



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

REVERZAČNÍ TURBOKOMPRESOR

REVERSING TURBOCHARGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN LAPÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Lapáček

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:

Reversing turbocharger

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

S rozvojem obnovitelných energetických zdrojů, jako jsou fotovoltaické, či větrné elektrárny, se objevují problémy jak využít elektrickou energii, která nemůže být v dané době spotřebována. Jednou z cest je její akumulace.

V poslední době jsou navrhovány podzemní akumulátory stlačeného vzduchu. Je předpokládáno, že každý takovýto akumulátor bude vybaven kompresorem, který je poháněn elektromotorem a expanzní turbínou spojenou s elektrickým generátorem.

V době, kdy je nadbytek el. energie, motor kompresoru odebírá z rozvodné sítě nadbytečnou elektrickou energii a kompresor vtlačuje vzduch do zásobníku.

Naopak v době, kdy je el. energie nedostatek, expanzní turbína, využívá potenciální energii stlačeného vzduchu ze zásobníku a generátor s ní spojený dodává el. energii do sítě. V nedávné době byl v brněnské společnosti Siemens patentován „Reverzační turbokompresor“ dále RTK. Jedná se o stroj, který může pracovat jako kompresor, ale také jako turbína

Cíle diplomové práce:

Úkolem DP je navrhnout 1. stupeň radiálně-axiálního vícestupňového RTK s těmito parametry:

Tlak vzduchu na vstupu do kompresoru 0,1 MPa

Teplota: na vstupu do kompresoru 15°C

Hmotnostní průtok kompresorem 20 kg/sec

Tlak na výstupu z kompresoru navrhnete tak, aby teplota vzduchu na jeho výstupu nepřesáhla 110°C

Reverzační turbokompresor navrhnete s integrovanou převodovkou, který je umístěn na společném rámu s elektrickým strojem (motor-generátorem).

Seznam odborné literatury:

Firemní literatura Siemens

Fiedler, J.: Parní turbíny – návrh a výpočet, CERM – Brno, 2004

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM – Brno, 2007

Krbek, J., Polesný, B., Fiedler, J.: 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 2014/2015.

V Brně, dne 10. 11. 2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem reverzačního turbokompresoru. Práce je rozdělena na několik částí. Úvodní část se věnuje teorii a rozdělení lopatkových strojů. Navazující část popisuje akumulární soustavu, pro kterou je stroj navrhován. Další samostatná kapitola je věnována dalším příkladům možného využití stroje. V další kapitole jsou detailněji popsány režimy a jednotlivé díly stroje. Nejobsáhlejší kapitola je věnována návrhu kompresoru, výpočtu turbíny a návrhu integrované převodovky. Součástí práce je i příloha, ve které je zařazena technická dokumentace.

ABSTRACT

This diploma thesis is dedicated to a design of a reversing turbo-compressor. The thesis is divided into several parts. The introductory part includes the relevant theory and categorization of turbomachines. The second part describes the storage system the machine is designed for. A separate chapter is devoted to other examples of possible use of this machine. The next chapter provides a detail description of modes and individual parts of the machine. The most comprehensive chapter is then devoted to the design of the compressor, turbine calculation and design of integrated gearbox. The thesis also includes an annex, which contains the technical documentation.

KLÍČOVÁ SLOV

Turbína, turbokompresor, reverzační stroj, převodovka

KEYWORDS

Turbine, turbo-compressor, reversible machine, gearbox

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE MÉ PRÁCE

LAPÁČEK, M. Reverzační turbokompresor. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 77 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně, pouze s použitím uvedených zdrojů, odborné literatury a na základě konzultací s vedoucím a konzultantem diplomové práce.

V Brně dne:

Martin Lapáček

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. a Ing. Stanislavu Kubišovi, CSc. za rady a připomínky při tvorbě mé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval všem, kteří mě jakkoliv podporovali v průběhu studia. Zvláštní poděkování patří mé rodině, mým spolubydlícím a panu Kačerovi.

OBSAH

1. Úvod	11
2. Lopatkové stroje	12
2.1. Dělení tekutinových a lopatkových strojů.....	12
2.2. Společné konstrukční znaky lopatkových strojů	14
2.3. Objasnění možnosti reverzace	14
3. Soustava s reverzačním turbokompresorem.....	15
3.1. Možnosti zapojení reverzačního soustrojí	15
3.2. Popis soustavy	16
3.3. Využití akumulační soustavy	17
3.3.1. Potenciál ve spolupráci s OZE.....	17
4. Další příklady využití reverzačního kompresoru	19
4.1. Akumulace elektrické energie.....	19
4.1.1. Pneumatická akumulace	19
4.1.2. Ostatní možnosti akumulace	19
4.2. Zásobníky zemního plynu.....	21
4.2.1. Sezónní zásobníky	21
4.2.2. Špičkové zásobníky	21
5. Režimy reverzačního turbokompresoru.....	22
5.1. Kompresorový režim.....	22
5.1.1. Hlavní části radiálně-axiálního kompresoru	22
5.1.2. Princip práce radiálně-axiálního kompresorového stupně	23
5.1.3. Rychlostní trojúhelníky a tvar lopatek	23
5.1.4. Průběh komprese	24
5.1.5. Odtržení mezní vrstvy.....	24
5.2. Turbínový režim.....	26
5.2.1. Hlavní části expanzní turbíny.....	26
5.2.2. Princip práce radiálně-axiálního turbínového stupně.....	26
5.2.3. Průběh expanze	27
6. Návrh reverzačního turbokompresoru	28
6.1. Návrh kompresorového režimu.....	28
6.1.1. Návrh oběžného kola.....	29

6.1.2. Návrh bezlopatkového difuzoru (BLD).....	38
6.1.3. Návrh lopatkového difuzoru (LD).....	44
6.1.4. Návrh spirální skříňe.....	49
6.2. Návrh turbínového režimu	54
6.3. Návrh převodovky.....	63
7. Závěr	69
8. Seznam použitých zdrojů	70
9. Seznam použitých zkratk, veličin a indexů	72
10. Seznam příloh	75
11. Přílohy	76

1. ÚVOD

Celosvětová situace s elektrickou energií prochází v posledních letech velkými změnami. Těžba břidlicového plynu v Severní Americe dramaticky mění ceny elektrické energie vyráběné z tohoto plynu a ceny ropy. Dalším důsledkem je i náhlý export přebytečného černého uhlí z USA do Číny, ve které lze vidět největší vzrůst poptávky po elektrické energii. Trh s nerostnými surovinami ovšem není ovlivněn jenom cenou, ale výkyvy mohou být způsobeny i politickou situací. Příkladem může být problém s dodávkami plynu z Ruska, které Evropa pociťuje kvůli napjaté situaci na Ukrajině. Dalším faktorem, který ve střední Evropě pravděpodobně nejvíce ovlivňuje trh, je prudký nárůst obnovitelných zdrojů energie při výrobě elektrické energie. Důvodem je především energetická politika Evropské unie, která se tímto snaží dosáhnout svých cílů, vedoucí k dosažení podílu energie z obnovitelných zdrojů na 20 % do roku 2020. Největší nárůst zaznamenávají především velké větrné a fotovoltaické elektrárny. Vzrůstající oblíbenost obnovitelných zdrojů energie lze zaznamenat i v domácnostech, které se tímto způsobem snaží ušetřit na výdajích za energie.

Výroba elektrické energie z obnovitelných zdrojů není ovšem konstantní, jelikož je závislá na klimatické situaci, kterou nelze dostatečně přesně predikovat. Náhle změny ve výrobě a nemožnost odpojení od sítě vytvářejí požadavky na velmi rychlou regulaci. Regulace sítě je prováděna několika způsoby, jejímž hlavním úkolem je udržovat poptávku elektrické energie v rovnováze s její spotřebou. Jedním ze způsobů regulace je akumulovat elektrickou energii do akumulčních elektráren. Tyto akumulční elektrárny patří mezi špičkové zdroje a musí disponovat krátkou najížděcí dobou při velké změně výkonu.

Největší riziko, které by mohly způsobit zmíněné problémy s dodávkami plynu, lze vidět především v úplném zastavení dodávek plynu. To by mělo vážný dopad na celkovou stabilitu dodávek energie a to především tepelné energie v zimním období. Snížit toto riziko se Evropa snaží budováním plynových zásobníků, které slouží skladování plynu pro zajištění dlouhodobějšího nedostatku dodávek plynu.

Společným znakem akumulace elektřiny a skladování zemního plynu je střídavě probíhající komprese a expanze pracovního plynu. Tu lze zajistit využitím reverzačního turbokompresoru, ve kterých se oba děje mohou dít. Použití jednoho stroje navíc zajišťuje komplexnost zařízení umožňující snížení materiálu, složitosti a také nákladů. Cílem této práce je navrhnout reverzační turbokompresor, který by mohl najít uplatnění především při akumulaci elektrické energie. Důraz je kladen především na termodynamický výpočet, určení hlavních rozměrů a také konstrukční návrh s integrovanou převodovkou a následné zapojení s elektrickým strojem na společný rám.

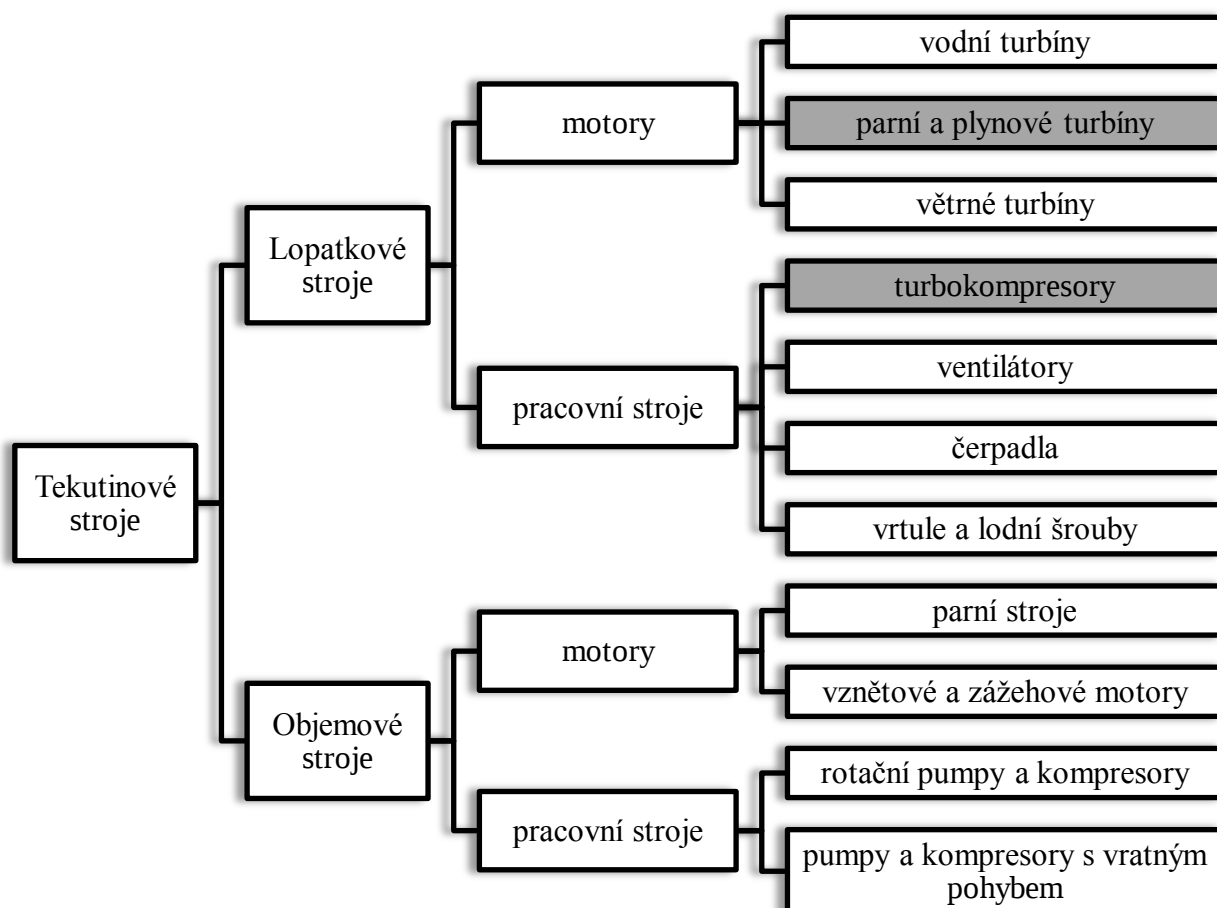
2. LOPATKOVÉ STROJE

2.1. Dělení tekutinových a lopatkových strojů

Stroje, ve kterých se transformuje energie pomocí tekutiny, se označují jako tekutinové stroje. Tuto rozsáhlou skupinu lze dále dělit podle mnoha parametrů. Základní dělení je na skupinu *lopatkových* či *objemových* strojů. Objemový stroj se od lopatkového liší v tom, že tekutina je uzavřena v omezeném prostoru a transformace energie probíhá přerušovaně. Příkladem objemového stroje může být pístový motor či zubové čerpadlo. Lopatkový stroj nebo také „turbostroj“ je charakterizován kontinuální transformací energie, která souvisí se změnou rychlostí v kanálech. Společným znakem lopatkových strojů je rotorová a statorová část.

Další dělení lze podle směru transformace energie. Transformace energie může být dvěma směry. V případě, že energie je tekutině dodávána, jedná se o *pracovní stroje*. Při odebrání energie tekutině se jedná o *motor*.¹

Na obr. 1. lze názorně vidět možné dělení tekutinových strojů podle zmíněných parametrů. Při zařazení reverzačního turbokompresoru (RTK) je potřeba vzít v úvahu, že je konstruován, aby fungoval jako kompresor a také jako turbína při opačném (reverzním) chodu. Již z názvu turbokompresor je patrné, že se jedná o lopatkový stroj, který patří do kategorie plynových turbín přesněji expandérů a zároveň do kategorie turbokompresorů.

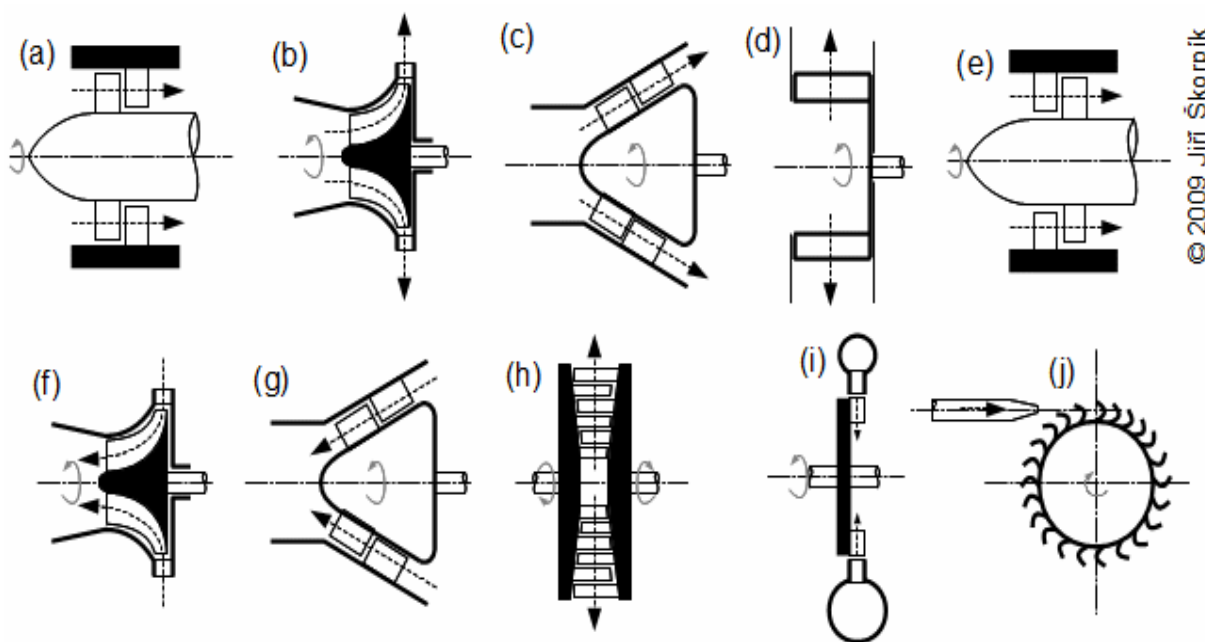


Obr. 1. - Rozdělení tekutinových strojů

¹ Za další skupinu tekutinových strojů lze považovat například hydraulický zvedák či spojku, kde tekutina slouží jako prostředek transformace energie

Dalším důležitým parametrem, podle kterého lze rozdělit lopatkové stroje, je směr proudění tekutiny vzhledem k ose rotace. Lopatkové lze dělit na:

- Axiální stroje (A)
Tekutina vstupuje do stroje a také vystupuje ze stroje v axiálním směru, tzn. ve směru osy rotace. (Obr. 2. - a, e)
- Radiální stroje (R)
V tomto případě je třeba rozlišovat tři varianty. U ryze radiální stroje vstupuje i vystupuje tekutina pouze v radiálním směru (Obr. 2. - d, h, i). Existují však i varianty s axiálním vstupem či axiálním výstupem (Obr. 2. - b, f). Tyto stroje se v některé literatuře označují jako radiálně-axiální.
- Diagonální (D)
Tekutina vstupuje do stroje v axiálním směru a vystupuje z něj odkloněna pod úhlem do 90° od osy rotace. Nebo v opačném případě vystupuje v axiálním směru a vstupuje pod daným úhlem. (Obr. 2. - c, g)
- Tangenciální (T)
Tekutina vstupuje do stroje v tečném směru. Příkladem je Peltonova turbína (Obr. 2. - j)



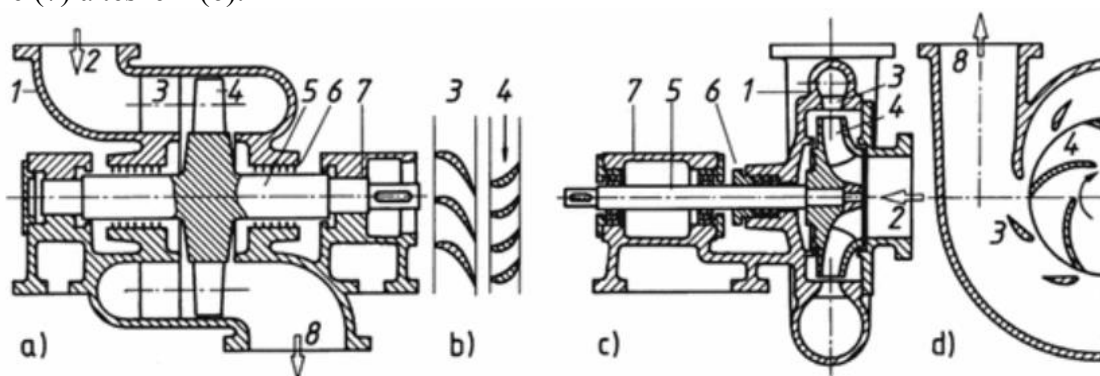
Obr. 2. – Rozdělení lopatkových strojů podle směru proudění k ose rotace [1]

Výběr vhodného typu lopatkového stroje podle směru proudění pracovní tekutiny se nejčastěji provádí podle jeho předpokládaných specifických otáček a pracovních parametrů. V případě navrhovaného turbokompresoru se jedná o radiální stroj respektive radiálně-axiální.

2.2. Společné konstrukční znaky lopatkových strojů

Veškeré lopatkové stroje slouží k jedinému účelu a to kontinuálně tekutině energii odjímat a tím pohánět jiné stroje anebo naopak tekutině energii přivádět a tím zvyšovat její tlak respektive entalpii. K transformaci energie dochází vlivem vzájemného silového působení mezi pracovní tekutinou a lopatkami. Pro lopatkové stroje je typický rozdíl tlaku před a za strojem (tlakový spád) nebo rozdíl rychlosti pracovní tekutiny popřípadě kombinace obou [1]

Jednotlivé části lopatkových strojů se liší podle typu lopatkového stroje. Přesto lze u lopatkových strojů rozeznat společné konstrukční prvky, které jsou vyobrazeny na obr. 3. Většina lopatkových strojů se skládá ze vstupního hrdla (2), výstupního hrdla (8), rotorové lopatky (4), statorové lopatky (3), hřídel rotoru (5), skříň lopatkového stroje (1), ložiska hřídele (7) a těsnění (6).



Obr. 3. – Společné konstrukční znaky lopatkových strojů [16]
a) b) axiální turbína c) d) radiální čerpadlo

2.3. Objasnění možnosti reverzace

Reverzace neboli také obrácení chodu stroje je vlastnost, s kterou se lze setkat a v některých případech i využít u rotačních strojů. Příkladem může být reverzace asynchronního motoru, který umožňuje obousměrný chod motoru. Provedení reverzace těchto motorů se provádí prohozením libovolných dvou fází. Jiné využití reverzace lze vidět opět na elektrickém motoru, který při dodávání mechanické energie rotoru může pracovat jako elektrický generátor.

Z předchozí kapitoly lze usoudit, že lopatkové stroje obsahují většinu principiálně stejných dílů a je jedno, zda se jedná o motor či pracovní stroj. Pokud navíc porovnáme stroje se stejným směrem proudění k ose rotace, je možné najít nejen principiálně, ale také konstrukčně stejné prvky. Tato skutečnost je jedním z důvodů, že lopatkové stroje (obecně všechny rotační stroje) mohou pracovat ve dvou režimech, jako pracovní stroj a také jako motor.

Možnost reverzace umožňuje sestavení pouze jednoho stroje, který bude fungovat jedním směrem jako turbokompresor a při opačném směru jako turbína. Při konstrukci se musí ovšem již brát zřetel na provoz v těchto dvou oblastech, jelikož účinnost stroje v těchto režimech může být velmi odlišná, jinými slovy řečeno lopatkový stroj určený primárně pro chod například v turbínovém režimu bude mít zpravidla horší účinnost v čerpadlovém režimu. Snahou je tedy docílit kompromisu při konstrukci a tím dosáhnout uspokojujících hodnot obou účinností.

