

REVERZAČNÍ TURBOKOMPRESOR

Studie

**Siemens Brno
Březen 2012**

Ing. Stanislav Kubiš, CSc.

REVERZAČNÍ TURBOKOMPRESOR

ÚVOD

Technické veřejnosti jsou známa řešení s reverzačními stroji, které mohou pracovat jak v motorickém tak generátorickém režimu. K neznámějším, kromě elektrických motor-generátorů, patří reverzační turbočerpadla. Díky svým schopnostem pracovat jak v turbinovém tak i čerpadlovém režimu, získala svoje nezastupitelné místo v oblasti akumulacích přečerpávacích, vodních elektráren.

Podobné vlastnosti jako reverzační turbočerpadlo má v oblasti plynů reverzační turbokompresor. Jeho průtočné části jsou navrženy tak, že v jednom směru otáčení mohou pracovat jako kompresor, tzn., že spotřebovávají mechanickou energii na stlačování plynu, při změně smyslu otáčení mohou pracovat jako turbina, tzn. potenciální energii plynu měnit na mechanickou práci.

Protože základy řešení reverzačního turbokompresoru spočívají na elementárních vlastnostech radiálního resp. radiálně-axiálního kompresoru a turbíny, jsou jim stručně věnovány následující 2 kapitoly.

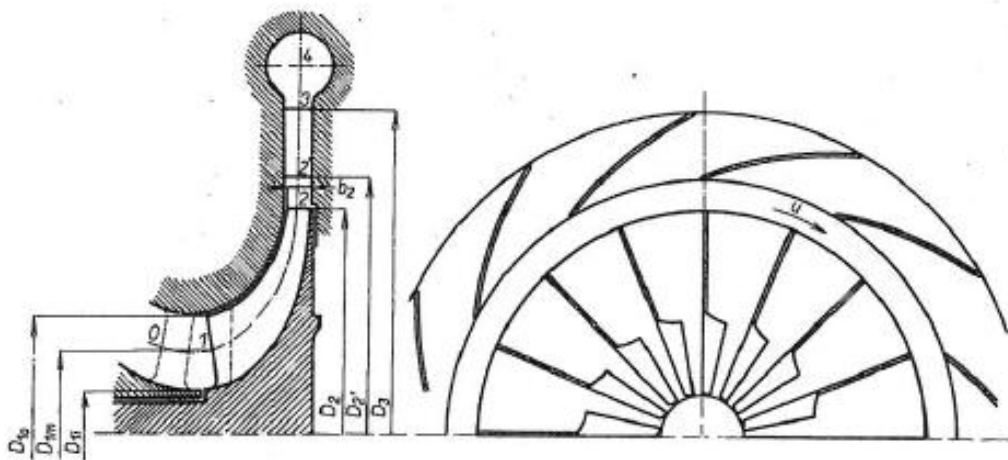
1.0 RADIÁLNÍ KOMPRESOROVÝ STUPEŇ

Radiální kompresorový stupeň je tvořen podle obr.1 oběžným radiálním kolem (1 - 2) a na ně navazujícím statorem, jenž se obvykle dělí na difuzor bezlopatkový (2 - 2') a difuzor lopatkový (2' - 3).

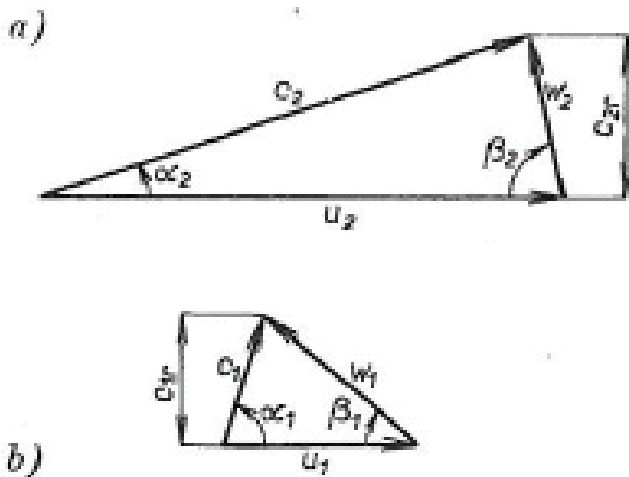
Charakteristické řezy vymezují jednotlivé konstrukční části stupně, a tím zároveň odpovídající úseky pracovního procesu, který probíhá ve stupni. Zatímco se v oběžném kole médium energie přivádí, čímž roste tlak i rychlost proudu, v difuzoru se pouze mění část kinetické energie absolutního proudu na výstupu z oběžného kola v energii tlakovou. U jednostupňového kompresoru je do stupně zahrnuta obvykle také jeho vstupní část (0 - 1), kde dochází k urychlení, popř. k potřebnému usměrnění proudu, a výstupní spirála (3 - 4), jež sbírá proud po obvodě kruhového difuzoru a svádí jej k jednomu nebo několika výstupním hrdlům. U vícestupňového kompresoru, je stlačený plyn veden z difuzoru převáděcím kanálem na vstupu do dalšího stupně.

