



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# POROVNÁNÍ STUPNĚ AXIÁLNÍ PARNÍ TURBINY PRO RŮZNÁ PROUDÍCÍ MÉDIA

COMPARING GRADES AXIAL STEAM TURBINES FOR VARIOUS MEDIA

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Štěpán Staněk

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2016



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Štěpán Staněk**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**  
Akademický rok: 2016/17

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 bakalářské práce:

### **Porovnání stupně axiální parní turbíny pro různá proudící média**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Práce je zaměřena na navržení a porovnání dvou stupňů axiální parní turbíny pro shodné parametry páry před vstupem do statorové části, přičemž v prvním případě bude proudícím médiem vodní pára a ve druhém případě pára chladiva, resp. organická látka.

#### **Cíle bakalářské práce:**

- popište základní fyzikální rozdíly mezi vodou a chladivou,
- popište základní metodiku návrhu lopatkového stupně axiální parní turbíny,
- navrhnete stupeň parní turbíny pro vodu a vybraný typ chladiva při shodném stavu na vstupu do lopatkování,
- porovnejte mezi sebou výsledky a označte hlavní kritická místa.

#### **Seznam literatury:**

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

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 22. 9. 2016



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

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

## **Abstrakt**

Cílem práce je návrh jednostupňové axiální turbíny s rovnotlakým typem lopatkování pro dvě různá proudící média při shodných parametrech na vstupu do rozváděcí statorové řady a tlaku za oběžným kolem. Výpočet je proveden pro vodní páru a organickou látku R134a. Hlavní částí této práce je termodynamický výpočet a jeho optimalizace za účelem dosažení maximálního výkonu a účinnosti stupně pro obě pracovní látky. V závěru práce je předveden alternativní výpočet třecích ztrát oběžného kola.

## **Abstract**

Aim of the thesis is to design a single-stage axial steam turbine with impulse blading type for two different media with identical input parameters at input of stator and pressure behind the impeller. Calculation is made for water steam and organic fluid R134a. Main part of this thesis is thermodynamic calculation and its optimization in order to achieve maximum output and efficiency of the stage for both working fluids. At the end of the thesis an alternative calculation of impeller friction losses is presented.

## **Klíčová slova**

Jednostupňová parní turbína, A-kolo, akční stupeň, Rankin-Clausiusův cyklus, třecí ztráty

## **Key words**

Single-stage steam turbine, A-wheel, impulse stage, Rankin-Clausius cycle, friction losses



## **Bibliografická citace:**

STANĚK, Š. *Porovnání stupně axiální parní turbíny pro různá proudící média*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 47 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.





## **Prohlášení**

Prohlašuji, že tato bakalářská práce je původním dílem a vypracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Kracíka, Ph.D. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a literárních zdrojů uvedených v této práci.

V Brně dne

.....  
Štěpán Staněk



## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za trpělivost, ochotu a odborné rady při zpracovávání této bakalářské práce.



# Obsah

Úvod .....	15
<b>1 Tepelné oběhy parních turbín .....</b>	<b>16</b>
1.1 Rankin-Clausiiův cyklus (RC) .....	16
1.1.1 Popis ideálního RC.....	16
1.2 Organický Rankin-Clausiiův cyklus (ORC).....	17
1.2.1 Rozdělení pracovních látek pro ORC .....	17
1.2.2 Volba pracovní látky .....	17
1.2.3 Výzkumy v oblasti ORC.....	19
1.3 Srovnání ORC a RC .....	20
<b>2 Axiální stupně tepelných turbín .....</b>	<b>22</b>
2.1 Akční stupeň.....	22
2.2 Reakční stupeň.....	22
2.3 Curtisův stupeň .....	22
<b>3 Návrh turbíny v provedení A-kolo .....</b>	<b>24</b>
3.1 Předběžný výpočet.....	24
3.2 Detailní výpočet .....	28
3.2.1 Výpočet rychlostí a úhlů rychlostních trojúhelníků .....	28
3.2.2 Výpočet ztrát, průtočeného kanálu a výkonu .....	29
3.3 Výsledky .....	32
3.3.1 Předběžný výpočet.....	32
3.3.2 Detailní výpočet .....	34
3.3.3 Rychlostní trojúhelníky.....	36
3.3.4 Průtočné kanály.....	36
3.3.5 Expanze v <i>i-s</i> diagramu .....	37
3.3.6 Zhodnocení výsledků.....	37
3.4 Alternativní návrh výpočtu třecích ztrát .....	38
3.4.1 Výsledky alternativního výpočtu ztrát .....	40
<b>Závěr.....</b>	<b>42</b>
<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>43</b>
<b>Seznam použitých symbolů.....</b>	<b>45</b>
<b>Seznam použitých indexů .....</b>	<b>46</b>
<b>Seznam použitých zkratk .....</b>	<b>46</b>
<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>47</b>



# Úvod

Energetická náročnost společnosti v průběhu času neustále roste, a proto je důležité stále hledat nové možnosti, jak zvyšovat účinnost transformace energie. Pro přeměnu tepelné energie na elektřinu se nejčastěji používá turbína ať už s akčním nebo reakčním typem lopatkování. Konstrukce prvních parních turbín spadá do konce 19. století. Od té doby se jejich technologie neustále vyvíjí. Nicméně vodní pára, která se využívá nejčastěji jako pracovní médium, má svá omezení. Pro malé tepelné spády přestává být efektivní. Nabízí se možnost zkoumat jiné pracovní látky, které zpracování menších tepelných spádů umožňují. Kombinací více turbín využívajících vodní páru a další vhodnou pracovní látku lze zvyšovat účinnost celého systému. Další možné využití je pro zpracování nízkopotenciálního tepla, pro které se vodní pára nehodí.

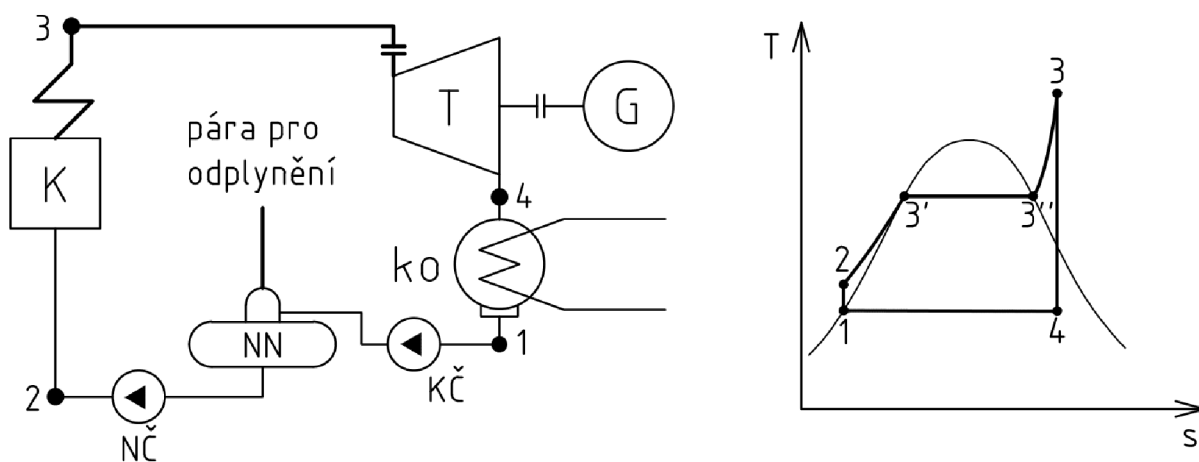
Tato bakalářská práce se zabývá porovnáním návrhů jednostupňové parní turbíny pro stejné vstupní hodnoty, přičemž výpočty budou provedeny pro pracovní organickou látku R134a a vodní páru. Hlavní porovnávací parametry jsou výsledný vnitřní výkon a účinnost stupně. V poslední části práce je uveden alternativní výpočet třecích ztrát s použitím Weisbachova vztahu pro výpočet ztrátové měrné energie a vztahu podle Al'tšula pro výpočet koeficientu tření. Porovnáním výsledků třecích ztrát z obou výpočtů bude zhodnocena vhodnost tohoto alternativního výpočtu.