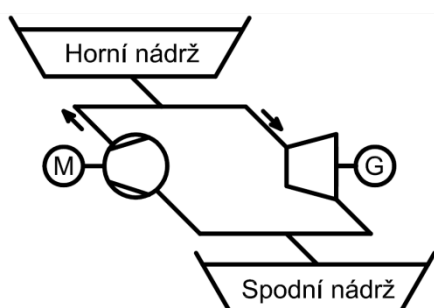
Použití reverzačních strojů lze nalézt především u čerpadel pracujících i v turbínovém režimu, jako například v přečerpávacích elektrárnách, v zavlažovacích systémech nebo ve vodním zásobování překonávajících převýšení. Další oblastí použití jsou během procesů, které pracují s vysokými tlaky. Redukce tlaku probíhá namísto škrcení expanzí v turbínové oblasti. Příkladem jsou zařízení na zplyňování uhlí či čištění plynů.

3. SOUSTAVA S REVERZAČNÍM TURBOKOMPRESOREM

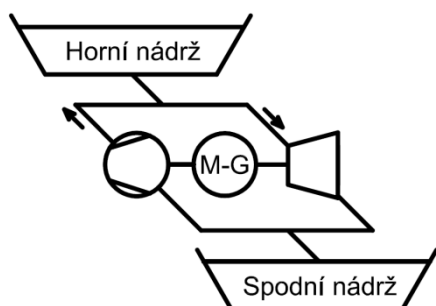
Soustava, ve které lze použít reverzační turbokompresor, musí umožňovat fungování ve dvou režimech, které se mění v závislosti na potřebě.

3.1. Možnosti zapojení reverzačního soustrojí

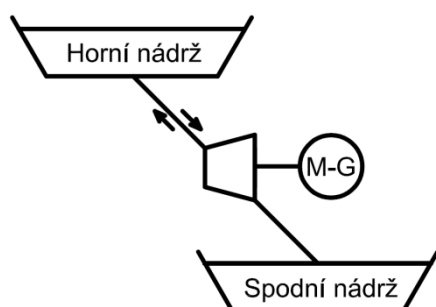
Použití reverzačního soustrojí je výhodné především z dvou důvodů. Jelikož se jedná o dva stroje v jednom, výrazně se sníží cena soustrojí v porovnání s pořízením jednotlivých strojů. S tím souvisí i prodloužení doby provozu, které pak významně zvyšuje efektivnost vložené investice do uvedených provozů. Postupný vývoj k jednomu soustrojí, lze vidět na obr. 4., který zobrazuje možnosti uspořádání vodních akumuláčních elektráren. Uspořádání vodních elektráren je analogické se systémy, ve kterých je použit reverzační turbokompresor, jako je podzemní akumulace vzduchu či plynové zásobníky.



- Nejstarší způsob používaný u akumuláčních elektráren. Turbínový provoz obstarává samostatný stroj připojený ke generátoru. Čerpadlový provoz zajišťuje elektromotor pohánějící čerpadlo.



- Turbínový i čerpadlový provoz zajišťují opět dva stroje, které jsou ovšem napojeny na jeden elektrický stroj fungující jako generátor i motor. Při této koncepci je nutné spojení všech tří strojů společnou hřídelí či převodovým ústrojím. Z hlediska investičních nákladů je toto uspořádání levnější než provedení s generátorem a motorem.

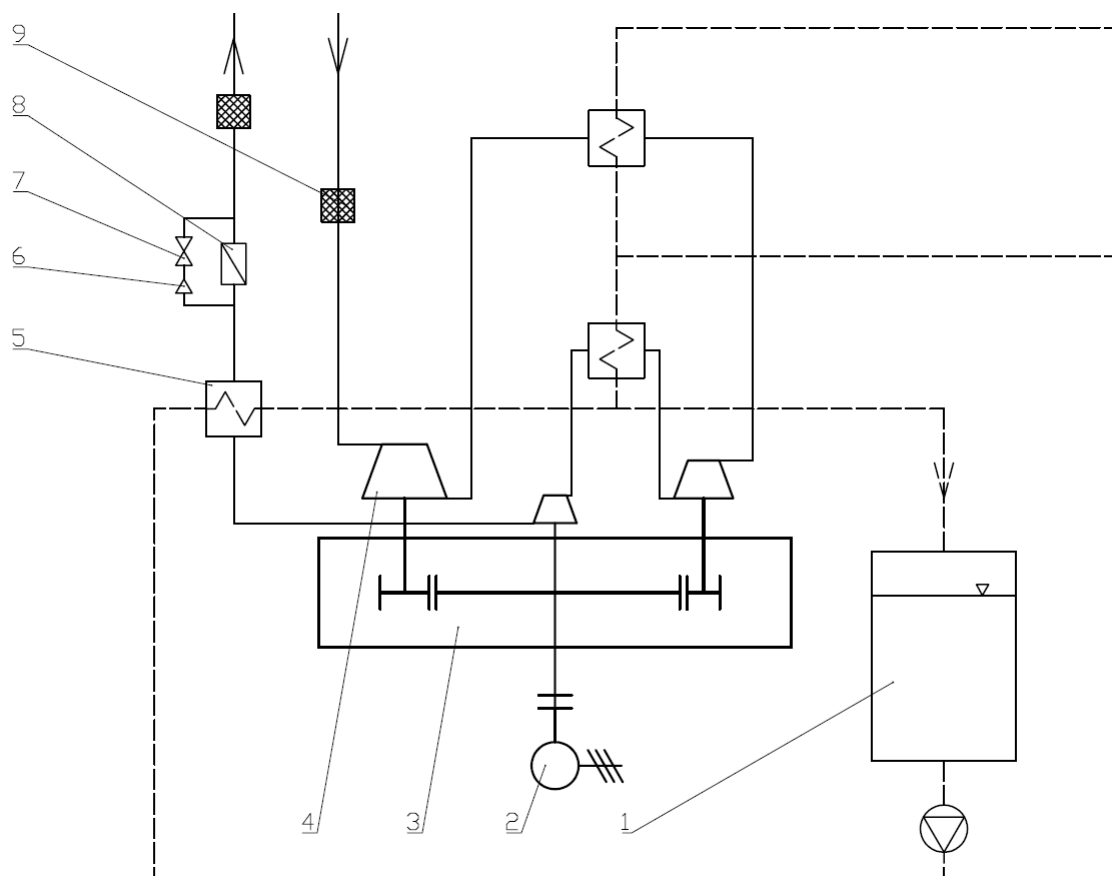


- Nejmodernější provedení, při kterém se soustrojí redukuje pouze na jeden stroj fungující ve dvou režimech. Při této koncepci dochází k největší úspoře materiálu a tím i investičních nákladů. Za nevýhodu lze považovat vyřazení z provozu celého soustrojí při poruše jednoho ze strojů.

Obr. 4. – Možnosti uspořádání akumuláčních elektráren

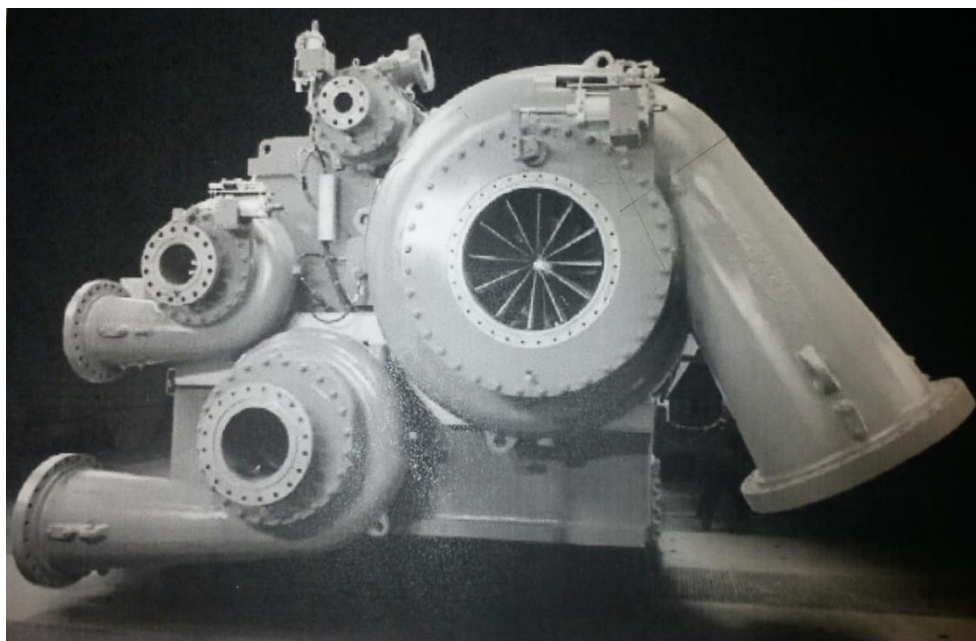
3.2. Popis soustavy

Reverzační turbokompresor je navrhován pro soustavu pneumatické akumulace vzduchu respektive elektrické energie. Tato soustava je složena z několika prvků, které lze vidět na obr. 5. Na převodovce (3) jsou umístěny jednotlivé stupně RTK. Velikost převodovky je závislá jednak na počtu otáček stroje ale také na počtu stupňů turbokompresoru. Převodovka je spojena přes spojku s elektrickým strojem (2), který pracuje podle potřeby jako motor či generátor. Převodovka a elektrický stroj může být umístěn na společném rámu. Při kompresorovém režimu je do prvního stupně RTK (4) přiváděn potrubím vzduch, který je na vstupu čištěn pomocí filtrů (9). Na vstupu může být umístěn i odlučovač vlhkosti. Z důvodu účinnější komprese je stlačený vzduch z jednotlivých stupňů chlazen pomocí výměníků tepla (5). Jednotlivé výměníky jsou napojeny na společný vodní akumulační zásobník (1). Za posledním stupněm kompresoru je umístěn zpětný ventil (8), který zabráňuje zpětnému proudění při poruše stroje. Z důvodu regulace je součástí soustavy i regulační ventil (7) a pro případ rychlého odstavení i rychlozávěrný ventil (6). V turbínovém režimu proudí stlačený vzduch jednotlivými stupni opačným směrem a pomocí akumulační nádrže a výměníků je ohříván, což zvyšuje výkon turbín a tím i elektrického generátoru.



Obr. 5. - Soustava pneumatické akumulace s reverzačním turbokompresorem

Na obr. 6. lze vidět ukázkou konstrukčního provedení turbokompresoru s integrovanou převodovkou, který byl vyvinut ve firmě Siemens. Na obrázku lze jasně vidět integrovanou převodovku, na které jsou uchycené čtyři stupně turbokompresoru. Každý stupeň kompresoru je opatřen sacím axiálním hrdlem a také spirální skříní zakončené výstupním hrdlem.



Obr. 6. – Ukázka čtyřstupňového turbokompresoru [21]

3.3. Využití akumulační soustavy

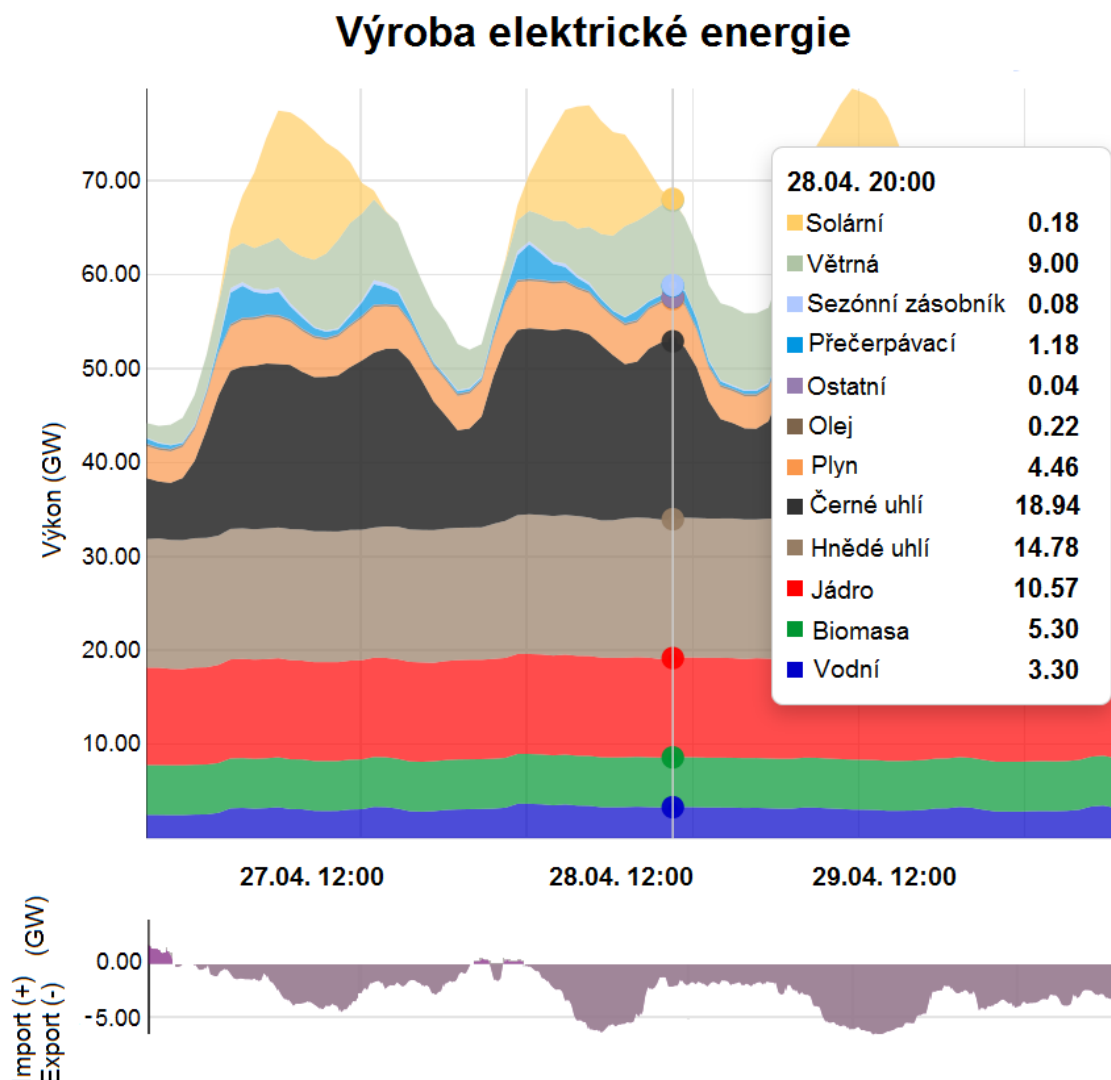
Reverzační turbokompresor, který je ústředním prvkem soustavy, pracuje se stlačitelnými pracovními látkami, jimiž mohou být zemní plyn, vzduch, nebo další plyny. Jeho průtočné části jsou navrženy tak, aby vyhovovaly kompresorovému i turbínovému režimu stroje. V případě kompresorového provozu pracuje jako motor a energii akumuluje. Za turbínového režimu pracuje jako generátor a akumulovanou energii s určitou účinností předává zpět. Soustava pneumatické akumulace pracuje na střídavé akumulaci elektrické energie. Při přebytku elektrické energie, pracuje soustrojí jako kompresor a elektrický stroj jako motor. Motor čerpá elektrickou energii ze sítě a kompresor vtlačuje vzduch zásobníku. V případě potřeby elektrické energie, pracuje soustrojí jako expanzní turbína a elektrický stroj jako generátor. Expanzní turbína využívá tlak plynu, tzn., využívá potenciální tlakovou energii stačeného plynu zásobníku a elektrický generátor ji transformuje do rozvodné sítě.

Použití soustrojí reverzačního turbokompresoru lze i při akumulaci zemního plynu. Jeho uskladnění v zásobnících je prováděno stlačením pomocí kompresoru. Při vyprazdňování zásobníku je uskladněný plyn nutně expandovat na tlak, který je požadován spotřebiteli. Namísto redukce tlaku v expanzním ventilu lze pomocí expanzní turbíny využít tlakový spád zásobníku. Reverzační turbokompresor může i zde nahradit dva stroje a zároveň zefektivnit práci podzemních zásobníků plynu. [2]

3.3.1. Potenciál ve spolupráci s OZE

Jedním s cílů energetické koncepce Evropské unie je navyšování obnovitelných zdrojů ve výrobě elektrické energie. Tento trend lze již delší dobu vidět ve výstavbě větrných a fotovoltaických elektráren. K zajištění trvale udržitelného provozu těchto elektráren je zapotřebí i výstavba akumulačních rezerv pro kolísavě vyráběný elektrický proud. Kolísavost výroby elektrické energie z těchto zdrojů lze pozorovat na obr. 7, který zobrazuje výrobu elektrické energie v Německu, kde právě podíl větrných a fotovoltaických elektráren patří

k nejvyšším v Evropě a kde je plánovaná výstavba několika akumulčních zásobníků. Z grafu je patrné, že výroba solární energie je pouze přes den a dosahuje svých maximálních hodnot kolem poledne. Nutnou reakcí na toto maximum je snížení výroby v ostatních elektrárnách. Výroba ve větrných elektrárnách probíhá po celý den a její maxima se velmi liší. Využití akumulčních elektráren lze pozorovat na příkladu přečerpávacích elektráren, které pokrývají nedostatek energie v ranních a odpoledních špičkách a redukuje snížení spotřeby v nočních hodinách. Soustavu pneumatické akumulace lze využít stejně jako v případě přečerpávacích elektráren, jejichž potenciál výstavby je značně omezen. S ohledem na decentralizaci výroby elektrické energie lze soustavu využít například v oblasti s několika větrnými elektrárnami, jejíž vyrobenou energii při nadbytku vyrobené energie akumuluje a při špatných povětrnostních podmínkách či ve špičkách vrací zpět do elektrické sítě. V grafu je zobrazen i průběh exportu a importu, z kterého je patrné, že i při odběrových špičkách je několik procent elektřiny exportováno. V této exportované energii lze také vidět určitý potenciál k akumulaci, který lze využít při lokálním nedostatku respektive importu.



Obr. 7. – Časový průběh výroby elektrické energie [22]

4. DALŠÍ PŘÍKLADY VYUŽITÍ REVERZAČNÍHO KOMPRESORU

4.1. Akumulace elektrické energie

Akumulace energie je důležitou součástí problematiky nejen obnovitelných zdrojů energie. Nevýhodou velkých elektráren je velmi omezená možnost regulace výkonu. Uhelňá elektrárna najíždí na plný výkon až půl dne, jaderná elektrárna několik týdnů. Nevýhodou využívání solární či větrné energie je nerovnoměrnost slunečního svitu a větru. Částečně tyto výkyvy mohou vyrovnávat vodní elektrárny či připravované „inteligentní rozvodné sítě“, ale to vždy nemusí stačit. Proto v době přebytku energie je třeba ji akumulovat pro pozdější využití v době jejího nedostatku, a tak vyrovnávat rozdíly mezi špičkovým a mimošpičkovým odběrem a vykrývat energetické špičky v distribuční síti. Ještě potřebnější je akumulace energie v oblasti ostrovních systémů (systémů nepřipojených k elektrorozvodné síti), neboť zde je rozhodujícím faktorem efektivita celého systému. [3]

Existuje mnoho způsobů akumulace energie. Vždy se jedná o její přeměnu na jinou formu, ve které může být efektivněji uskladněna a v případě potřeby znovu přeměněna na energii elektrickou (či podle potřeby i jinou). Tyto způsoby akumulace se liší především oblastí výkonů, při kterých jednotlivé akumulací systémy pracují, účinností, dobou, po kterou jsou schopny udržet akumulovanou energii s přijatelnými ztrátami, životností apod. [3]

4.1.1. Pneumatická akumulace

Na analogickém principu jako přečerpávací elektrárny pracují vzduchové elektrárny s tlakovými zásobníky. V tomto případě je přebytečnou elektrickou energií poháněn kompresor, který stlačuje vzduch do objemných a dobře utěsněných prostor. Mohou to být jak přírodní kaverny, např. po vytěžené ropě, tak i umělé zásobníky. V případě potřeby elektrické energie se stlačený vzduch přivádí na plynovou turbínu, která pohání soustrojí s generátorem elektrické energie. Společnou funkci kompresoru a turbíny může zastat reverzační turbokompresor. [3]

Pneumatická akumulace pomocí stlačeného vzduchu může použít široké spektrum podzemních úložišť, které plní funkci tlakových zásobníků, a má přijatelnější dopad na životní prostředí. Proto má tato technologie mnohem větší flexibilitu než přečerpávací elektrárny. Jako zásobníky lze použít solné dómy, hluboké nepropustné vrstvy, opuštěné vytěžené doly, vytěžená ložiska zemního plynu, porézní horniny. Díky tomu je možné budovat tyto akumulátory přímo v blízkosti obnovitelných zdrojů energie, což zvyšuje účinnost celé regulace elektrické sítě. [4]

Podzemní akumulace energie (angl. CAES – Compressed air energy storage) je jedna z technologií pneumatické akumulace pro skladování velkého množství elektrické energie formou stlačeného vzduchu ve vhodném podzemním zásobníku. Je to jeden z mála druhů akumulace elektrické energie, který je vhodný pro dodávání energie do sítě po delší časové období. Velikost systému je v porovnání s hydraulickými systémy menší, stále však dosahuje až 300MW. [4]

4.1.2. Ostatní možnosti akumulace

- **Elektrochemická akumulace**

Elektrochemické akumulátory akumulují energii ve formě chemické energie. Jejich výhodou je dobře zvládnutá technologie výroby, operativní použití kdekoli, možnost mnohonásobného opětovného nabíjení a relativně nízká cena. Nevýhodou je samovybíjení a citlivost na hluboké vybíjení, při kterém nastávají nevratné změny na elektrodách s následkem snižování kapacity akumulátoru. Rovněž poměr akumulované energie ke hmotnosti akumulátoru činí tento způsob akumulace málo efektivní. [3]

- **Elektrická akumulace**

Při elektrické akumulaci je energie akumulována do elektrického pole nabitého kondenzátoru (superkapacitátor). Využití je nyní běžné především v hybridních automobilech a elektromobilech, kde jsou určeny k rychlé akumulaci energie při rekuperaci během brzdění a k rychlému dodání energie pro akceleraci. Výhodou superkapacitorů je poměrně vysoká účinnost akumulace (až 95 %). Nevýhodou je závislost napětí na uloženém náboji, což lze minimalizovat použitím napěťových měničů. Rovněž cena je zatím poměrně vysoká, ale s objemem zavedení v průmyslu a s nárůstem sériovosti výroby lze předpokládat její pokles. [3]

