg/sec
Maximální teplota na v stupu do turbiny	300 °C

Soustrojí navrhněte s integrovanou převodovkou, na společném rámu s elektrickým strojem.

Seznam odborné literatury:

Fiedler,J.: Parní turbiny -návrh a výpočet, CERM- Brno 2004
Kadrnožka, J.: Tepelné turbiny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007
Kolektiv: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 20.10.2010

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc. Ředitel ústavu	prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc. Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se skládá z teoretické části, která se zabývá popisem reverzačního turbokompresoru a jeho součástí. Následující část se věnuje výpočtu radiálně axiálního kompresoru a turbíny. Je rovněž proveden výpočet převodovky a sestrojena charakteristika turbíny.

ABSTRACT

The diploma thesis consists of a theoretical part, which deals with the description of reversing turbocharger and its components. The following part is devoted to calculating the radial-axial compressor and turbine. It also performs a calculation of gear box and characteristics of the turbine.

KLÍČOVÁ SLOVA

Reverzační turbokompresor, radiálně axiální kompresor, radiálně axiální turbína.

KEYWORDS

Reverse turbocharger, radial-axial flow compressor, radial-axial turbine.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZYGMONT, M. *Reverzační turbokompresor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 43 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

PROHLÁŠENÍ

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

27. května 2011

……
Martin Zygmont

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a Ing. Stanislavu Kubišovi, Csc., za cenné rady, připomínky a vstřícnost při vypracovávání diplomové práce.

Obsah

Úvod ... 10
1. Sestava reverzačního turbokompresoru ... 12
1.1. Kompresorový režim RTK ... 13
1.1.1. Vstupní konfuzor ... 13
1.1.2. Oběžné kolo ... 14
1.1.3. Bezlopatkový difuzor ... 14
1.1.4. Lopatkový difuzor ... 15
1.1.5. Spirální skříň ... 15
1.2. Průběh komprese ... 15
1.3. Turbínový režim RTK ... 16
1.3.1. Spirální skříň ... 17
1.3.2. Lopatkový rozvaděč ... 17
1.3.3. Oběžné kolo ... 17
1.4. Průběh expanze ... 18
2. Návrh kompresoru ... 18
2.1.1. Základní parametry kompresoru ... 19
2.1.2. Fyzikální vlastnosti vzduchu ... 19
2.1.3. Návrh oběžného kola ... 20
2.1.4. Návrh bezlopatkového difuzoru ... 26
2.1.5. Výpočet lopatkového difuzoru ... 29
2.1.6. Návrh výstupní soustavy ... 32
2.2. Návrh turbíny ... 34
2.2.1. Výpočet turbíny ... 34
2.2.2. Charakteristika turbíny ... 39
2.3. Výpočet převodovky ... 40
Závěr ... 43
Seznam použitých zdrojů ... 44
Seznam použitých veličin ... 45
Použité indexy ... 46
Seznam příloh ... 47

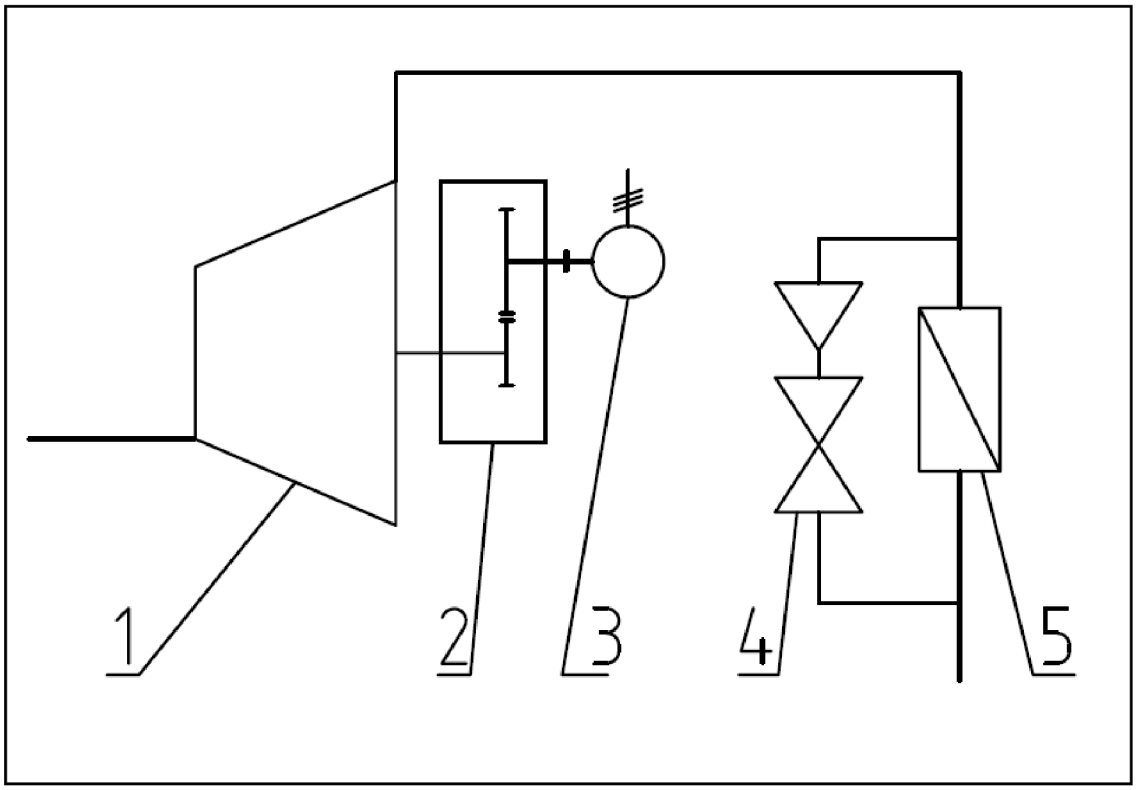
Úvod

Současná společnost je více než kdy v minulosti závislá na elektrické energii. Dopady dlouhodobějšího výpadku výroby elektrické energie by byly značné. Tím je dán jeden z hlavních požadavků na energetickou soustavu, a to zabezpečení stability dodávek.
Výroba elektrické energie musí být v každý okamžik v rovnováze s její spotřebou. Proto jsou v energetické soustavě zařazeny zdroje pro pokrytí základního zatížení, zdroje pološpičkové a zdroje pro špičkové zatížení. Poslední dva jmenované umožňují přizpůsobit výrobu dennímu diagramu zatížení, u zdrojů pro pokrytí základního zatížení je žádoucí, aby pracovaly při konstantním výkonu s maximální účinností, nicméně u všech těchto zdrojů lze výrobu naplánovat a řídit. Jinak je tomu u fotovoltaických a větrných elektráren. Ty dodávají do sítě výkon bez ohledu na aktuální potřebu energetické soustavy v závislosti na intenzitě slunečního záření, respektive síly větru.
S masivním připojováním takovýchto zdrojů do přenosové soustavy vyvstává potřeba vyrovnávat výkyvy v přenosové soustavě, tedy při přebytku výkonu elektřinu ukládat a při nedostatku výkonu ji zase rychle uvolnit. K tomuto účelu slouží především přečerpávací vodní elektrárny. Jejich výstavba je však značně náročná a to jak finančně, tak i z hlediska vhodné lokality, neboť je potřeba vybudovat dvě vodní nádrže.
Proto se zrodila myšlenka využít k akumulaci energie stlačený vzduch. Princip akumulační elektrárny na stlačený vzduch je obdobný jako u přečerpávací vodní elektrárny. Při přebytku výkonu v energetické soustavě je poháněn kompresor, který stlačuje vzduch do podzemních dutin, podobně jako velkokapacitní zásobníky plynu, a odtud bude při nedostatku elektrické energie čerpán a využit k pohonu turbíny a výrobě elektrické energie.
Jako nevýhodu uvedené koncepce lze uvést potřebu dvou strojů, tedy kompresoru a turbíny, čímž se zvýší finanční náročnost výstavby i složitost konstrukce.
Proto vznikl ve společnosti Siemens koncept reverzačního turbokompresoru, který následně získal český patent číslo 296284 z roku 2006.
Reverzační turbokompresor je stroj, ve kterém mohou probíhat fyzikální pochody oběma směry, podobně jako v čerpadle/turbíně vodní přečerpávací elektrárny. V závislosti na smyslu otáčení pracuje buď jako kompresor, který dodává stlačený plyn do zásobníku, nebo při změně smyslu otáčení jako expanzní turbína. Reverzační turbokompresor pracuje se stlačitelnými látkami, ať už se jedná o vzduch, zemní plyn nebo jiné plyny. V případě, že je využíván k akumulaci elektrické energie, pracuje v kompresorovém režimu a dodává stlačený vzduch do podzemního zásobníku. Při nedostatku elektrické energie přejde do turbínového režimu a pohání elektrický generátor.
Další využití reverzačního turbokompresoru můžeme nalézt u velkokapacitního zásobníku zemního plynu. V současné době je plyn do zásobníku stlačován kompresorem, ale při jeho zpětném odběru je jeho potenciální energie mařena škrcením. Instalace expanzní turbíny je pak velmi nákladná.
Výhody reverzačního turbokompresoru jsou tedy zřejmé. V případě velkokapacitního ukládání elektrické energie není potřeba dvou samostatných soustrojí, tedy kompresoru a expanzní turbíny, ale postačí soustrojí reverzačního turbokompresoru, jehož cena je nižší než cena kompresoru a expanzní turbíny. V případě velkokapacitního zásobníku plynu pak lze energii stlačeného plynu, která byla doposud mařena v expanzní stanici, využít k získání elektrické energie. Cena reverzačního turbokompresoru je pak nižší než cena kompresoru a expanzní turbíny, a tím je jeho nasazení ekonomicky zajímavé i tam, kde by pořízení expanzní turbíny bylo nevýhodné. Navíc je doba ročního využití

reverzačního turbokompresoru delší než doba využití samostatného kompresoru, což dále snižuje dobu návratnosti investice.

1. Sestava reverzačního turbokompresoru

Reverzační turbokompresor je rotační stroj, který může pracovat jak v kompresorovém, tak i turbínovém režimu v závislosti na smyslu otáčení. Vzhledem k tomu je třeba rozlišovat popis v kompresorovém nebo turbínovém režimu, neboť se tím mění funkce některých částí reverzačního turbokompresoru.
Samotný reverzační turbokompresor je přes převodové soustrojí spojen pomocí spojky s motorgenerátorem. V motorickém režimu odebírá výkon ze sítě a pohání kompresor, který stlačuje plyn do zásobníku, v generátorickém režimu naopak plyn ze zásobníku expanduje na turbíně a ta výkon do sítě dodává.
Dále se v soustavě reverzačního turbokompresoru nachází zpětná klapka, která brání při výpadku napájení v kompresorovém režimu tomu, aby stlačený plyn unikal přes kompresor zpět do atmosféry a roztáčel kompresor proti smyslu jeho otáčení. Obtokem je kolem zpětného ventilu připojen rychlozávěrný a regulační ventil. Tento obtok je využíván v turbínovém režimu. V soustavě reverzačního turbokompresoru může být dále zařazen tepelný výměník. Ten by bylo možno využít nejen k získávání tepla ze stlačovaného vzduchu při kompresi, ale i k ohřevu vzduchu proudícího ze zásobníku na turbínu.
Popis konkrétních částí samotného reverzačního turbokompresoru v kompresorovém i turbínovém režimu bude rozveden v následujících kapitolách. Současně budou uvedena i jiná konstrukční řešení typická pro danou součást turbokompresoru. Schéma zapojení je naznačeno na obrázku 1.1.