# 1 Tepelné oběhy parních turbín

## 1.1 Rankin-Clausiův cyklus (RC)

Nejčastěji využívaný oběh v oblasti energetiky je Rankin-Clausiův cyklus (dále RC). Pracovní látkou je voda. Pro přeměnu tepla v mechanickou práci byl v minulosti používán parní stroj, ale v dnešní době se používá častěji parní turbína. Tato změna byla opodstatněna tím, že turbína může dosahovat řádově větších výkonů, při kterých má zároveň větší účinnost a koná práci kontinuálně. Na rozdíl od parního stroje, který koná práci přetržitě, ale jeho vhodnost je pro malé výkony. Na obrázku 1 je schéma RC a zobrazení v T-s diagramu. [1], [2]

### 1.1.1 Popis ideálního RC



**Obrázek 1:** Schéma RC a T-s diagram beze ztrát [14]

K – kotel, T – turbína, G – generátor, ko – kondenzátor, KČ – kondenzační čerpadlo, NN – napájecí nádrž, NČ – napájecí čerpadlo

### Stlačení kapaliny v napájecím čerpadle 1-2

V ideálním oběhu je stlačení izoentropické a energie dodaná napájecím čerpadlem se projeví zvýšením teploty a tlaku vody. [3]

### Ohřev v kotli a výroba páry 2-3

Teplo je vodě dodáváno za ideálních podmínek izobaricky. Jelikož pracovní látka prochází přes různé skupenské stavy, jsou v dnešní době kotle rozděleny na několik zón o různých teplotách. Nejdříve se voda přehřívá do stavu syté kapaliny (2-3'). Poté prochází varem až dosáhne stavu syté páry (3'-3''). Nakonec se pára přehřívá do stavu přehřáté páry (3''-3). Výstupem z kotle je tzv. ostrá pára, která se přivádí na turbínu. [3], [4]

### Expanze v parní turbíně 3-4

Přivedená pára expanduje v turbíně a během tohoto procesu se přeměňuje její energie na mechanickou práci na hřídeli. Ta je nejčastěji spojena s elektrickým generátorem pro výrobu elektřiny. Stav páry po expanzi může být nad křivkou sytosti, ale i pod ní. V takovém případě pára kondenzuje ještě v posledních stupních turbíny. [3]



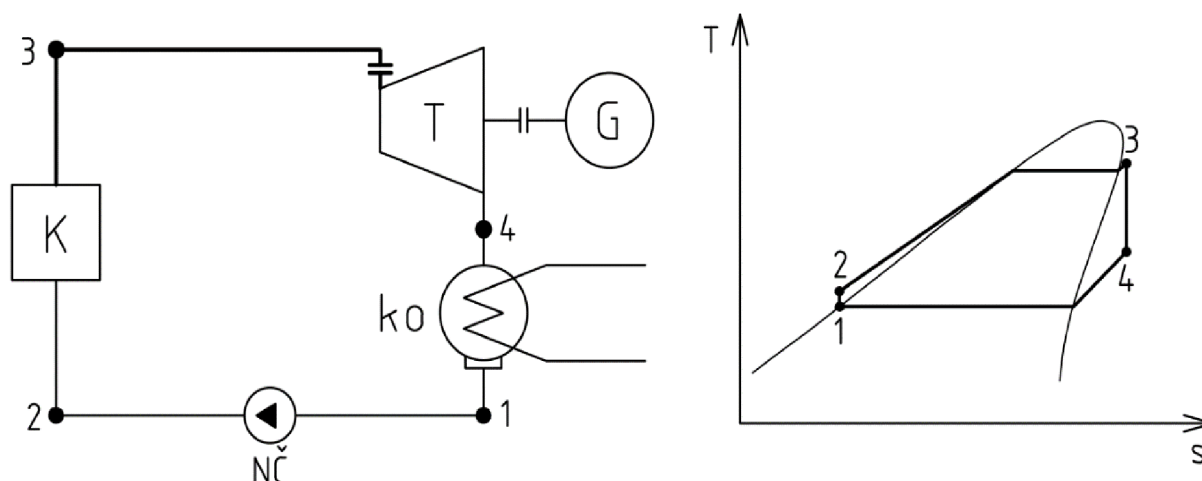
## Kondenzace páry v kondenzátoru 4-1

Kondenzátor je nejčastěji trubkový výměník, na jehož trubkách kondenzuje pára a její zbytkové teplo je odváděno nejčastěji chladicí vodou, která proudí v trubkovém svazku. Pára zkondenzuje zpět do kapalného stavu, čímž je oběh uzavřen. [4], [3]

## 1.2 Organický Rankin-Clausiusův cyklus (ORC)

Organický Rankin-Clausiusův cyklus (dále ORC) funguje na stejném principu jako RC. Liší se v použití jiného pracovního média. Na rozdíl od RC, kde je teplotně nosnou látkou voda, jsou zde použity organické látky. Ty jsou významné tím, že se vypařují při nižších tlacích a teplotách než voda. To je činí výhodnými v oblasti využití nízkopotenciálního tepla. Na obrázku 2 je schéma ORC a zobrazení v T-s diagramu.

V současné době se systémy využívající ORC vyrábějí s výkony od stovek kWe do několika MWe. Pro tyto malé výkony se často aplikují jednostupňové turbíny s rovnotlakým stupněm, které mohou být axiální i radiální. Příklady uplatnění ORC jsou: kombinovaná výroba elektřiny a tepla (kogenerace) z biomasy, geotermální zdroje, solární zdroje a využití odpadního tepla. [5], [6]



**Obrázek 2:** Schéma ORC a T-s diagram beze ztrát

K – kotel, T – turbína, G – generátor, ko – kondenzátor, NČ – napájecí čerpadlo

### 1.2.1 Rozdělení pracovních látek pro ORC

Základní dělení pracovních látek se určuje podle sklonu křivky syté páry (viz obrázek 3).

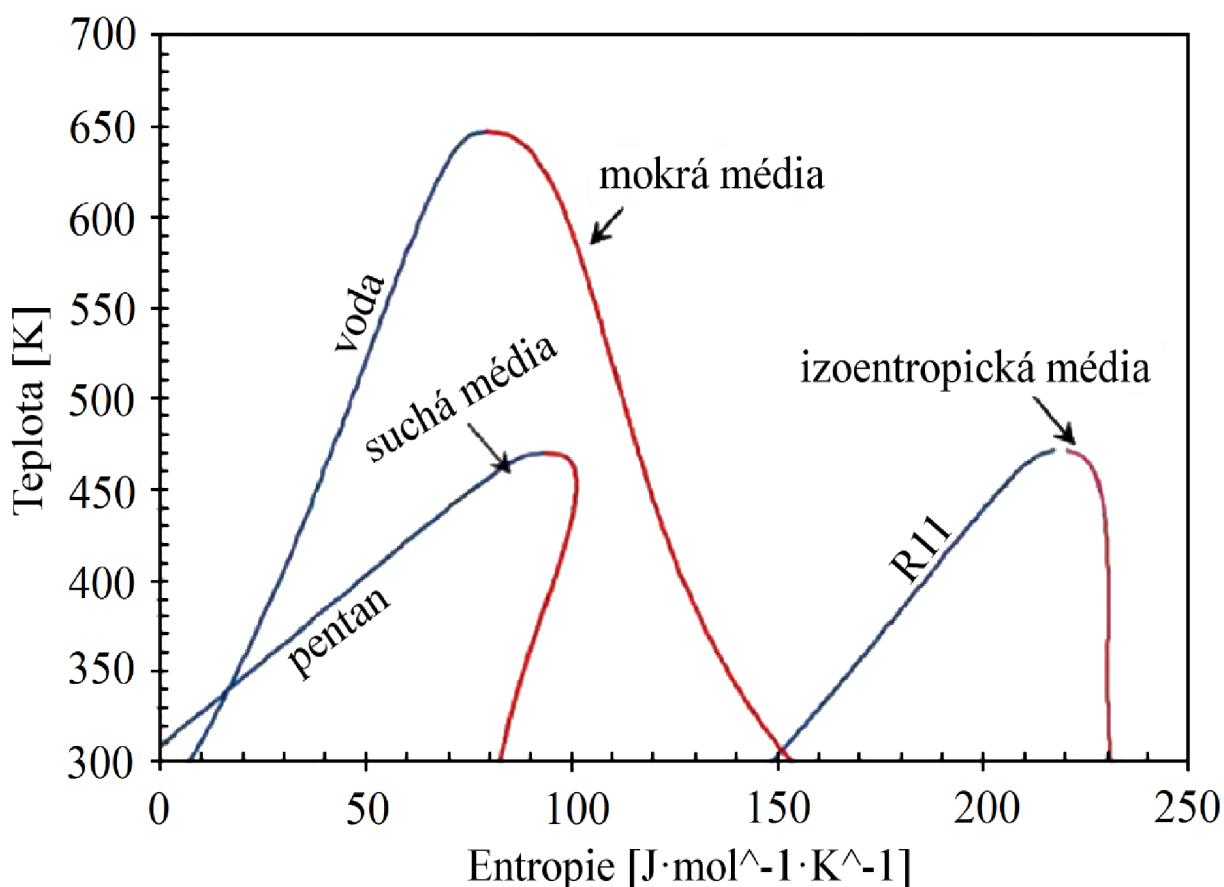
- Mokrá média – negativní sklon
- Suchá média – pozitivní sklon
- Izoentropická média – vertikální sklon [7]