- **Mechanická akumulace**

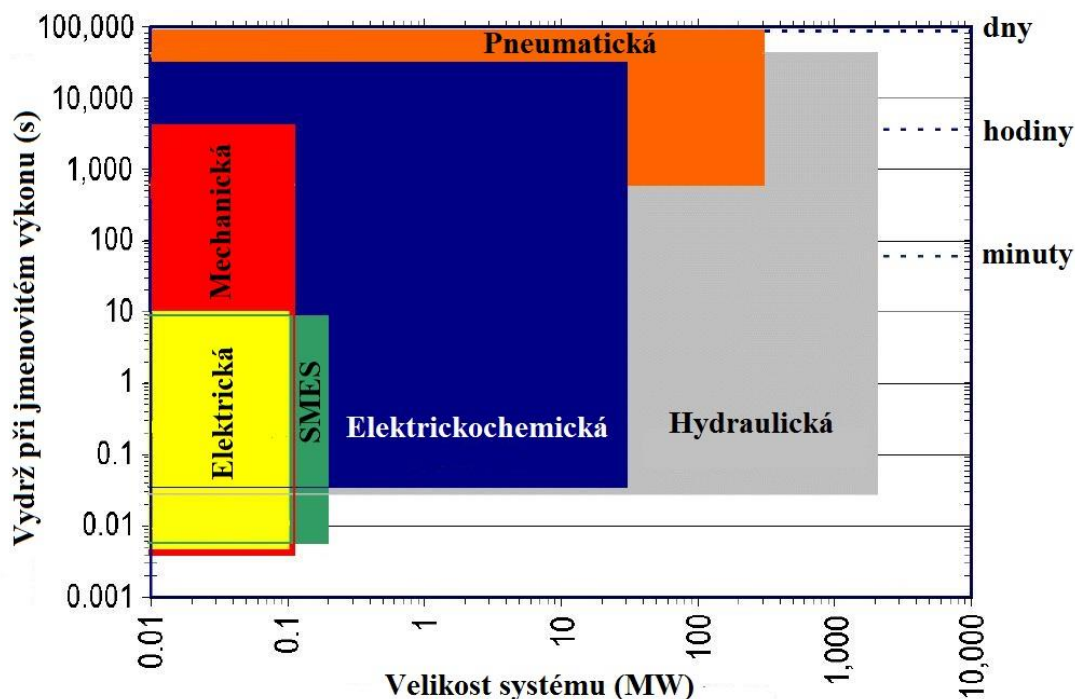
Mechanické akumulátory akumulují energii v podobě kinetické energie. K tomuto účelu se používají setrvačníky. Využití setrvačnicků k akumulaci energie je časté ve spalovacích motorech pro vyrovnávání nerovnoměrných sil. [3]

- **Magnetická akumulace – SMES**

Princip akumulace energie do magnetického pole je založen na stejnosměrném elektrickém proudu protékajícím cívku. V okolí cívky vzniká magnetické pole. Cívka musí být konstruována pro velké proudy ze supravodivého materiálu, tj. s nulovým odporem vodiče. Jinak by se elektrická energie na odporu cívky transformovala na teplo. [3]

- **Hydraulická akumulace**

Při této možnosti akumulace je třeba rozlišovat akumulaci s přirozeným přítokem a bez přirozeného přítoku. V prvním případě se pomocí hráze akumuluje přitékající voda, která poté slouží k výrobě elektrické energie. U akumulace bez přirozeného přítoku se jedná o princip přečerpávacích elektráren. V době přebytku energie je voda čerpána čerpadlem z dolní nádrže do horní a voda tak zvyšuje svou potenciální energii. V době nedostatku energie může voda naopak tuto energii předávat turbíně a s ní spojenému elektrickému generátoru.



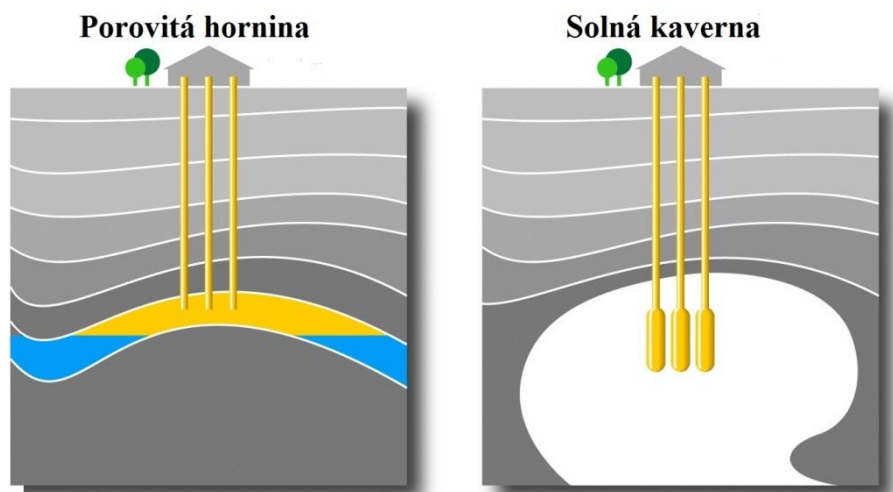
Obr. 8. – Porovnání akumulačních systémů [17]

4.2. Zásobníky zemního plynu

Důležitou součástí plynárenského systému jsou podzemní zásobníky plynu. Dodávky zemního plynu od producentů totiž v průběhu roku jen nepatrně kolísají, neboť dálkové plynovody jsou dimenzovány tak, aby byly z ekonomických důvodů vytíženy rovnoměrně po celý rok. Jelikož je zemní plyn využíván hlavně pro vytápění, je jeho spotřeba v zimě podstatně vyšší než v létě. Nejschůdnější a také nejlevnější variantou řešení této disproporce je uskladňování plynu v létě, kdy je ho přebytek, pro zimní zvýšené potřeby. Zásobníky slouží i pro pokrytí krátkodobých špiček. [5]

4.2.1. Sezónní zásobníky

Jedná se o zásobníky, které se v průběhu léta plní a ze kterých je v zimním období plyn dodáván do sítě. Tyto zásobníky mají velkou uskladňovací kapacitu, ale menší denní výkon. Pro výstavbu těchto zásobníků se využívají hlavně vytěžená plynová nebo ropná ložiska, výjimečně solné kaverny. V prvním případě se jedná o podzemní porézní horninové vrstvy s dostatečnou propustností. V případě solných kaveren, které vzniknou extrahováním části solného ložiska vodou, se jedná o uměle vytvořené dutiny. [5]



Obr. 9. – Prostory pro výstavbu sezonních zásobníků [18]

4.2.2. Špičkové zásobníky

Slouží ke krytí spotřeby zemního plynu v krátkých obdobích, kdy je nutné do sítě dodat velké množství plynu v krátkém časovém období. Na rozdíl od sezónních zásobníků lze tyto zásobníky během zimního období znovu doplnit na maximální kapacitu. Ve světě se tyto zásobníky zřizují nejčastěji v menších solných kavernách, méně často se k tomuto účelu využívají jiné podzemní dutiny, jako jsou opuštěné uhelné nebo rudné doły nebo uměle vyrubaná kaverna. Pro krátkodobé vyrovnaní dodávek se používají i nadzemní typy zásobníků. Nejčastějším typem jsou ocelové kulové zásobníky nebo potrubní zásobníky [5]



Obr. 10. – Potrubní zásobník [18]



Obr. 11. – Kulový zásobník [18]

5. REŽIMY REVERZAČNÍHO TURBOKOMPRESORU

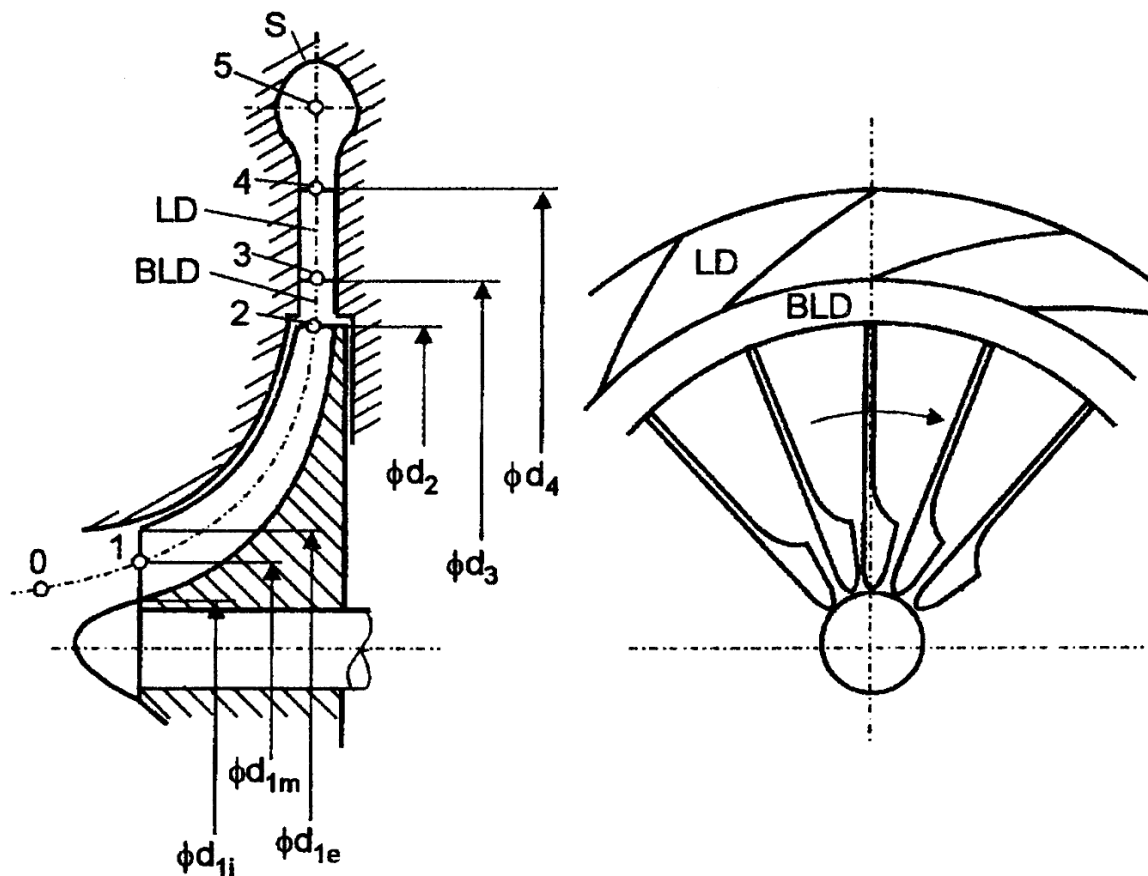
Reverzační turbokompresor je navržen pro provoz jak v kompresorovém tak v turbínovém režimu. Konstrukční prvky musí být navrženy, aby vyhovovaly obou režimům, jelikož průběh reakcí v obou režimech je zcela opačný. V následujících podkapitolách je popsána konstrukce a funkce jednotlivých dílů stroje. Na diagramech je vykreslen obecný průběh v obou režimech.

5.1. Kompresorový režim

Úkolem kompresoru je kontinuální zvyšování tlaku při průchodu pracovním prostorem až na požadovanou hodnotu. Snahou je přitom dosáhnout maximální účinnosti pro návrhový bod, minimalizování ztrát v nenávrhovém provozu a stabilní chod ve všech požadovaných provozech. Pracovní princip kompresorů je závislý na typu kompresoru. U navrhovaného stroje se jedná o návrh prvního stupně radiálního turbokompresoru s axiálním vstupem

5.1.1. Hlavní části radiálně-axiálního kompresoru

Na obr. 12. je zobrazen stupeň radiálního kompresoru s axiálním vstupem v podélném a příčném řezu. V podélném řezu je zobrazen proudové vlákno v průtočné části kanálu, které prochází jednotlivými částmi. Úsek (0-1) je stacionární *vstupní část* tvořena konfuzorem, na kterou navazuje úsek (1-2), tvořený *oběžným kolem* s lopatkami (rotor). Statorová část je dělena na několik částí. V uvedeném případě na *bezlopatkový difuzor* (2-3), *lopatkový difuzor* (3-4) a *výstupní část* (4-5) tvořena spirální skříní. V příčném řezu je zobrazen řez lopatek oběžného kola a lopatkového difuzoru (LD) Mezera mezi těmito částmi je tvořena bezlopatkovým difuzorem (BLD), který je použit pro zajištění širšího rozsahu stability.



Obr. 12. – Podélný a příčný řez radiálně-axiálním kompresorovým stupněm. [9]

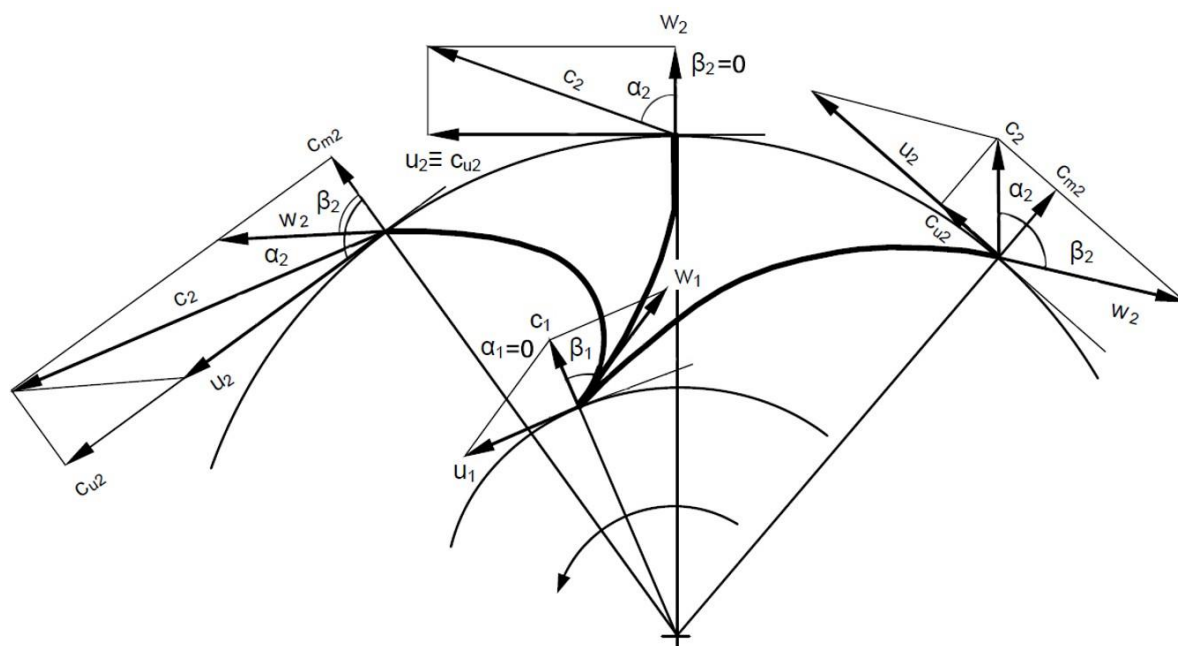
5.1.2. Princip práce radiálně-axiálního kompresorového stupně

Vlastní činnou částí radiálně-axiálního stupně je v podstatě oběžné kolo a difuzor. Otáčí-li se oběžné kolo, působí odstředivá síla na pracovní plyn v kanálech oběžného kola, které jsou tvořeny vnitřními stěnami kotoučů a lopatkami. Působením odstředivé síly se pracovní plyn pohybuje trvale od vnitřního k vnějšímu okraji oběžného kola a na její místo je stále přísávána nová tekutina.

V oběžném kole se tedy pracovnímu plynu předává mechanická energie, což má za následek zvýšení teploty, tlaku a rychlosti pracovního plynu na konci oběžného kola. Z oběžného kola vstupuje pracovní plyn do difuzoru, ve kterém se postupně zvětšuje průtočná plocha. Podle rovnici kontinuity se postupně snižuje rychlost proudění. Pokles rychlosti je doprovázen dle Bernoulliho rovnice nárůstem tlaku. Difuzorové lopatky zároveň slouží k usměrnění pracovního plynu. Výstupní spirální skříň slouží především ke sběru tekutiny z obvodu difuzoru a odvádění ze stroje výstupním hrdlem. Mimo jiné zde dochází k dalšímu vzrůstu tlaku na úkor rychlosti. U vícestupňových kompresorů je pracovní plyn odváděn vratnými kanály do oběžného kola dalšího stupně.

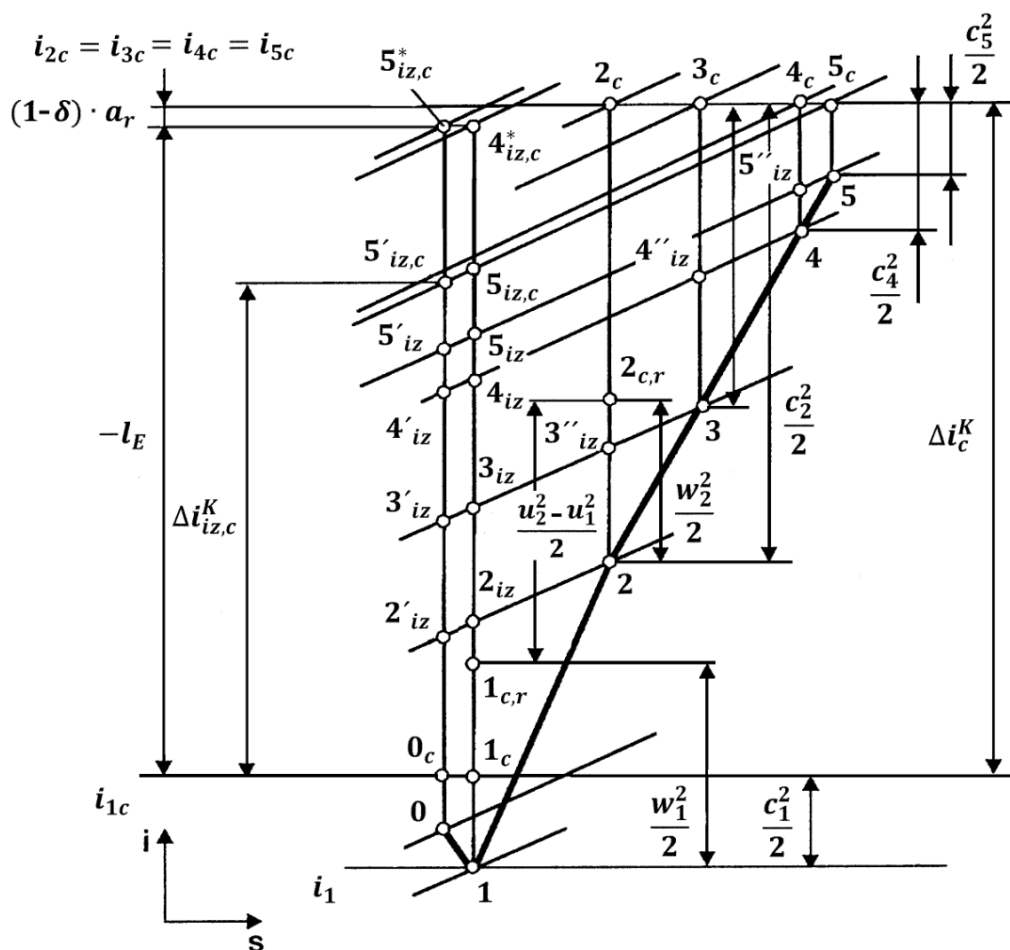
5.1.3. Rychlostní trojúhelníky a tvar lopatek

Na vstupu do lopatek oběžného kola proudí pracovní plyn do kola absolutní rychlostí c_1 . Oběžné kolo na tomto poloměru se otáčí obvodovou rychlostí u_1 . Vektor rychlosti c_1 svírá s meridiálním směrem úhel α_1 . Vzhledem k oběžnému kolu proudí tedy plyn relativní rychlostí w_1 . Směr a velikost relativní rychlosti w_1 jsou dány rozdílem vektorů absolutní rychlosti c_1 a unášivé obvodové rychlosti u_1 , jak lze vidět na obr. 13. Aby se dosáhlo bezrázového vstupu pracovního plynu do oběžného kola, musí být lopatky na vstupu skloněny pod úhlem β_1 , který je totožný se sklonem relativní rychlosti w_1 . Oběžné kolo se na výstupním poloměru otáčí obvodovou rychlostí u_2 , která je vyšší než u_1 , a pracovní plyn vystupuje z oběžného kola relativní rychlostí w_2 pod úhlem β_2 , který je totožný se sklonem oběžné lopatky na výstupu. Právě tento výstupní úhel ovlivňuje energii přenesenou na pracovní plyn a tím i účinnost stupně.



Obr. 13. – Tvar lopatek oběžného kola s rychlostními trojúhelníky [19]

5.1.4. Průběh komprese



Obr. 14. – Průběh komprese v i-s diagramu [9]

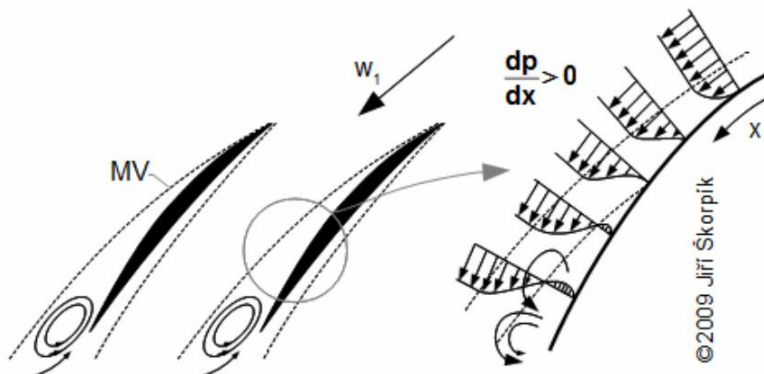
V diagramu je zobrazena jak izoentropická komprese, tak reálná komprese na které lze vidět vztah mezi jednotlivými body komprese. Jsou zde zakresleny jednotlivé kinetické energie, které se mění v jednotlivých bodech. Z diagramu je také patrné velikost práce přivedené na tekutiny označenou l_E .