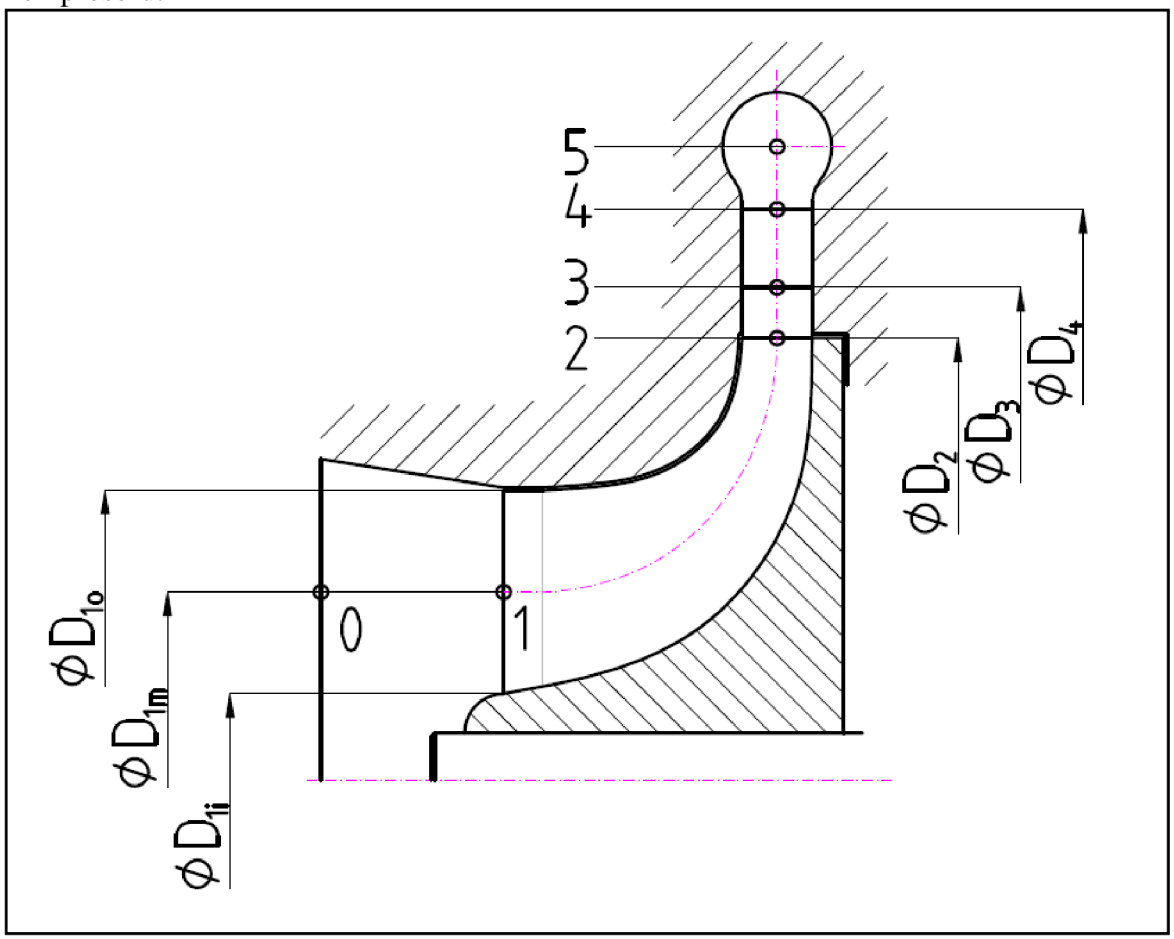
Obr. 1.1 Schéma soustavy reverzačního turbokompresoru

1. reverzační turbokompresor
2. převodovka

3. motorgenerátor
4. regulační ventil
5. zpětná klapka

1.1. Kompresorový režim RTK

Úkolem kompresoru je dodávat stlačený vzduch do zásobníku v požadovaném množství, zajistit žádané stlačení vzduchu a zároveň pracovat s co nejmenšími ztrátami stabilně v různých režimech, včetně režimů nenávrhových.
V případě reverzačního kompresoru se jedná o provedení radiálně axiálního kompresoru.



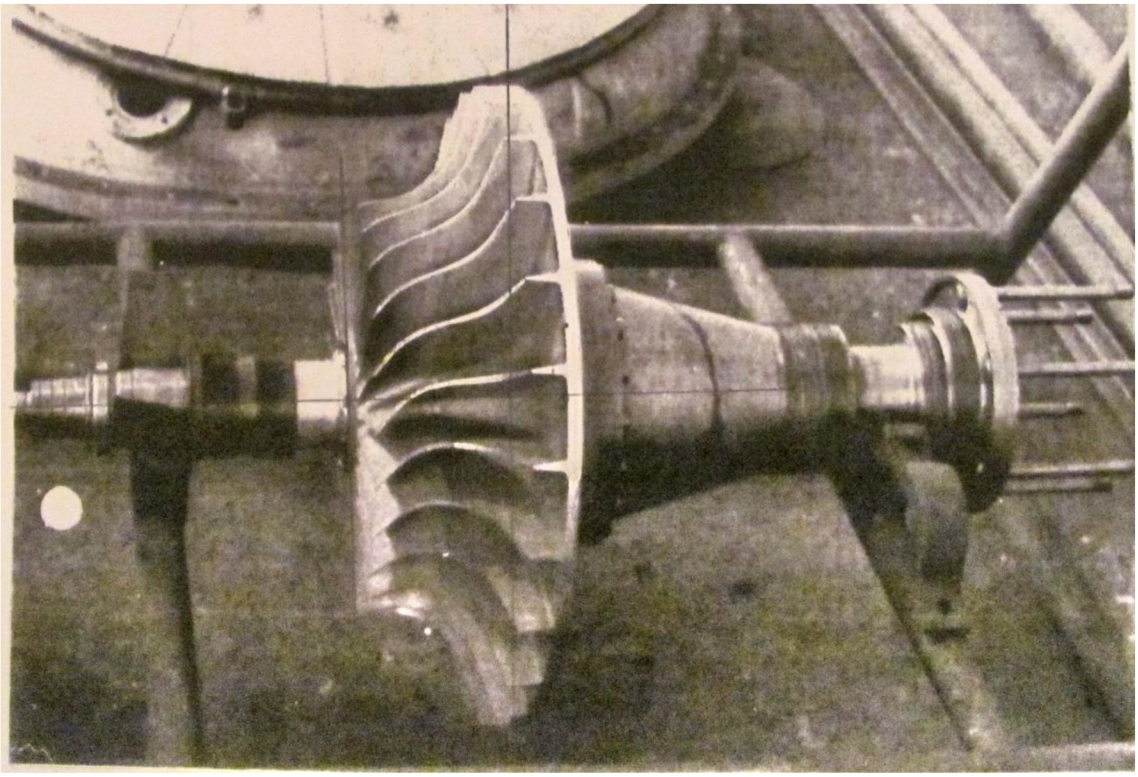
Obr. 1.2 Označení řezů a průměrů v kompresorovém režimu RTK

1.1.1. Vstupní konfuzor

V tomto úseku dochází k urychlení proudu vzduchu před vstupem do samotného rotoru. Na obrázku 1.2 se jedná o úsek mezi body 0 a 1. Z hlediska stability proudění je citlivý především v turbínovém režimu.

1.1.2. Oběžné kolo

Rotor kompresoru je na obrázku 1.2 mezi body 1 a 2. Oběžné kolo předává energii protékajícímu vzduchu. Na začátku oběžného kola se nachází záběrník, který přechází v lopatkovou část. Podle úhlu lopatek rozlišujeme kompresory s lopatkami dopředu zahnutými, radiálními a dozadu zahnutými. Tyto kompresory se pak liší tvarem rychlostních trojúhelníku a charakteristikou. Rotor s radiálními lopatkami klade díky nižší absolutní rychlosti menší nároky na provedení difuzoru než rotor s lopatkami dopředu zahnutými. Oběžné kolo může být v provedení s krycím diskem, nebo bez krycího disku.
Pro reverzační turbokompresor navržený v této práci bylo zvoleno provedení bez krycího disku a to s ohledem na vysoké otáčky a z toho plynoucí pevnostní namáhání, které by krycí disk nemusel vydržet. Z hlediska návrhu je nutné především kontrolovat Machovo číslo na vstupu do oběžného kola, aby v tomto úseku nedošlo k nadzvukovému proudění, což by mělo za následek výrazné ztráty.
Provedení rotoru RTK bez krycího disku použitého ve firmě Siemens je na obrázku 1.3.



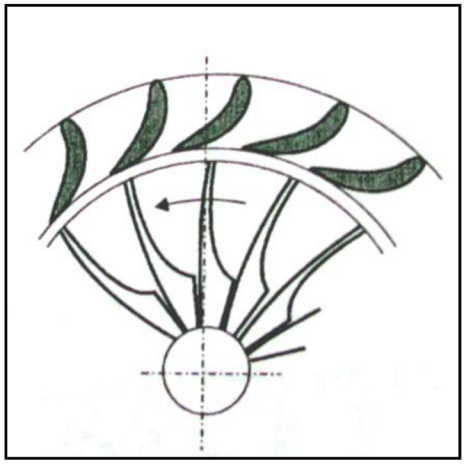
1.3 Rotor kompresoru bez krycího disku [4]

1.1.3. Bezlopatkový difuzor

Na obrázku 1.2 se jedná o úsek mezi body 2 a 3. Bezlopatkový difuzor mění kinetickou energii proudu vzduchu na energii tlakovou. Za bezlopatkovým difuzorem může následovat spirální skříň nebo difuzor lopatkový. Vzhledem ke značně nevyrovnanému rychlostnímu poli za oběžným kolem bývá bezlopatkový difuzor i přes nižší účinnost řazen před difuzor lopatkový. Ve srovnání s lopatkovým difuzorem sice dosahuje menší účinnosti, ale průběh závislosti účinnosti bezlopatkového difuzoru na zatížení je méně strmý, než je tomu u lopatkového difuzoru.

1.1.4. Lopatkový difuzor

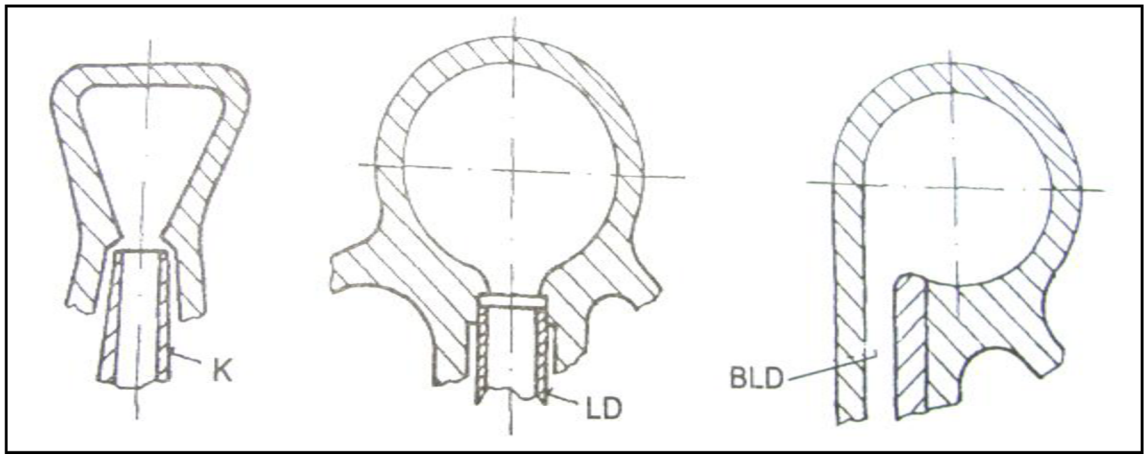
Lopatkový difuzor dále mění kinetickou energii proudu na tlakovou a u jednostupňového kompresoru směrují proud do spirální skříně. Lopatky mohou být jak přímé, tak i s kruhovou střednicí. Dále mohou být lopatky pevné nebo natáčivé. Výhodou natáčivých lopatek je především možnost rozsáhlé regulace chodu kompresoru v různých režimech. Na obrázku 1.4 vidíme provedení difuzoru se zakřivenými lopatkami.



1.4 Provedení lopatkového difuzoru[1]

1.1.5. Spirální skříň

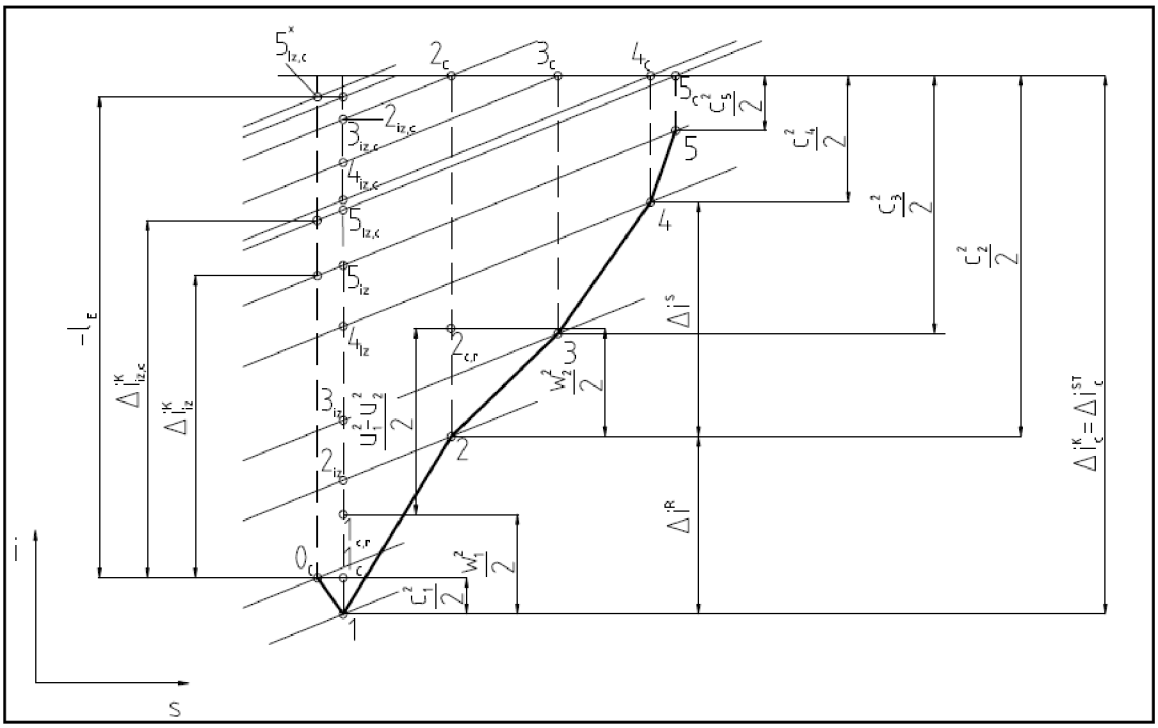
U jednostupňového kompresoru následuje za lopatkovým rozvaděčem. Úkolem spirální skříně je převést proudění do potrubí k ní připojenému. Spirální skříň může mít kruhový, lichoběžníkový nebo tangenciální průřez, jak je ukázáno na obrázku1.5.



1.5 Provedení spirální skříně [2]

1.2. Průběh komprese

Průběh komprese v reverzačním turbokompresoru je zobrazen v obrázku 1.6.