### 1.2.2 Volba pracovní látky

Volba pracovní látky má významný dopad na výkon a účinnost systému. V úvahu se musí brát nejen termo-fyzikální vlastnosti každého média, ale i chemické vlastnosti, vliv na provozní podmínky, dopad na životní prostředí atd. Popis následujících vlastností má pomoci při výběru správného média. [7]

### Termodynamické a fyzikální vlastnosti:

- Vhodné parametry jsou: vysoká hustota nasycených par, vysoké výparné teplo, nízká měrná tepelná kapacita v kapalném skupenství, nízká viskozita z důvodu malých třecích ztrát, vysoká tepelná vodivost atd. [7]
- Kritický bod nesmí být moc nízký, aby látka mohla za nejnižší teploty v oběhu vůbec kondenzovat, ale pokud chceme využít superkritický ORC, pak nesmí být ani moc vysoký, aby při provozním tlaku v průběhu zahřívání neprošlo médium přes oblast mokré páry. [7]
- Bod tuhnutí musí být pod nejnižší teplotou v oběhu, aby médium v průběhu pracovního cyklu nezamrzalo. [7]
- Výběrem vhodného média se lze zcela vyhnout expanzi do oblasti mokré páry, což zároveň zvětší rozsah teplot a tlaků, při kterých se cyklus dá provozovat. To umožňují suchá a izoentropická média (viz obrázek 3). [7]



Obrázek 3: Rozdělení pracovních látek v T-s diagramu [7]

### Chemická stabilita a kompatibilita s materiály v kontaktu

U organických látek se projevuje chemický rozklad za vysokých teplot, který mění negativně vlastnosti média, a proto není žádoucí. Médium by nemělo reagovat s materiály, se kterými je v kontaktu, z důvodů jako je např. koroze teplosměnných ploch, což zvyšuje nároky na údržbu. [7]

## Vliv na životní prostředí

Vliv na životní prostředí se hodnotí pomocí několika faktorů: potenciál úbytku ozonové vrstvy (ozone depletion potential – ODP), potenciál ke globálnímu oteplování (global warming potential – GWP), životnost plynů v atmosféře (atmospheric lifetime – ALT) atd. [7]

## Bezpečnost

Ideální látky by neměly způsobovat korozi materiálu, se kterým jsou ve styku, neměly by být hořlavé, toxické, což najednou není vždy splněno. Pokud například bude látka hořlavá, může se stále použít, ale musí se zajistit, aby v oběhu nemohla vzniknout jiskra. [7]

## Dostupnost a cena

Cena těchto látek může mít významný vliv na ekonomickou návratnost celého systému, proto tento aspekt výběru nemůže být zanedbán. [7]

### 1.2.3 Výzkumy v oblasti ORC

Spotřeba energie za posledních několik desetiletí výrazně stoupla. Od roku 1973 do roku 2014 se výroba a spotřeba elektrické energie zvýšila téměř na čtyřnásobek své původní hodnoty. Větší požadavky na výrobu energie s sebou nesou i zvýšení emisí. Jedna z možností, jak tyto emise redukovat, je snaha o zvyšování účinnosti přeměn energie. Jedním ze způsobů může být využití technologie ORC. [8]

První komerční aplikace ORC začaly už v sedmdesátých letech dvacátého století, nicméně výrazný exponenciální růst firem poskytujících tuto technologii přišel na začátku let osmdesátých. [9]

Je jednou z možností zabývat se typem použitelných pracovních látek. Znalost vlastností a využití médií je klíčová při návrhu celého systému. V článku [10] se autoři zabývají návrhem systému ORC o výkonu 333kW<sub>e</sub> pro solární parabolický koncentrátor. Porovnávají čtyři různé konfigurace cyklu: jednoduchý, s přehřívákem, s regenerátorem a kombinaci s přehřívákem a regenerátorem. Dalším jejich cílem je vybrat ideální pracovní médium. Studovanými látkami je sedm uhlovodíků. Tyto látky srovnávají každou zvlášť a následně hledají nejlepší směs vždy dvou z nich. Ve významné většině případů se konfigurace s přehřívákem ukázala jako nevýhodná, protože snižovala účinnost cyklu. Nejlepší výsledky byly získány pro kombinaci s přehřívákem a regenerátorem. Výpočty dokázaly, že vyšší účinnosti lze dosáhnout v 69 % případů při použití směsi na rozdíl od čistých látek, ze kterých je daná směs složena. Nejvyšší hodnotu účinnosti 24,31 % z vyhodnocovaných uhlovodíků má nonan (C<sub>9</sub>H<sub>20</sub>). Úplně nejlépe dopadla směs propyl-cyklohexanu a cyklohexanu (C<sub>9</sub>H<sub>18</sub> a C<sub>6</sub>H<sub>12</sub>) s účinností 25,24 %. [10]

Zkoumají se také různé metodiky výpočtu a návrhu turbín a následné srovnání s experimentem na reálných modelech nebo s počítačovými simulacemi. S rostoucím vývojem simulačních metod řešení problematiky proudění (Computational fluid dynamics – CFD) se otevřely další možnosti výzkumu. Využitím simulací lze optimalizovat geometrii turbíny ještě před výrobou skutečného modelu, což snižuje náklady a urychluje samotný návrh. V práci [11] je popsán postup simulací pomocí programu ANSYS CFX. Simulace probíhala na čtyřech geometricky rozdílných radiálně axiálních turbínách. Cílem bylo vybrat turbínu s největším výkonem, nicméně požadovaná hodnota výkonu 3,5 kW nebyla dosažena. Maximální výkon získaný ze simulace byl 2,19 kW při 46000 otáčkách za minutu.

V článku [12] jsou pro návrh radiálně axiální turbíny použita tři média – voda, R-245fa, R134a. Požadovaný výkon se pohyboval v rozmezí 2–10 kW. Cílem bylo navrhnout turbínu natolik kompaktní, aby mohla být použitelná pro menší lodě, auta nebo vozidla těžké techniky. Největšího výkonu bylo dosaženo s R-245fa, ale zároveň ze simulací pro toto médium vyšla největší turbína.

## 1.3 Srovnání ORC a RC

### Přehřívání

Suchá a izoentropická organická média zůstávají po expanzi vždy v oblasti přehřáté páry. Z tohoto důvodu se nemusí tyto látky přehřívát, aby po expanzi nekondenzovaly. Bez přítomnosti zkondenzovaných kapiček daného média se snižuje riziko výskytu eroze, což zvyšuje životnost turbíny až na 30 let na rozdíl od turbín pracujících s vodní párou, které dosahují životnosti asi 15-20 let. [9]

### Maximální teplota v cyklu

Voda využívaná v RC má negativní sklon křivky syté páry (mokrý médium). V důsledku toho se musí přehřívát na vyšší teploty, aby se expanze vyhnula oblasti mokré páry. To zvyšuje teplotní zatížení kotle a turbíny a zvyšuje cenu těchto komponent. [9]

### Kotel

Pro ORC lze využít jednodušší průtočný kotel. U vody je problém, že tepelné toky ve výměnících s vodní párou a vodou jsou velmi rozdílné. Proto musí být kotel rozdělen na více částí podle skupenství. Hustota a tepelný tok plynné a kapalné fáze organické látky jsou dostatečně blízké na to, aby vypařování mohlo proběhnout v jedné části kotle. [9]

### Spotřeba čerpadla

Podílem příkonu čerpadla a výkonu turbíny (back work ratio – BWR) lze popsat, kolik procent z výkonu turbíny je využito na napájení čerpadla. Pro oběhy s vodou bývá tato hodnota v desetinách procent, zatímco pro organické látky může být větší než 10 %. Obecně lze říct, že čím nižší je kritická teplota daného média, tím vyšší hodnotu BWR bude mít. [9]