5.1.5. Odrážení mezní vrstvy

Funkcí difuzoru je přeměna kinetické energie proudění na energii tlakovou oproti konfuzoru, který slouží pro zvýšení kinetické energie z tlakové energie. Při proudění v difuzoru i v konfuzoru vzniká v blízkosti stěny tenká oblast, která se nazývá mezní vrstva. V mezní vrstvě vznikají tzv. profilové ztráty způsobené nezanedbatelnými třecími silami, které brzdí proud tekutiny. Přítomnost mezní vrstvy je spojena s rizikem jejího odtržení od profilu, které má za následek zvýšení profilových ztrát.

K objasnění mechanismu odtržení mezní vrstvy od profilu je vhodné popsat obecně průběh na profilu lopatky. Na sací straně profilu lopatky v mezní vrstvě rychlost nejprve roste a statický tlak klesá (záporný tlakový gradient). Po dosažení maximální rychlosti rychlost klesá a tlak roste na úkor rychlosti (kladný tlakový gradient), ale v mezní vrstvě dochází vlivem tření o profil k maření části kinetické energie a tím tekutina nemusí dosáhnout

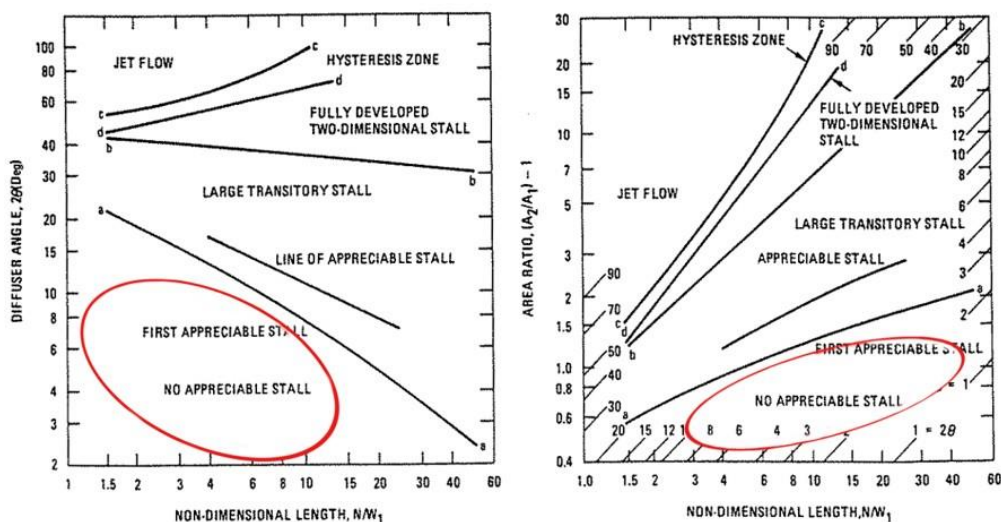
potřebného zvýšení tlaku na konci profilu a může dojít ke zpětnému proudění neboli k odtržení mezní vrstvy od profilu, které způsobí víření spojené se ztrátami. [6]



Obr. 15. – Mechanismus odtržení mezní vrstvy [6]

Kladný tlakový gradient se vyskytuje jak v kompresorové, tak v turbínové lopatkové mříži. Náchylnější na odtržení jsou však difuzorové kompresorové mříže, pro které je charakteristický vyšší tlakový gradient než v případě konfuзорových turbínových mříží. U dýz je riziko pouze v případě rozšiřující se dýzy (difuzor).

Přírůstek tlaku je do určité hodnoty přijatelný a nemusí způsobit odtržení proudu od stěny. Vliv na odtržení mají vstupní a výstupní parametry tekutiny, Reynoldsovo číslo a především geometrie mříže, či dýzy. Pro vyhodnocení režimu proudění respektive rizika odtržení mezní vrstvy je možné použít diagramů, znázorňujících jednotlivé režimy, přičemž pro vyhodnocení je vhodné použít ekvivalentní přímý či kuželový difuzor (Obr. 16.). Difuzor je třeba navrhovat ve spodní části diagramu, kde nehrozí rozsáhlé odtržení od profilu.



Obr. 16. – Režimy proudění v difuzoru [20]

Z uvedeného rozboru je patrné, že je obecně snazší navrhnout konfuзор oproti difuzoru. Při návrhu reverzačního turbokompresoru je výhodnější začít s obtížnějším návrhem v kompresorovém režimu, kde hrozí vyšší riziko odtržení mezní vrstvy než v případě turbínového režimu. Navrhnutý difuzor bude poté fungovat při opačném proudění jako konfuзор.

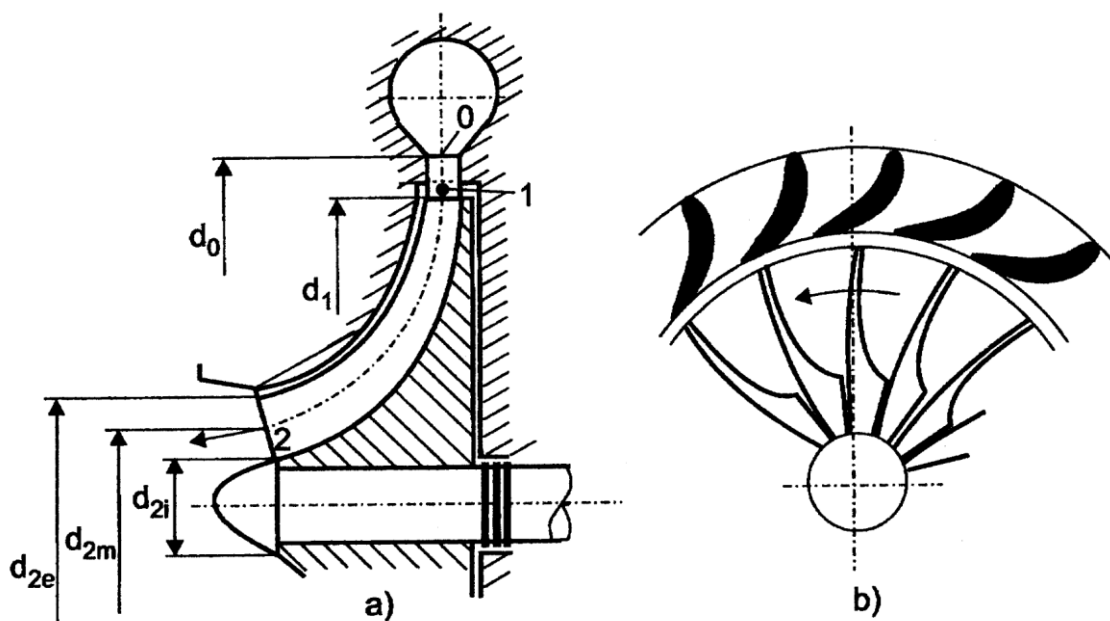
5.2. Turbínový režim

Hlavním úkolem turbíny je přeměna kinetické, tlakové a tepelné energie pracovního plynu na mechanickou práci, která se děje průchodem plynu pracovním prostorem. V případě navrhovaného stroje se jedná o expanzní plynovou turbínu. Konstrukce stroje vychází z volby konstrukce pro kompresorový režim, tudíž se jedná o stupeň radiální expanzní turbíny s axiálním výstupem. Tento konstrukční typ je jedním z nejčastěji navrhovaných, především z důvodu menší citlivosti na změnu průtoku.

5.2.1. Hlavní části expanzní turbíny

Na obr. 17. je zobrazen stupeň radiálního expanzní turbíny s axiálním výstupem v podélném a příčném řezu. Průtočnou část lze dělit na několik částí, jak lze vidět v podélném řezu. Na vstupu je umístěna spirální skříň, která mění tangenciální směr plynu na radiální. Úsek (0-1) je tvořen vnějším kruhem rozváděcích konfuzorových lopatek (*lopatkový rozvaděč*) a *bezlopatkového konfuzoru*, na který navazuje úsek (1-2), tvořený *oběžným kolem* s lopatkami (rotor). Za oběžným kolem se nachází výstupní část tvořená difuzorem. Při porovnání s kompresorovým režimem je patrné, že difuzorové části kompresoru fungují v turbíně jako konfuzor a konfuzorové části kompresoru fungují jako difuzor.

Z příčného řezu je zřejmé, že směr otáčení oběžného kola je opačný než v případě kompresorového režimu.



Obr. 17. – Podélný a příčný řez radiálním turbínovým stupněm. [9]

5.2.2. Princip práce radiálně-axiálního turbínového stupně

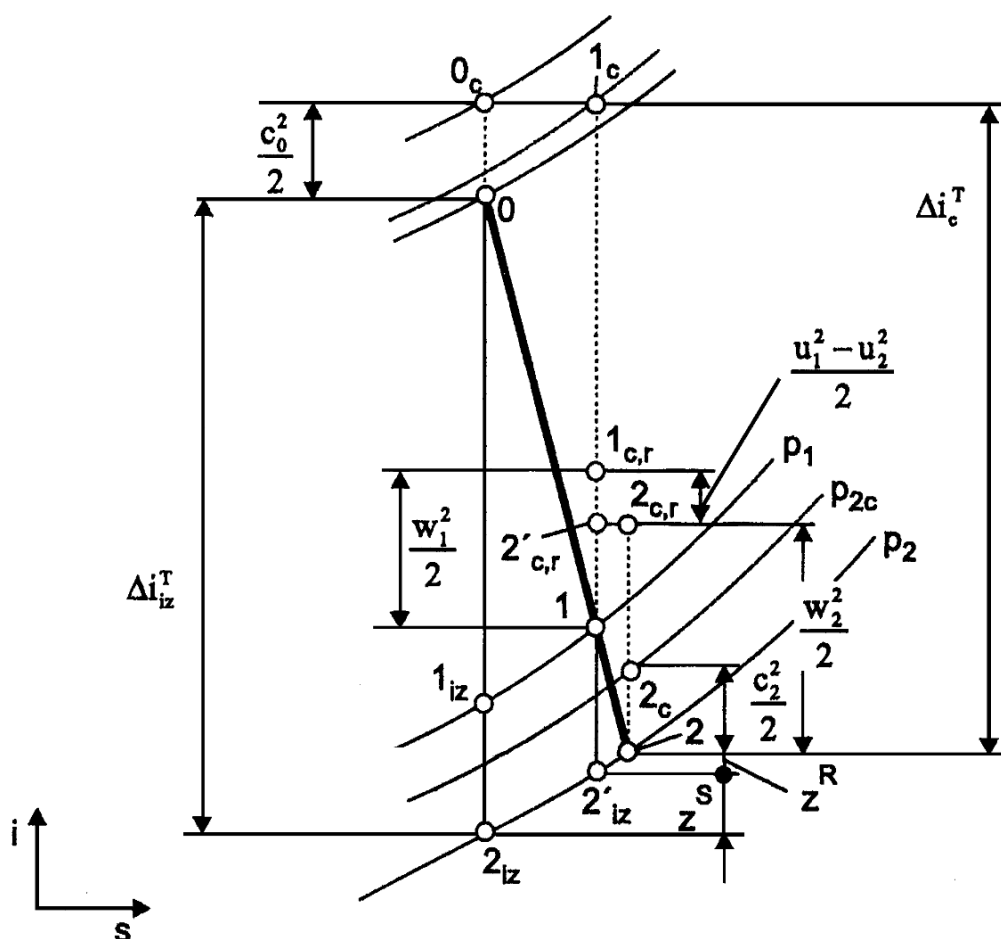
Oproti kompresorovému režimu proudí pracovní plyn v tomto případě obráceně, což způsobuje zpomalování proudu vlivem odstředivých sil. Z tohoto důvodu je nutné navrhovat stupeň s určitým přetlakem.

Pracovní plyn je usměrněn spirální skříňí na radiální směr a přiváděn na rozváděcí lopatky. Rozváděcí lopatky umožňuje v případě s natáčivými lopatkami ke změně vstupního

úhlu a tím i hmotnostního průtoku. V rozváděcích lopatkách a bezlopatkovém konfuzoru probíhá expanze v konfuzoru, tudíž zde roste kinetická energie na úkor tlakové a tepelné. V oběžném kole rotorové lopatky brzdí pracovní plyn a ten odevzdává kinetickou a tlakovou energii, která se proměňuje v mechanickou energii odváděnou na hřídeli stroje. Za výstupem z oběžného kola následuje difuzor zvyšující tlak.

5.2.3. Průběh expanze

Z průběhu expanze je patrný postupný pokles tlaku. V diagramu je zobrazena i práce setrvačných sil, která je vyjádřena rozdílem kinetické energie unášivých rychlostí u_1 a u_2 . Celková kinetická energie v oběžném kole klesá, ale relativní rychlost na konci w_2 je větší než relativní rychlost na vstupu w_1 .



Obr. 18. – Průběh expanze v i-s diagramu [10]

6. NÁVRH REVERZAČNÍHO TURBOKOMPRESORU

Návrh sestavy reverzačního turbokompresoru je rozdělen na několik částí. Jako první je navrhován turbokompresor v kompresorovém režimu. Návrh difuzorových částí kompresoru je pracnější než v případě návrhu v turbínovém režimu. Je to dáno především kladným tlakovým gradientem, který způsobuje větší riziko odtržení mezní vrstvy od profilu lopatky než v případě konfuzorových částí turbín. Z tohoto důvodu je kompresorový režim navrhován jako první. Návrh je zaměřen na stanovení základních geometrických rozměrů, termodynamických stavů a rychlostí vzduchu v jednotlivých řezech. Při návrhu je prováděna i kontrola volených parametrů, jako například účinnosti a ztrátových součinitelů.

Při výpočtu turbínového režimu jsou geometrické rozměry, které byly navrženy pro kompresorový režim, optimalizovány, tak aby reverzační turbokompresor dokázal efektivně pracovat v obou režimech. V jednotlivých řezech jsou opět vypočteny termodynamické stavy a rychlosti vzduchu. Součástí výpočtu je i sestavení charakteristiky turbíny při nenávrhových stavech.

Závěrečnou fází je návrh integrované převodovky, při které jsou navrženy geometrické rozměry ozubených kol a vypočteny působící síly v ozubení a tlaky v ložiscích pastorku a kola.

6.1. Návrh kompresorového režimu

Při návrhu kompresorového režimu se jedná o návrh stupně radiálně-axiální turbokompresoru s oběžným kolem bez krycího disku a s radiálními lopatkami. Tento typ byl zvolen z pevnostního hlediska. Při výpočtech je použito indexů, které odpovídají jednotlivým režimům kompresoru. (Obr. 12.). Kompresorový režim je navrhován na tyto parametry.

Zadané hodnoty:

Tlak vzduchu na vstupu	$p_0 = 0,1 \text{ Mpa}$
Teplota vzduchu na vstupu	$T_0 = 288,15 \text{ K}$
Hmotnostní průtok vzduchu	$\dot{m}_{vz} = 20 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Teplota vzduchu na výstupu	$T_{max} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$

Fyzikální vlastnosti vzduchu na vstupu [7]:

Měrná entalpie	$i_0 = 288\,520 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita	$c_{p0} = 1006,6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Hustota	$\rho_0 = 1,2108 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Měrná plynová konstanta	$r = 287,66 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	$\nu = 14,853 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Poissonova konstanta	$\kappa = 1,4$

6.1.1. Návrh oběžného kola

Pro návrh oběžného kola je třeba na začátku odhadnout či zvolit některé hodnoty. U zvolených hodnot jsou také uvedeny odkazy na literaturu, z nichž byly čerpány. [8] [9] [10] [11] [12] [13]

Volené hodnoty:

Poměr průměrů [8, str. 61]	$\frac{D_1}{D_2} = 0,7$
Počet lopatek kola	$z_k = 27$
Průtokový součinitel [8, str. 61]	$\varphi = 0,42$
Výstupní úhel relativní rychlosti [8, str. 61]	$\beta_{2L} = 0^\circ$
Vstupní úhel absolutní rychlosti [10, str. 153]	$\alpha_1 = 0^\circ$
Otáčky kompresoru	$n = 170 \text{ s}^{-1}$
Součinitel skluzu [12, str. 273]	$\mu' = 0,9$
Účinnost kompresoru	$\eta_{iz,c,odh}^K = 0,86$
Součinitel ventilačních ztrát [12, str. 270]	$\alpha_v = 0,05$
Rychlostní součinitel [13, str. 328]	$\varphi_r = 0,97$
Tloušťka lopatky	$t_{2L} = 0,004 \text{ m}$
Navržený tlakový poměr	$\pi_k = 2,4$

Izoentropická změna entalpie $\Delta i_{iz,c}^k$ je určena pro daný π_k .

$$\Delta i_{iz,c}^k = c_{p0} \cdot T_0 \cdot \left(\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = 82431,9 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1)$$

Celkový spád stupně i_c^k je určen pomocí zvolené účinnosti kompresoru [9, str. 117].

$$i_c^k = \frac{\Delta i_{iz,c}^k}{\eta_{iz,c,odh}^K} = 95851,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2)$$

Obvodová rychlost na výstupu u_2 pro radiální lopatky je určena pomocí [12, str. 273].

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i_c^k}{\mu' + \frac{1}{2}\alpha_v}} = 321,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

Radiální složku absolutní rychlosti c_2 lze určit z průtokového součinitele [9, str. 117]

$$c_{2r} = u_2 \cdot \varphi = 135,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4)$$

Pro kolo s axiálním vstupem platí pro absolutní rychlost $c_1 \doteq c_{1a} \doteq c_{2r}$ [9, str. 118]

$$c_1 = 135,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5)$$

Izoentropická rychlost je určena pomocí rychlostního součinitele

$$c_{1iz} = \frac{c_1}{\varphi_r} = 139,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6)$$

Stavové veličiny v bodě 1:

Stavové veličiny vzduchu v bodě 0c jsou totožné s bodem 0 vzhledem k nulové vstupní rychlosti. Proto platí $p_{0c} = p_0$, $T_{0c} = T_0$

Střední hodnota měrné tepelné kapacity vzduchu je volena jako aritmetický průměr mezi body 0c a odhadnutým bodem $5_{iz,c}$ na základě tlakového poměru a výstupní teploty. Hodnota $c_{p5'iz,c} = 1013,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ je vypočtena pomocí [7]

$$\bar{c}_p = \frac{c_{p0} + c_{p5'iz,c}}{2} = 1009,8 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7)$$

Stavové veličiny v bodě 1_{iz} jsou vypočteny pomocí izoentropické expanze

$$T_{1iz} = T_{0c} - \frac{c_{1iz}^2}{2 \cdot \bar{c}_p} = 278,5 \text{ K} \quad (8)$$

$$p_{1iz} = p_{0c} \left(\frac{T_{1iz}}{T_{0c}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 88794,8 \text{ Pa} \quad (9)$$

Stavové veličiny v bodě 1 jsou vypočteny pomocí bodu 1_c pro který platí $T_{1c} = T_{0c}$

$$T_1 = T_{1c} - \frac{c_1^2}{2\bar{c}_p} = 279,1 \text{ K} \quad (10)$$

$$p_1 = p_{1iz} = 88794,8 \text{ Pa} \quad (11)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} = 1,106 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (12)$$

Stavové veličiny v bodě 1c

$$p_{1c} = p_1 \left(\frac{T_{1c}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 99288,9 \text{ Pa} \quad (13)$$

Průměry kola:

Výpočet výstupního průměru kola D_2

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi \cdot n} = 0,603 \text{ m} \quad (14)$$

Výpočet vstupního vnějšího průměru kola D_{1e}

$$D_{1e} = D_2 \cdot \frac{D_1}{D_2} = 0,422 \text{ m} \quad (15)$$

Vztah mezi vstupními průměry kola pro axiální vstup ($c_1 = c_{1ax}$) plyne z rovnice kontinuity

$$\dot{m}_{vz} = \frac{(D_{1e}^2 - D_{1i}^2) \cdot \pi}{4} \cdot c_1 \cdot \rho_1 \quad (16)$$

Z kterého je vypočítán vstupní vnitřní průměr kola D_{1i}

$$D_{1i} = \sqrt{D_{1e}^2 - \frac{4 \cdot \dot{m}_{vz}}{\pi \cdot c_1 \cdot \rho_1}} = 0,088 \text{ m} \quad (17)$$

Vstupní střední průměr kola D_1 je vypočítán dle [12]

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_{1e}^2 + D_{1i}^2}{2}} = 0,305 \text{ m} \quad (18)$$

Vstupní rychlosti:

Z průměrů a otáček kola lze vypočítat obvodové rychlosti u_1 , u_{1i} , u_{1e}

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n = 162,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (19)$$

$$u_{1i} = \pi \cdot D_{1i} \cdot n = 47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (20)$$

$$u_{1e} = \pi \cdot D_{1e} \cdot n = 225,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (21)$$

Výpočet relativních rychlostí w_1 , w_{1i} , w_{1e} je s pomocí rychlostního trojúhelníku, pro který platí $\alpha_1 = 0^\circ$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} = 211,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (22)$$

$$w_{1i} = \sqrt{c_1^2 + u_{1i}^2} = 143,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (23)$$

$$w_{1e} = \sqrt{c_1^2 + u_{1e}^2} = 262,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (24)$$

Vstupní úhel relativní rychlosti β_1

$$\beta_1 = \sin^{-1} \frac{u_1}{w_1} = 50^\circ 17' \quad (25)$$

Rychlost w_{1e} , která je na vstupu největší, je třeba zkontrolovat pomocí Machova čísla Ma_1 , které by podle [12] nemělo překročit 0,95

$$Ma_1 = \frac{w_{1e}}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_1}} = 0,78 \quad (26)$$

Výstupní rychlosti:

Pro výpočet výstupních rychlostí je třeba zkontrolovat součinitel skluzu μ . Kontrola je pomocí Stečkinova vzorce pro $\beta_{2L} = 0^\circ$ [10, str. 280]

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_k} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}} = 0,906 \quad (27)$$

Relativní chyba vypočteného a odhadnutého součinitele

$$\Delta\mu = \frac{\mu - \mu'}{\mu} = 0,6 \% \quad (28)$$

Výpočet obvodové složky absolutní rychlosti c_{2u} pro kolo s radiálními lopatkami lze vypočítat dle [10, str. 279]

$$c_{2u} = u_2 \cdot \mu = 291,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (29)$$

Absolutní rychlost c_2 je vypočtena z rychlostního trojúhelníku, pro který platí

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2} = 321,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (30)$$

Výpočet výstupní úhel absolutní rychlosti α_2

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{c_{2u}}{c_2} \right) = 65^\circ 7' \quad (31)$$

Pomocí Kosinovy věty je vypočtena relativní rychlost w_2

$$w_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot c_2 \cdot u_2 \cdot \cos(90^\circ - \alpha_2) = 138,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (32)$$

Výpočet úhlu relativní rychlosti β_2

$$\beta_2 = -\cos^{-1} \frac{c_{2r}}{w_2} = -12^\circ 39' \quad (33)$$

Ztráty v rotoru:

Energetické ztráty v rotoru jsou vypočteny pomocí [10]. Výpočet je závislý na kvadrátu rychlosti a příslušného součinitele, který je volen dle doporučení v daném rozmezí.