1.6 Průběh komprese v i-s diagramu

V úseku vstupního konfuzoru mezi body 0-1 je proud urychlován na rychlost c_1. V oběžném kole je proudu dodávaná energie. Na rozdíl od axiálních lopatkových strojů je u radiálně axiálního kompresoru nezanedbatelný vliv setrvačných sil. Z oběžného kola vystupuje proud rychlostí c_2 a to do bezlopatkového difuzoru. V tom dochází k částečné přeměně kinetické energie na energii tlakovou, a tedy ke snížení rychlosti c_3 na výstupu z bezlopatkového difuzoru. Následuje lopatkový difuzor, kde dojede k dalšímu snížení rychlosti a nárůstu tlaku.

Stlačení kompresoru je definováno jako celkový poměr tlaků před a za kompresorem

$$\Pi_{kc} = \frac{p_{5c}}{p_{0c}} \qquad (1.1)$$

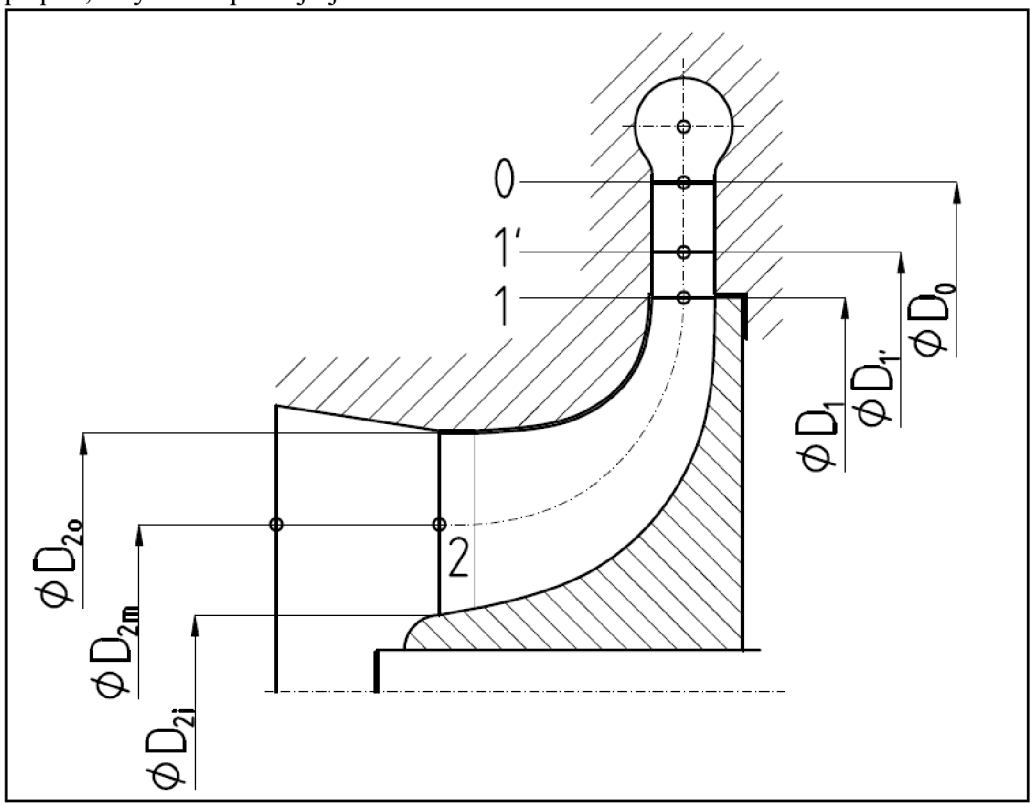
Izoentropická účinnost kompresoru je popsána pomocí poměru minimální práce nutné pro stlačení (tj. izoentropické stlačení) k práci skutečné. V případě konstantní měrné tepelné kapacity c_p (jedná se o ideální plyn) lze izoentropickou účinnost kompresoru vyjádřit takto

$$\eta_{kiz} = \frac{T_{2iz} - T_1}{T_2 - T_1} \qquad (1.2)$$

1.3. Turbínový režim RTK

V turbínovém režimu je stlačený plyn přiváděn ze zásobníku pomocí spirální skříně na lopatkový rozvaděč statorového lopatkování a dále postupně přes bezlopatkový konfuzor expanduje v oběžném kole. V turbínovém režimu se rotor RTK otáčí v opačném smyslu než u kompresorového režimu. Funkce průtočných částí – konfuzorů a difuzorů se vymění. Znamená to, že difuzor kompresoru pracuje v turbínovém režimu

jako konfuzor a naopak. Na obrázku 1.7 je znázorněno označení řezů a průměrů pro případ, kdy RTK pracuje jako turbína.



1.7 Označení řezů a průměrů v turbínovém režimu

1.3.1. Spirální skříň

Spirální skříň přivádí pracovní látku na lopatkový rozvaděč. Ve spirální skříni dochází ke změně směru pracovní látky z tangenciálního na krouživý. Proudění ve spirální skříni je ovlivněno například poruchami od rotoru či vznikem volného víru.

1.3.2. Lopatkový rozvaděč

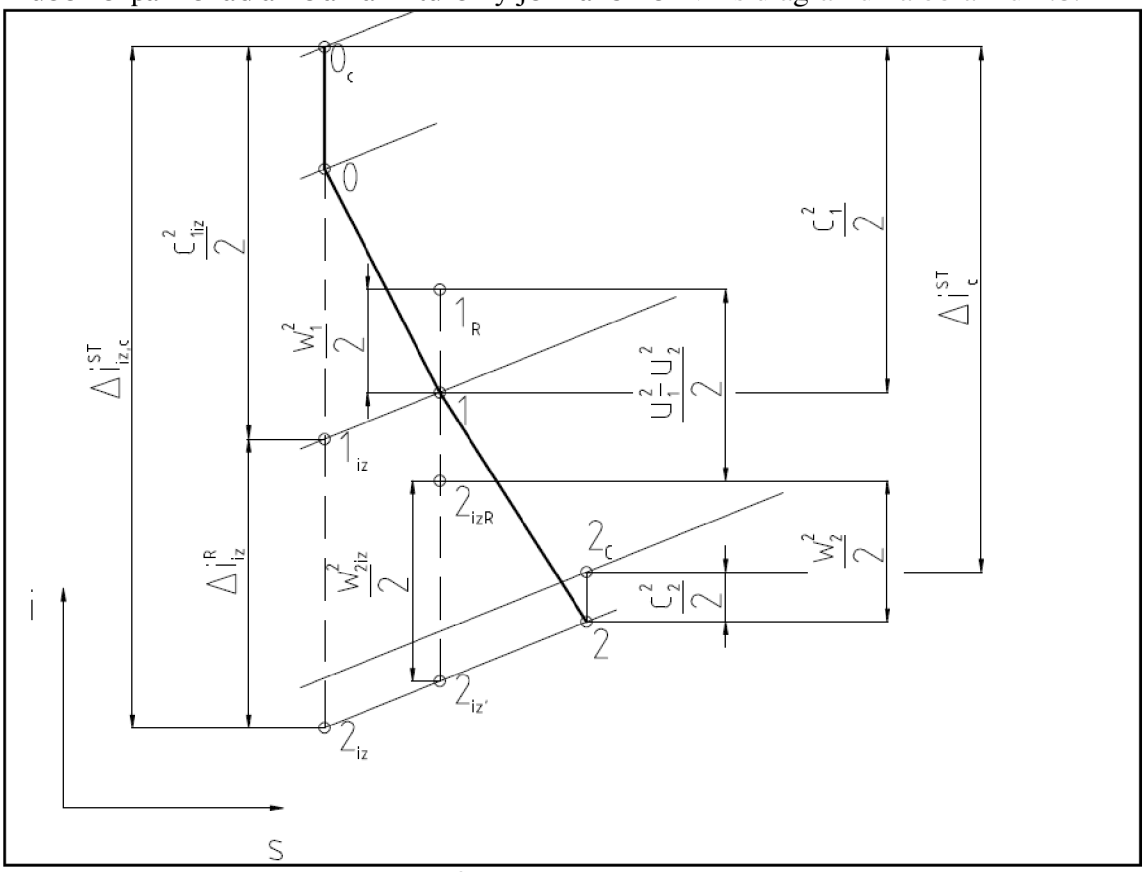
Jak už bylo zmíněno v kapitole **1.1.4,** je možné provedení lopatkového rozvaděče s lopatkami přímými nebo zakřivenými, pevnými nebo natáčivými. Natáčivé lopatky umožňují především měnit vstupní úhel a průtočný průřez, a tedy i hmotnostní průtok vzduchu turbínou. Je tedy možná rozsáhlá regulace a nastavení různých pracovních režimů turbíny.

1.3.3. Oběžné kolo

Do oběžného kola vstupuje pracovní látka pod úhlem daným nastavením lopatek lopatkového rozvaděče. Je vhodné volit takový vstupní úhel pracovní látky, aby se absolutní rychlost co nejméně odchylovala od radiálního směru. U radiálně axiální turbíny je rovněž významná změna obvodových rychlostí na vstupu a výstupu z kola.

1.4. Průběh expanze

Průběh expanze radiálně axiální turbíny je znázorněn v i-s diagramu na obrázku 1.8.



1.8 Průběh expanze v i-s diagramu

V úseku mezi body 0 a 1 dochází k přeměně tlakové energie plynu na energii kinetickou, a tudíž k urychlení proudu na rychlost c_1 a k poklesu tlaku na tlak p_1 před oběžným kolem. Proud vstupuje rychlostí w_1 pod úhlem daným lopatkovým rozvaděčem do oběžného kola. V oběžném kole dochází k další expanzi plynu na tlak p_2 a plyn vystupuje z kola rychlostí c_2.

2. Návrh kompresoru

Vzhledem ke kladnému tlakovému gradientu je návrh kompresoru složitější než návrh turbíny, a proto bude proveden jako první.
Cílem tohoto návrhu je stanovit základní geometrické charakteristiky oběžného kola, bezlopatkového difuzoru, lopatkového difuzoru a výstupní soustavy. Jedná se především o určení vnitřních a vnějších průměrů, výšky kanálu a stanovení úhlů rychlostí. Dále jsou v tomto návrhu zahrnuty výpočty stavů pracovní látky v jednotlivých řezech kompresoru, a to i stavy celkové.
Součástí návrhu je i volba některých parametrů nutných pro výpočet a jejich případná kontrola. Další parametry byly stanoveny na základě konzultací.
V celém této kapitole je použito následujícího označení řezů (viz obrázek 1.2):

0- vstup do konfuzoru
1- vstup do oběžného kola kompresoru
2- výstup z oběžného kola kompresoru, vstup do bezlopatkového difuzoru

3- výstup z bezlopatkového difuzoru, vstup do lopatkového difuzoru
4- výstup z lopatkového difuzoru, vstup do výstupní soustavy
5- výstup z kompresoru

2.1.1. Základní parametry kompresoru

Jedná se o parametry nezbytné pro návrh kompresoru. Požadavky na kompresor jsou dány zadáním diplomové práce. Pro potřeby výpočtu je třeba některé parametry také odhadnout a je nutné je následně kontrolovat, zda se příliš neliší od vypočtené hodnoty.

Hmotnostní průtok kompresorem
$m_k = 15\ kg.s^{-1}$

Odhadnutá účinnost kompresoru
$\eta = 84{,}5\%$

Tlak na vstupu do kompresoru
$p_{0c} = 100000\ Pa$

Tlak na výstupu z kompresoru
$p_{5c} = 350000\ Pa$

Teplota na vstupu do kompresoru
$T_{0c} = 288{,}15\ K$

Stlačení kompresoru
$\Pi_{kc} = 3{,}5$

Otáčky kompresoru
$n = 14000\ min^{-1}$

2.1.2. Fyzikální vlastnosti vzduchu

Z tabulek v [5] je pro teplotu T_{0c} odečteno
Poissonova konstanta
$\kappa = 1{,}4[-]$
Měrná tepelná kapacita
$c_p = 1011{,}5\ J.kg^{-1}.K^{-1}$
a dále dle [5] platí, že měrná plynová kapacita se vypočte jako

$$\mathbf{r} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \mathbf{c_p} \tag{2.1}$$

$r = 289\ J.kg^{-1}.K^{-1}$

2.1.3. Návrh oběžného kola

Účelem tohoto návrhu je především stanovit průměry rotoru na vstupu i na výstupu a šířku kola tak, aby byl dodržen požadovaný průtok vzduchu.
Volené parametry jsou uvedeny v tabulce 1. Pokud není uvedeno jinak, jedná se v případě vstupu do kompresoru o hodnoty na středním průměru. Rovněž rychlosti a jejich úhly jsou počítány na středním průměru.
Tloušťka lopatek se volí především s ohledem na pevnost. Pevnostní výpočet však není součástí této práce, a proto je tloušťka lopatek zvolena informativně tak, aby bylo možno určit zmenšení průtočného průřezu lopatkami.