### Charakteristiky médií

Voda je jako pracovní médium velmi výhodná. Je levná, lehce dostupná, netoxická, nehořlavá, šetrná k životnímu prostředí, při vysokých teplotách v kotli u ní nedochází k chemickému rozkladu a má malou viskozitu. Nevýhodou je např. možný výskyt koroze v kontaktu s vodou u běžných ocelí a nutnost mít v systému úpravnu pro vytvoření destilované vody. Organické látky takovou kombinaci pozitivních vlastností zpravidla nemají. [9]

### Účinnost

Běžná účinnost RC je vyšší než u ORC, ale celý systém je složitější a obsahuje více komponent. [9]

### Maximální tlak oběhu

Oběhy s vodou dosahují mnohem větších tlaků v kotli než oběhy s organickou látkou. Pro ORC se většinou nedostanou přes 3 MPa. Pro vodu může tento tlak být až pětkrát větší. Takto nízký tlak dovoluje zjednodušení konstrukce kotle pro ORC a snížení jeho ceny. [9]

### Minimální tlak oběhu

Výhodou je, pokud je tlak při kondenzaci média větší než atmosférický. Nemůže tak dojít k vniknutí vzduchu do tepelného oběhu, čímž by mohlo dojít ke snížení přestupu tepla na teplosměnných plochách. To na rozdíl od vody splňují některá organická média. [9]

## Těsnost oběhu

Organické látky jsou drahé a často i hořlavé a toxické pro životní prostředí. Z těchto důvodů je nutné zajistit maximální těsnost celého systému (neřízené úniky jsou nepřijatelné). U oběhu s vodou, jako pracovní látkou, je uvažováno s mírnými úniky, ať již řízenými (odluh) nebo neřízenými, různými netěsnostmi, jako například v kondenzátoru. [9]

*Tabulka 1: Výhody ORC a RC*

Výhody ORC	Výhody RC
Není nutné přehřívání	Vyšší účinnost
Menší tepelné namáhání	Levnější a dostupnější médium
Nižší tlak v kotli	Nezávadné médium pro životní prostředí
Vyšší tlak v kondenzátoru	Chemicky stabilní médium
Není nutná úprava média	Vhodné na velké výkony
Vhodné pro využití nízkopotenciálního tepla	Nízká spotřeba čerpadla vzhledem k výkonu turbíny
Menší a jednodušší turbína	Nejsou kladeny vysoké nároky na těsnost systému

## 2 Axiální stupně tepelných turbín

Základním parametrem, který charakterizuje jednotlivé typy elementárních stupňů, je stupeň reakce. Ten je definován jako podíl izoentropického entalpického spádu na rotorové řadě a celkového izoentropického entalpického spádu stupně. [13], [14]

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}} \quad (1)$$

Elementární stupeň je idealizace, při které se při proudění látky stupněm neuvažují vlivy konců lopatek. Proudění látky elementárním stupněm lze považovat za ustálené rovinné proudění. Dalšího zjednodušení lze dosáhnout tím, že skutečné proudové plochy nahradíme válcovými plochami a vstupní a výstupní rychlosti považujeme za shodné co do velikosti i směru. Tento stupeň se nazývá normální elementární stupeň. Porovnání základních elementárních stupňů je na obrázku 4. [15]

### 2.1 Akční stupeň

Pro normální elementární akční stupeň platí, že entalpický spád na rotorové řadě je nulový, takže  $\rho = 0$ . Z toho plyne, že tlak před a za rotorovou řadou je stejný, proto se tento stupeň také nazývá rovnotlaký. Celý entalpický spád tedy musí zpracovat stator. Nevýhodou je, že vstupní rychlost do oběžné lopatkové řady je vysoká, a to způsobuje vysoké profilové ztráty. V důsledku ztrát vstupní a výstupní relativní rychlosti oběžné řady nejsou tyto rychlosti stejně velké, jak by tomu bylo v ideálním případě. Vysoké ztráty snižují účinnost stupně, a proto se volí mírná reakce v rozmezí  $\rho = 0,03$  až  $0,06$  takže dochází k urychlování pracovní látky i v oběžné lopatkové řadě. Výhodou akčního stupně je malá osová síla na rotorovou řadu z důvodu volby malé reakce. To vede na nízké ztráty v axiálním ložisku turbíny. Další výhodou je možnost zpracování až dvojnásobného entalpického spádu než u reakčního (přetlakového) typu stupně (viz obrázek 5). [14], [16]

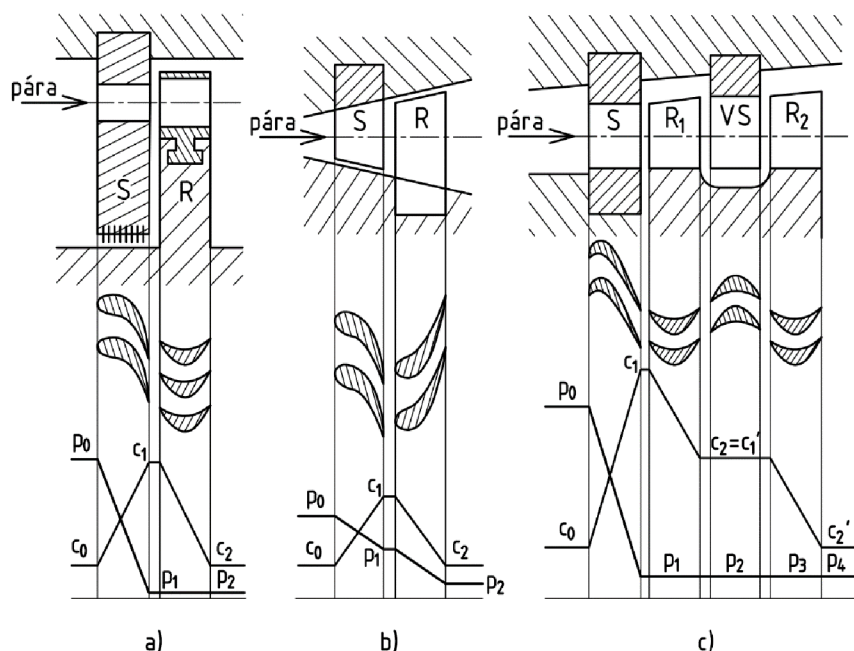
### 2.2 Reakční stupeň

Rozdíl mezi reakčním a akčním stupněm spočívá v tom, že reakční stupeň má nenulovou reakci, tedy  $\rho > 0$ . Pára, na rozdíl od akčního stupně, expanduje nejen ve statoru, ale i v rotoru. Ideální je zvolit stupeň reakce tak, aby byl entalpický spád zpracovaný rotorem stejný jako u statoru ( $\rho = 0,5$ ). Rychlostní trojúhelníky jsou potom symetrické a stejně tak statorové a rotorové lopatkové řady. Tato skutečnost zjednodušuje konstrukci a výrobu stupňů. Jelikož dochází k expanzi i v rotoru, tak rozdíl tlaků před a za rotorem je mnohem větší než u akčního typu lopatkování. Velká axiální síla vede k velkém axiálnímu ložisku. Tuto sílu lze snížit tzv. vyrovnávacím pístem, což mírně snižuje výkon turbíny, neboť pára koná práci pouze v části lopatkování. Přetlak způsobuje vyšší ztrátu vnitřní netěsností při přetékání páry přes volné okraje lopatek. Radiální vůle mezi oběžným kolem a skříní turbíny by proto měla být co nejmenší. Využívá se také bandáž s labyrintovými ucpávkami s těsníci břity. [14], [17]