Ztráty na vstupu do oběžného kola z_{11} podle Eckerta [10, str. 297]

$$z_{11} = \xi_{11} \cdot \frac{c_1^2}{2} = 1370,9 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (34)$$

Kde součinitel $\xi_{11} = 0,15$ je zvolen z rozmezí 0,1-0,15

Ztráta při průtoku oběžným kolem z_{12} [10, str. 298]

$$z_{12} = \xi_{12} \cdot \frac{w_1^2}{2} = 4477,2 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (35)$$

Kde součinitel $\xi_{12} = 0,2$ je zvolen z rozmezí 0,1-0,3

Ztráty ventilační z_{13} [10, str. 302]

$$z_{13} = \alpha_{20} \cdot u_2^2 = 1633 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (36)$$

Kde součinitel α_{20} je definován

$$\alpha_{20} = \alpha_0 + (1 + \alpha_0) \cdot \frac{2 \cdot \gamma \cdot \delta_a}{\frac{D_{1e} + D_{1i}}{2} + b'_2} \quad (37)$$

$$\alpha_0 = \frac{1}{\frac{b'_2}{D_2} + \frac{c_{2r}}{u_2}} \cdot (0,000148 + 0,013 \cdot \frac{z_k \cdot \delta_a}{D_2}) \quad (38)$$

Kde součinitel $\gamma = 0,95$ je volen z rozmezí 0,9-1,0 a vůle mezi lopatkami a skříní $\delta_a = 0,0005 \text{ m}$ je navržena podle doporučení. Šířka kola $b'_2 = 0,5 \text{ m}$ je předběžně odhadnuta.

Stavové veličiny v bodě 2:

Mezi body 1 a 2 platí z energetické bilance následující vztah

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} = i_2 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \quad (39)$$

Z energetické bilance je vyjádřena statická výstupní entalpie i_2

$$i_2 = i_1 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} + \frac{u_2^2}{2} = 333169,8 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (40)$$

Vypočet teploty T_2

$$T_2 = \frac{i_2}{\bar{c}_p} = 331 \text{ K} \quad (41)$$

Stavové veličiny v bodě 2_{iz} .

$$T_{2iz} = T_2 - \frac{z_{11} + z_{12} + z_{13}}{\bar{c}_p} = 323,6 \text{ K} \quad (42)$$

$$p_{2iz} = p_1 \cdot \left(\frac{T_{2iz}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 148988 \text{ Pa} \quad (43)$$

Stavové veličiny v bodě 2

$$p_2 = p_{2iz} = 148988 \text{ Pa} \quad (44)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2} = 1,565 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (45)$$

Stavové veličiny v bodě $2_{c,r}$

$$T_{2c,r} = T_2 + \frac{w_2^2}{2 \cdot \bar{c}_p} = 340,5 \text{ K} \quad (46)$$

$$p_{2c,r} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{2c,r}}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 164513,8 \text{ Pa} \quad (47)$$

Stavové veličiny v bodě 2_c

$$T_{2c} = T_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot \bar{c}_p} = 382,1 \text{ K} \quad (48)$$

$$p_{2c} = p_2 \cdot \left(\frac{T_{2c}}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 246330,2 \text{ Pa} \quad (49)$$

Pomocí stavových veličin v bodě 2 je třeba opět zkontrolovat maximální rychlost, zda nedochází k nadzvukovému proudění.

$$Ma_2 = \frac{c_2}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_2}} = 0,88 \quad (50)$$

Šírka lopatek:

Šírka lopatek na vstupu b_1

$$b_1 = \frac{D_{1e}}{2} - \frac{D_{1i}}{2} = 0,167 \text{ m} \quad (51)$$

Rovnice kontinuity na výstupu z oběžného kola [10, str. 291]

$$\dot{m}_{vz} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \sigma_{2L} \cdot \rho_2 \cdot c_{2r} \quad (52)$$

Kde poměrná plocha lopatek σ_{2L} je vyjádřena

$$\sigma_{2L} = 1 - \frac{z_r \cdot t_{2L}}{\pi \cdot D_2 \cdot \cos \beta_{2L}} = 0,943 \quad (53)$$

Šírka lopatek na výstupu b_2 je vyjádřena z rovnice kontinuity

$$b_2 = \frac{\dot{m}_{vz}}{\pi \cdot D_2 \cdot \sigma_{2L} \cdot \rho_2 \cdot c_{2r}} = 0,053 \text{ m} \quad (54)$$

Kontrola součinitele ventilačních ztrát $\alpha_v = 0,05$, který byl na začátku odhadnut, je provedena dle [12, str. 270]

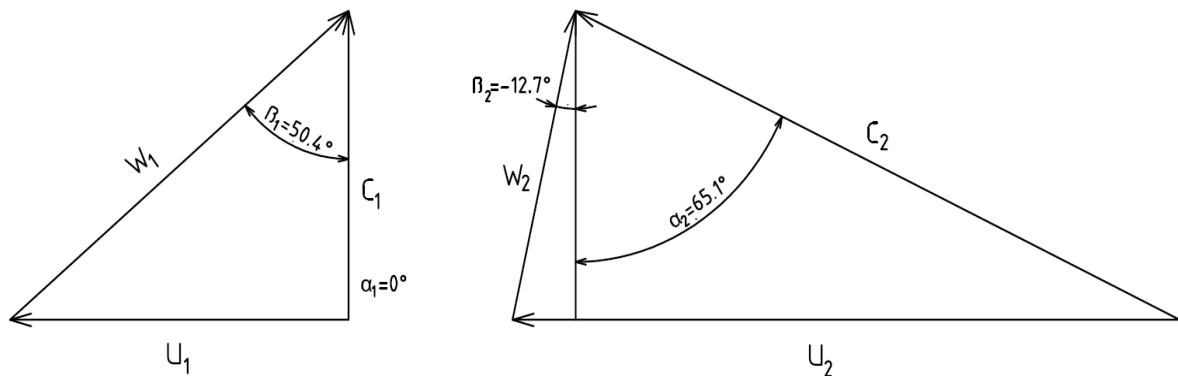
$$\alpha_v = \frac{735 \cdot \beta_v}{\pi \cdot 10^6 \cdot \frac{b_2}{D_2} + \frac{c_{2r}}{u_2}} \quad (55)$$

Kde podle experimentálních výsledků pro oběžná kola bez krycího kotouče vychází součinitel $\beta_v = 6$ až 8. Součinitel ventilačních ztrát $\alpha_v = 0,05$ by měl ležet v rozmezí α_{min} pro $\beta_v = 6$ a α_{max} pro $\beta_v = 8$.

$$\alpha_{v.min} = 0,038 \quad (56)$$

$$\alpha_{v.max} = 0,051 \quad (57)$$

Rychlostní trojúhelníky:



Obr. 19. - Rychlostní trojúhelník - kompresor

6.1.2. Návrh bezlopatkového difuzoru (BLD)

Bezlopatkový difuzor je umístěn za výstupem z oběžného. Je tvořen dvěma mezikruhovými deskami, ve kterých pokračuje komprese urychleného plynu. Pro návrh je třeba na začátku odhadnout či zvolit některé hodnoty. [14] Pro kontrolu průběhu komprese je užitečné vypočítat ekvivalentní přímý difuzor, u kterého je následně kontrolován mezní úhel rozšíření. Veličiny na vstupu do BLD jsou pro odlišení od oběžného kola označeny apostrofem.

Volené hodnoty:

Poměr průměrů [14, str. 39]	$\frac{D_3}{D'_2} = 1,1$
Poměr hustot vzduchu	$\left(\frac{\rho_3}{\rho'_{2odh}}\right) = 1,06$
Součinitel třecí práce [14, str. 39]	$\xi_2 = 0,009$

Vstupní šířka difuzoru b'_2 je vhodné zvětšit vzhledem ke koncové šířce oběžného kola o $\Delta b_2 = 0,6$ až $0,8$ mm. [14, str. 39]

$$b'_2 = b_2 + \Delta b_2 = 0,054 \text{ m} \quad (58)$$

Kde zvětšení difuzoru je voleno $\Delta b_2 = 0,7 \text{ mm}$

Pro bezlopatkový difuzor platí z rovnice o zachování momentu hybnosti [10, str. 291]

$$c_{2u} \cdot D_2 = c'_{2u} \cdot D'_2 \quad (59)$$

Výpočet obvodové složky absolutní rychlosti c'_{2u} pro případ $D_2 = D'_2$

$$c'_{2u} = c_{2u} = 291,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (60)$$

Rovnice kontinuity na výstupu kola [10, str. 291]

$$\dot{m}_{vz} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \sigma_{2L} \cdot \rho_2 \cdot c_{2r} = \pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot \rho'_2 \cdot c'_{2r} \quad (61)$$

Ze které je vypočtena radiální složka absolutní rychlosti c'_{2r} pro případ $\rho'_2 = \rho_2$, $D_2 = D'_2$

$$c'_{2r} = c_{2r} \cdot \sigma_{2L} \cdot \frac{b_2}{b'_2} = 125,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (62)$$

Ze složek rychlostí na vstupu lze vypočíst úhel absolutní rychlosti na vstupu α'_2

$$\alpha'_2 = \tan^{-1} \frac{c'_{2u}}{c'_{2r}} = 66^\circ 39' \quad (63)$$

Absolutní rychlost c'_2 je vypočtena z rychlostního trojúhelníku, pro který platí

$$c'_2 = \sqrt{c'_{2u}{}^2 + c'_{2r}{}^2} = 317,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (64)$$

Výstupní průměr difuzoru D_3

$$D_3 = \frac{D_3}{D'_2} \cdot D_2 = 0,663 \text{ m} \quad (65)$$

Výstupní šířka difuzoru b_3

$$b_3 = b'_2 = 0,054 \text{ m} \quad (66)$$

Ekvivalentní difuzor:

Výpočet charakteristických rozměrů ekvivalentního difuzoru je proveden dle [10, str. 292]

Ekvivalentní plocha na vstupu difuzoru S_2

$$S'_2 = \pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot \cos \alpha'_2 = 0,040 \text{ m}^2 \quad (67)$$

Ekvivalentní plocha na výstupu difuzoru S_3

$$S_3 = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \cos \alpha'_2 = 0,044 \text{ m}^2 \quad (68)$$

Ekvivalentní průměr na vstupu difuzoru D'_{2ekv}

$$D'_{2ekv} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S'_2}{\pi}} = 0,226 \text{ m} \quad (69)$$

Ekvivalentní průměr na výstupu difuzoru D_{3ekv}

$$D_{3ekv} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_3}{\pi}} = 0,237 \text{ m} \quad (70)$$

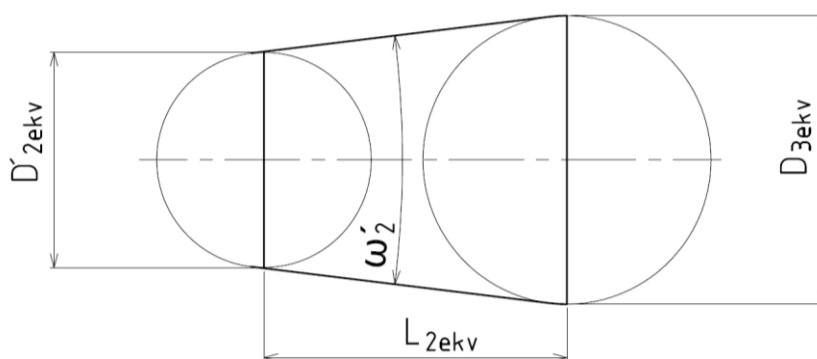
Ekvivalentní délka trajektorie L_{2ekv}

$$L_{2ekv} = \left(\frac{\frac{D_3}{2} - \frac{D'_2}{2}}{\cos \alpha'_2} \right) = 0,076 \text{ m} \quad (71)$$

Úhel rozšiřování ekvivalentního difuzoru $\frac{\omega_2}{2}$

$$\frac{\omega'_2}{2} = \tan^{-1} \left(\frac{D_{3ekv} - D'_{2ekv}}{2 \cdot L_{2ekv}} \right) = 4^\circ 9' \quad (72)$$

Ekvivalentní difuzor je třeba zkontrolovat pomocí diagramu, zda se nachází ve stabilní oblasti. Pro vypočtený charakteristický rozměr nelze vynést bod v diagramu, který lze vidět na obr. 16. Lze ovšem předpokládat, že difuzor s danými rozměry se bude nacházet ve stabilní oblasti.



Obr. 20. - Ekvivalentní difuzor

Výstupní rychlosti:

Pro BLD platí rovnice kontinuity v tomto tvaru

$$\dot{m}_{vz} = \pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot \rho'_2 \cdot c'_{2r} = \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \rho_3 \cdot c_{3r} \quad (73)$$

Z které je vypočtena radiální složka absolutní rychlosti na výstupu c_{3r}

$$c_{3r} = c'_{2r} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\rho_3}{\rho'_2}\right)_{odh}} \cdot \frac{D'_2}{D_3} = 107,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (74)$$

Zákon zachování momentu hybnosti pro BLD

$$c'_{2u} \cdot D'_2 = c_{3u} \cdot D_3 \quad (75)$$

Z kterého je vypočtena obvodová složka absolutní rychlosti c_{3u}

$$c_{3u} = c'_{2u} \cdot \frac{D'_2}{D_3} = 265 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (76)$$

Absolutní rychlost c_3 je vypočtena z rychlostního trojúhelníku, pro který platí

$$c_3 = \sqrt{c_{3u}^2 + c_{3r}^2} = 286,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (77)$$

Výpočet výstupního úhlu absolutní rychlosti α_3

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{3u}}{c_{3r}} \right) = 67^\circ 50' \quad (78)$$

Třecí práce:

Střední úhel absolutní rychlosti $\alpha_{stř}$ [14]

$$\alpha_{stř} = \frac{\alpha_3 + \alpha'_2}{2} = 67^\circ 14' \quad (79)$$

Třecí práce v BLD [14, str. 40]

$$w_{tř2} = \frac{\xi_2}{4 \cdot b_3} \cdot \frac{(c'_2 + c_3)^2}{\sin(90^\circ - \alpha_{stř})} \cdot \left(\frac{D_3 - D'_2}{2} \right) = 1206,6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (80)$$

Stavové veličiny v bodě 3:

Výpočet teploty T_3 při předpokladu $T_{3c} = T_{2c}$

$$T_3 = T_{3c} - \frac{c_3^2}{2 \cdot \bar{c}_p} = 341,6 \text{ K} \quad (81)$$

Stavové veličiny v bodě $3''_{iz}$.

$$T_{3''_{iz}} = T_3 - \frac{w_{tř2}}{\bar{c}_p} = 340,4 \text{ K} \quad (82)$$

$$p_{3''_{iz}} = p_2 \left(\frac{T_{3''_{iz}}}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 164320,2 \text{ Pa} \quad (83)$$

Stavové veličiny v bodě 3

$$p_3 = p_{3''_{iz}} = 164320,2 \text{ Pa} \quad (84)$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{r \cdot T_3} = 1,662 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (85)$$

Stavové veličiny v bodě 3_{iz}

$$T_{3_{iz}} = T_3 - \frac{z_{11} + z_{12} + z_{13} + w_{tř2}}{\bar{c}_p} = 333 \text{ K} \quad (86)$$

$$p_{3_{iz}} = p_{3''_{iz}} = 164320,2 \text{ Pa} \quad (87)$$

Pomocí stavových veličin v bodě 3 je třeba zkontrolovat maximální rychlost, zda nedochází k nadzvukovému proudění.

$$Ma_3 = \frac{c_3}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_3}} = 0,77 \quad (88)$$

Pro návrh BLD byl na začátku zvolen předpokládaný poměr hustoty vzduchu na vstupu a výstupu. Ten je třeba zpětně zkontrolovat a případně iterací zvolit novou hodnotu.

$$\frac{\rho_3}{\rho'_2} = 1,06 \quad (89)$$

6.1.3. Návrh lopatkového difuzoru (LD)

Lopatkový difuzor je tvořen radiálně kruhovou lopatkovou řadou, která následuje za bezlopatkovým difuzorem. Pro návrh je třeba na začátku odhadnout či zvolit některé hodnoty dle [14]. Veličiny na vstupu do LD jsou pro odlišení od BLD označeny apostrofem.

Volené hodnoty:

Změna vstupního úhlu lopatky [14, str. 42]	$\Delta\alpha_{3L} = 1^\circ$
Změna výstupní úhlu proudu [14, str. 42]	$\Delta\alpha_4 = 12^\circ$
Změna výstupního úhlu lopatky [14, str. 42]	$\Delta\alpha_{4L} = 3^\circ$
Poměr hustot vzduchu	$\left(\frac{\rho_4}{\rho'_3}\right)_{odh} = 1,1$
Poměr průměrů	$\left(\frac{D_4}{D'_3}\right) = 1,3$
Počet lopatek LD [10, str. 295]	$z_d = 33$
Tloušťka lopatky	$t_{4L} = 0,003 \text{ m}$

Stanovení úhlu proudu a lopatky:

Vstupní úhel střední křivky lopatky α_{3L}

$$\alpha_{3L} = \alpha_3 + \Delta\alpha_{3L} = 68^\circ 50' \quad (90)$$

Výstupní úhel proudu α_4

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha_4 = 79^\circ 50' \quad (91)$$

Výstupní úhel střední křivky lopatky α_{4L}

$$\alpha_{4L} = \alpha_4 + \Delta\alpha_{4L} = 82^\circ 50' \quad (92)$$

Výstupní rozměry

Výstupní průměr difuzoru D_4 přičemž platí $D'_3 = D_3$

$$D_4 = \left(\frac{D_4}{D'_3}\right) \cdot D'_3 = 0,862 \text{ m} \quad (93)$$

Výstupní šířka difuzoru b_4

$$b_4 = b_3 = 0,054 \text{ m} \quad (94)$$

Ekvivalentní difuzor:

V případě lopatkového difuzoru je opět vhodné nahradit ekvivalentním přímým difuzorem. Výpočet charakteristických rozměrů ekvivalentního difuzoru je proveden dle [10, str. 292]

Ekvivalentní plocha na vstupu difuzoru S'_3

$$S'_3 = \pi \cdot D'_3 \cdot b_3 \cdot \cos\left(\frac{\alpha_{3L} + \alpha_{4L}}{2}\right) = 0,027 \text{ m}^2 \quad (95)$$

Ekvivalentní plocha na výstupu difuzoru S_4

$$S_4 = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \cos\left(\frac{\alpha_{3L} + \alpha_{4L}}{2}\right) = 0,036 \text{ m}^2 \quad (96)$$

Ekvivalentní průměr na vstupu difuzoru D'_{3ekv}

$$D'_{3ekv} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S'_3}{\pi \cdot z_d}} = 0,032 \text{ m} \quad (97)$$

Ekvivalentní průměr na výstupu difuzoru D_{4ekv}

$$D_{4ekv} = 2 \cdot \sqrt{\frac{S_4}{\pi \cdot z_d}} = 0,037 \text{ m} \quad (98)$$

Ekvivalentní délka trajektorie L_{3ekv}

$$L_{3ekv} = \frac{D_4^2 - D'^2_3}{2 \cdot \sqrt{D_4^2 - D'^2_3 - 2 \cdot D_4 \cdot D'_3 \cdot \cos(\alpha_{3L} + \alpha_{4L})}} = 0,103 \text{ m} \quad (99)$$

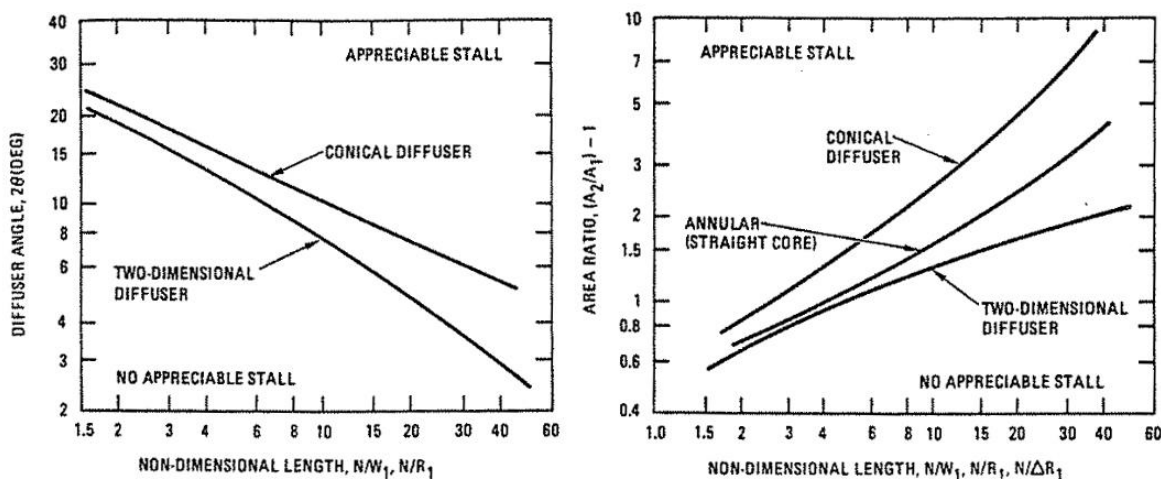
Úhel rozšiřování ekvivalentního difuzoru $\frac{\omega_3}{2}$

$$\frac{\omega_3}{2} = \tan^{-1} \left(\frac{D_{4ekv} - D'_{3ekv}}{2 \cdot L_{3ekv}} \right) = 1^\circ 16' \quad (100)$$

Charakteristický rozměr N_3

$$N_3 = \frac{L_{3ekv}}{\frac{D'_{3ekv}}{2}} = 6,31 \quad (101)$$

Ekvivalentní difuzor je třeba zkontrolovat pomocí diagramu, zda se nachází ve stabilní oblasti. Uvažovaný ekvivalentní difuzor kuželového tvaru se v diagramu nachází pod křivkou stabilního proudění (conical diffuser), přičemž $N/R_1 = N_3$ a $2\theta = \omega_3$.