Veličina	označení	jednotka	velikost
Počet lopatek	z_k	[-]	24
Součinitel skluzu	μ	[-]	0,9
Rychlostní součinitel	φ	[-]	0,97
Průtokový součinitel	φ	[-]	0,45
Účinnost kompresoru odhadnutá	η_{kc}	[-]	0,845
nábojový poměr	ν	[-]	0,28
Ztrátový součinitel rotoru	ξ_R	[-]	0,1
Tloušťka lopatek	t_{2L}	m	0,002

Tabulka 1 Volené hodnoty pro výpočet rotoru

Obvodová rychlost na vnějším průměru, podle literatury [2] platí pro kolo s radiálními lopatkami a axiálním vstupem:

$$\Delta i_c^K = \frac{c_p \cdot T_{0c}}{\eta_{kc}} \cdot \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right) \ [\mathbf{Jkg^{-1}}] \tag{2.2}$$

$$\Delta i_c^K = \mu \cdot u_2^2 \left[\mathbf{J \cdot kg^{-1}}\right] \tag{2.3}$$

Z rovnic (2.2) a (2.3) vyplývá

$$u_2 = \sqrt{\frac{c_p \cdot T_{0c}}{\mu \cdot \eta} \cdot \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)} \ [m \cdot s^{-1}] \tag{2.4}$$

Průměr D_2

$$u_2 = \pi \cdot D_2 \cdot \frac{n}{60} \ [m \cdot s^{-1}] \tag{2.5}$$

a z rovnice (2.5) plyne

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi \cdot \frac{n}{60}} \ [m] \tag{2.6}$$

Rychlost c_{2R} [2]

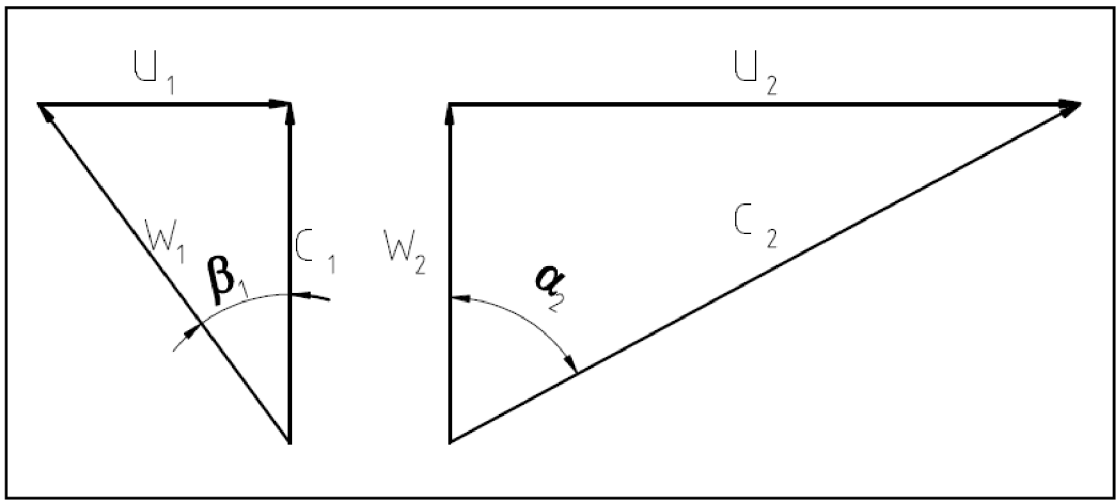
$$\varphi = \frac{c_{2R}}{u_2} \ [-] \tag{2.7}$$

a z této rovnice je pak vyjádřena rychlost c_{2R}, přičemž průtokový součinitel φ bývá podle [2] v rozmezí 0,25 až 0,50

$$c_{2R} = \varphi \cdot u_2 \ [m \cdot s^{-1}] \tag{2.8}$$

Rychlost c_1, dále podle [2] pro kolo s axiálním vstupem platí

$$c_{2R} = c_1 = c_{1a} \ [m \cdot s^{-1}] \tag{2.9}$$



2.1 Rychlostní trojúhelníky kompresoru

rychlostní součinitel je vyjádřen podle literatury[2], přičemž hodnota rychlostního součinitele je stanovena na základě konzultace

$$\overline{\varphi} = \frac{c_1}{c_{1iz}} \ [-] \tag{2.10}$$

a odtud je pak

$$c_{1iz} = \frac{c_1}{\overline{\varphi}} \ [m \cdot s^{-1}] \tag{2.11}$$

Teplota T_{1iz} [2]

$$T_{1iz} = T_{0c} - \frac{c_{1iz}^2}{2 \cdot c_p} \ [K] \tag{2.12}$$

Teplota T_1 [2]

$$T_1 = T_{0c} - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} \ [K] \tag{2.13}$$

Tlak na vstupu do rotoru p_1 [5], probíhá izoentropická expanze z bodu 0_c do bodu 1_{iz}

$$\frac{T_{0c}}{T_{1iz}} = \left(\frac{p_{0c}}{p_{1iz}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{2.14}$$

$$p_{1iz} = p_1 = p_{0c}\left(\frac{T_{0c}}{T_{1iz}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \ [Pa] \tag{2.15}$$

Hustota v bodě 1 je vypočtena pomocí stavové rovnice

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} \ [kg \cdot m^{-3}] \tag{2.16}$$

Celková teplota na vstupu [2]

$$T_{1c} = T_1 + \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} \ [K] \tag{2.17}$$

Vnější průměr na vstupu do rotoru, podle [4] je zvolen nábojový poměr

$$D_{1o} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_k}{\pi \cdot c_{1a} \cdot \rho_1 \cdot (1-\nu^2)}} \text{ [m]} \tag{2.18}$$

Vnitřní průměr na vstupu do rotoru se pak vypočte pomocí nábojového poměru

$$D_{1i} = \nu \cdot D_{1o} \text{ [m]} \tag{2.19}$$

Střední průměr rotoru je definován [2]

$$D_{1m} = \sqrt{\frac{D_{1o}^2 + D_{1i}^2}{2}} \text{ [m]} \tag{2.20}$$

Délka lopatky na vstupu

$$l_1 = \frac{D_{1o} - D_{1i}}{2} \text{ [m]} \tag{2.21}$$

Obvodová rychlost na vstupu

$$u_1 = \pi \cdot D_{1m} \cdot \frac{n}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \tag{2.22}$$

Relativní rychlost na vstupu

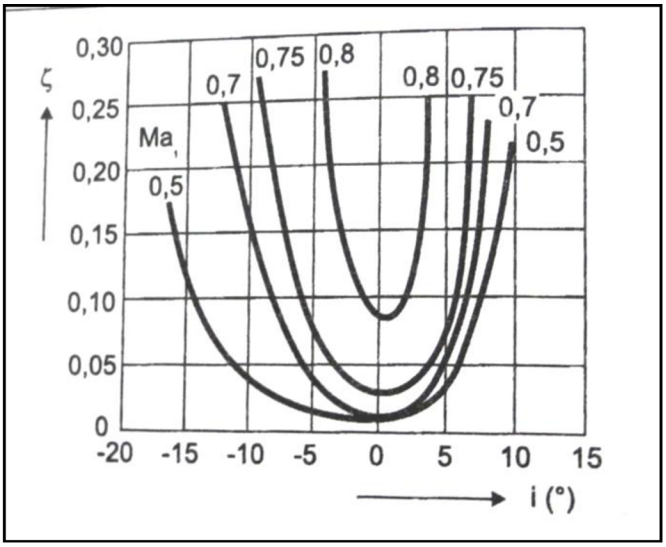
$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \tag{2.23}$$

Úhel relativní rychlosti w_1

$$\beta_1 = \text{arctg} \frac{u_1}{c_{1a}} \text{ [°]} \tag{2.24}$$

Machovo číslo na vnějším průměru na vstupu. Podle [4] nesmí být Machovo číslo na vstupu větší než 1, přičemž nejvyšší relativní rychlost je na vnějším průměru a pro tento je počítáno

$$Ma_{1o} = \frac{w_{1o}}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_1}} \text{ [-]} \tag{2.25}$$



2.2 Ztráty v závislosti na Machovu číslu [2]

Kontrola součinitele skluzu [2], počet lopatek je zvolen podle [4]

$$\acute{\mu} = \frac{1}{1+\frac{2}{3}\cdot\frac{\pi}{z_k}\cdot\frac{1}{1-\left(\frac{D_{1m}}{D_2}\right)^2}} \text{ [-]} \tag{2.26}$$

Chyba součinitele skluzu

$$\frac{\acute{\mu}-\mu}{\acute{\mu}}\cdot 100 \text{ [-]} \tag{2.27}$$

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru, podle [2] je součinitel skluzu definován jako

$$\mu' = \frac{c_{2u}}{u_2} \text{ [-]} \tag{2.28}$$

a odtud je pak

$$c_{2u} = \mu' \cdot u_2 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \tag{2.29}$$

Velikost absolutní rychlosti na výstupu

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \tag{2.30}$$

Relativní rychlost na výstupu, podle [2] platí pro úhel relativní rychlosti

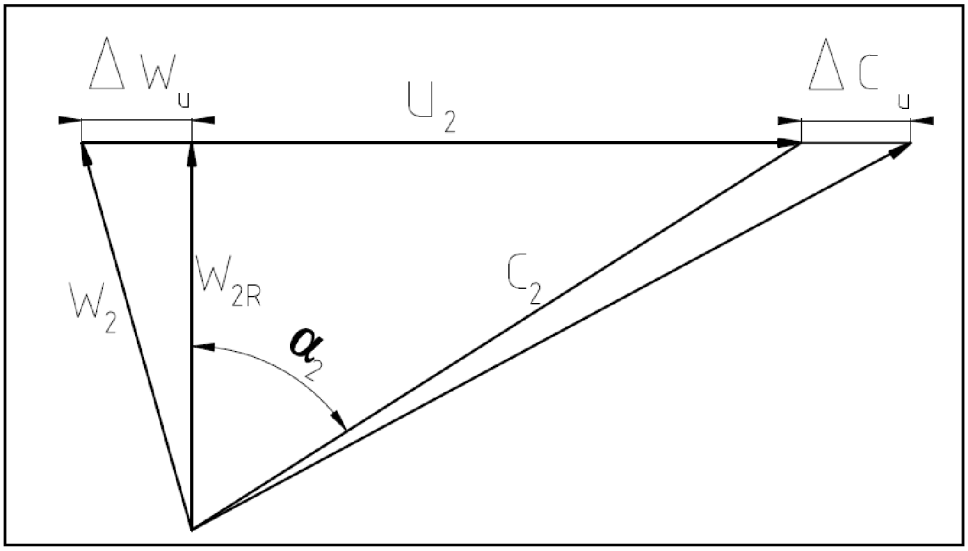
$$\Delta\beta_2 = \text{arctg}\frac{\Delta w_u}{c_{2r}} \text{ [°]} \tag{2.31}$$

přičemž

$$\Delta w_u = \Delta c_u = u_2 - c_{2u} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \tag{2.32}$$

relativní rychlost je pak dle rychlostního trojúhelníku

$$w_2 = \frac{w_{2r}}{\cos\Delta\beta_2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \tag{2.33}$$



2.3 Stáčení rychlosti w_2

Ztráty v rotoru [3]

$$\Delta h_{zR} = \xi_R \cdot \frac{w_1^2}{2} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]} \tag{2.34}$$

kde poměrná ztráta je volena dle konzultací.

Celková relativní teplota

$$T_{2cR} = T_1 + \frac{w_1^2}{2 \cdot c_p} + \frac{\Delta u^2}{2 \cdot c_p} \text{ [K]} \tag{2.35}$$

Teplota za rotorem

$$T_2 = T_{2cR} - \frac{w_2^2}{2 \cdot c_p} \text{ [K]} \tag{2.36}$$

Izoentropická teplota

$$T_{2iz} = T_2 - \frac{\Delta h_{zR}}{c_p} \text{ [K]} \tag{2.37}$$

Tlak za rotorem

$$\frac{p_{2iz}}{p_1} = \left(\frac{T_{2iz}}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{2.38}$$

$$p_{2iz} = p_2 = p_1 \left(\frac{T_{2iz}}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ [Pa]} \tag{2.39}$$

Hustota v bodě 2 je vypočtena pomocí stavové rovnice

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]} \tag{2.40}$$

Machovo číslo na výstupu [2]

$$Ma_2 = \frac{c_2}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_2}} \text{ [-]} \tag{2.41}$$

Celková izoentropická teplota

$$T_{2izC} = T_{2iz} + \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} \text{ [K]} \tag{2.42}$$

Celkový tlak

$$\frac{p_{2izC}}{p_{2iz}} = \left(\frac{T_{2izC}}{T_{2iz}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{2.43}$$

$$p_{2izC} = p_{2C} = p_{2iz} \left(\frac{T_{2izC}}{T_{2iz}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ [Pa]} \tag{2.44}$$

Úhel absolutní výstupní rychlosti

$$\alpha_2 = \text{arctg}\frac{c_{2u}}{c_{2r}} \text{ [°]} \tag{2.45}$$

Šířka kola na výstupu, poměrná plocha lopatek se určí dle [2] jako

$$\sigma_{2L} = 1 - \frac{z_R \cdot t_{2L}}{\pi \cdot D_2} \text{ [-]} \tag{2.46}$$

potom z rovnice kontinuity je šířka kola dle [2]

$$b_2 = \frac{\dot{m}}{\pi \cdot \sigma_{2L} \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2} \text{ [m]} \tag{2.47}$$

Výsledky výpočtu jsou shrnuty v tabulce 2.