1.1 PRACOVNÍ PROCES STUPNĚ RADIÁLNÍHO, RESP RADIÁLNĚ - AXIÁLNÍHO KOMPRESORU

Do stupně radiálního kompresoru vstupuje pracovní látka s absolutní rychlostí c_1 (obr.2) pod úhlem α_1 . Oběžné kolo má na vstupu obvodovou rychlost u_1 , takže proud do něho vstupuje s relativní rychlostí w_1 . Při průchodu oběžným kolem se pracovní látka pohybuje v tlakovém poli odstředivých sil směrem k vnějšímu obvodu kola, takže se sledovaná částice dostává postupně na hladinu o vyšším tlaku. Kromě toho další přírůstek tlaku v kole způsobí zbrzdění relativní rychlosti w_1 na w_2 .



Obr. 1 Schéma stupně radiálního kompresoru



Obr. 2 Rychlostní trojúhelníky

Absolutní rychlost na výstupu z kola c_2 , která z něj vystupuje pod úhlem α_2 , je dána vektorovým součtem výstupní relativní rychlosti w_2 , jejíž směr je určen

tvarem a počtem lopatek kola, a unášecí rychlostí u_2 . Kinetická energie výstupní absolutní rychlosti c_2 se částečně mění v tlakovou energii zpomalením na rychlost c'_2 , resp. c_3 , na výstupu z difuzoru.

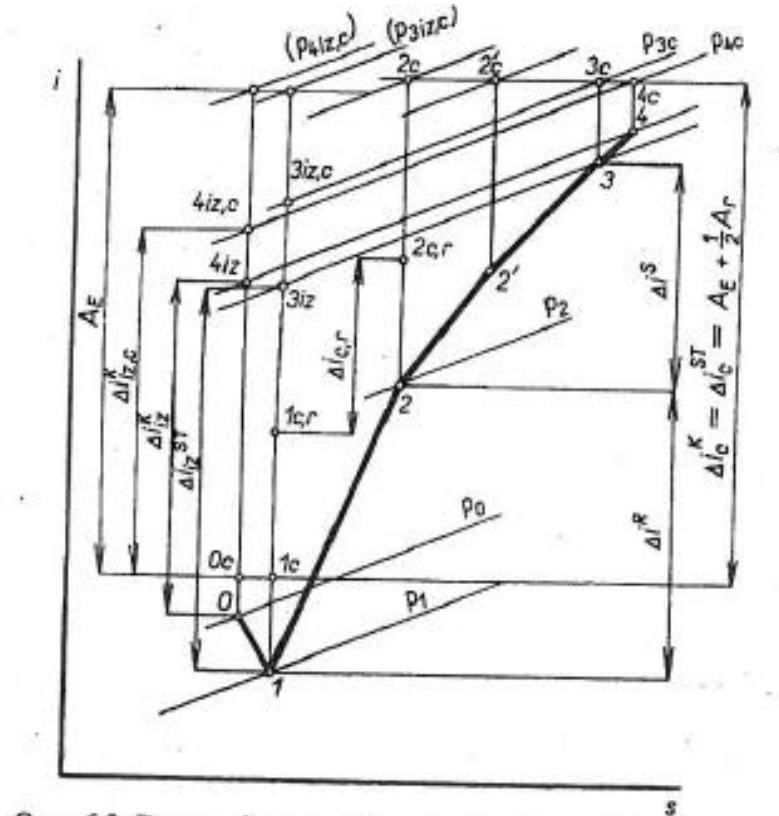
Hmotnostní průtok kompresorem je určen, jako v každém proudovém stroji, nejužším průřezem průtočného kanálu. Podobně jako u turbin, nejužším průřezem rotorového a statorového lopatkování – hrdlem mezilopatkového kanálu. U radiálně – axiálního kompresoru to jsou zpravidla hrdlo záběrníku (vstupní část kompresoru) a hrdlo difuzoru. Kombinací jejich velikostí se dá upravit podobně jako u turbin reakce kompresoru.