Obr. 21. – Diagram stability proudění [20]

Výstupní rychlosti:

Pro LD platí rovnice kontinuity v tomto tvaru

$$\dot{m}_{vz} = \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \rho_4 \cdot c_{4r} \cdot \sigma_{4L} \quad (102)$$

Kde poměrná plocha lopatek σ_{4L} je vyjádřena

$$\sigma_{4L} = 1 - \frac{z_d \cdot t_{4L}}{\pi \cdot D_4} = 0,963 \quad (103)$$

Hustota na konci difuzoru ρ_4 je vypočtena z počátečního odhadu

$$\rho_4 = \left(\frac{\rho_4}{\rho_3'} \right)_{odh} \cdot \rho_3 = 1,830 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (104)$$

Z rovnice kontinuity je vypočtena radiální složka absolutní rychlosti na výstupu c_{4r}

$$c_{4r} = \frac{\dot{m}_{vz}}{\rho_4 \cdot \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \sigma_{4L}} = 78,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (105)$$

Zákon zachování momentu hybnosti pro LD při $D'_3 = D_3$, $c'_{3u} = c_{3u}$

$$c'_{3u} \cdot D'_3 = c_{4u} \cdot D_4 \quad (106)$$

Z kterého je vypočtena obvodová složka absolutní rychlosti c_{4u}

$$c_{4u} = c'_{3u} \cdot \frac{D'_3}{D_4} = 203,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (107)$$

Absolutní rychlost c_4 je vypočtena z rychlostního trojúhelníku, pro který platí

$$c_4 = \sqrt{c_{4u}^2 + c_{4r}^2} = 218,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (108)$$

Třecí práce:

Součinitel třecí práce je určen dle tabulky [10, str. 300] pro vypočtené hodnoty Ma_3 a $\frac{\omega_3}{2}$

$$\xi_3 = 0,15 \quad (109)$$

Třecí práce v LD [10, str. 300]

$$w_{tř3} = \xi_3 \cdot \left(\frac{c_3^2 - c_4^2}{2} \right) = 2565,8 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (110)$$

Stavové veličiny v bodě 4:

Výpočet teploty T_4 při předpokladu $T_{4c} = T_{3c}$

$$T_4 = T_{4c} - \frac{c_4^2}{2 \cdot \bar{c}_p} = 358,5 \text{ K} \quad (111)$$

Stavové veličiny v bodě $4''_{iz}$.

$$T_{4''_{iz}} = T_4 - \frac{w_{tř3}}{\bar{c}_p} = 356 \text{ K} \quad (112)$$

$$p_{4''_{iz}} = p_3 \left(\frac{T_{4''_{iz}}}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 189868,8 \text{ Pa} \quad (113)$$

Stavové veličiny v bodě 4

$$p_4 = p_{4''_{iz}} = 189868,8 \text{ Pa} \quad (114)$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{r \cdot T_4} = 1,830 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (115)$$

Stavové veličiny v bodě 4_{iz}

$$T_{4_{iz}} = T_4 - \frac{z_{11} + z_{12} + z_{13} + w_{tř2} + w_{tř3}}{\bar{c}_p} = 347,4 \text{ K} \quad (116)$$

$$p_{4_{iz}} = p_{4''_{iz}} = 189868,8 \text{ Pa} \quad (117)$$

Pomocí stavových veličin v bodě 4 je třeba zkontrolovat maximální rychlost, zda nedochází k nadzvukovému proudění.

$$Ma_4 = \frac{c_4}{\sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_4}} = 0,57 \quad (118)$$

Pro návrh LD byl na začátku zvolen předpokládaný poměr hustoty vzduchu na vstupu a výstupu. Ten je třeba zpětně zkontrolovat a případně zvolit novou hodnotu.

$$\frac{\rho_4}{\rho_3} = 1,10 \quad (119)$$

6.1.4. Návrh spirální skříně

Výstupní hrdlo ve formě spirální skříně je použito u navrženého turbokompresoru pro dosažení tangenciálního směru výstupního plynu. Plyn je poté vháněn do dalších stupňů kompresoru. V našem případě plyn proudí nejdříve přes tepelný výměník, kde probíhá chlazení nutné pro zvýšení účinnosti komprese. Spirální skříň je navržena s kruhovým průřezem. Pro návrh je třeba na začátku odhadnout či zvolit některé hodnoty.

Volené hodnoty:

Výstupní rychlost

$$c_5 = 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Součinitel třecí práce

$$\xi_4 = 0,1$$

Třecí práce:

Třecí práce ve spirální skříně $w_{tř4}$ [10]

$$w_{tř4} = \xi_4 \cdot \left(\frac{c_4^2}{2} \right) = 2383,6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (120)$$

Stavové veličiny v bodě 5:

Výpočet teploty T_5 při předpokladu $T_{5c} = T_{4c}$

$$T_5 = T_{5c} - \frac{c_5^2}{2 \cdot \bar{c}_p} = 380,9 \text{ K} \quad (121)$$

Stavové veličiny v bodě $5''_{iz}$.

$$T_{5''_{iz}} = T_5 - \frac{w_{tř4}}{\bar{c}_p} = 378,5 \text{ K} \quad (122)$$

$$p_{5''_{iz}} = p_4 \left(\frac{T_{5''_{iz}}}{T_4} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 229613,3 \text{ Pa} \quad (123)$$

Stavové veličiny v bodě 5

$$p_5 = p_{5''_{iz}} = 229613,3 \text{ Pa} \quad (124)$$

$$\rho_5 = \frac{p_5}{r \cdot T_5} = 2,096 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (125)$$

Stavové veličiny v bodě 5_{iz}

$$T_{5iz} = T_5 - \frac{z_{11} + z_{12} + z_{13} + w_{tř2} + w_{tř3} + w_{tř4}}{\bar{c}_p} = 367,4 \text{ K} \quad (126)$$

$$p_{5iz} = p_{5''iz} = 229613,3 \text{ Pa} \quad (127)$$

$$i_{5iz} = 368202 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (128)$$

Kde pro zpřesnění výsledků je měrná entalpie vzduchu i_{5iz} vypočtena pomocí [7]

Stavové veličiny v bodě 5_c

$$T_{5c} = T_{4c} = T_{3c} = T_{2c} = 382,1 \text{ K} \quad (129)$$

$$p_{5c} = p_5 \left(\frac{T_{5c}}{T_5} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 232236 \text{ Pa} \quad (130)$$

$$i_{5c} = 383154 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (131)$$

Výstupní teplota T_{5c} nesmí být vyšší než navrhovaná maximální teplota $T_{max} = 383 \text{ K}$. Pro zpřesnění výsledků je měrná entalpie vzduchu i_{5c} vypočtena pomocí [7]

Stavové veličiny v bodě 5'_{iz,c} lze z i-s diagramu přibližně vypočítat

$$i_{5'iz,c} \doteq i_{5iz} + \frac{c_5^2}{2} + (1 - \varphi_r^2) \cdot \frac{c_{1iz}^2}{2} = 370026 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (132)$$

Rozměry spirální skříně

Spirální skříň je navrhována s kruhovým průřezem v celém rozsahu obvodového úhlu φ v rozmezí (0 až 360°). Výpočet je proveden s předpokladem konstantní hustoty. Hmotnostní průtok ve spirále a průtočný průřez je vypočten pro úhly $\varphi_n = n \cdot 60^\circ$ pro $n = 1$ až 6.

Výstupní průřez $S_{\varphi 6}$ je vypočten z rovnice kontinuity

$$S_{\varphi 6} = \frac{\dot{m}_{vz}}{c_5 \cdot \rho_5} = 0,191 \text{ m}^2 \quad (133)$$

Výstupní průměr kruhového průřezu $D_{\varphi 6}$

$$D_{\varphi 6} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\varphi 6}}{\pi}} = 0,493 \text{ m} \quad (134)$$

Hmotnostní průtok m_{φ} v na libovolném úhlu lze vypočítat z rovnice [8, str. 145]

$$\dot{m}_{\varphi} = \dot{m}_{vz} \cdot \frac{\varphi_n}{360^{\circ}} \quad (135)$$

Průřez S_{φ} na libovolném úhlu

$$S_{\varphi} = S_{\varphi 6} \cdot \frac{\varphi_n}{360^{\circ}} \quad (136)$$

Průměr kruhového průřezu D_{φ} na libovolném úhlu

$$D_{\varphi} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\varphi}}{\pi}} \quad (137)$$

Vzdálenost průřezu od osy L_{φ}

$$L_{\varphi} \doteq D_4 + \frac{D_{\varphi}}{2} \quad (138)$$

φ_n	$m_\varphi [kg \cdot s^{-1}]$	$S_\varphi [m^2]$	$D_\varphi [m]$	$L_\varphi [m]$
$\varphi_1 = 60^\circ$	3,33	0,0317	0,2009	0,9693
$\varphi_2 = 120^\circ$	6,66	0,0634	0,2842	1,0109
$\varphi_3 = 180^\circ$	10	0,095	0,3481	1,0428
$\varphi_4 = 240^\circ$	13,33	0,1268	0,4019	1,0698
$\varphi_5 = 300^\circ$	16,66	0,1586	0,4493	1,0935
$\varphi_6 = 360^\circ$	20	0,1903	0,4922	1,1149

Tab. 1. – Rozměry spirální skříně

Výpočet výstupních veličin

Skutečná účinnost kompresoru $\eta_{iz,C}^K$ pomocí [9, str. 117]

$$\eta_{iz,C}^K = \frac{i_{5'iz,c} - i_{0c}}{i_{5c} - i_{0c}} = 0,861 \quad (139)$$

Skutečný výstupní tlakový poměr je vypočten z celkových stavů

$$\pi_{k,real} = \frac{p_{5c}}{p_{0c}} = 2,322 \quad (140)$$

Měrná práce kompresoru

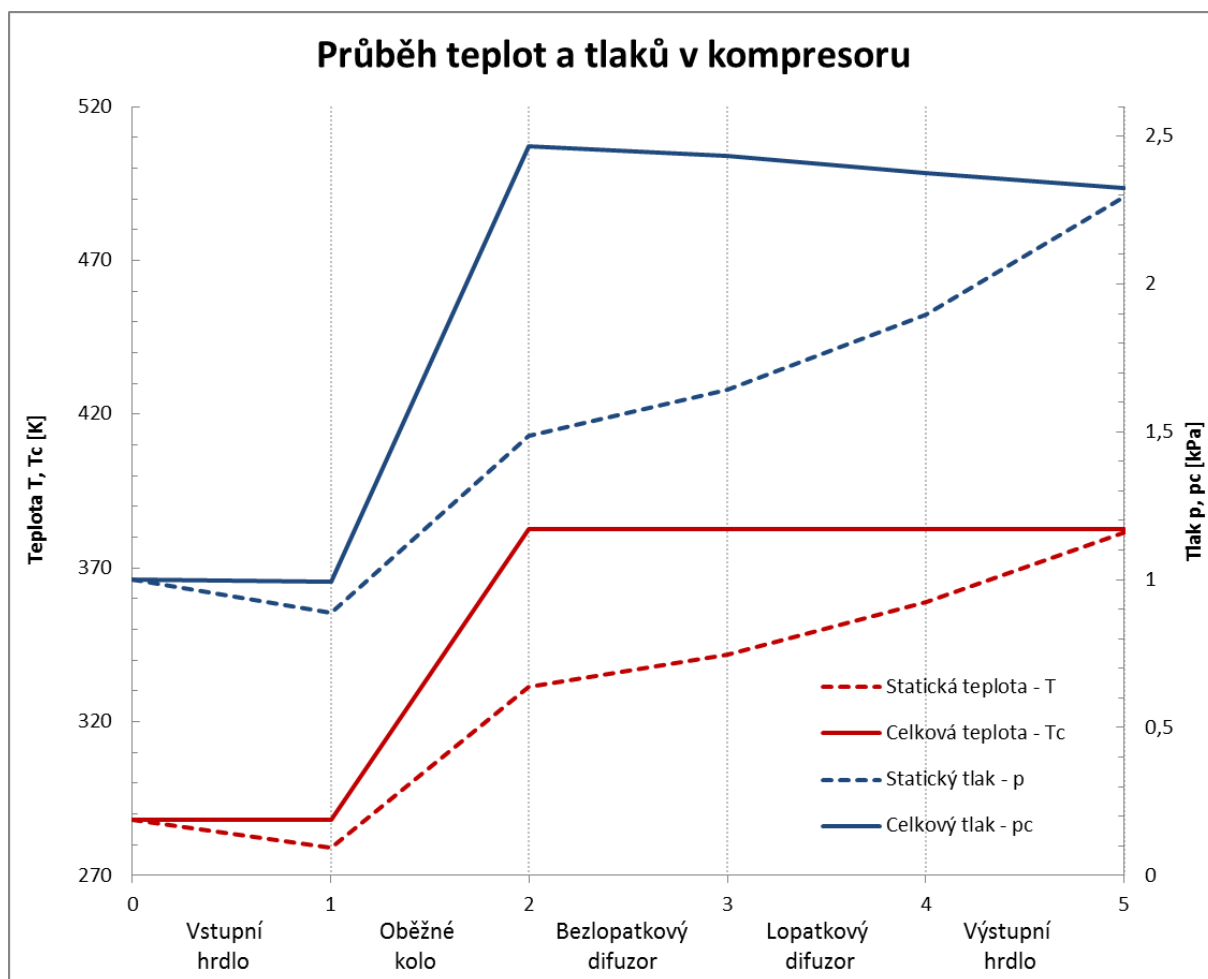
$$-a_k = i_{5c} - i_{0c} = 94634 J \cdot kg^{-1} \quad (141)$$

Příkon kompresoru

$$P_k = a_k \cdot m_{vz} = 1,893 MW \quad (142)$$

Průběh teplot a tlaků

Vypočtené hodnoty statického a celkového tlaku a teploty jsou vyneseny v grafické podobě. Z grafu je patrné zvýšení teplot a tlaků v oběžném kole.



Obr. 22. – Průběh teplot a tlaků v kompresoru

6.2. Návrh turbínového režimu

Při návrhu turbínového režimu je třeba zvolit vstupní parametry stlačeného vzduchu do turbíny. Ukládání stlačeného vzduchu je uvažováno v podzemní kaverně. Kavernu lze konstruovat jako zásobník s konstantním tlakem, který zajišťuje vyrovnávací nádrž nad zemí. Z geologického hlediska je nepřípustné uskladňovat komprimovaný plyn s výrazně vyšší teplotou než povrchové zdi kaverny. Z tohoto důvodu je provoz reverzačního turbokompresoru nutný s tepelným výměníkem, který stlačený plyn z kompresoru ochlazuje a při vstupu do turbíny naopak ohřívá. Skutečné hodnoty na vstupu navrhovaného stupně jsou dány především průběhem expanze v předešlých stupních, energetickými ztrátami při expanzi a při skladování. V našem případě lze tyto hodnoty jen odhadnout. Pro výpočet turbínového režimu je uvažován teplotní pokles $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ z důvodu nutnosti teplotního rozdílu ve výměníku a tlakový pokles 5% z důvodu tlakových ztrát v armaturách a skladování.

Z návrhu kompresorového režimu jsou již určeny geometrické rozměry a provozní otáčky v turbínovém režimu. Vstupní hodnoty vzduchu jsou upraveny s ohledem použití tepelného výměníku a uskladnění. Cílem návrhu turbínového režimu je určení termodynamických stavů a rychlostí vzduchu v jednotlivých řezech pro daný expanzní poměr. Cílem je také výpočet účinnosti a výkonu turbínového režimu. Značení veličin je podle jednotlivých řezů, které lze vidět na obr. 17.

Zadané hodnoty:

Otáčky kompresoru	$n_t = 170\text{ s}^{-1}$
Teplota na vstupu turbíny	$T_{0c} = T_{5c} - 10\text{ K} \doteq 373,15\text{ K}$
Tlak na vstupu turbíny	$p_{0c} = 0,95 \cdot p_{5c} \doteq 0,22\text{ MPa}$
Měrná entalpie na vstupu	$i_{0c} = 374\,050\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

Při výpočtu turbínového provozu je třeba iteračně volit velikost vstupního tlaku do rotoru respektive výstupního tlaku z rotoru. Cílem iterace je zvolit takový tlak, aby byla zachována rovnice kontinuity, neboli průtok statorem se rovná průtoku rotorem, přičemž celkový výstupní tlak z rotoru je stejný jako vstupní tlak do kompresoru.

Volené hodnoty:

Vstupní tlak do rotoru	$p_{1iz} = 151073\text{ Pa}$
Výstupní tlak z rotoru	$p_{2iz} = 93660\text{ Pa}$
Ztrátový součinitel statoru [10, str. 239]	$\xi_{st} = 0,13$
Ztrátový součinitel rotoru	$\xi_r = 0,2$

Stavové veličiny v bodě 1_{iz}:

Stavové veličiny v bodě 1_{iz} jsou vypočteny pro volený tlak p_{1iz}

$$p_{1iz} = 151073 \text{ Pa} \quad (143)$$

$$T_{1iz} = T_{0c} \left(\frac{p_{1iz}}{p_{0c}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 335 \text{ K} \quad (144)$$

$$i_{1iz} = T_{1iz} \cdot \bar{c}_p = 338286 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (145)$$

Energetickou bilanci na statoru lze vyjádřit:

$$i_{0c} = i_{1iz} + \frac{c_{1iz}^2}{2} \quad (146)$$

Ze které lze vypočítat izoentropickou absolutní rychlost c_{1iz} v bodě 1_{iz}

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (i_{0c} - i_{1iz})} = 267,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (147)$$

Odhad ztrát ve statoru

Ztráty ve statoru lze vyjádřit dle [10], přičemž pro výpočet je použita rychlost c_{1iz}

$$z_{st} = \xi_{st} \cdot \frac{c_{1iz}^2}{2} = 4649,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (148)$$

Stavové veličiny v bodě 1:

$$p_1 = p_{1iz} = 151073 \text{ Pa} \quad (149)$$

$$T_1 = T_{1iz} + \frac{z_{st}}{\bar{c}_p} = 339,6 \text{ K} \quad (150)$$

$$i_1 = T_1 \cdot \bar{c}_p = 342935 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (151)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} = 1,547 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (152)$$

Absolutní rychlost c_1 v bodě 1 lze vyjádřit opět ze statorové energetické bilance

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot (i_{0c} - i_1)} = 249,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (153)$$

Vstupní rychlosti rotoru v bodě 1:

Obvodová rychlost u_1 při turbínovém režimu s otáčkami n_t je stejná jako rychlost u_2 při kompresorovém režimu

$$u_1 = \pi \cdot n_t \cdot D_2 = 321,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (154)$$

Radiální složka absolutní rychlosti c_{1r} je vypočtena z rychlostního trojúhelníku, kde úhel absolutní rychlosti $\alpha_1 = \alpha_{3K}$

$$c_{1r} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 90 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (155)$$

Výpočet obvodové složky absolutní rychlosti c_{1u}

$$c_{1u} = \sqrt{c_1^2 - c_{1r}^2} = 232,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (156)$$

Výpočet obvodové složky relativní rychlosti w'_{1u} bez uvažování skluzu

$$w'_{1u} = c_{1u} - u_1 = -89,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (157)$$

Výpočet relativní rychlosti w'_1 bez uvažování skluzu, přičemž $w_{1r} = c_{1r}$

$$w'_1 = \sqrt{w_{1r}^2 + w'_{1u}^2} = 126,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (158)$$

Úhel relativní rychlosti β_{1L} bez uvažování skluzu

$$\beta_{1L} = \sin^{-1} \left(\frac{w'_{1u}}{w'_1} \right) = -44^\circ 45' \quad (159)$$

V mezilopatkových kanálech oběžného kola dochází stejně jako v kompresorovém režimu k relativnímu víru, který ovlivňuje vstupní rychlosti. [10, str. 227]

Pro změnu obvodové složky relativní rychlosti Δw_{1u} platí přibližně [10, str. 228]

$$\Delta w_{1u} = \frac{\pi \cdot u_1 \cdot \cos \beta_{1L}}{z_k} = 26,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (160)$$

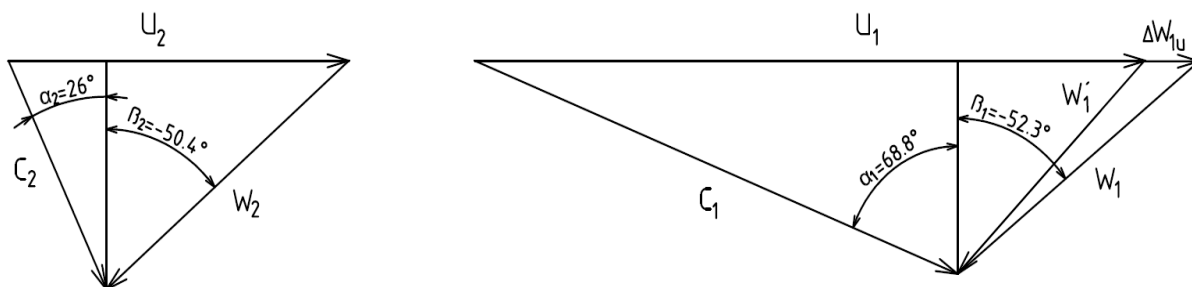
Výpočet relativní rychlosti w_1 ovlivněný skluzem, přičemž $w_{1r} = c_{1r}$

$$w_1 = \sqrt{w_{1r}^2 + (w'_{1u} - \Delta w_{1u})^2} = 146,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (161)$$

Úhel relativní rychlosti β_1 ovlivněný skluzem

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{w'_{1u} - \Delta w_{1u}}{w_1} \right) = -52^\circ 15' \quad (162)$$

Rychlostní trojúhelníky:



Obr. 23. - Rychlostní trojúhelník - turbína

Stavové veličiny v bodě 2_{iz}:

Stavové veličiny v bodě 2_{iz} jsou vypočteny pro volený tlak p_{2iz}

$$p_{2iz} = 93660 \text{ Pa} \quad (163)$$

$$T_{2iz} = T_{1iz} \left(\frac{p_{2iz}}{p_{1iz}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 292,2 \text{ K} \quad (164)$$

$$i_{2iz} = T_{2iz} \cdot \bar{c}_p = 295094 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (165)$$

Odhad ztrát v rotoru

Odhad ztrát je dle doporučení proveden v závislosti na relativní rychlosti v kanále. Volený ztrátový součinitel je záměrně volen s vyšší hodnotou, jelikož profilové ztráty jsou vyšší z důvodu velkého úhlu náběhu.