Veličina	Označení	Jednotka	Velikost	Vzorec
Celková změna entalpie	Δi^k_c	$J.Kg^{-1}$	148446	2.2,2.3
Obvodová rychlost u_2	u_2	$m.s^{-1}$	406,1281	2.4
Průměr rotoru na výstupu	$ØD_2$	m	0,554034	2.5
Radiální složka c_2	c_{2r}	$m.s^{-1}$	182,7576	2.8
Vstupní rychlost c_1	$c_1=c_{1a}$	$m.s^{-1}$	182,7576	2.9
Izoentropická vstupní rychlost c_1	c_{1iz}	$m.s^{-1}$	188,4099	2.11
Izoentropická teplota na vstupu	T_{1iz}	K	270,6026	2.12
Absolutní teplota na vstupu	T_{1c}	K	288,15	2.17
Teplota na vstupu	T_1	K	271,6397	2.13
Tlak p_{1iz}	p_{1iz}	Pa	80259,59	2.15
Hustota na vstupu do kola	ρ_1	$kg.m^{-3}$	1,022365	2.16
Tlak p_1	p_1	Pa	80259,59	2.15
Vnější průměr na vstupu	$ØD_{1o}$	m	0,333034	2.18
Vnitřní průměr na vstupu	$ØD_{1i}$	m	0,09325	2.19
Střední průměr na vstupu	$ØD_{1m}$	m	0,244548	2.20
Obvodová rychlost na vstupu	u_{1m}	$m.s^{-1}$	179,2629	2.22
Obvodová rychlost na vstupu	u_{1o}	$m.s^{-1}$	244,1268	-
Rel rychlost na vstupu w_{1o}	w_{1o}	$m.s^{-1}$	304,9561	-
Machovo číslo na vnějším průměru	Ma_{1o}	[-]	0,919873	2.25
Rel rychlost na vstupu w_{1m}	w_{1m}	$m.s^{-1}$	255,9991	2.22
Délka lopatky na vstupu	l_1	m	0,119892	2.21
Úhel vstup. Rychlosti w_1	β_1	°	44,44691	2.24
Součinitel skluzu	μ'	[-]	0,902216	2.26
Chyba součinitele skluzu	$(\mu'-\mu/\mu').100$	%	0,245567	2.27
Obvodová složka c_2	c_{2u}	$m.s^{-1}$	366,4151	2.29
Absolutní rychlost c_2	c_2	$m.s^{-1}$	409,4635	2.30
Radiální složka w_2	w_{2r}	$m.s^{-1}$	182,7576	-
Úhel výstup rychlosti w_2	$\Delta\beta_2$	°	12,25971	2.31
Relativní rychlost na výstupu w_2	w_2	$m.s^{-1}$	187,0227	2.33
Ztráty rotoru	Δh_{zR}	$J.Kg^{-1}$	3276,777	2.34
Teplota na výstupu z kola relat.	T_{2cR}	K	369,6824	2.35
Teplota na výstpu (z kola)	T_2	K	352,3925	2.36
Izoentropická teplota na výstpu	T_{2iz}	K	349,153	2.37
Tlak za kolem	$p_2=p_{2iz}$	Pa	193230,5	2.39
Tlak za kolem relativní	p_{2cR}	Pa	202720,8	-

Hustota na výstupu z kola	ρ_2	$kg.m^{-3}$	1,897366	2.40
Machovo číslo na vnějším průměru	Ma_2	[-]	1,084399	2.41
Teplota na výstupu celková	T_{2izc}	K	432,03	2.42
Tlak za kolem celkový	$p_{2c}=p_{2izc}$	Pa	407211	2.44
Úhel výstup. rychlosti c_2	α_2	°	63,49126	2.45
Teplota na výstupu celková	T_{2c}	K	435,2696	-
Poměrná plocha lopatek	σ_2	[-]	0,972422	2.46
Šířka kola na výstupu	b_2	m	0,025558	2.47

Tabulka 2 Výsledky výpočtu

2.1.4. Návrh bezlopatkového difuzoru

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota
Ztrátový součinitel BLD	ξ_{BLD}	[-]	0,11
Poměr D_3 k D_2	D_3/D_2	[-]	1,1
Poměr hustot ρ_2' ku ρ_3'	ρ_2'/ρ_3'	[-]	0,95

Tabulka 3 volené hodnoty pro výpočet BLD

Obvodová složka absolutní rychlosti
dle [2] platí zákon zachování hybnosti ve tvaru

$$r_2 \cdot c_{2u} = r_2' \cdot c_{2u}' = r \cdot c_u \tag{2.48}$$

odtud pak pro $r_2 = r_2'$ platí

$$c_{2u} = c_{2u}' \; [m \cdot s^{-1}]$$

Radiální složka absolutní rychlosti na vstupu BLD
rovnice kontinuity [2] mezi rotorem a začátkem BLD

$$\dot{m} = \pi \cdot \sigma_{2L} \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2 \cdot b_2 = \pi \cdot D_2' \cdot c_{2r}' \cdot \rho_2' \cdot b_2' \tag{2.49}$$

a odtud je radiální složka absolutní rychlosti, přičemž šířka BLD je stejná jako šířka rotoru

$$c_{2r}' = \sigma_{2L} \cdot \frac{b_2}{b_2'} \cdot c_{2r} \; [m \cdot s^{-1}] \tag{2.50}$$

Úhel absolutní rychlosti na vstupu do BLD

$$\alpha_2' = \mathrm{arctg}\frac{c_{2u}'}{c_{2r}'} \; [°] \tag{2.51}$$

Rozměry BLD
podle [4] je zvolen poměr D_3 a D_2

$$D_3 = \frac{D_3}{D_2} \cdot D_2 \; [m] \tag{2.52}$$

Bezlopatkový difuzor bývá vhodné pro výpočet nahradit tzv. ekvivalentním přímým difuzorem. Výpočet rozměrů ekvivalentního přímého difuzoru je proveden tak, jak je uvedeno v literatuře [2]

Ekvivalentní plochy přímého difuzoru

$$S_{2EKV} = \pi \cdot D_2 \cdot \cos \acute{\alpha}_2 \cdot \acute{b}_2 \quad (2.53)$$

$$S_{3EKV} = \pi \cdot D_3 \cdot \cos \acute{\alpha}_2 \cdot \acute{b}_2 \quad (2.54)$$

Průměry ekvivalentního difuzoru

$$D_{2EKV} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{2EKV}}{\pi}} \text{ [m]} \quad (2.55)$$

$$D_{3EKV} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{3EKV}}{\pi}} \text{ [m]} \quad (2.56)$$

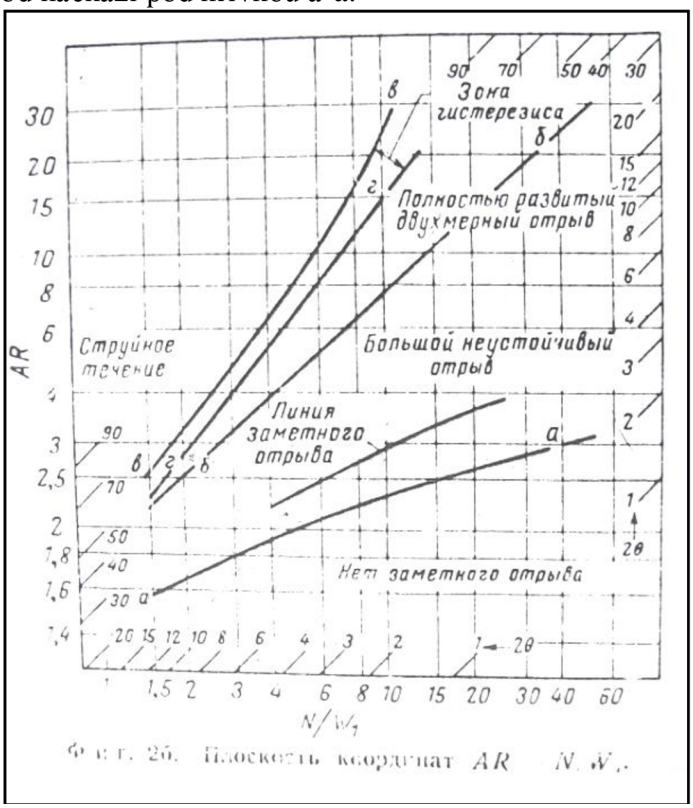
Délka trajektorie ekvivalentního difuzoru

$$l_{EKV} = \frac{r_3 - r_2}{\cos \acute{\alpha}_2} \text{ [m]} \quad (2.57)$$

Úhel rozšíření ekvivalentního difuzoru

$$\frac{\omega}{2} = \mathrm{arctg} \frac{D_{3EKV} - D_{2EKV}}{2 \cdot l_{EKV}} \text{ [°]} \quad (2.58)$$

U takto vypočtených hodnot je nutné vynesením do grafu (obrázek 2.4)provést kontrolu, zda se ekvivalentní difuzor nachází v oblasti režimu proudění bez odtržení proudu, tedy zda se pracovní bod nachází pod křivkou a-a.



2.4 Stabilita proudění [4]

Rychlost na výstupu z BLD

Rovnice kontinuity pro BLD [2]

$$\dot{m} = \pi \cdot \acute{D}_2 \cdot c'_{2r} \cdot \dot{\rho}_2 \cdot \dot{b}_2 = \pi \cdot D_3 \cdot c_{3r} \cdot \rho_3 \cdot b_3 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (2.59)$$

$$c_{3r} = c'_{2r} \cdot \frac{\rho_2}{\rho_3} \cdot \frac{\acute{D}_2}{D_3} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (2.60)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti je dána zákonem zachování hybnosti [2]

$$c_{3u} = c'_{2u} \cdot \frac{D'_2}{D_3} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.61}$$

Rychlost na výstupu z BLD je pak

$$c_3 = \sqrt{c_{3u}^2 + c_{3r}^2} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.62}$$

Ztráty v BLD [3]

$$\Delta h_{zBLD} = \xi_{BLD} \cdot \frac{C_2^2}{2} \tag{2.63}$$

Izoentropická teplota za BLD

$$T_{3iz} = T_{2izC} - \frac{c_3^2}{2 \cdot c_p} - \frac{\Delta h_{zBLD}}{c_p} \; [K] \tag{2.64}$$

Tlak za BLD

$$\frac{p_{3iz}}{p_{2iz}} = \left(\frac{T_{3iz}}{T_{2iz}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{2.65}$$

$$p_{3iz} = p_3 = p_{2iz} \left(\frac{T_{3iz}}{T_{2iz}}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \; [Pa] \tag{2.66}$$

Teplota za BLD

$$T_3 = T_{2C} - \frac{c_3^2}{2 \cdot c_p} \; [K] \tag{2.67}$$

Hustota za BLD je vypočtena pomocí stavové rovnice

$$\rho_{3n} = \frac{p_3}{r \cdot T_3} \, [kg \cdot m^{-3}] \tag{2.68}$$

Chyba hustoty

$$\frac{\rho_{3n} - \rho_3}{\rho_n} \cdot 100 \; [-] \tag{2.69}$$

Machovo číslo na výstupu z BLD

$$Ma_3 = \frac{c_3}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_3}} \, [-] \tag{2.70}$$

Úhel výstupní rychlosti z BLD

$$\alpha_3 = \mathrm{arctg} \frac{c_{3u}}{c_{3r}} \; [°] \tag{2.71}$$

Výsledky výpočtu BLD následují v tabulce 4.

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota	Vzorec
Obvodová složka c_2	$c_{2u}'=c_{2u}$	$m.s^{-1}$	366,4151	2.48
Šířka BLD na vstupu	b_2'	m	0,025558	-
Radiální složka c_2	c_{2R}'	$m.s^{-1}$	177,7176	2.50
Úhel výstup. rychlosti c_2	α_2'	°	64,12581	2.51
Ekvivalentní plocha přímého difuz.	S_{2EKV}	m^2	0,019413	2.53
Ekvivalentní plocha přímého difuz.	S_{3EKV}	m^2	0,021354	2.54
Ekvivalentní průměr přímého difuz.	D_{2EKV}	m	0,157217	2.55

Ekvivalentní průměr přímého difuz.	D_{3EKV}	m	0,164891	2.56
Délka trajektorie ekvival. difuzoru	l_{EKV}	m	0,063478	2.57
Úhel rozšíření ekvivalentního difuzoru	$\omega/2$	°	3,458904	2.58
Poměr ploch ekvivalentního difuzoru	S_{3EKV}/S_{2EKV}	[-]	1,1	-
Poměr ekv délky a průměru 2	l_{EKV}/D_{2EKV}	[-]	0,403761	-
Průměr D_3	D_3	m	0,609437	2.52
Radiální složka c_3	c_{3R}'	$m.s^{-1}$	153,4834	2.60
Obvodová složka c_3	c_{3u}'	$m.s^{-1}$	333,1046	2.61
Rychlost c_3	c_3'	$m.s^{-1}$	366,764	2.62
Ztráty BLD	Δh_{zBLD}	$J.Kg^{-1}$	9221,319	2.63
Izoentropická teplota na výstupu	T_{3iz}	K	359,6598	2.64
Tlak za BLD	$p_3=p_{3iz}$	Pa	214359,4	2.66
Teplota na výstupu	T_3	K	368,7763	2.67
Hustota na výstupu z BLD	ρ_{3nove}	$kg.m^{-3}$	2,011322	2.68
Hustota na výstupu z BLD	ρ_3	$kg.m^{-3}$	1,997228	-
Chyba hustoty	$\rho_{3nove}-\rho_3/\rho_{3nove}$	%	0,700743	2.69
Machovo číslo na vnějším průměru	Ma_3	[-]	0,949494	2.70
Teplota na výstupu	T_{3C}	K	435,2696	-
Úhel výstup. rychlosti c_3	α_3	°	65,26134	2.71

Tabulka 4 výsledky výpočtu BLD

2.1.5. Výpočet lopatkového difuzoru

Hodnoty volené pro výpočet LD jsou v tabulce 5.