### 2.3 Curtisův stupeň

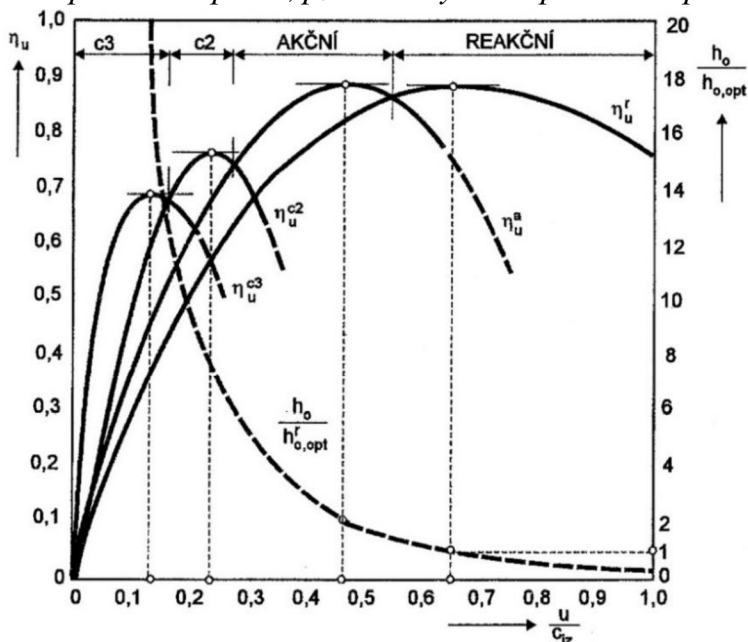
Zvláštním typem akčního stupně je stupeň Curtisův. Standardně se nikdy nepoužíval jako řadový stupeň vícestupňové turbíny, ale pouze jako první regulační stupeň nebo jako jednostupňová turbína. Dokáže zpracovat mnohem větší entalpický spád s menší účinností, ale dochází k rychlému nárůstu měrného objemu páry, čímž zvýší délku lopatek následujících

stupňů a zároveň zlepši jejich účinnost. Při zvyšujícím se zpracovaném spádu ale roste ztráta výstupní rychlostí, proto se za první oběžné kolo umísťuje ještě další tzv. vratná lopatka s malou reakcí. Jejím úkolem je otočit směr proudící páry do druhého oběžného kola, aby se dále využila její vysoká kinetická energie. Pokud je rychlost stále příliš vysoká, může se další vratnou lopatkou proud stočit na třetí oběžné kolo. Podle počtu oběžných kol se stupeň pojmenovává jako dvouvěncový nebo třívěncový. Více než třívěncové stupně se nepoužívají, protože maximální dosažitelná účinnost stupně klesá s množstvím použitých oběžných kol vlivem třecích ztrát. Dvouvěncový stupeň dokáže zpracovat až osmkrát větší a třívěncový dokonce šestnáctkrát větší spád než stupeň reakční (viz obrázek 5). Z důvodu opakovaného využití vysoké rychlosti proudící látky se Curtisův stupeň někdy nazývá rychlostní. [18], [19], [13]



**Obrázek 4:** Porovnání základních elementárních typů stupňů turbín [17]

a) akční (rovnotlaký) stupeň, b) reakční (protitlaký) stupeň, c) Curtisův (rychlostní) stupeň,  $c_i$  – absolutní rychlosti v průběhu expanze,  $p_i$  – statický tlak v průběhu expanze,  $i=1, 2, 3, 4$



**Obrázek 5:** Srovnání průběhů obvodové účinnosti jednotlivých typů axiálních turbínových stupňů, optimální  $\frac{u}{c_{1z}}$  a vhodná oblast použití v závislosti na zpracovaném tepelném spádu [14]

### 3 Návrh turbíny v provedení A-kolo

Následující kapitola popisuje metodiku výpočtu podle [20]. Pro výpočet je nutné znát hodnoty veličin páry jako jsou např. entalpie, entropie a měrný objem. Tyto hodnoty jsou získány pomocí programu Coolprop [21].

Celý výpočet se skládá z předběžného a detailního návrhu. V předběžném návrhu se určí základní geometrické a výkonové charakteristiky a stav páry za stupněm. Zadané vstupní parametry jsou v tabulce 2.

**Tabulka 2:** Zadané vstupní hodnoty

Vstupní rychlost páry do dýzové skupiny	$c_0 = 25 \text{ m/s}$
Vstupní tlak	$p_0 = 0,9 \text{ MPa}$
Výstupní tlak	$p_2 = 0,5 \text{ MPa}$
Teplota páry na vstupu	$t_0 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$
Hmotnostní průtok	$\dot{m} = 3 \text{ kg/s}$

#### 3.1 Předběžný výpočet

Vstupní entalpie:

$$i_0 = f(p_0; t_0) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2)$$

Entropie:

$$s_0 = f(p_0; t_0) \quad [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}] \quad (3)$$

Výstupní entalpie:

$$i_{2iz} = f(p_2; s_0) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4)$$

Izoentropický entalpický spád:

$$h_{iz} = i_0 - i_{2iz} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (5)$$

Izoentropická rychlost:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot h_{iz} + c_0^2} \quad [\text{m/s}] \quad (6)$$

Pro určení dalších parametrů byl zvolen střední průměr lopatkování  $D$  a rychlostní poměr  $x$ , přičemž platí:

$$x = \frac{u}{c_{iz}} \quad [-] \quad (7)$$

Otáčky:

$$n = \frac{x \cdot c_{1iz}}{\pi \cdot D} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (8)$$

Obvodová rychlost na středním průměru:

$$u = \pi \cdot D \cdot n \quad [\text{m/s}] \quad (9)$$

Kritický tlakový poměr [3]:

$$\beta_{kr} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad [-] \quad (10)$$

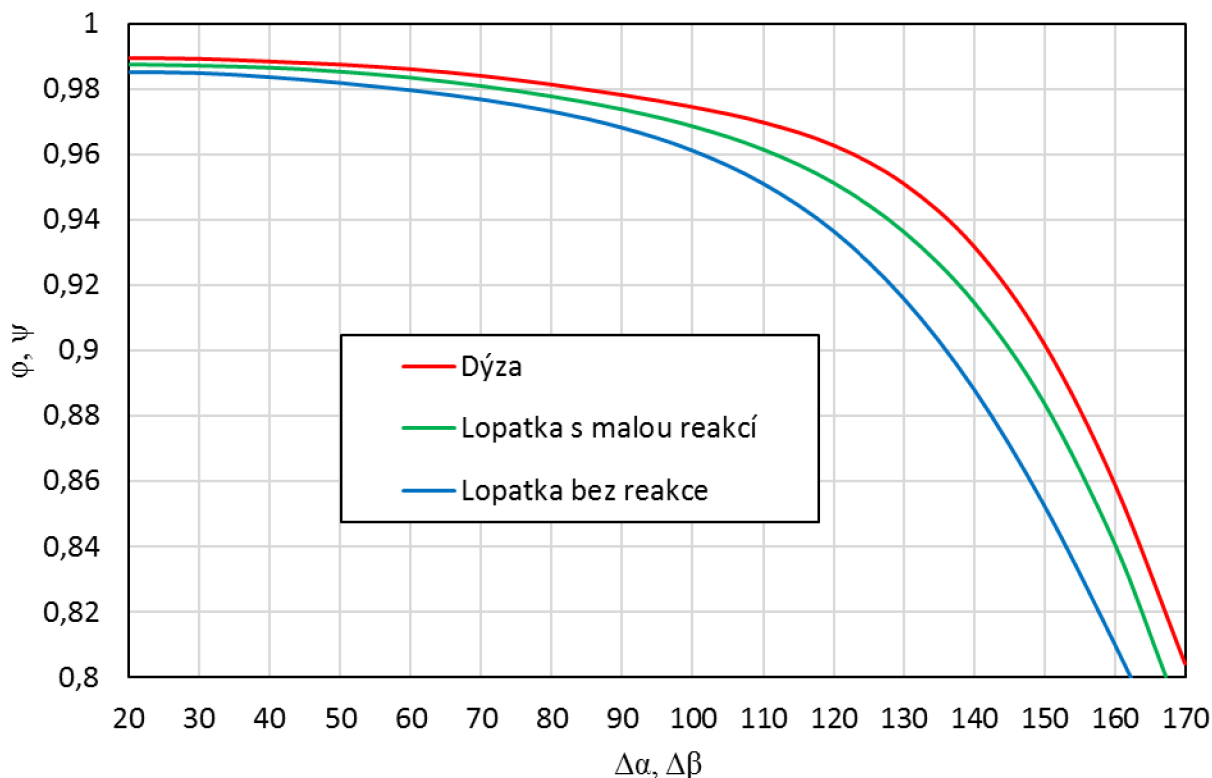


Kritický tlak:

$$p_{kr} = \beta_{kr} \cdot p_0 \quad [MPa] \quad (11)$$

Pokud je  $p_{kr} \leq p_2$ , tak nedochází ke kritickému proudění a volí se nerozšiřující dýza. Nemělo by se však stát, že poměr  $p_2/p_0 > 0,8$ . Pokud  $p_{kr} > p_2$  a poměr  $p_2/p_0 \leq 0,4$ , tak se volí rozšiřující se dýza.

Dále se volí vstupní úhel rozváděcí mříže  $\alpha_1$  v rozmezí 13 až 18° podle [20] a rychlostní součinitel pro dýzu  $\varphi$ . Na začátku výpočtu se jeho hodnota odhadne a na konci výpočtu se zkontroluje, jestli volba souhlasí s hodnotou z grafu podle obrázku 6.