Ztráty v rotoru lze vyjádřit

$$z_r = \xi_r \cdot \frac{w_{2iz}^2}{2} = 4008 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (166)$$

Kde w_{2iz} je izoentropická relativní rychlost, kterou lze vypočítat z rotorové energetické bilance

$$i_{2iz} + \frac{w_{2iz}^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} = i_1 + \frac{w_1^2}{2} \quad (167)$$

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \left(i_1 - i_{2iz} + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)} = 200,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (168)$$

Kde obvodovou rychlost u_2 lze vypočítat

$$u_2 = \pi \cdot n_t \cdot D_{1m} = 162,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (169)$$

Stavové veličiny v bodě 2:

$$p_2 = p_{2iz} = 93660 \text{ Pa} \quad (170)$$

$$T_2 = T_{2iz} + \frac{z_{st} + z_r}{\bar{c}_p} = 300,8 \text{ K} \quad (171)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r \cdot T_2} = 1,083 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (172)$$

$$i_2 = T_2 \cdot \bar{c}_p = 303751 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (173)$$

Výstupní rychlosti rotoru v bodě 2:

Relativní rychlost w_2 lze vypočítat z rotorové energetické bilance

$$w_2 = \sqrt{2 \cdot \left(i_1 - i_2 + \frac{w_1^2}{2} - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)} = 150,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (174)$$

Výpočet axiální složky relativní rychlosti w_{2a} , přičemž úhel relativní rychlosti β_2 je roven vstupnímu úhlu relativní rychlosti v kompresoru β_1

$$w_{2a} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 96,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (175)$$

Výpočet obvodové složky relativní rychlosti w_{2u}

$$w_{2u} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 116,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (176)$$

Absolutní rychlost c_2

$$c_2 = \sqrt{w_{2a}^2 + (w_{2u} - u_2)^2} = 107,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (177)$$

Úhel absolutní rychlosti α_2 , přičemž $c_{2a} = w_{2a}$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \frac{c_{2a}}{c_2} = 25^\circ 50' \quad (178)$$

Stavové veličiny v bodě 2c:

$$T_{2c} = T_2 + \frac{c_2^2}{2 \cdot \bar{c}_p} = 306,5 \text{ K} \quad (179)$$

$$p_{2c} = p_2 \left(\frac{T_{2c}}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 99999,8 \text{ K} \quad (180)$$

$$i_{2c} = T_{2v} \cdot \bar{c}_p = 309489 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (181)$$

Celkový tlak na výstupu je stejný jak při vstupu do kompresoru, což bylo jedním z cílů iterace.

Kontrola hmotnostních průtoků:

Výpočet hmotnostního průtoku statoru $\dot{m}_{st}$, přičemž $D_1 = D_2$ a $b_1 = b_2$

$$\dot{m}_{st} = \pi \cdot D_1 \cdot c_{1r} \cdot \rho_1 \cdot b_1 = 13,96 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (182)$$

Výpočet hmotnostního průtoku rotoru $\dot{m}_r$, přičemž $D_{2e} = D_{1e}$, $D_{2i} = D_{1i}$

$$\dot{m}_r = \frac{\pi \cdot (D_{2e}^2 - D_{2i}^2)}{4} \cdot c_{2a} \cdot \rho_2 = 13,96 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (183)$$

Výpočet výstupních veličin

Vnitřní účinnost turbíny $\eta_{iz,C}^T$

$$\eta_{iz,C}^t = \frac{i_{0c} - i_{2c}}{i_{0c} - i_{2izc}} = 0,88 \quad (184)$$

Měrná vnitřní práce turbíny a_t

$$a_t = i_{0c} - i_{2c} = 64561 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (185)$$

Vnitřní výkon turbíny P_t

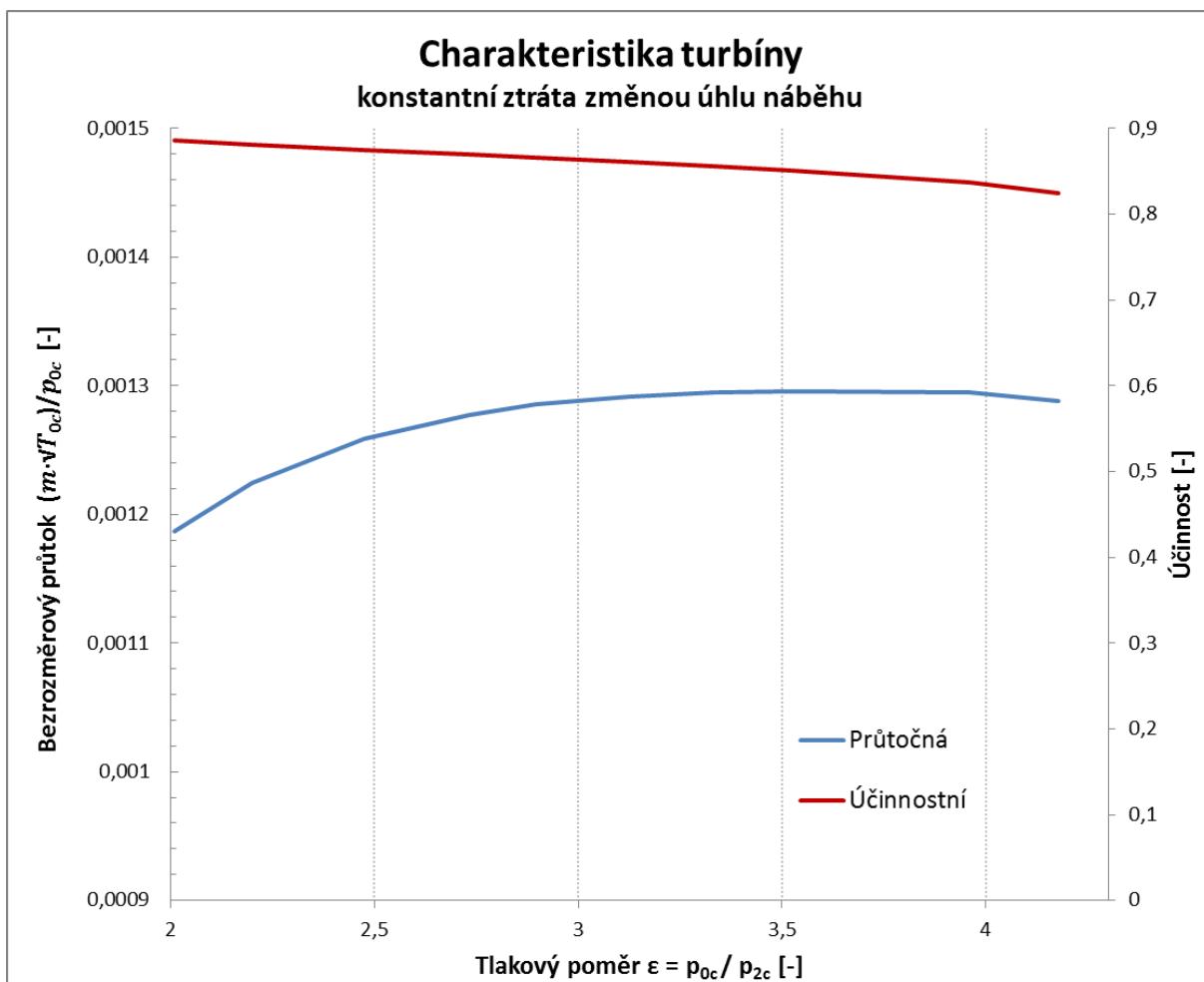
$$P_t = \dot{m}_r \cdot a_t = 0,90 \text{ MW} \quad (186)$$

Charakteristika turbíny

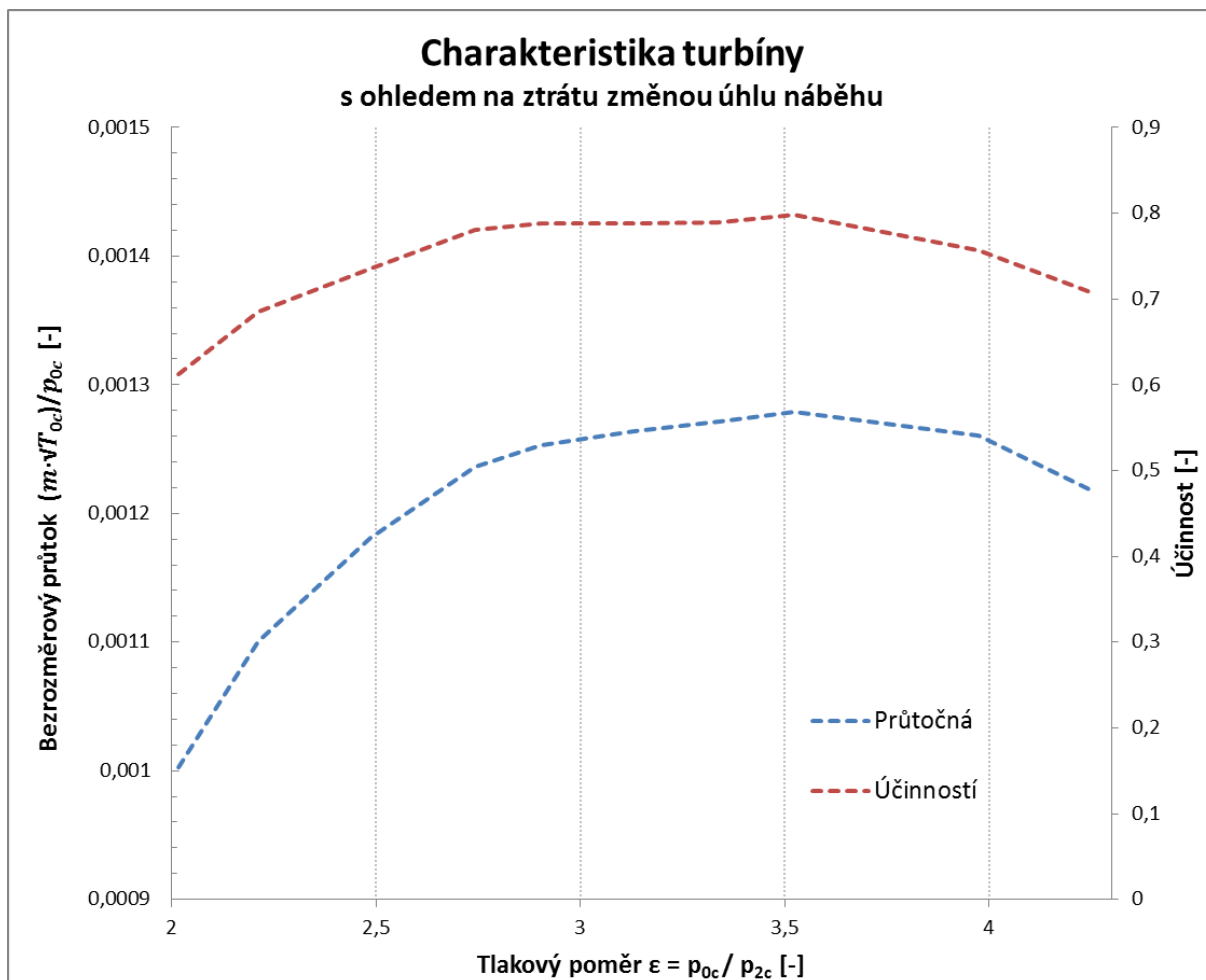
Hmotnostní průtok turbínou závisí nejenom na tlakovém spádu, ale i na otáčkách rotoru. Charakteristika turbíny je grafické zpracování těchto veličin, které se většinou měří na zkušebnách na skutečných turbínách.

Předcházející výpočet turbíny byl proveden pro daný tlakový poměr, který je předpokládán při provozu soustrojí. Turbína však může pracovat i v jiném pracovním režimu, při jiném hmotnostním průtoku a tím i s jiným tlakovým spádem. Postupnou iterací lze analyticky vypočítat termodynamické stavy i pro jiný tlakový poměr a z výsledku lze sestavit charakteristiku turbíny.

Určitým problémem při tvorbě charakteristiky je měnící se úhel náběhu s hmotnostním průtokem turbínou. S tím souvisí především profilové ztráty, které se zvyšují s rostoucím úhlem náběhu. V našem případě jsou z vypočtených dat sestaveny dvě charakteristiky. První charakteristika (obr. 24.) je sestavena při předpokladu profilových ztrát závislých pouze na rychlosti. Tento předpoklad lze dosáhnout při natáčivých statorových lopatkách, které eliminují změnu úhlu náběhu a tím i profilové ztráty. Druhá charakteristika (obr. 25.) je sestavena s ohledem na měnící se úhel náběhu. K určení velikosti profilových ztrát způsobené změnou úhlu náběhu jsou použity grafy z doporučené literatury [10, str. 86]



Obr. 24. – Charakteristika turbíny bez vlivu změny úhlu náběhu

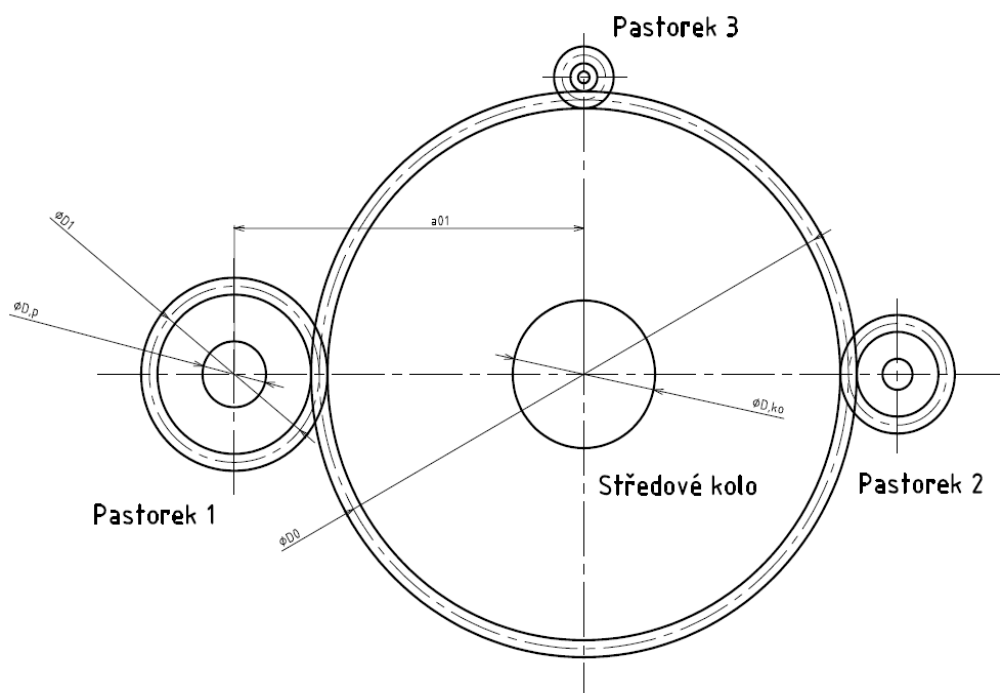


Obr. 25. – Charakteristika turbíny s vlivem změny úhlu náběhu

Z uvedených charakteristik je patrné, že hmotnostní průtok roste se zvyšujícím se tlakovým poměrem do určité hodnoty, kdy dojde k aerodynamickému zahlcení. Průběh účinnosti je závislý především na profilových ztrátách, které jsou v prvním případě ovlivněny vyššími rychlostmi s rostoucím tlakovým poměrem a v druhém případě především ztrátami měnícím se úhlem náběhu.

6.3. Návrh převodovky

Při návrhu reverzačního turbokompresoru se je snahou dosažení vyšších otáček, které zmenšují rozměry a mají pozitivní vliv na rychlosti pracovní látky a tím výkon či příkon. Maximální otáčky jsou poté limitovány vstupními rozměry při daném průtoku a také doporučenými rychlostmi oběžného kola. Připojený elektrický generátor pracuje v nižších otáčkách, které jsou závislé na počtu pólů. Z tohoto důvodu je nutná přítomnost převodovky, která je v našem případě integrována a je součástí rámu. Konstrukce navržené převodovky lze vidět na obr. 26., kde pastorky jednotlivých stupňů kompresoru pohání středové kolo, které je přes spojku spojeno s elektrickým generátorem. Převodovka je navrhována s čelním soukolím se šikmými zuby. Východiskem pro relevantnost použití tohoto běžného typu je obecná charakteristika převodovky, která je zobrazena v příloze.



Obr. 26. – Schéma čelního soukolí integrované převodovky

V našem případě je výpočet převodovky redukován pouze na jeden stupeň, který tvoří pastorek navrhované stupně turbokompresoru a středové kolo. Výpočtem jsou určeny hlavní rozměry ozubených kol a silové zatížení v zubech. Detailní výpočet je poměrně složitý a není cílem diplomové práce. Smysl by navíc měl pouze s výpočtem ostatních stupňů, které pohání středové kolo.

Pro výpočet hlavních rozměrů vstupují parametry vypočtené v předchozích kapitolách. Stupeň převodovky je dimenzován na příkon turbokompresoru. Volené hodnoty jsou voleny dle doporučení nebo čerpány z [15]

Zadané hodnoty:

Otáčky kompresoru	$n_k = 170 \text{ s}^{-1}$
Otáčky elektrického generátoru	$n_g = 50 \text{ s}^{-1}$
Příkon kompresoru	$P_k = 1,89 \text{ MW}$

Volené hodnoty:

Normálový modul	$m_n = 8 \text{ mm}$
Úhel záběru v normálním řezu	$\alpha_n = 20$
Šířka ozubení	$b_{01} = 60 \text{ mm}$
Počet zubů pastorku	$z_1 = 25$
Průměr čepu pastorku	$D_p = 100 \text{ mm}$
Průměr čepu kola	$D_{ko} = 250 \text{ mm}$
Osová délka ložiska pastorku	$al_p = 60 \text{ mm}$
Osová délka ložiska kola	$al_{ko} = 100 \text{ mm}$
Mechanická účinnost	$\eta_m = 0,98$

Přenášený výkon převodovky $P_{př}$

$$P_{př} = \frac{P_k}{\eta_m} = 1,93 \text{ MW} \quad (187)$$

Převodový poměr i je určen ze zadaných otáček

$$i_{př} = \frac{n_g}{n_k} = 6,8 \quad (188)$$

Počet zubů kola z_0 je dáno převodovým poměrem

$$z_0 = z_1 \cdot i_{př} = 170 \quad (189)$$

Úhel sklonu zubu β_z

$$\beta_z = \arcsin\left(\frac{\pi \cdot m_n}{b_{01}}\right) = 24^\circ 45' \quad (190)$$

Tečný modul m_t

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_z} = 8,81 \text{ mm} \quad (191)$$

Normální rozteč p_n

$$p_n = \pi \cdot m_n = 25,13 \text{ mm} \quad (192)$$

Čelní rozteč p_t

$$p_t = \pi \cdot m_t = 27,68 \text{ mm} \quad (193)$$

Čelní úhel záběru α_t

$$\alpha_t = \text{atan} \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_z} \right) = 21^\circ 50' \quad (194)$$

Charakteristické kružnice ozubených kol:

Roztečná kružnice pastorku D_{ro1}

$$D_{ro1} = m_t \cdot z_1 = 220,25 \text{ mm} \quad (195)$$

Roztečná kružnice kola D_{ro0}

$$D_{ro0} = m_t \cdot z_0 = 1497,73 \text{ mm} \quad (196)$$

Hlavová kružnice pastorku D_{h1}

$$D_{h1} = D_{ro1} + 2 \cdot m_n = 263,25 \text{ mm} \quad (197)$$

Hlavová kružnice kola D_{a0}

$$D_{h0} = D_{ro0} + 2 \cdot m_n = 1513,73 \text{ mm} \quad (198)$$

Hlavová vůle ca_{01}

$$ca_{01} = 0,25 \cdot m_n = 2 \text{ mm} \quad (199)$$

Patní kružnice pastorku D_{f1}

$$D_{f1} = D_{ro1} - 2 \cdot (m_n \cdot ca_{01}) = 212,25 \text{ mm} \quad (200)$$

Patní kružnice kola D_{f0}

$$D_{f0} = D_{ro0} - 2 \cdot (m_n \cdot ca_{01}) = 1477,73 \text{ mm} \quad (201)$$

Roztečná osová vzdálenost a_{01}

$$a_{01} = \frac{D_{ro0} + D_{ro1}}{2} = 858,99 \text{ mm} \quad (202)$$

Rozměry zubu:

Tloušťka zubu s_{01}

$$s_{01} = \frac{p_t}{2} = 13,84 \text{ mm} \quad (203)$$

Výška zubu h_{01}

$$h_{01} = 2,25 \cdot m_n = 18 \text{ mm} \quad (204)$$

Obvodové rychlosti:

Obvodová rychlost v ozubení u_{01}

$$u_{01} = \pi \cdot D_{ro1} \cdot n_k = 117,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (205)$$

Kde doporučená rychlost je $u = 120 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Obvodová rychlost čepu pastorku u_p

$$u_p = \pi \cdot D_p \cdot n_k = 53,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (206)$$

Obvodová rychlost čepu kola u_{ko}

$$u_{ko} = \pi \cdot D_{ko} \cdot n_g = 19,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (207)$$

Působící síly:

Obvodová síla v zubech F_t

$$F_t = \frac{P_{př}}{u_{01}} = 16,41 \text{ kN} \quad (208)$$

Axiální síla v zubech F_a

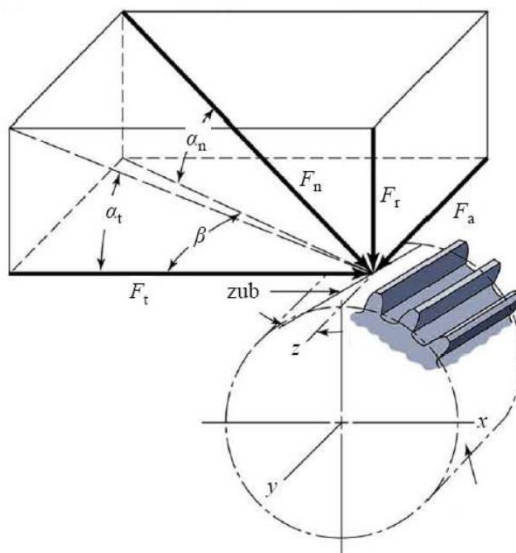
$$F_{ax} = F_t \cdot \tan \beta_z = 7,57 \text{ kN} \quad (209)$$

Radiální síla v zubech F_r

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 6,58 \text{ kN} \quad (210)$$

Celková síla v zubech F_n

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cdot \cos F_t} = 19,24 \text{ kN} \quad (211)$$



Obr. 27. – Označení působících sil v ozubení [15]

V případě umístění ozubených kol v polovině mezi ložisky budou obvodové a radiální reakční síly také poloviční.