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota
Ztrátový součinitel LD	ξ_{LD}	[-]	0,09
Deviační úhel	δ	°	2
Úhel náběhu i	i	°	0
Počet lopatek LD	z_{LD}	[-]	28
Tloušťka lopatek	t_{4L}	m	0,002
Poměr hustot ρ_4 k ρ_3	ρ_4/ρ_3	[-]	1,11
Poměr D_4 k D_3	D_4/D_3	[-]	1,2

Tabulka 5 volené hodnoty pro výpočet LD

Rozměry LD, podle [4] je zvolen poměr D_4 k D_3

$$D_4 = \frac{D_4}{D_3} \cdot D_3 \quad [m] \tag{2.72}$$

Obvodová složka absolutní rychlosti, dle [2] platí zákon zachování hybnosti ve tvaru

$$r_3 \cdot c_{3u} = r_4 \cdot c_{4u} \tag{2.73}$$

$$c_{4u} = c_{3u} \cdot \frac{D_3}{D_4} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.74}$$

Vstupní úhel proudu

$$\alpha_{3K} = \alpha_3 + i \, [°] \tag{2.75}$$

Výstupní úhel

$$\alpha_4 = \alpha_3 - 10 \, [°] \tag{2.76}$$

Výstupní úhel proudu

$$\alpha_{4k} = \alpha_4 + \delta \, [°] \tag{2.77}$$

Lopatkový difuzor je rovněž vhodné pro výpočet nahradit tzv. ekvivalentním přímým difuzorem. Výpočet rozměrů ekvivalentního přímého difuzoru je proveden tak, jak je uvedeno v literatuře [2]

Ekvivalentní plochy přímého difuzoru

$$S_{3EKV} = \pi \cdot D_3 \cdot \cos \alpha_{3K} \cdot b_4 \tag{2.78}$$

$$S_{4EKV} = \pi \cdot D_4 \cdot \cos \alpha_{4K} \cdot b_4 \tag{2.79}$$

Průměry ekvivalentního difuzoru

$$d_{3EKV} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{3EKV}}{\pi \cdot z_{LD}}} \, [m] \tag{2.80}$$

$$d_{4EKV} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_{4EKV}}{\pi \cdot z_{LD}}} \, [m] \tag{2.81}$$

Délka trajektorie ekvivalentního difuzoru [6]

$$l_{EKV} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{2 \cdot \sqrt{D_4^2 + D_3^2 - 2 \cdot D_4 \cdot D_3 \cdot \cos(\alpha_{3K} + \alpha_{4K})}} \, [m] \tag{2.82}$$

Úhel rozšíření ekvivalentního difuzoru

$$\frac{\omega}{2} = \mathrm{arctg} \frac{d_{4EKV} - d_{3EKV}}{2 \cdot l_{EKV}} \, [°] \tag{2.83}$$

Poměrná plocha lopatek se určí dle [2] jako

$$\sigma_4 = 1 - \frac{z_{LD} \cdot t_{4L}}{\pi \cdot D_4 \cdot \cos \alpha_4} \, [-] \tag{2.84}$$

Hustota vzduchu na výstupu z LD

$$\rho_4 = \frac{\rho_4}{\rho_3} \cdot \rho_3 \, [kg \cdot m^{-3}] \tag{2.85}$$

potom z rovnice kontinuity je radiální složka absolutní rychlosti [2]

$$c_{4r} = \frac{\dot{m}}{\pi \cdot \sigma_4 \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \rho_4} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.86}$$

absolutní rychlost na výstupu z LD

$$c_4 = \sqrt{c_{4u}^2 + c_{4r}^2} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.87}$$

Ztráta v LD [4]

$$\Delta h_{zLD} = \xi_{LD} \cdot \frac{C_3^2}{2} \left[\mathbf{J \cdot kg^{-1}}\right] \tag{2.88}$$

Izoentropická teplota za LD

$$T_{4iz} = T_{3C} - \frac{c_4^2}{2 \cdot c_p} - \frac{\Delta h_{zLD}^2}{c_p} \text{ [K]} \tag{2.89}$$

Teplota za LD

$$T_4 = T_{4iz} + \frac{\Delta h_{zLD}}{c_p} \text{ [K]} \tag{2.90}$$

Tlak za LD

$$\frac{p_{4iz}}{p_3} = \left(\frac{T_{4iz}}{T_3}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{2.91}$$

$$p_{4iz} = p_4 = p_3 \left(\frac{T_{4iz}}{T_3}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ [Pa]} \tag{2.92}$$

Hustota za LD je vypočtena pomocí stavové rovnice

$$\rho_{4n} = \frac{p_4}{r \cdot T_4} [\mathrm{kg \cdot m^{-3}}] \tag{2.93}$$

Chyba hustoty

$$\frac{\rho_{4n} - \rho_4}{\rho_{4n}} \cdot 100 \text{ [-]} \tag{2.94}$$

Celková teplota za LD

$$T_{4C} = T_4 + \frac{c_4^2}{2 \cdot c_p} \text{ [K]} \tag{2.95}$$

Machovo číslo na výstupu z LD

$$Ma_4 = \frac{c_4}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_4}} \text{ [-]} \tag{2.96}$$

Výsledky výpočtu lopatkového difuzoru jsou shrnuty v tabulce 6.

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota	Vzorec
Šířka LD	$b_3=b_4=b_2'$	m	0,025558	-
Úhel vstup. rychlosti c_3	α_3	°	65,26134	2.71
Úhel proudu na vstupu	α_{3K}	°	65,26134	2.75
Výstupní úhel	α_4	°	55,26134	2.76
Úhel vstup. rychlosti c_3	α_{4K}	°	57,26134	2.77
Průměr D_4	D_4	m	0,731325	2.72
Ekvivalentní ploch přímého difuz.	S_{3EKV}	m^2	0,020478	2.78
Ekvivalentní ploch přímého difuz.	S_{4EKV}	m^2	0,031756	2.79

Ekvivalentní průměr přímého difuz.	d_{3EKV}	m	0,030515	2.80
Ekvivalentní průměr přímého difuz.	d_{4EKV}	m	0,038001	2.81
Délka trajektorie ekvival. difuzoru	l_{EKV}	m	0,207784	2.82
Úhel rozšíření ekvivalentního difuzoru	$\omega/2$	°	1,031931	2.83
Poměr ploch ekvivalentního difuzoru	S_{4EKV}/S_{3EKV}	[-]	1,550778	-
Poměr ekv. délky a průměru 3	l_{EKV}/D_{3EKV}	[-]	6,809213	-
Hustota na výstupu z LD	ρ_4	$kg.m^{-3}$	2,216923	2.85
Obvodová složka c_4	c_{4u}	$m.s^{-1}$	277,5872	-
Poměrná plocha lopatek	σ_4	[-]	0,957226	2.84
Radiální složka c_4	c_{4R}	$m.s^{-1}$	120,3768	2.86
Rychlost c_4	c_4	$m.s^{-1}$	302,5644	2.87
Ztráty entalpie LD	Δh_{zLD}	$J.Kg^{-1}$	4119,534	2.88
Izoentropická teplota na výstupu	T_{4iz}	K	385,9447	2.89
Teplota na výstupu	T_4	K	390,0174	2.90
Tlak za LD	$p_4=p_{4iz}$	Pa	251367,7	2.92
Hustota na výstupu z LD	ρ_{4nove}	$kg.m^{-3}$	2,230117	2.93
Chyba hustoty	$(\rho_{4n}-\rho_4/\rho_{4n}).100$	%	0,591655	2.94
Teplota na výstupu celková	T_{4C}	K	435,2696	2.95
Machovo číslo na vnějším průměru	Ma_4	[-]	0,761663	2.96

Tabulka 6 výsledky výpočtu LD

2.1.6. Návrh výstupní soustavy

Pro výpočet výstupní soustavy byla na základě konzultace stanovena rychlost c_5 = 30 $m.s^{-1}$. Výstupní soustava má dvě větvě z rozměrových důvodů.
Ztráta entalpie ve výstupní soustavě [4]

$$\Delta h_{zvýs} = \xi_{výs} \cdot \frac{c_4^2}{2} \left[\mathbf{J \cdot kg^{-1}}\right] \tag{2.97}$$

Izoentropická teplota za výstupní soustavou

$$T_{5iz} = T_{4C} - \frac{c_5^2}{2 \cdot c_p} - \frac{\Delta h_{zvýs}}{c_p} \text{ [K]} \tag{2.98}$$

Teplota za výstupní soustavou

$$T_5 = T_{5iz} + \frac{\Delta h_{zvýs}}{c_p} \text{ [K]} \tag{2.99}$$

Celková teplota za výstupní soustavou

$$T_{5c} = T_5 + \frac{c_5^2}{2 \cdot c_p} \text{ [K]} \quad (2.100)$$

Izoentropický tlak za výstupní soustavou

$$\frac{p_{5iz}}{p_4} = \left(\frac{T_{5iz}}{T_4}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2.101)$$

$$p_{5iz} = p_5 = p_4 \left(\frac{T_{5iz}}{T_4}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ [Pa]} \quad (2.102)$$

Celkový vypočtený tlak za výstupní soustavou

$$p_{5cvyp} = p_5 \left(\frac{T_{5c}}{T_5}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ [Pa]} \quad (2.103)$$

Celkové stlačení v kompresoru

$$\Pi_{kcnove} = \frac{p_{5cvyp}}{p_{oc}} \text{ [-]} \quad (2.104)$$

Chyba stlačení

$$\frac{\Pi_{kcnove} - \Pi_{kc}}{\Pi_{kcnove}} \cdot 100 \text{ [-]} \quad (2.105)$$

Účinnost kompresoru

$$\eta_{kcvyp} = \frac{\Delta i_{iz}^k}{\Delta i^k} \text{ [-]} \quad (2.106)$$

Příkon kompresoru

$$P = m_k \cdot \Delta i_C^k \quad (2.107)$$

Výsledky výpočtu výstupní soustavy jsou uvedeny v tabulce 7.

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota	Vzorec
Ztráty výs soustavy	$\Delta h_{zvýs}$	$J.Kg^{-1}$	1943,697	2.97
Izoentropická teplota na výstpu	T_{5iz}	K	431,5536	2.98
Teplota na výstpu	T_5	K	433,4751	2.99
Teplota na výstpu celková	T_{5C}	K	433,92	2.100
Tlak za vs	$p_5=p_{5iz}$	Pa	350076,8	2.102
Hustota na výstupu	ρ_5	$kg.m^{-3}$	2,794481	-
Tlak za vs celkovy	p_{5cvyp}	Pa	351335,9	2.103
Stlačení nové	Π_{kcn}	[-]	3,513359	2.104
Chyba stlačení	$\Pi_{kcn}-\Pi_k/\Pi_{kcn}$	%	0,380233	2.105
Příkon kompresoru	P	MW	2,22669	2.106
Hmotnostní tok pro daný úhel	$m_{\varphi k0}$	$kg.s^{-1}$	7,5	-
Hmotnostní tok pro daný úhel	$m_{\varphi k22,5}$	$kg.s^{-1}$	5,625	-
Hmotnostní tok pro daný úhel	$m_{\varphi k45}$	$kg.s^{-1}$	3,75	-
Hmotnostní tok pro daný úhel	$m_{\varphi k67,5}$	$kg.s^{-1}$	1,875	-
Hmotnostní tok pro daný úhel	$m_{\varphi k80}$	$kg.s^{-1}$	0,833333	-

Plocha výstupní spirály	$S_{\varphi 0}$	m^2	0,0895	-
Plocha výstupní spirály	$S_{\varphi 22,5}$	m^2	0,0671	-
Plocha výstupní spirály	$S_{\varphi 45}$	m^2	0,0447	-
Plocha výstupní spirály	$S_{\varphi 67,5}$	m^2	0,0224	-
Plocha výstupní spirály	$S_{\varphi 80}$	m^2	0,0099	-
Účinnost kompresoru	η_{kcvy}	[-]	0,847	-

Tabulka 7 Výsledky výpočtu výstupní soustavy

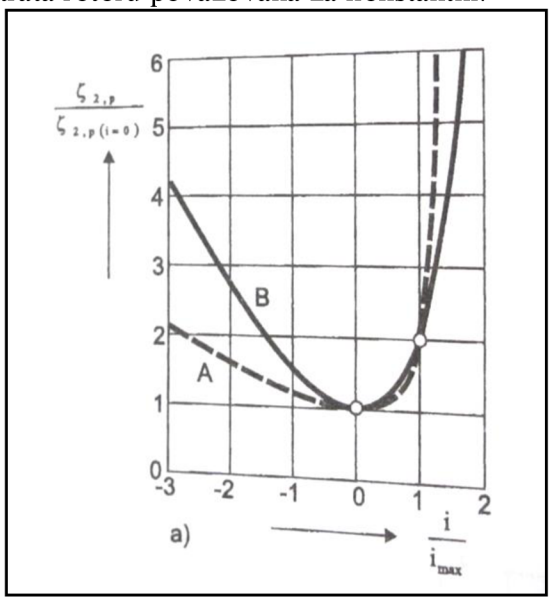
2.2. Návrh turbíny

Při návrhu turbíny již není nutné stanovovat rozměry jednotlivých částí RTK, neboť byly určeny při návrhu kompresoru. Pro potřeby výpočtu chodu RTK v turbínovém režimu bylo dle dohody s konzultantem stanoveno, že vzduch na vstupu do turbíny bude mít stejný tlak a teplotu jako na výstupu z kompresoru.