Pro výkon předávaný oběžným kolem pracovní látce je možné aplikovat Eulerovu rovnici (1)

$$A_E = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad (1)$$

Příkon na hřídeli je však větší o ventilační ztráty, tj. o ztráty třením pracovní látky o stěny v prostoru mezi oběžným kolem a skříní. Ve shodě s experimentálními výsledky lze předpokládat, že polovina této ztráty vnějším třením ohřívá pracovní látku, a tak zvyšuje její tepelný obsah, zatímco druhá polovina se odvede stěnami ze stroje. Zvýšení celkové entalpie ve stupni, resp. v kole (obr. 2) je vypočteno z rovnice (2)

$$\Delta i_c^{ST} = \Delta i_c^R = A_E + \frac{1}{2} A_r \quad (2)$$



Obr.3 Pracovní proces jednostupňového RA kompresorového stupně v $i - s$ diagramu

Ztráty třením A_r vznikají především na stěnách oběžného kola. K nim se přidružuje ještě ztráta ventilačním prouděním v osových mezerách mezi kolem a skříní. Pro jejich vyjádření je obvykle používán vztah (3)

$$A_r = \alpha \cdot u_2^2 \quad (3)$$

Z rychlostního trojúhelníku na obr.2 je možno vypočítat hodnotu složky c_{2u} . Protože u oběžných kol s radiálními lopatkami rychlost c_{2u} nedosáhne obvodové rychlosti u_2 je tato rychlost obvykle vyjadřována pomocí tzv. součinitele skluzu μ podle rovnice (4)

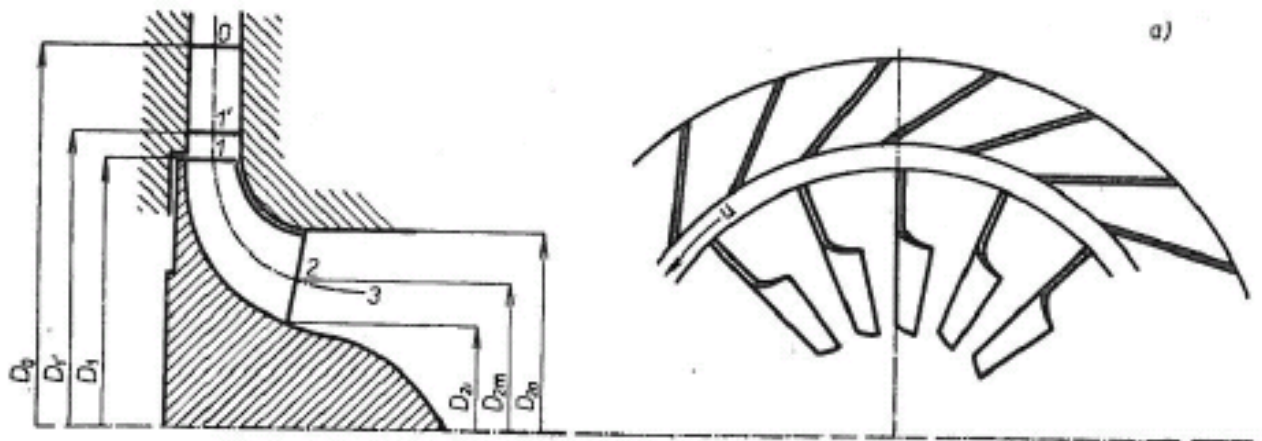
$$c_{2u} = \mu \cdot u_2 \quad (4)$$

U kol s radiálními lopatkami a axiálním vstupem je celkový entalpický spád stupně vyjádřen rovnicí (5), kde se pohybuje součinitel skluzu μ u obvyklých provedení od 0,89 do 0,95 a součinitel tření α v mezích 0,03÷0,1.