**Obrázek 6:** Závislost rychlostního součinitele  $\varphi, \psi$  na ohnutí proudu  $\Delta\alpha, \Delta\beta$  [20]

Pro stanovení měrného objemu za dýzou je nutno vypočítat velikost ztráty ve statoru:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} \quad [m/s] \quad (12)$$

Entalpie za stupněm:

$$i_2 = i_{2iz} + z_0 \quad [kJ/kg] \quad (13)$$

Měrný objem za stupněm:

$$v_1 = f(i_2; p_2) \quad [m^3/kg] \quad (14)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky:

$$l_{ot} = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin(\alpha_1)} \quad [mm] \quad (15)$$

Součinitel  $\delta$ :

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{x}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D^{0,5}} \quad [-] \quad (16)$$

Přičemž platí, že otáčky se dosazují v  $\text{min}^{-1}$  a experimentální konstanta pro A-kolo je:

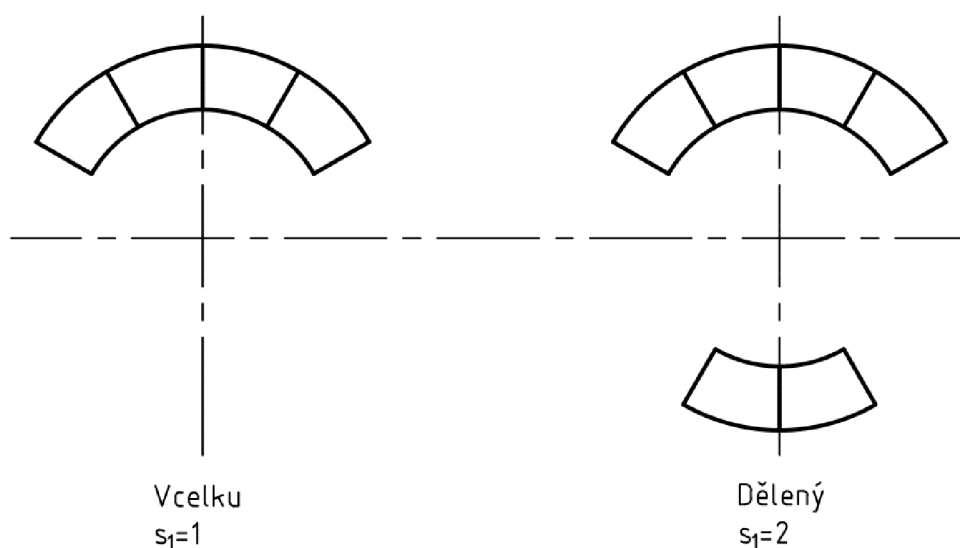
$$\frac{c}{a} = 0,1467 \quad [-] \quad (17)$$

Součinitel  $\alpha$ :

$$\alpha = \sqrt{\frac{D}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D}} \quad [-] \quad (18)$$

Přičemž platí, že  $s_1$  zohledňuje dělení parciálního ostříku podle obrázku 7 a experimentální konstanta je:

$$\frac{b}{a} = 0,0398 \quad [-] \quad (19)$$



**Obrázek 7:** Dělení parciálního ostříku [20]

Optimální délka rozváděcí lopatky:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} \quad [mm] \quad (20)$$

Platí, že  $l_{0t}$  se dosazuje v centimetrech. Zaokrouhlením  $l_{opt}$  na celé milimetry dostaneme skutečnou délku lopatky  $l_o$ . Pro následující výpočet redukované délky lopatky se  $l_o$  a  $l_{opt}$  musí také dosazovat v centimetrech.

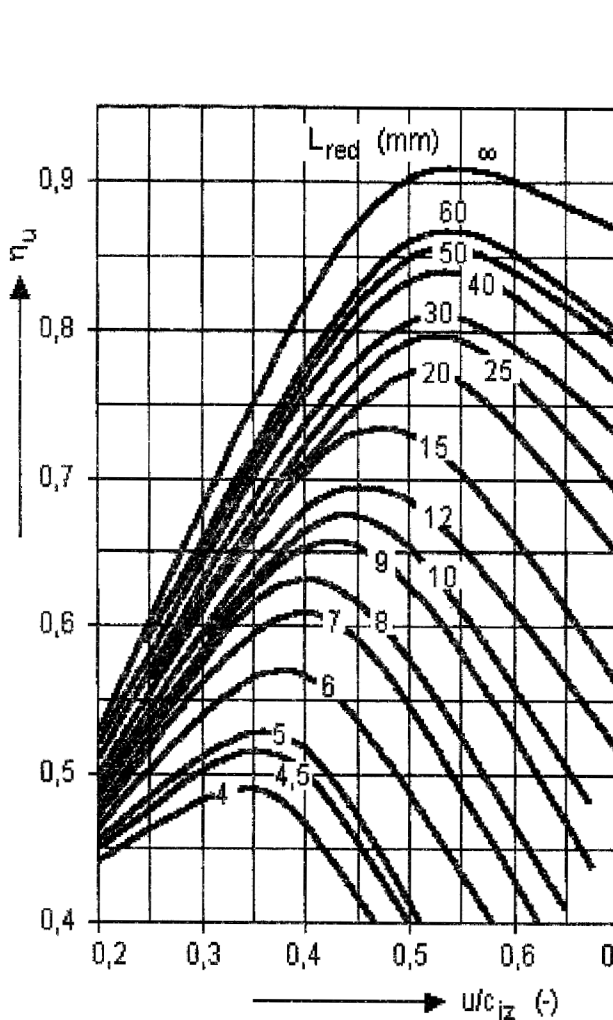
Redukovaná délka lopatky:

$$L_{red} = \frac{l_o}{1 + \left(\frac{l_o}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_o} \quad [mm] \quad (21)$$

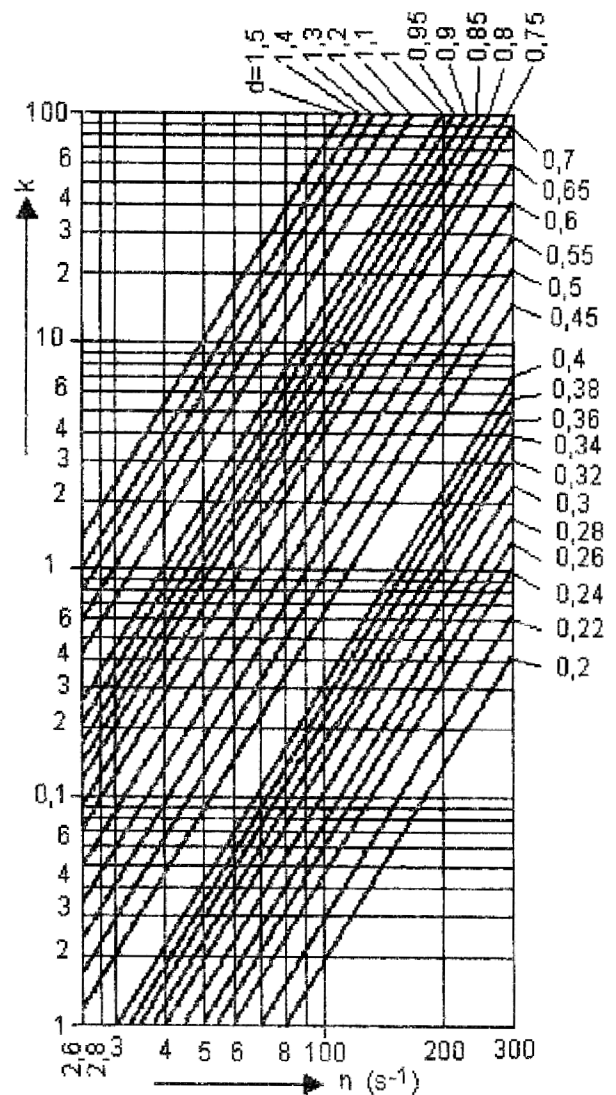
Parciální ostřík:

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_o} \quad [-] \quad (22)$$

Redukovaná délka lopatky je taková délka, při které s plným ostříkem dosáhneme stejné účinnosti jako při parciálním ostříku s délkou lopatky  $l_o$ . Pomocí redukované délky lopatky a rychlostního poměru je možné odhadnout redukovanou účinnost stupně A-kola z obrázku 8.