V celé této kapitole je použito následujícího označení řezů (viz obrázek 1.7):
0- vstup do lopatkového rozvaděče
1‘- vstup do bezlopatkového rozvaděče
1- vstup do rotoru RTK
2- výstup z rotoru RTK

2.2.1. Výpočet turbíny

Cílem tohoto výpočtu je především určit tlaky, teploty a hmotnostní průtok turbínou při požadovaném expanzním poměru. Ten je dán tlakem před turbínou a tlakem za turbínou, tedy tlakem atmosférickým, který je shodný s tlakem na vstupu do kompresoru.
Pro potřeby tohoto výpočtu bylo konzultantem stanoveno zanedbání změny ztrát rotoru vlivem změny úhlu náběhu. Obecnou závislost ztrát v závislosti na úhlu náběhu vidíme na obrázku 2.5. Použitím natáčivých statorových lopatek lze eliminovat změnu úhlu náběhu, a proto bude ztráta rotoru považována za konstantní.



2.5 Ztráty v závislosti na úhlu náběhu [2]

Hodnoty pro výpočet turbíny získané při výpočtu kompresoru jsou v tabulce 8. Průtokový součinitel a ztrátový součinitel rotoru byly stanoveny na základě konzultací. Výpočet je prováděn tak, že je stanoven tlak na vstupu do rotoru, čímž je určen hmotnostní tok statorem. Poté se iteračně stanoví tlak za rotorem, přičemž musí být splněna podmínka, že hmotnostní tok rotorem je stejný jako hmotnostní tok statorem. A hledá se takový tlak na vstupu do rotoru, aby bylo dosaženo požadovaného expanzního poměru.

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota
Rychlostní součinitel	φ	[-]	0,97
Ztrátový součinitel rotoru	ξ_R	[-]	0,1
Počet lopatek LK	z_{LR}	[-]	28
Tloušťka lopatek rotoru	t_{LR}	m	0,002
Tloušťka lopatek LK	t_{0L}	m	0,002
Poissonova konstanta	κ	[-]	1,4
Měrná tep. kapacita	c_p	$J.Kg^{-1}.K^{-1}$	1011,5
Měrná plynová konstanta	r	$J.Kg^{-1}.K^{-1}$	289
Vnější průměr na vstupu	$ØD_{2o}$	m	0,333034
Vnitřní průměr na výstupu	$ØD_{2i}$	m	0,09325
Střední průměr na výstupu	$ØD_{2m}$	m	0,244548
Průměr rotoru na vstupu	$ØD_1$	m	0,554034
Průměr D_0	$ØD_0$	m	0,731325
Průměr $D_{1'}$	$ØD_{1'}$	m	0,609437
Otáčky turbíny	n_T	min^{-1}	14000
Tlak na vstupu	p_{0c}	Pa	351936,9
Teplota na vstupu	T_{0c}	K	435,2696
Šířka LK	$b_0=b_1'=b_1$	m	0,025558
Hustota na vstupu	ρ_{0c}	$kg.m^{-3}$	2,797748
Úhel lopatky LR	α_1	°	65,26134

Tabulka 8 Hodnoty pro výpočet turbíny

Izonetropická teplota na vstupu do rotoru

$$\frac{T_{0c}}{T_{1iz}} = \left(\frac{p_{0c}}{p_{1iz}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{2.108}$$

$$T_{1iz} = T_{0c}\left(\frac{p_{1iz}}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \text{ [K]} \tag{2.109}$$

Izoentropická rychlost c_{1iz} [2]

$$\frac{c_{1iz}^2}{2} = c_p \cdot (T_{0c} - T_{1iz}) \tag{2.110}$$

$$c_{1iz} = \sqrt{c_p \cdot (T_{0c} - T_{1iz})} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \tag{2.111}$$

Rychlost c_1 [2]

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1iz}} \text{ [-]} \tag{2.112}$$

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.113}$$

Teplota v bodě 1

$$T_1 = T_{0c} - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p} \text{ [K]} \tag{2.114}$$

Hustota v bodě 1

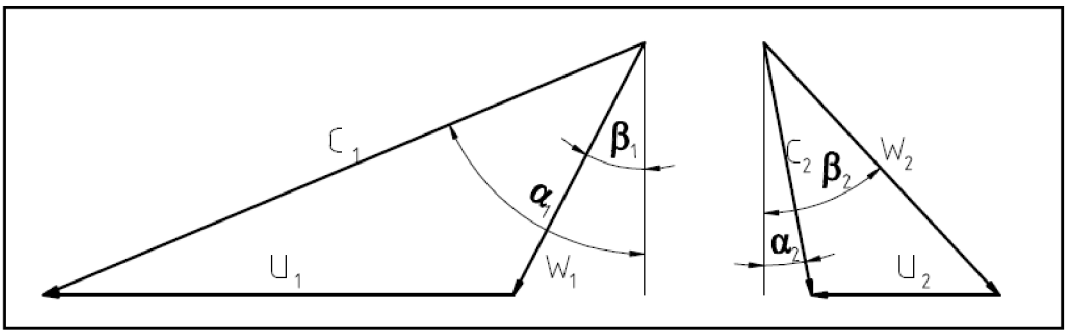
$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} \, [kg \cdot m^{-3}] \tag{2.115}$$

Radiální složka rychlosti c_1

$$c_{1R} = c_1 \cdot \cos\alpha \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.116}$$

Obvodová složka rychlosti c_1

$$c_{1u} = \sqrt{c_1^2 - c_{1R}^2} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.117}$$



2.6 Rychlostní trojúhelníky turbíny

Hmotnostní tok statorem turbíny v bodě 1 [2]

$$m_{1T} = \pi \cdot D_1 \cdot c_{1R} \cdot \rho_1 \cdot b_1 \, [kg \cdot s^{-1}] \tag{2.118}$$

Obvodová rychlost na vstupu do turbíny

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot \frac{n_T}{60} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.119}$$

Obvodová složka relativní rychlosti na vstupu do rotoru bez uvažování skluzu

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.120}$$

Úhel relativní rychlosti na vstupu do rotoru

$$\beta_1 = \mathrm{arctg} \frac{w_{1u}}{w_{1r}} \text{ [°]} \tag{2.121}$$

Relativní rychlost na vstupu do rotoru

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1R}^2} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.122}$$

Relativní teplota na vstupu do rotoru

$$T_{1R} = T_1 + \frac{w_1^2}{2 \cdot c_p} \text{ [K]} \tag{2.123}$$

Obvodová rychlost na výstupu z turbíny

$$u_2 = \pi \cdot D_{2m} \cdot \frac{n_T}{60} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.124}$$

Izoentropická relativní teplota v bodě 2

$$T_{2R} = T_1 - \frac{\Delta u_1^2}{2 \cdot c_p} \, [K] \tag{2.125}$$

Izoentropická teplota v bodě 2 - zde je nutné zvolit tlak p_2, jeho konečná hodnota bude stanovena iteračně tak, aby výsledný průtok rotorem odpovídal průtoku statorem

$$\frac{T_1}{T_{2iz}} = \left(\frac{p_1}{p_{2iz}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{2.126}$$

$$T_{2iz} = T_1 \left(\frac{p_{2iz}}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \, [K] \tag{2.127}$$

Izoentropická relativní rychlost na výstupu z rotoru

$$\frac{w_{2iz}^2}{2} = c_p \cdot (T_{2izR} - T_{2iz}) \tag{2.128}$$

$$w_{2iz} = \sqrt{c_p \cdot (T_{2izR} - T_{2iz})} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.129}$$

Ztráty rotoru

$$\Delta h_{zR} = \xi_R \cdot \frac{w_{2iz}^2}{2} \left[\mathbf{J \cdot kg^{-1}}\right] \tag{2.130}$$

Teplota na výstupu z rotoru

$$T_2 = T_{2iz} + \frac{\Delta h_{zR}}{c_p} \, [K] \tag{2.131}$$

Hustota za rotorem

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2} \, [kg \cdot m^{-3}] \tag{2.132}$$

Relativní rychlost na výstupu z rotoru

$$\frac{w_2^2}{2} = c_p \cdot (T_{2izR} - T_2) \tag{2.133}$$

$$w_2 = \sqrt{c_p \cdot (T_{2izR} - T_2)} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.134}$$

Axiální složka relativní výstupní rychlosti, kde úhel výstupní rychlosti je dán úhlem relativní rychlosti na vstupu do kompresoru

$$w_{2a} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.135}$$

Obvodová složka výstupní rychlosti

$$w_{2u} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.136}$$

Absolutní rychlost na výstupu z rotoru

$$c_2 = \sqrt{w_{2a}^2 + (u_2 - w_{2u})^2} \, [m \cdot s^{-1}] \tag{2.137}$$

Úhel výstupní rychlosti c_2

$$\alpha_2 = \arccos\frac{c_{2a}}{c_2}\ [°] \tag{2.138}$$

Celková teplota za na výstupu z turbíny

$$T_{2C} = T_2 + \frac{c_2^2}{2c_p}\ [K] \tag{2.139}$$

Celkový tlak na výstupu z turbíny

$$p_{2C} = p_2\left(\frac{T_{2C}}{T_2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}\ [Pa] \tag{2.140}$$

Plocha na výstupu z turbíny

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_{2o}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{2i}^2}{4} \tag{2.141}$$

Průtok rotorem turbíny

$$m_{2T} = S_2 \cdot c_{2a} \cdot \rho_2\ [kg \cdot s^{-1}] \tag{2.142}$$

Nyní hledáme takový tlak p_1, aby celkový tlak na výstupu z turbíny byl shodný s celkovým tlakem na vstupu do kompresoru, tedy 100000Pa, a zároveň aby hmotnostní průtok rotorem byl stejný jako hmotnostní průtok statorem.
Výsledky výpočtu jsou v tabulce 9.

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota	Vzorec
Volený tlak za LR	p_1	Pa	193500	-
Izoentropická teplota za LR	T_{1iz}	K	366,8887	2.109
Izoentropická rychlost c_1	c_{1iz}	$m.s^{-1}$	371,9334	2.111
Rychlost c_1	c_1	$m.s^{-1}$	360,7754	2.113
Teplota T1	T_1	K	370,93	2.114
Hustota v bodě 1	ρ_1	$kg.m^{-3}$	1,805058	2.115
Radiální složka rychlosti c_1	c_{1R}	$m.s^{-1}$	150,9773	2.116
Obvodová složka rychlosti c_1	c_{1u}	$m.s^{-1}$	327,6656	2.117
Hmotnostní tok v bodě 1	m_{T1}	$kg.s^{-1}$	12,12306	2.118
Obvodová rychlost na vstupu	u_1	$m.s^{-1}$	406,1281	2.119
Vstupní úhel relativní rychlosti	β_1	°	-27,4608	2.121
Relativní vstupní rychlost	w_1	$m.s^{-1}$	170,1485	2.122
Volený tlak za kolem	p_2	Pa	87680,34	-
Relativní teplota v bodě 1	T_{1R}	K	385,2407	2.123
Obvodová rychlost v bodě 2	u_2	$m.s^{-1}$	179,2629	2.124
Relativní izoent. teplota v bodě 2	T_{2izR}	K	319,5932	2.125
Izoentropická teplota za kolem	T_{2iz}	K	295,8486	2.127
Izoentropická relat.rychlost w_2	w_{2iz}	$m.s^{-1}$	219,1699	2.129
Ztráty rotoru	Δh_{zR}	$J.Kg^{-1}$	2401,772	2.130

Teplota za kolem	T_2	K	298,2231	2.131
Hustota za kolem	ρ_2	$kg.m^{-3}$	1,017333	2.132
Relativní výstupní rychlost	w_2	$m.s^{-1}$	207,9228	2.134
Úhel výstup. rychlosti w_2	β_2	°	44,44691	-
Výstupní rychlost c_2	c_2	$m.s^{-1}$	152,2058	2.137
Celková teplota za kolem	T_{2c}	K	309,6747	2.139
Celkový tlak za kolem	p_{2c}	Pa	100041	2.140
Axiální složka w_2	$w_{2a}=c_{2a}$	$m.s^{-1}$	148,436	2.135
Obvodová složka rel rychlosti	$w_{2u}=c_{2u}$	$m.s^{-1}$	145,5975	2.136
Úhel výstup. rychlosti c_2	α_2	°	12,77853	2.138
Plocha na výstupu	S_2	m^2	0,08028	2.141
Průtok rotorem turbíny	m_{T2}	$kg.s^{-1}$	12,12306	2.142