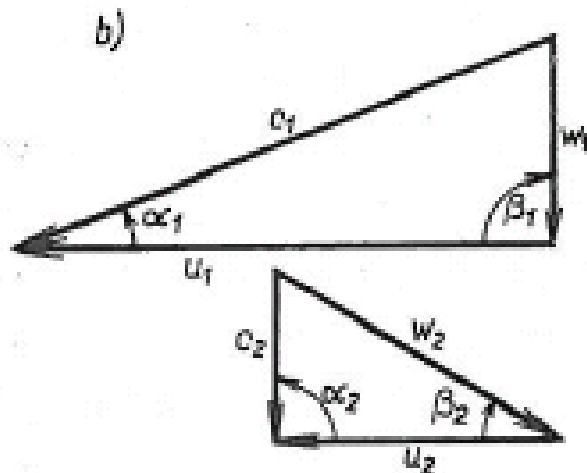
$$\Delta i_K = (\mu + \alpha) \cdot u_2^2 \quad (5)$$

2.0 RADIÁLNÍ TURBINOVÝ STUPEŇ

Radiální, resp.radiálně-axiální turbinový stupeň podle obr. 4 je tvořen spirálou nebo anuloidem, kterým se přivádí pracovní látka do rozváděcích – statorových lopatek (0-1'), na něž navazuje bezlopatkový konfuzor(1'-1) a oběžné kolo radiálního nebo radiálně-axiálního typu 1-2. Pracovní látka obvykle vystupuje z oběžného kola do difuzoru 2 -3, odkud je odváděna dále do procesu. Konstrukčně jde o obdobu radiálního kompresoru s otevřeným kolem. Protože plyn proudí od vnějšího obvodu radiálně směrem k ose kola, je nazýváno toto provedení radiálním, dostředivým, neboli centripetálním turbinovým stupněm.



Obr 4 Schéma stupně radiální centripetální turbíny



Obr 5 Rychlostní trojúhelníky RA turbinového stupně

Proudění a sním spojený přenos, popř. přeměna energie je sledována obdobně jako u radiálního kompresoru na středním proudovém vláknu, na němž opět jsou předpokládány střední výpočtové rychlosti, zjištěné z rovnice kontinuity a kinematických vztahů v jednotlivých řezech. Na výstupu z oběžného kola, při přibližně osovém výstupu a málo zakřivených stěnách výstupní části, jsou s dobrou přesností vzaty jako střední hodnoty, parametry na středním průměru podle rovnice 6

$$D_{2m} = \sqrt{\frac{D_{2i}^2 + D_{2o}^2}{2}}. \quad (6)$$

K orientaci vektorů rychlostí jsou použity stejně jakou radiálního kompresoru, úhly měřené od obvodového směru. Pracovní pochod v jednotlivých úsecích i jeho jednodimenzionální rozbor je uveden na obr. 6. Z obrázku je vidět jak je

$$c_{1u} = \frac{1}{\mu} \cdot u_1 \quad (10)$$

je možné upravit takovou rovnici na tvar (11)

$$\Delta i_c^{ST} = k \cdot u_1^2 \quad (11)$$

Podobně jako u radiálně-axiálních kompresorů, pracuje radiálně-axiální turbínový stupeň ve svém návrhovém režimu s vyšším stupněm reakce. Protože se u radiální turbíny část spádu v kole spotřebuje k vyvážení působení odstředivých sil, musí centripetální turbína pracovat vždy s reakcí vyšší než nula ($\rho_k > 0$), nemá-li se proud v kole zpomalovat. Pro stejnou hodnotu reakce a stejné poměry v rozváděcí řadě, jako u axiální turbíny, je v radiální turbíně výstupní relativní rychlost w_2 menší. To však také znamená, že úhel otočení proudu v oběžném kole bude menší, než u turbíny axiální téhož výkonu, která pracuje na stejných tlakových hladinách. Protože s menším otočením proudu, klesají ztráty v kole, jsou uvedené kinematické poměry turbíny radiálního typu jednou z jejich předností. Pro výkon turbínového stupně platí obecně rovnice (12)

$$\Delta i_T = \frac{u_1^2}{2 \cdot x^2} \quad (12)$$

Centripetální turbína s radiálními lopatkami a axiálním výstupem (radiálně – axiální typ) pracuje v návrhovém bodě s reakcí $\rho_k \cong 0,50$. Při poklesu počtu otáček reakce klesá, což způsobuje, že u radiální turbíny závisí průtok i na otáčkách. Doporučené hodnoty bezrozměrových součinitelů radiálně axiální - centripetální turbíny, resp. radiálně – axiálního kompresoru, se pohybují v mezích podle následující tabulky:

ρ_k	φ	ψ	λ	α_1	β_2	
0,40 0,48	0,35 0,5 až 0,7	1,3 2,5	1,15 2,2	14	33	turbína
0,50	0,9	4,5	4	25	40	
0,5 0,4 až 0R	0,35 0,5 až 0,7 0,9	1,2 až 1,6	2	14	35	kompresor

Kde: ρ - reakce

φ – průtokový součinitel

ψ - tlakový součinitel

λ - výkonový součinitel

α_1 – úhel absolutního proudu

β_2 - úhel relativního proudu

3.0 REVERZAČNÍ TURBOKOMPRESOR (RTK)

Z tabulky je vidět, že v určitých případech se návrhové parametry mohou shodovat jak pro turbinový, tak pro kompresorový stupeň. Uvedené je využito při návrhu RTK, přičemž se rotor otáčí v turbinovém režimu v jednom, v kompresorovém režimu ve směru opačném. Směru otáčení jsou přizpůsobeny i směry proudění pracovní látky.

Pokud má pracovat kompresor v turbinovém a naopak turbina v kompresorovém režimu, je nutno splnit několik podmínek. Jejich základní parametry jako je reakce, rychlostní trojúhelníky, průtokové součinitele musí být podobné. Otáčky kompresoru jsou stejné jako turbíny, jejich smysl je však opačný. Všechny konfuzory musí být navrženy tak, aby mohly pracovat v difuzorovém režimu. Pokud jsou uvedené podmínky splněny, je nutné, aby se rovnaly tepelné spády pro kompresor a turbínu podle rovnice (13).

$$\Delta i_K = \Delta i_T \quad 13$$

Pokud jsou zanedbány ztráty, tzn. vliv součinitelů μ a α , lze do této rovnice dosadit za tepelné spády kompresoru a turbíny výrazy podle rovnic 3 a 12.

$$u_{2K}^2 = \frac{u_{2T}^2}{2 * x^2} \quad 14$$

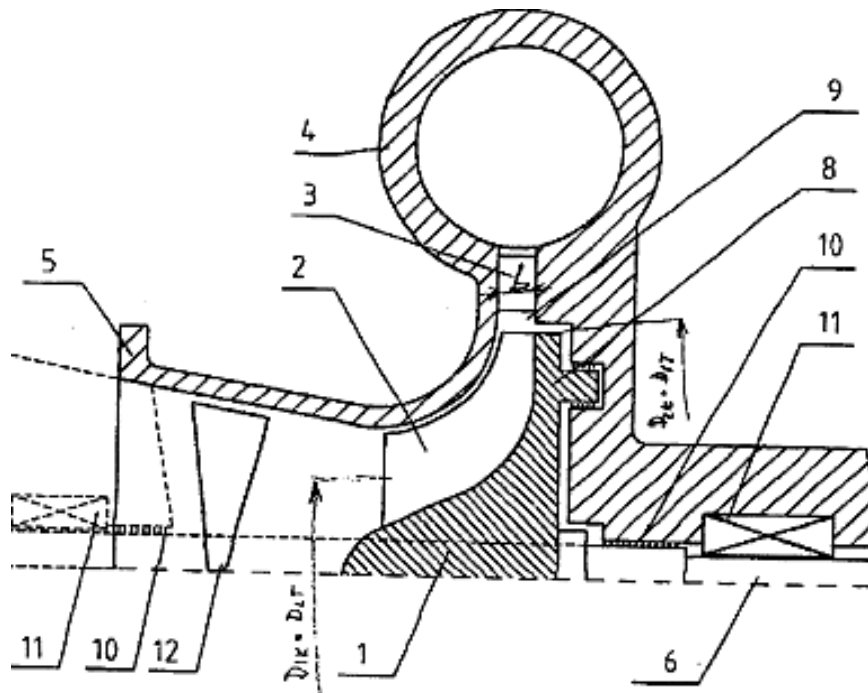
Protože obvodové rychlosti kompresoru a turbíny se rovnají, lze z rovnice 14 vypočítat rychlostní poměr x , se kterým bude turbína pracovat. Z výpočtu podle rovnice 15 vyplývá, že turbína bude pracovat s rychlostním poměrem cca 0,7. Uvedené platí za předpokladu, že teplota před turbínou je stejná jako za kompresorem.