Obrázek 8: Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kola) [20]



Obrázek 9: Ztráta třením a ventilací regulačního stupně [20],  $n$  – otáčky,  $d$  – střední průměr

Ztráta třením a ventilací:

$$z_5 = \frac{k}{\dot{m} \cdot v_1} \quad [kJ/kg] \quad (23)$$

Hodnotu součinitele  $k$  lze vyčíst z obrázku 9.

Poměrná ztráta třením a ventilací:

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} \quad [-] \quad (24)$$

Vnitřní účinnost stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 \quad [%] \quad (25)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i = \dot{m} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad [kW] \quad (26)$$

### 3.2 Detailní výpočet

Volba stupně reakce:

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}} \quad [-] \quad (27)$$

Tepelný spád na statoru:

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} \quad [kJ/kg] \quad (28)$$

Tepelný spád na rotoru:

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} \quad [kJ/kg] \quad (29)$$

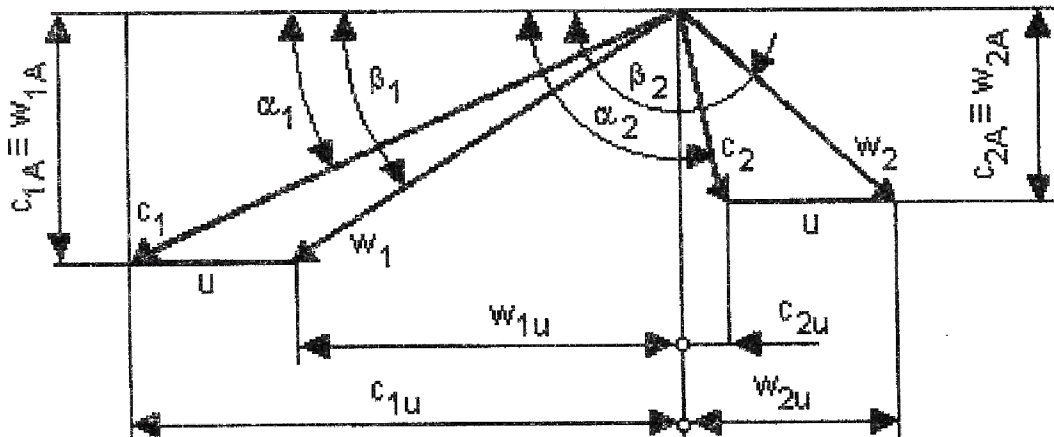
Izoentropická entalpie za statorem

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S \quad [kJ/kg] \quad (30)$$

Izoentropická entalpie za rotorem

$$i_{2iz} = i_{1iz} - h_{iz}^R \quad [kJ/kg] \quad (31)$$

#### 3.2.1 Výpočet rychlostí a úhlů rychlostních trojúhelníků



**Obrázek 10:** Rychlostní trojúhelníky pro stupeň s malou reakcí [20]

Teoretická rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \quad [m/s] \quad (32)$$

Skutečná absolutní rychlost na výstupu ze statoru:

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} \quad [m/s] \quad (33)$$

Relativní rychlost páry na výstupu ze statoru:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad [m/s] \quad (34)$$

Složky rychlostí do obvodového směru:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad [m/s] \quad (35)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad [m/s] \quad (36)$$

Složky rychlostí do axiálního směru:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad [m/s] \quad (37)$$

Úhel  $\beta_1$ :

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} \quad [^\circ] \quad (38)$$

Doporučená hodnota pro volbu úhlu  $\beta_2$  vychází z následující rovnice, ale nemusí být striktně dodržena, protože nevhodnou volbou úhlu může docházet ke zkracování lopatek:

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)] \quad [^\circ] \quad (39)$$

Teoretická výstupní relativní rychlost páry:

$$w_{2iz} = \sqrt{2 \cdot \rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \quad [m/s] \quad (40)$$

Dále se volí rychlostní součinitel  $\Psi$  pro rotor podle obrázku 6.

Skutečná výstupní relativní rychlost páry:

$$w_2 = \Psi \cdot w_{2iz} \quad [m/s] \quad (41)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z rotoru:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \quad [m/s] \quad (42)$$

Složky rychlostí do obvodového směru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad [m/s] \quad (43)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u \quad [m/s] \quad (44)$$

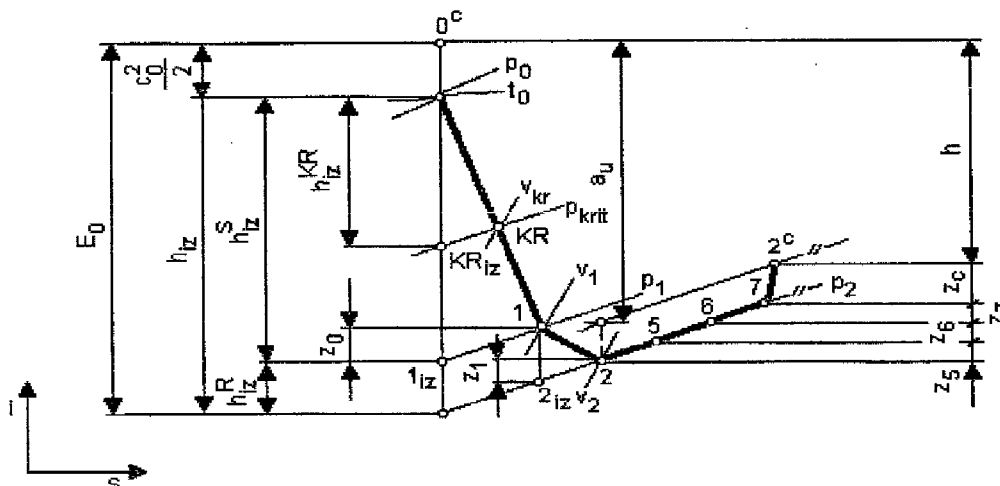
Složky rychlostí do axiálního směru:

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad [m/s] \quad (45)$$

Úhel  $\alpha_2$ :

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2a}}{c_{2u}} + 180 \quad [^\circ] \quad (46)$$

### 3.2.2 Výpočet ztrát, průtočeného kanálu a výkonu



Obrázek 11: Průběh expanze v A-kole [20]

Ztráta na statoru:

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) \quad [kJ/kg] \quad (47)$$

Ztráta na rotoru:

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) \quad [kJ/kg] \quad (48)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} \quad [kJ/kg] \quad (49)$$

Obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad [\%] \quad (50)$$

Entalpie za statorem:

$$i_1 = i_0 - h_{iz}^S + z_0 \quad [kJ/kg] \quad (51)$$

Tlak mezi statorem a rotorem:

$$p_1 = f(s_0; i_{1iz}) \quad [MPa] \quad (52)$$

Měrný objem za statorem:

$$v_1 = f(i_1; p_1) \quad [m^3/kg] \quad (53)$$

Entalpie za rotorem:

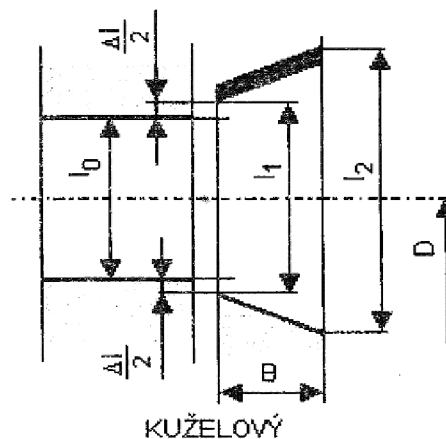
$$i_2 = i_{1iz} + z_0 - h_{iz}^R + z_1 + z_5 + z_6 + z_7 \quad [kJ/kg] \quad (54)$$

Hodnoty  $z_5, z_6, z_7$  ještě nejsou známy. K přesnějšímu výpočtu se dá použít iteračního výpočtu. Za počáteční hodnotu iterace se dá použít hodnota entalpie za stupněm z rovnice:

$$i_{2start} = i_{1iz} + z_0 - h_{iz}^R + z_1 \quad [kJ/kg] \quad (55)$$

Pomocí této hodnoty lze pokračovat ve výpočtu neznámých ztrát. Po jejich výpočtu se dá opět použít rovnice (54) a výpočet opakovat, dokud se dvě poslední hodnoty iterace nebudou lišit o požadovanou hodnotu přesnosti. V této práci byla požadovaná přesnost  $10^{-4}$ .

Výpočet délek lopatek závisí na volbě tvaru průtočného kanálu. Volím kuželový průtočný kanál podle obrázku 12.