Tabulka 9 Výsledky výpočtu turbíny

2.2.2. Charakteristika turbíny

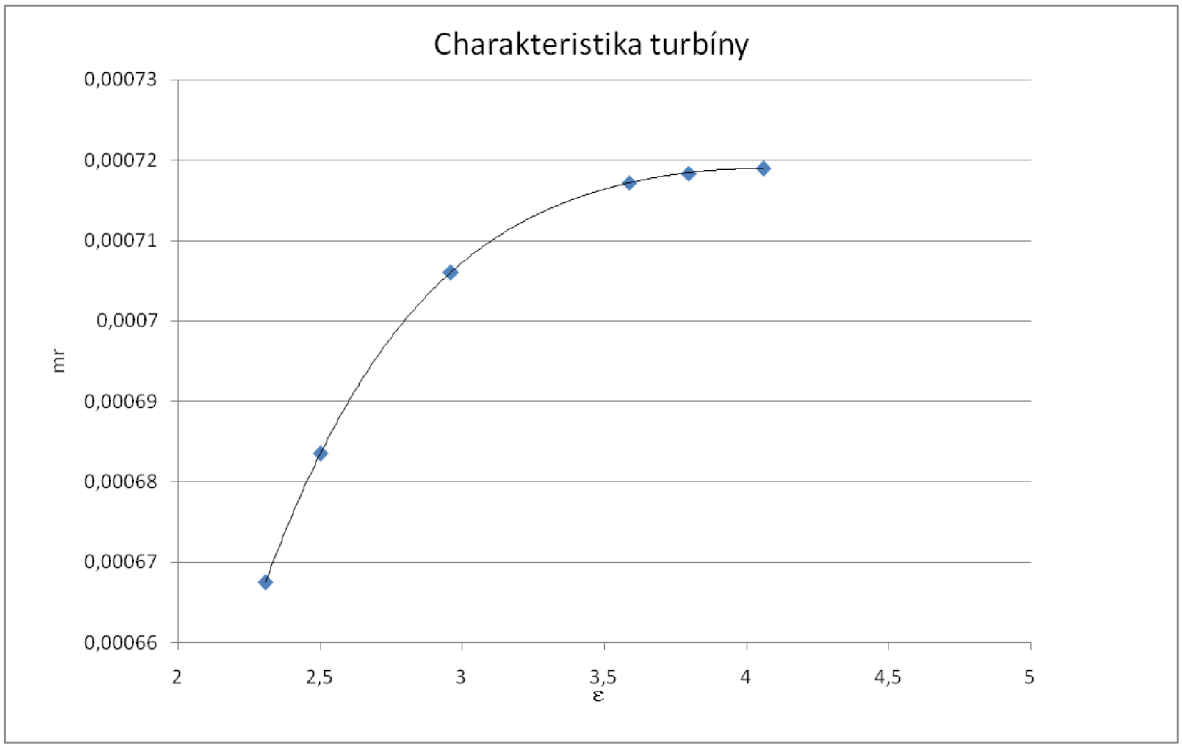
Předchozí výpočet byl proveden pro konkrétní tlakový poměr. Pokud tento výpočet opakujeme pro různé tlaky a výsledný tlakový poměr vyneseme v závislosti na bezrozměrném průtoku, dostaneme charakteristiku radiální turbíny. Grafická závislost expanzního poměru na bezrozměrném průtoku pro RTK je na obrázku 2.7.

Bezrozměrný průtok

$$m_r = \frac{m_t \cdot \sqrt{T_{oc}}}{p_{oc}} \qquad (2.143)$$

Expanzní poměr

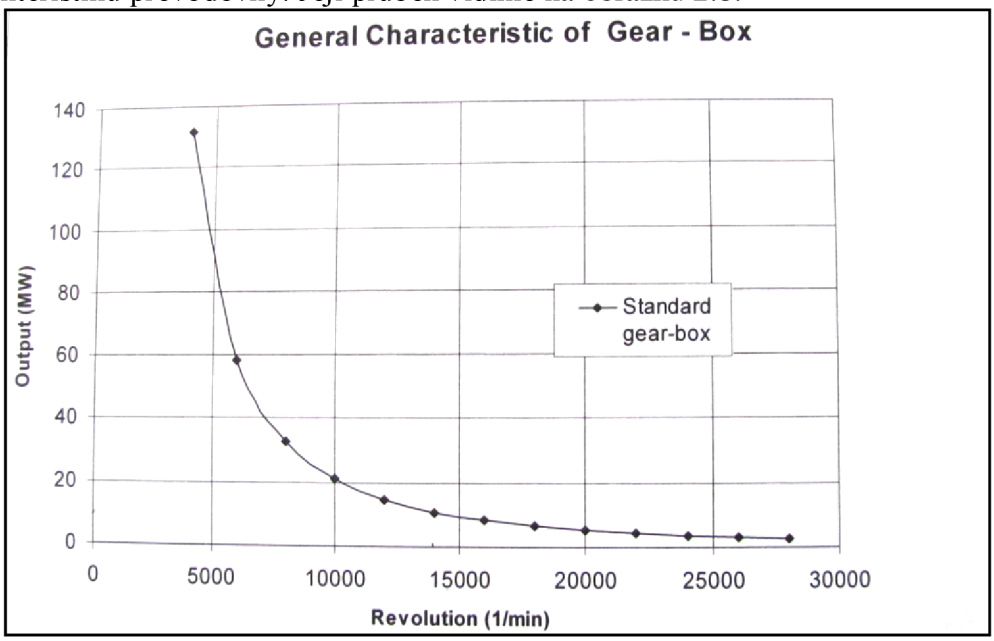
$$\varepsilon = \frac{p_{2c}}{p_{oc}} \ [-] \qquad (2.144)$$



2.7 Charakteristika turbíny

2.3. Výpočet převodovky

Vzhledem k tomu, že je RTK navržen pro 14000 otáček za minutu a motorgenerátor je volen s 1500 otáčkami za minutu, je nutné jejich propojení převodovkou. Návrh převodovky je konstrukčně značně složitý, a proto bude na základě parametrů zvolených dle podkladů firmy Siemens proveden pouze výpočet hlavních rozměrů a tlaků. Při návrhu převodovky je dále nutno brát v úvahu maximální přenášený výkon pro dané otáčky. Závislost maximálního výkonu na otáčkách tvoří obecnou charakteristiku převodovky. Její průběh vidíme na obrázku 2.8.



2.8 Obecná charakteristika převodovky [4]

Pro výpočet převodovky byly na základě konzultací stanoveny následující hodnoty:

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota
Příkon kompresoru	P	W	2226690
Otáčky pastorku	n_p	min^{-1}	14000
Otáčky generátoru	n_g	min^{-1}	1500
Obvodová rychlost v ozubení	u_{zp}	s^{-1}	120
Obvodová rychl čepu pastorku	$u_{čp}$	min^{-1}	80
Obvodová rychost čepu kola	$u_{čg}$	min^{-1}	20
Úhel záběru v norm. řezu	α_n	°	20
Sklon zubů	β	°	22
Poměr l k D pastorku	x	[-]	0,7

Tabulka 10 Parametry pro výpočet převodovky

Průměr roztečné kružnice ozubení pastorku

$$D_{pz} = \frac{u_{zp} \cdot 60}{\pi \cdot n_p} \text{ [m]} \tag{2.145}$$

Průměr roztečné kružnice ozubení kola

$$D_{kz} = \frac{u_{zp} \cdot 60}{\pi \cdot n_g} \text{ [m]} \tag{2.146}$$

Osová vzdálenost kola a pastorku

$$L = \frac{D_{kz} + D_{pz}}{2} \text{ [m]} \tag{2.147}$$

Průměr čepu pastorku

$$D_{pas} = \frac{u_{čp} \cdot 60}{\pi \cdot n_p} \text{ [m]} \tag{2.148}$$

Průměr čepu pastorku

$$D_{kolo} = \frac{u_{čg} \cdot 60}{\pi \cdot n_g} \text{ [m]} \tag{2.149}$$

Obvodová síla v zubech

$$F_{tz} = \frac{P}{u_{zp}} \text{ [N]} \tag{2.150}$$

Reakční síla v čepu

$$F_{tr} = \frac{F_{tz}}{2} \text{ [N]} \tag{2.151}$$

Axiální síla

$$F_a = F_{tz} \cdot tg\beta \text{ [N]} \tag{2.152}$$

Úhel záběru v čelním řezu

$$\alpha_t = arctg\left(\frac{tg\alpha_n}{\cos\beta}\right) \text{ [°]} \tag{2.153}$$

Radiální síla v čepu

$$F_{rr} = F_{tr} \cdot tg\alpha_t \text{ [N]} \quad (2.154)$$

Celková reakční síla v čepu

$$F_r = \sqrt{F_{tr}{}^2 \cdot F_{rr}^2} \text{ [N]} \quad (2.155)$$

Tlak v ložisku pastorku

$$p_{pas} = \frac{F_r}{D_{pas} \cdot D_{pz} \cdot x} \text{ [Pa]} \quad (2.156)$$

Tlak v ložisku kola

$$p_{kol} = \frac{F_r}{D_{kolo} \cdot D_{kz} \cdot x} \text{ [Pa]} \quad (2.157)$$

kde se x volí tak, aby osová délka pastorku a kola byla shodná.
Výsledky výpočtu převodovky jsou uvedeny v tabulce 11.

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota	Vzorec
Průměr ozubení pastorku	$ØD_{pz}$	m	0,163702	2.145
Průměr ozubení kola	$ØD_{kz}$	m	1,527887	2.146
Osová vzd. kola a pastorku	L	m	0,845795	2.147
Průměr čepu pastorku	$ØD_{pas}$	m	0,109135	2.148
Průměr čepu kola	$ØD_{kol}$	m	0,254648	2.149
Obvodová síla v zubech	F_{tz}	N	18555,75	2.150
Reakční síla v čepu	F_{tr}	N	9277,876	2.151
Axiální síla	F_a	N	7497,01	2.152
Úhel záběru v čelním řezu	α_t	°	21,4327	2.153
Radiální síla v čepu	F_{rr}	N	3642,069	2.154
Celková reakční síla včepu	F_r	N	9967,128	2.155
Tlak v ložisku pastorku	p_{pas}	Pa	796992,2	2.156
Poměr l k D kola	x	[-]	0,075	-
Tlak v ložisku kola	p_{kol}	Pa	341568,1	2.157

Tabulka 11 Výsledky výpočtu převodovky

Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout reverzační turbokompresor, který bude stlačovat vzduch z tlaku 0,1MPa na tlak 0,35MPa při hmotnostním průtoku kompresorem 15kg/sec. Součástí kompresoru by měla být integrovaná převodovka umístěná na společném rámu s elektrickým strojem.
Reverzační turbokompresor je navržen jako radiálně axiální lopatkový stroj s rotorem bez krycího disku, s bezlopatkovým a lopatkovým difuzorem. Lopatkový difuzor je uvažován s natáčivými lopatkami, což umožňuje regulaci průtoku i eliminaci ztrát vlivem změny úhlu náběhu.
Součástí návrhu reverzačního turbokompresoru je stanovení hlavních rozměrů, výpočet stavů stlačovaného vzduchu v jednotlivých úsecích a kontrola celkového stlačení kompresoru.
Pro požadovaný expanzní poměr byl proveden výpočet reverzačního turbokompresoru v turbínovém režimu. Dále byla sestrojena charakteristika turbíny a navrženy hlavní parametry potřebné pro detailní výpočet integrované převodovky.
Avšak provedení reverzačního turbokompresoru s integrovanou převodovkou na společném rámu s elektrickým strojem se vzhledem k rozměrům celého soustrojí a předpokládané hmotnosti jeví jako problematické. Proto bylo přistoupeno k tomu, že motorgenerátor bude umístěn samostatně a ne na společném rámu s reverzačním turbokompresorem, což je ostatně u podobně velkých soustrojí běžné.

Seznam použitých zdrojů

[1] KADRNOŽKA, J.: Lopatkové stroje, Brno: CERM, 2003, 177 s. ISBN 80-7204-294-1

[2] KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory (*Teorie a výpočty*), Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-7204-364-3

[3] KOUSAL, M.: Spalovací turbíny stacionární, Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965, 531 s. DT 621.438:620.9

[4] Literatura firmy Siemens

[5] FIELDER, J.: Parní turbíny *Návrh a výpočet*, Brno: CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9

[6] KMOCH, P.: Výpočtová cvičení z teorie leteckých motorů,Část I,VAAZ, 1972, 55s.

[7] PAVELEK, M., a kol. Termomechanika. Vyd.3. Brno: CERM, 2003. ISBN 80-214-2409-5

[8] ŠKORPÍK, J.: http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/index.html [online]. 27. 5. 2011. *Lopatkové stroje*. Dostupné z www: http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/index.html#lopatkove-stroje

Seznam použitých veličin

Označení	Veličina	Jednotka
b	Šířka kanálu	m
c	Absolutní rychlost	$m.s^{-1}$
D	Průměr	m
F	Síla	N
h	Ztráty	$J.Kg^{-1}$
i	Entalpie	$J.Kg^{-1}$
i	Úhel náběhu	°
L	Délka	m
m	Hmotnostní tok	$kg.s^{-1}$
Ma	Machovo číslo	-
n	Otáčky	min^{-1}
p	Tlak	Pa
r	Měrná plynová konstanta	$J.Kg^{-1}.K^{-1}$
S	Plocha	m^2
t	Tloušťka lopatek	m
T	Teplota	K
u	Obvodová rychlost	$m.s^{-1}$
w	Relativní rychlost	$m.s^{-1}$
x	Poměr l /D	-
z	Počet zubů	-
α	Úhel absolutní rychlosti	°
β	Úhel relativní rychlosti	°
δ	Deviační úhel	°
ε	Expanzní poměr	-
ξ	Ztrátový součinitel	-
φ	Rychlostní součinitel	-
η	Účinnost	-
κ	Poissonova konstanta	-
μ	Součinitel skluzu	-
ρ	Hustota	$kg.m^{-3}$
Π	Stlačení	-

Použité indexy

Index	Význam
0	Vstup do kompresoru/turbíny
1	Vstup do rotoru
1'	Vstup do bezlopatkového konfuzoru
2	Výstup z rotoru
3	Vstup do bezlopatkového difuzoru
4	Výstup z lopatkového difuzoru
5	Výstup ze spirální skříně
a	Axiální
r	Radiální
u	Unášivý
C	Celkový
R	Relativní
iz	Izoentropický
k	Kompresor
t	Turbína
i	Vnitřní
m	Střední
o	Vnější
EKV	Ekvivalentní
n	Nový
vyp	Vypočtený

Seznam příloh

Příloha 1 Výkres sestavy