Pokud bude teplota zvýšena, zvýší se zatížení stupně, zvýší se jeho výkon a poklesne rychlostní poměr. Z tohoto důvodu lze RTK v turbinovém režimu přetěžovat. Naopak, pokud teplota bude snížena, sníží se jeho výkon, a stupeň bude odlehčen.

Z teorie vyplývá a praxe to potvrzuje, že radiálně axiální turbinový stupeň dosahuje maximální účinnosti u rychlostního poměru, který se pohybuje v mezích $x = 0,6 - 0,7$.

$$x = \sqrt{\frac{1}{2}} \approx 0,7 \quad 15$$

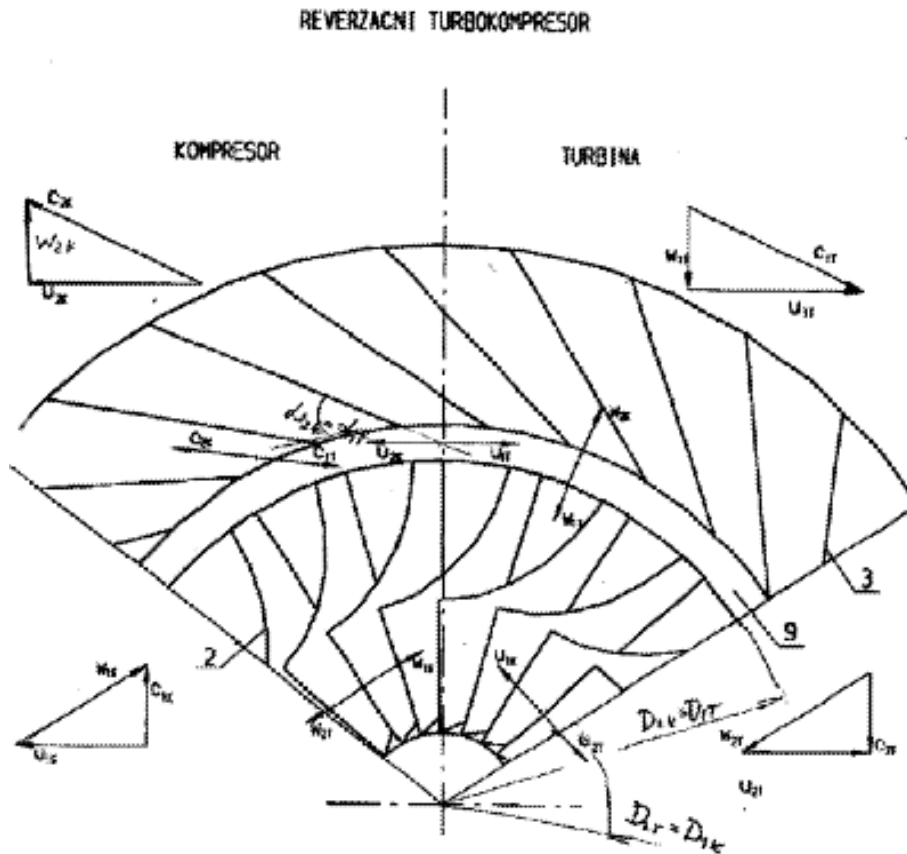
Na obr.7 je uveden schematický řez RTK, včetně axiální části 5, která navazuje na axiální část rotorového lopatkování, tak i části 4, která slouží k odvodu nebo přívodu pracovní látky – spirála, anuloid. Na obrázku je uvedeno provedení, na němž je rotor oběžného kola 2 RTK upevněn letmo na hřídeli 6.



Obr. 7

Čárkovaně je naznačeno provedení s uchycením rotoru mezi ložisky. Rotor 6 je uložen v ložiskové skříni prostřednictvím ložisek 11. Proti průniku pracovní látky je těsněn ucpávkou 10. Axiální síla může být snížena prostřednictvím vyrovnávacího pístu 8. Ve skříni jsou umístěny statorové lopatky 3. Tyto mohou být konstruovány rovněž jako natáčivé.