Obvodová reakční síla v ložisku $F_{t,re}$

$$F_{t,re} = \frac{F_t}{2} = 8,21 \text{ kN} \quad (212)$$

Radiální reakční síla v ložisku $F_{r,re}$

$$F_{r,re} = \frac{F_r}{2} = 3,29 \text{ kN} \quad (213)$$

Axiální reakční síla v ložisku $F_{a,re}$

$$F_{ax,re} = F_{ax} = 7,57 \text{ kN} \quad (214)$$

Celková radiální reakční síla v ložisku F_{re}

$$F_{re} = \sqrt{F_{t,re}^2 + F_{r,re}^2} = 8,84 \text{ kN} \quad (215)$$

Působící tlak v ložisku pastorku p_p

$$p_p = \frac{F_{re}}{D_p \cdot al_p} = 1,47 \text{ MPa} \quad (216)$$

Působící tlak v ložisku kola p_{ko}

$$p_{ko} = \frac{F_{re}}{D_{ko} \cdot al_k} = 0,35 \text{ MPa} \quad (217)$$

7. ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá návrhem reverzačního turbokompresoru se zadanými parametry pracovního plynu. Stroj byl navržen pro akumulční soustavu elektrické energie, při které pracuje ve dvou režimech. Kompresorový a turbínový režim je využíván dle potřeb sítě, z které buď elektrickou energii čerpá, nebo naopak dodává.

Úvodní kapitoly se zabývají klasifikací stroje a popsáním možného použití v akumulční soustavě. Je zde navrženo schéma soustavy pneumatické akumulace, ve které by turbokompresor mohl pracovat. Pro úplnost jsou uvedeny i ostatní možnosti akumulace elektrické energie. Pomocí diagramů a řezů jsou v samostatné kapitole objasněny jednotlivé režimy stroje a uvedeny hlavní části stroje. Nejrozsáhlejší kapitola se věnuje samotnému návrhu prvního stupně turbokompresoru, který lze dělit na tři části. V první části byly navrženy rozměry hlavních částí stroje a vypočteny termodynamické stavy v jednotlivých řezech stroje. V těchto řezech byly vypočteny i příslušné rychlosti a kontrolovány, zda se nacházejí v subsonické oblasti. Při návrhu difuzorových částí byl kladen důraz na charakter proudění, aby nedošlo k odtržení mezní vrstvy. K návrhu byly využity vzorce a hodnoty, které jsou čerpány z uvedené literatury. Vypočtené výstupní veličiny ukazují, že odhadovaná účinnost kompresoru a tlakový poměr se mírně liší od skutečných hodnot. Vzniklé nepřesnosti lze hledat při výpočtu ztrát, které vycházejí z doporučených hodnot a jsou tudíž spíše odhadem. V druhé části návrhu je vypočten turbínový režim pro již navrhnuté rozměry průtočných částí, které jsou zjednodušeny pouze na část statorovou a rotorovou. Vypočtený výkon turbínového režimu dosahuje polovičních hodnot příkonu kompresoru. Použití iterace umožňuje, mimo výpočet s navrhnutými stavy, také sestavení charakteristiky turbíny, která je provedena pro názornost i bez uvažování ztrát vzniklé změnou úhlu náběhu. Tyto charakteristiky potvrzují očekávaný průběh, který lze naměřit na skutečném stroji.

Nedílnou součástí práce je konstrukční návrh převodovky pro navrhnutý stupeň stroje a dispoziční uspořádání s motor-generátorem, které jsou přiloženy v technické dokumentaci. Návrh převodovky respektuje technická omezení, jako například rychlosti v ozubení či měrné tlaky v ložiskách, nicméně detailní návrh by vyžadoval i pevnostní výpočet. Konstrukční návrh je vytvořen na konstrukci, která se běžně používá pro vícestupňové radiálně-axiální kompresory a obsahuje prvky, které se používají při konstrukci turbín ve firmě Siemens. Jedním z nich je Hirtovo ozubení k zaručení souososti či opěrné kruhy pro zachycení axiálních sil. Tato koncepce navíc dovoluje umístění jednotlivých stupňů naproti sobě, což má pozitivní efekt na zmenšení axiálních sil a rozměrů. Umístění soustrojí na společném rámu navíc zvyšuje kompaktnost zařízení.

Analytický výpočet je proveden se zjednodušujícími předpoklady, nicméně je dostačující pro konstrukční návrh a může sloužit jako výchozí návrh pro detailnější výpočet například pomocí počítačového softwaru. Takovýto výpočet by již mohl být podkladem pro investiční záměr, který se pro tento stroj v dnešní době nabízí.

Ze současné situace lze konstatovat, že akumulace elektrické energie nabývá na důležitosti a s tím souvisí i nárůst výstavby akumulčních elektráren. Pneumatická akumulace s použitím reverzačního stroje se jeví v tuto chvíli jako nadějná alternativa. Nespornou výhodou je materiálová a tím i finanční úspora, kterou lze nalézt i při použití v plynových zásobnících. Otázkou při budování tohoto typu akumulčních zařízení je nalezení vhodných lokalit a také tržní podmínky při provozu.

8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŠKORPÍK, Jiří. Lopatkový stroj. *Transformační technologie*. 2009-08, [last updated 2014-02]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/lopatkovy-stroj.html>.
- [2] Efektivní reverzační turbokompresor. *Technický týdeník*. [Online] 1. 1. 2006. [Citace: 16. 3. 2015.] Dostupné z http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/efektivni-reverzacni-turbokompresor_17224.html.
- [3] MAREŠ, Jan, LIBRA, Martin a POULEK, Vladislav. Akumulace elektrické energie. *Odborné časopisy*. [Online] 2. 2011. [Citace: 16. 3. 2015.] Dostupné z <http://www.odbornecasopisy.cz/akumulace-elektricke-energie-42869.html>.
- [4] POCHYLÝ, Jiří. *Podzemní pneumatický akumulátor energie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 116 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..
- [5] ČPU. Přeprava a uskladnění. *Zemní plyn*. [Online] 2007-2010. [Citace: 19. 3. 2015.] Dostupné z <http://www.zemniplyn.cz/doprava/#uskladnovani>.
- [6] ŠKORPÍK, Jiří. Ztráty v lopatkových strojích. *Transformační technologie*. 2009-11, [last updated 2015-01]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/ztraty-v-lopatkovych-strojich.html>.
- [7] WISCHNEWSKI, Berndt. Online Luft Berechnung. *peacesoftware*. [Online] [Citace: 4. 6. 2015.] Dostupné z http://www.peacesoftware.de/einigewerte/calc_luft.php5.
- [8] BOHL, Willi. *Strömungsmaschinen 2 : Berechnung und Konstruktion*. Würzburg : Vogel, 1991. str. 286. ISBN 9783802301278.
- [9] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. 1. vydání. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2003. str. 177. ISBN 80-7204-297-1.
- [10] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vydání Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2004. str. 308. ISBN 80-7204-346-3.
- [11] MISÁREK, Dušan. *Turbokompresory*. Praha : SNTL, 1963. str. 232.
- [12] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny stacionární: teorie a výpočty*. Praha : SNTL, 1965. str. 532.
- [13] DEJČ, Michail. *Technická dynamika plynů*. Praha : SNTL, 1967. str. 660.
- [14] HOCKO, Marián. Přibližný výpočet odstředivého kompresora. *letecké motory*. [Online] 2009. [Citace: 10. 4. 2015.] Dostupné z http://www.leteckemotory.cz/teorie/priblizny_vypocet_odstrediveho_kompresora.pdf. ISBN 978-80-553-0163-1
- [15] SHIGLEY, Joseph Edward, a další. *Konstruování strojních součástí*. Brno : VUTUM, 2010. str. 1159. ISBN 978-80-214-2629-0.

- [16] MENNY, Klaus. *Strömungsmaschinen*. Stuttgart : Teubner, 1985. str. 308. ISBN 9783519063179.
- [17] Network, Joint Implementation. Energy Storage : Compressed Air (CAES). *ClimateTechWiki*. [Online] [Citace: 16. 3. 2015.] Dostupné z <http://www.climatechwiki.org/technology/jiqweb-caes>.
- [18] Erdgas-Speicher. *Erdgas*. [Online] 2011. [Citace: 19. 3. 2015.] Dostupné z <http://www.erdgas.ch/versorgung/erdgas-speicher/>.
- [19] KAMINSKÝ, Jaroslav a KOLARČÍK, Kamil. *Kompresory*. VŠB. [Online] [Citace: 10. 3. 2015.] Dostupné z <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>.
- [20] BLEVINS, R.D. *Applied fluid dynamics handbook*. New York : New York, Van Nostrand Reinhold Co., 1984. str. 568. Dostupné z <http://www.engr.uconn.edu/~barbertj/CFD%20Training/References/Diffusers/Blevins.pdf>.
- [21] Siemens Industrial Turbomachinery – firemní literatura, Brno, 2015.
- [22] Daten zu Erneuerbaren Energien. *ise.fraunhofer*. [Online] © 2015. [Citace: 10. 5. 2015.] Dostupné z <http://www.ise.fraunhofer.de/de/daten-zu-erneuerbaren-energien>.

9. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, VELIČIN A INDEXŮ

Zkratka	Význam
RTK	reverzační turbokompresor
OZE	obnovitelné zdroje energie
BLD	bezlopatkový difuzor
LD	lopatkový difuzor
USA	Spojené státy americké
VUT	Vysoké učení technické
FSI	Fakulta strojního inženýrství

Veličina	Význam
T [K]	teplota
p [Pa]	tlak
$\dot{m}$ [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]	hmotnostní tok
i [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]	měrná entalpie
c_p [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	měrná tepelná kapacita
ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	hustota
r [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	měrná plynová konstanta
ν [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]	kinematická viskozita
κ [–]	Poissonova konstanta
D [m]	průměr
z_k [–]	počet lopatek oběžného kola
z_d [–]	počet lopatek difuzoru
z_0 [–]	počet zubů pastorku
z_1 [–]	počet zubů kola
φ [–]	průtokový součinitel
φ_r [–]	rychlostní součinitel
β [°]	úhel relativní rychlosti
β_v [–]	součinitel ventilace
β_z [°]	úhel sklonu zubu
α [°]	úhel absolutní rychlosti
α_v [–]	součinitel ventilačních ztrát
α_{20} [–]	součinitel ventilace
n [s^{-1}]	počet otáček
η [–]	účinnost
μ [–]	součinitel skluzu
π_k [–]	tlakový poměr
t [m]	tloušťka
b [m]	šířka

u [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	obvodová rychlost
w [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	relativní rychlost
c [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	absolutní rychlost
Ma [–]	Machovo číslo
z [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]	ztráty
ξ [–]	součinitel ztrát
γ [–]	součinitel ventilace
δ_a [m]	axiální vůle
σ [–]	poměrná plocha
S [m^2]	plocha
L [m]	délka
ω [°]	úhel rozšiřování
w_{tr} [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]	třecí ztráty
N [–]	charakteristický rozměr
P [W]	výkon
a [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]	měrná práce
m [mm]	modul
α_n [°]	normálový úhel záběru
α_t [°]	tečný úhel záběru
b_{01} [mm]	šířka ozubení
a_l [mm]	osová délka ložiska
p_n [mm]	normálná rozteč
p_t [mm]	tečná rozteč
ca [mm]	hlavová vůle
a_{01} [mm]	osová vzdálenost
s_{01} [mm]	tloušťka zubu
h_{01} [mm]	výška zubu
F [N]	síla

Horní index	Význam
k	kompresor
t	turbína
'	odlišení veličin na stejném řezu

Dolní index	Význam
0,1,2,3,4,5	body komprese (viz. obr. 12. a 14.)
0,1,2	body expanze (viz. obr. 17. a 18.)
iz	izoentropický stav
odh	odhadnutá hodnota

c	celkový stav
i	vnitřní část
e	vnější část
r	radiální
ax	axiální
u	obvodová
min	minimum
max	maximum
L	lopatkový
vz	vzduch
stř	střední
ekv	ekvivalentní
φ	úhel spirální skříně
real	skutečná hodnota
k	kompresor
t	turbína
st	stator
r	rotor
g	generátor
n	normálový
t	tečný
p	pastorek
ko	kolo
př	převodovka
z	zub
ro	roztečný
f	patní
h	hlavová
re	reakční
tř	třecí
m	mechanická

10. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1. – Výkres A1 – Řez 1. stupněm RTK

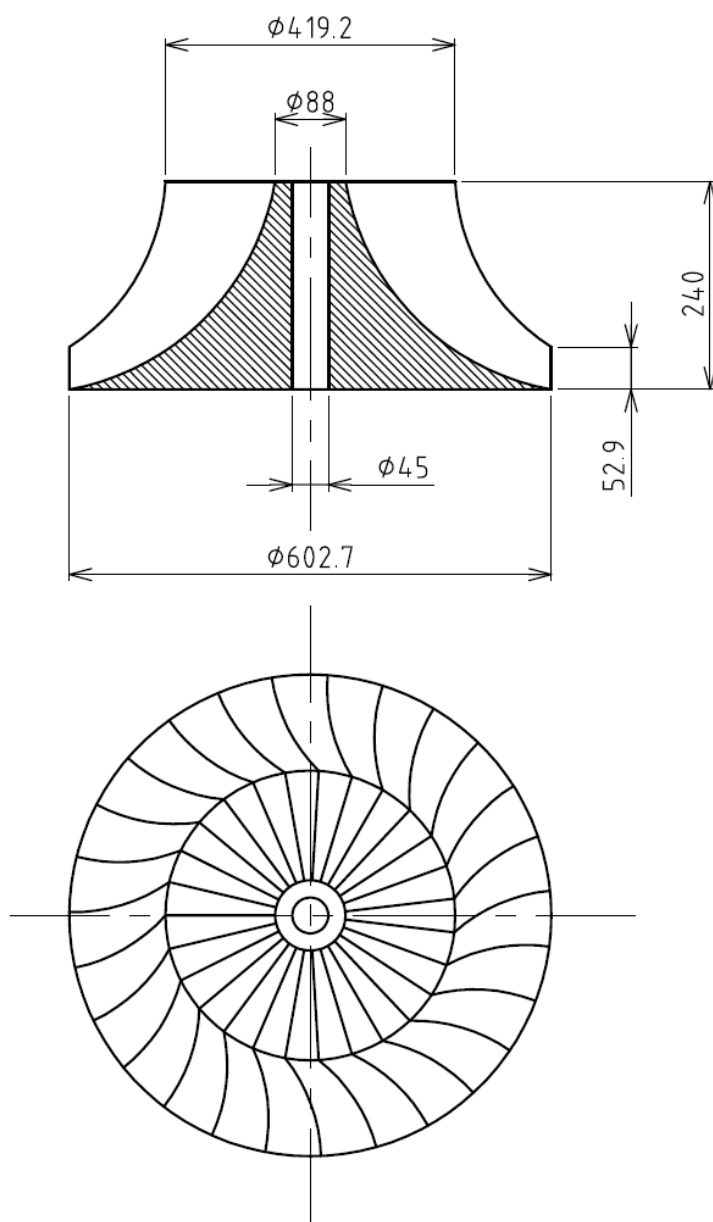
Příloha č. 2. – Výkres A3 – Dispoziční uspořádání

Příloha č. 3. – Vypočtené rozměry oběžného kola

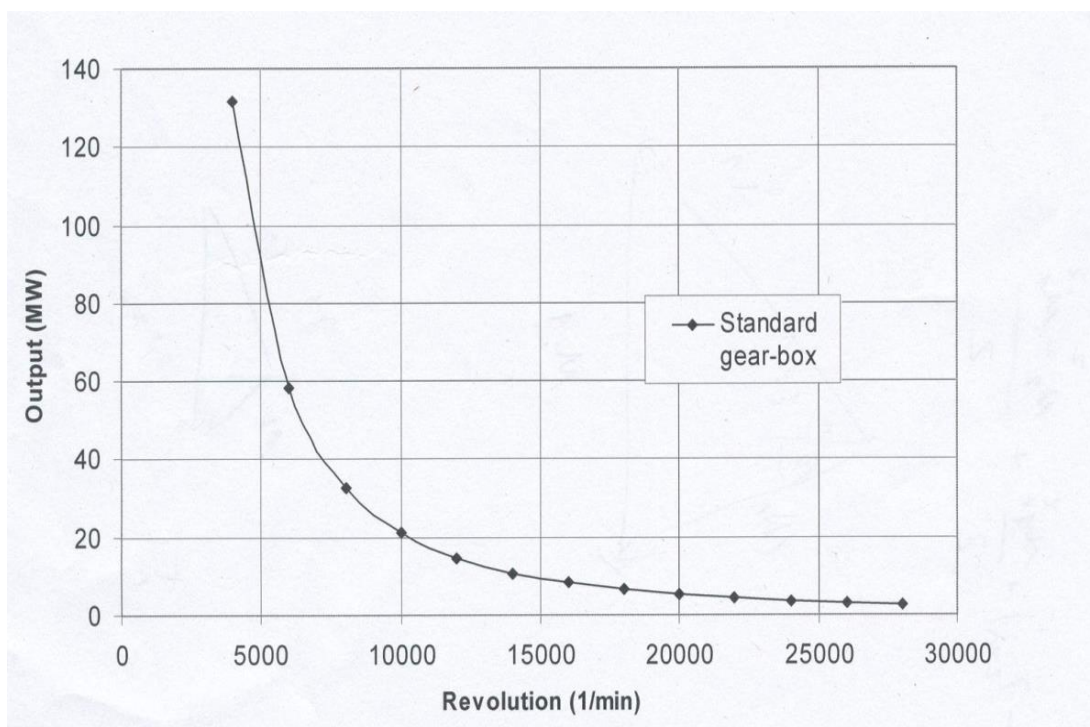
Příloha č. 4. – Ukázka charakteristiky převodovky

Příloha č. 5. – Závislost profilových ztrát na změně úhlu náběhu

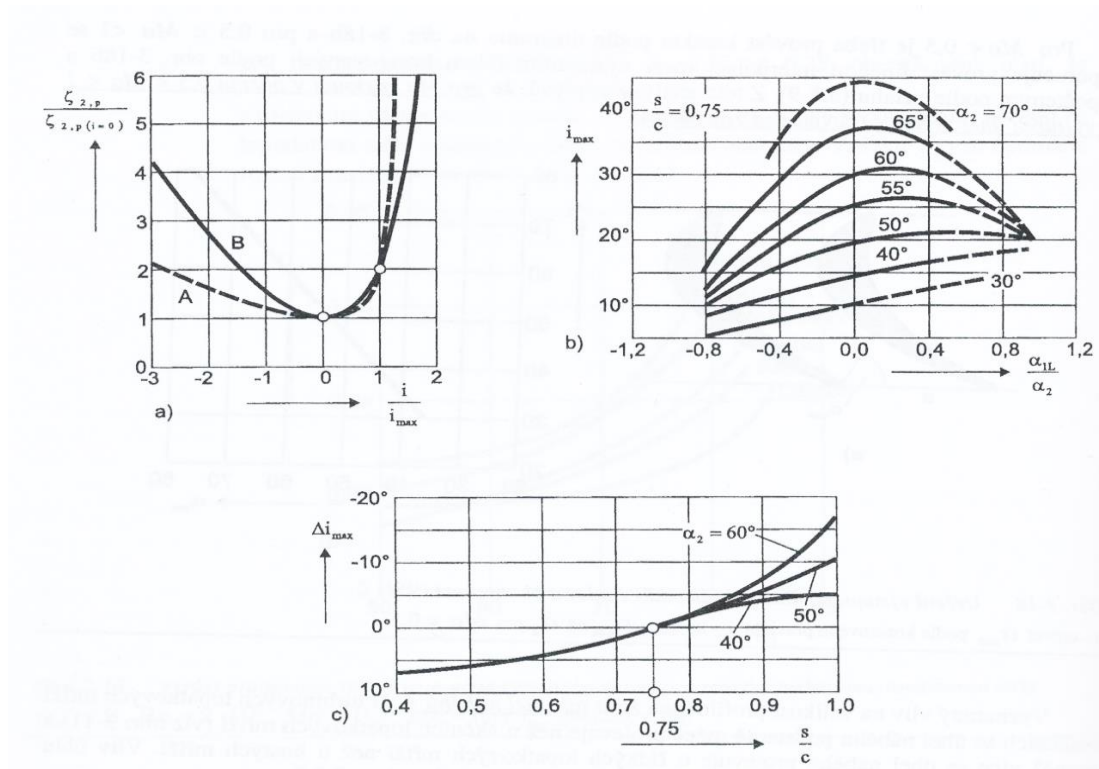
11. PŘÍLOHY



Příloha č. 3. – Vypočtené rozměry oběžného kola



Příloha č. 4. – Ukázka charakteristiky převodovky



Příloha č. 5. – Závislost profilových ztrát na změně úhlu náběhu