Na obrázku 8 je uveden pohled na statorové a rotorové lopatkování RTK. Pokud se bude oběžné kolo otáčet proti směru hodinových ručiček, pracovní látka se bude pohybovat ve směru odstředivých sil k vnějšímu obvodu oběžného kola a RTK bude pracovat v této fázi jako kompresor



Obr. 8

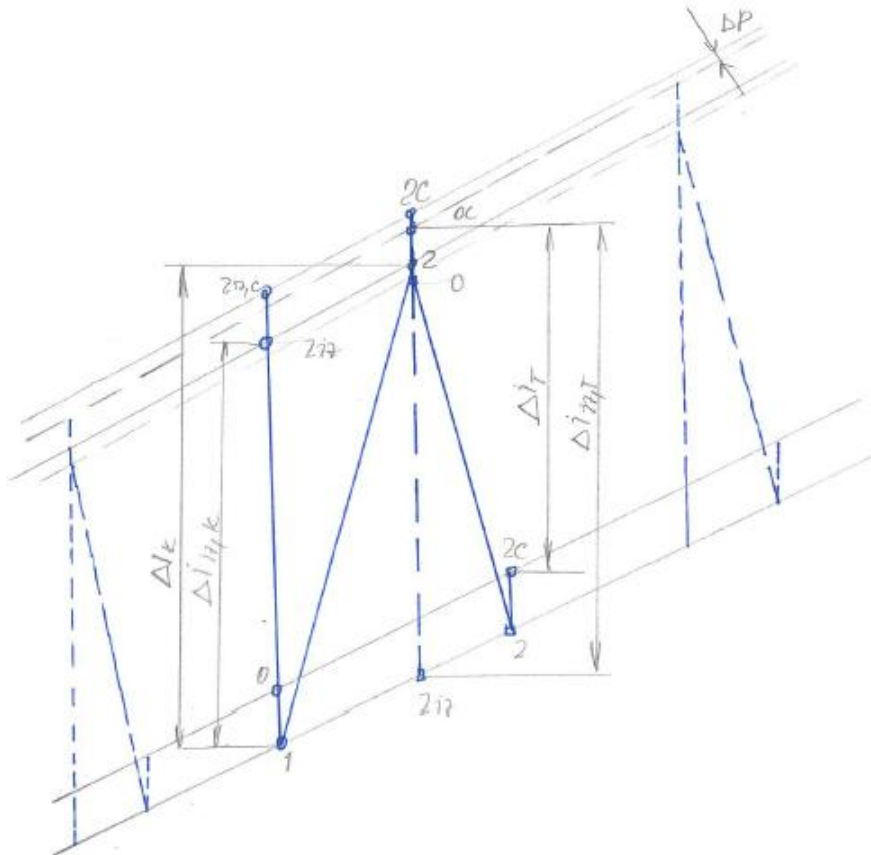
V axiální části 5 se látka urychlí na rychlost c_{1k} a bude vstupovat do oběžného kola relativní rychlost w_{1k} , podle rychlostního trojúhelníku vlevo dole na obr.8. V oběžném kole dojde ke stlačení pracovní látky a snížení relativní rychlosti na hodnotu w_{2k} . Po průchodu bezlopatkovým difuzorem vstupuje pracovní látka do statoru – v tomto případě do lopatkování difuzoru absolutní rychlostí c_{2k} . Zde dojde k jejímu zpomalení a dalšímu nárůstu statického tlaku. Spirálou je pracovní látka odváděna dále do pracovního procesu.

Pokud bude změněn směr otáčení rotoru tj. ve směru hodinových ručiček a pracovní látka bude proudit proti směru odstředivých sil tj. od vnějšího obvodu oběžného kola směrem do jeho středu, bude pracovat RTK v turbinovém režimu a bude produkovat mechanickou práci.

Ze spirály je pracovní látka přivedena do statorového lopatkování, kde zvýší svoji rychlost na hodnotu c_{1T} , podle obr.8 – rychlostní trojúhelník je vpravo nahoře. Po průchodu bezlopatkovým konfuzorem vstupuje rychlostí w_{1T} do oběžného kola RTK. V oběžném kole dále klesá tlak a roste rychlost. Z oběžného kola vystupuje látka rychlostí w_{2T} podle rychlostního trojúhelníku uvedeného vpravo dole. Do výstupní axiální části vstupuje látka rychlostí c_{2T} . Nyní pracuje tato část jako difuzor, tzn. klesá rychlost a roste tlak.

Na obr.9 je schematicky uveden pracovní proces RTK v i - s diagramu. Plnou čarou je uvedena kompresní čára RTK. Teplota na vstupu do turbíny může být volena. Pokud bude zvolena stejná, jako je na výstupu z kompresoru – expanzní čára je vyznačena plnou čarou, teplota na výstupu bude vyšší než

byla teplota nasávané pracovní látky kompresorem. V případě vyšší vstupní teploty RTK bude pracovat s vyšším výkonem, teplota na výstupu bude rovněž vyšší. V případě nižší vstupní teploty, bude teplota na výstupu klesat. Oba případy jsou vyznačeny v obrázku 9 čárkovaně.



Obr. 9

Pokud by pracoval RTK v reálných podmínkách, např. v pneumatickém akumulátoru energie, bude v turbinovém režimu tlak na vstupu RTK nižší o tlakové ztráty. Toto sníží entalpický spád, což sníží zatížení lopatkování, což může při správném návrhu lopatkování zvýšit účinnost expanze.

Z uvedeného je zřejmé, že lze, v tomto případě zvýšit teplotu před RTK, aniž by to mělo negativní vliv na účinnost expanze.

Jak bylo řečeno, RTK pracuje se stejnými průtočnými částmi jak v kompresorovém, tak i turbinovém režimu. Tyto proto musí být navrženy tak, aby vyhovovaly, jak difuzorovému, tak i konfuzorovému proudění. V průběhu návrhu je nutné kontrolovat rychlostní trojúhelníky, minimální průřezy a tvary průtočných kanálů, zejména jejich difuzornost. Protože se teploty, tlaky a objemy řídí v průběhu pracovního procesu stejnými termodynamickými zákony, oba stroje budou pracovat v blízkosti svého optima, kde je jejich charakteristika plochá. Proto mění se úhly náběhu příliš neovlivní ztráty v průběhu kompresního a expanzního procesu práci vlastního stroje.

Výše uvedený postup by bylo možno udělat pro čistě radiální stroje, nebo stroje s rotorovými lopatkami zahnutými dopředu nebo dozadu v jednom i ve víceúrovňovém provedení. Pro vyšší entalpické spády, lze řadit jednotlivé stupně za sebou, jak je známo z víceúrovňových kompresorů a turbin.

4.0 ZÁVĚR

Výše uvedená analýza ukázala, že pokud budou navrženy průtočné části RTK vhodným způsobem, může tento pracovat s vysokými účinnostmi, jak v kompresorovém, tak i turbinovém režimu. Přesto, že se jedná o nové zařízení, může přinášet značné ekonomické úspory v některých oborech již dnes.

K jedné z jeho možných aplikací patří využití v oblasti podzemních zásobníků zemního plynu, u nichž se z hlediska délky doby provozu nevyplatí použití expanzních turbin. RTK zde může prakticky pracovat po celý rok - v létě jako kompresor a plyn do zásobníku vtlačovat, ve zbytku roku jako expanzní turbína a potenciální energii plynu akumulovanou v zásobníku, která je dnes mařena v redukčních stanicích, využívat k výrobě el. energie.

Další možnosti jeho využití se nabízí v oblasti pneumatických akumulátorů energie. V době, kdy je nadbytek elektrické energie, která je vyráběna ve slunečních, nebo větrných elektrárnách, pracuje RTK v kompresorovém režimu a vtlačuje vzduch do podzemního akumulátoru. V době, kdy je naopak nedostatek elektrické energie, pracuje v turbinovém režimu a akumulovanou potenciální energii stlačeného plynu v zásobníku využívá k výrobě el. energie, kterou dodává do sítě.

V obou výše uvedených příkladech nahrazuje dva stroje - kompresor a turbínu, strojem jediným tj. RTK

Vzhledem k tomu, že se jedná o nový výrobek, otevírá se společnosti, která začne s jeho výrobou nová, ekonomicky zajímavá cesta jak v oblasti plynárenství, akumulace energie, tak i v dalších oborech. Dále je možné přebudovat stávající zařízení s radiálními kompresory na reverzační provoz.