Obrázek 12: Kuželový průtočný kanál [20]

Měrný objem za rotorem:

$$v_2 = f(i_2; p_2) \quad [m^3/kg] \quad (56)$$

Délka rozváděcí lopatky:

$$l_0 = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \sin \alpha_1} \quad [mm] \quad (57)$$

Vstupní délka oběžné lopatky se určí pomocí přesahu  $\Delta l$ , který se volí v rozmezí  $1 \div 3 \text{ mm}$ :

$$l_1 = l_0 + \Delta l \quad [mm] \quad (58)$$

Výstupní délka oběžné lopatky:

$$l_2 = \frac{\dot{m} \cdot v_2}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} \quad [mm] \quad (59)$$

Průtočný průřez pro páru S:

$$S = \pi \cdot D \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 \quad [m^2] \quad (60)$$

Poměrná ztráta třením (ventilací) disku:

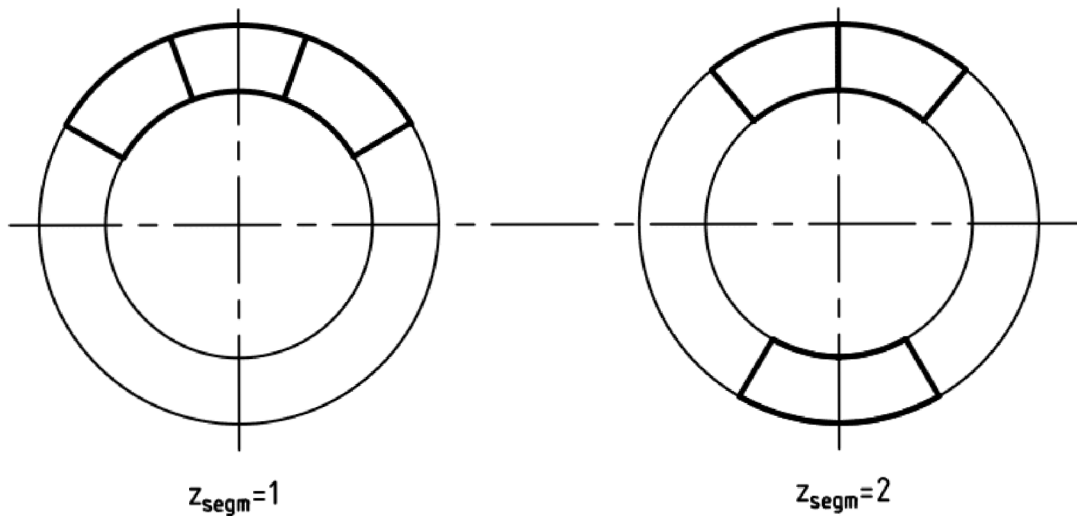
$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D^2}{S} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 \quad [-] \quad (61)$$

Kde  $k_{tř}$  se volí v rozmezí  $(0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$ .

Ztráta vznikající ventilací neostříknutých lopatek:

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right)^3 \quad [-] \quad (62)$$

Pro výpočet dalších ztrát je nutné zvolit délku těživy profilu  $c$  a hodnotu  $z_{segm}$  z obrázku 13.



**Obrázek 13:** Určení koeficientu  $z_{segm}$  [20]

Ztráty vznikající na okraji pásma ostříku:

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{cl_2}{S} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} \quad [-] \quad (63)$$

Poměrná ztráta parciálním ostříkem:

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} \quad [-] \quad (64)$$

Reakce na špičce lopatky:

$$\rho_{\xi} = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D}{l_1}}{1 + \frac{D}{l_1}} \quad [-] \quad (65)$$

Radiální mezera:

$$\delta \approx \frac{1}{1000} \cdot D + 0,0002 \quad [m] \quad (66)$$

Průřez radiální mezery:

$$S_{1R} = \pi \cdot (D + l_1) \cdot \delta \quad [m^2] \quad (67)$$

Poměrná hodnota ztráty radiální mezerou:

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\xi}}{1 - \rho}} \quad [-] \quad (68)$$

Kde  $\mu_1$  je průtokový součinitel, jehož hodnota je  $\mu_1 = 0,5$ .

Vnitřní termodynamická účinnost:

$$\eta_{tdi} = \frac{h}{E_0} = \frac{a_u - z_5 - z_6 - z_7}{E_0} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 \quad [\%] \quad (69)$$

Vnitřní výkon akčního stupně v provedení A-kolo:

$$P = \dot{m} \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad [kW] \quad (70)$$

### 3.3 Výsledky

Výpočet podle výše uvedené metodiky byl proveden pro tři různé situace. Při první byla pracovní látkou vodní pára a u druhé a třetí R134a. Pro obě látky byly použity stejné vstupní hodnoty. Z výsledků pro obě látky měla větší výkon i účinnost vodní pára. Třetí výpočet měl za úkol zvýšit hmotnostní průtok ze zadání tak, aby se výkon pro R134a vyrovnal výkonu s původním hmotnostním tokem pro vodní páru. Výsledky tohoto výpočtu jsou v tabulce v kapitole 3.3.1 a 3.3.2 ve sloupci označeném R134a\*. Hmotnostní průtok v této variantě je 14,9 kg/s. Zadané parametry na vstupu do statorové řady jsou uvedeny výše v tabulce 2.

Srovnání výsledných průtočných kanálů je na obrázku 16. Rychlostní trojúhelníky pro obě varianty výpočtu s R134a jsou identické a jsou zobrazeny na obrázku 15. Rychlostní trojúhelníky pro stupeň s vodní parou jsou na obrázku 14. Expanze vodní páry v i-s diagramu je na obrázku 17 a expanze R134a na obrázku 18.

#### 3.3.1 Předběžný výpočet

NÁZEV VELIČINY	ZNAČKA	JEDNOTKA	HODNOTY PRO:		
			vodní páru	R134a	R134a*
Vstupní entalpie	$i_0$	$kJ/kg$	2946,8	651,6	651,6
Entropie	$s_0$	$kJ/kg \cdot K$	6,9805	2,2847	2,2847
Výstupní entalpie	$i_{2iz}$	$kJ/kg$	2818,4	627,5	627,5
Izoentropický entalpický spád	$h_{iz}$	$kJ/kg$	128,4	24,1	24,1



Izoentropická rychlost	$c_{1iz}$	$m/s$	507,3	220,9	220,9
Průměr lopatkování	$D$	$m$	0,3	0,3	0,3
Rychlostní poměr	$x$	–	0,46	0,45	0,46
Otáčky	$n$	$s^{-1}$	247,6	105,5	107,8
Obvodová rychlost na středním průměru	$u$	$m/s$	233,4	99,4	99,4
Poissonova konstanta	$\kappa$	–	1,28	1,08	1,08
Kritický tlakový poměr	$\beta_{kr}$	–	0,550	0,588	0,588
Kritický tlak	$p_{kr}$	$MPa$	0,495	0,529	0,529
Úhel $\alpha_1$	$\alpha_1$	$^\circ$	13	13	13
Rychlostní součinitel $\varphi$	$\varphi$	–	0,981	0,979	0,979
Ztráty ve statoru	$z_0$	$kJ/kg$	5	1	1
Entalpie za stupněm	$i_2$	$kJ/kg$	2823,4	628,5	628,5
Měrný objem za stupněm	$v_1$	$m^3/kg$	0,4098	0,0807	0,0807
Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky	$l_{ot}$	$mm$	11,7	5,3	26,2
Součinitel $\delta$	$\delta$	–	0,0718	0,0833	0,0833
Součinitel $\alpha$	$\alpha$	–	2,2114	2,1517	2,1517
Dělení parciálního ostříku	$s_1$	–	1	1	1
Optimální délka rozváděcí lopatky	$l_{opt}$	$mm$	23,88	15,63	34,84
Skutečná délka lopatky	$l_o$	$mm$	23,9	15,6	34,8
Redukovaná délka lopatky	$L_{red}$	$mm$	13,1	8,4	20,4
Parciální ostřík	$\varepsilon$	–	0,49	0,34	0,75
Součinitel $k$	$k$	–	1,5	0,1	0,1
Redukovaná účinnost	$\eta_u$	%	71	63	75
Ztráta třením a ventilací	$z_5$	$kJ/kg$	1,2	0,4	0,1
Poměrná ztráta třením a ventilací	$\xi_5$	–	0,0095	0,0171	0,0035
Vnitřní účinnost stupně	$\eta_{tdi}$	%	70	61,3	74,7
Vnitřní výkon stupně	$P_i$	$kW$	269,8	44,3	228,5

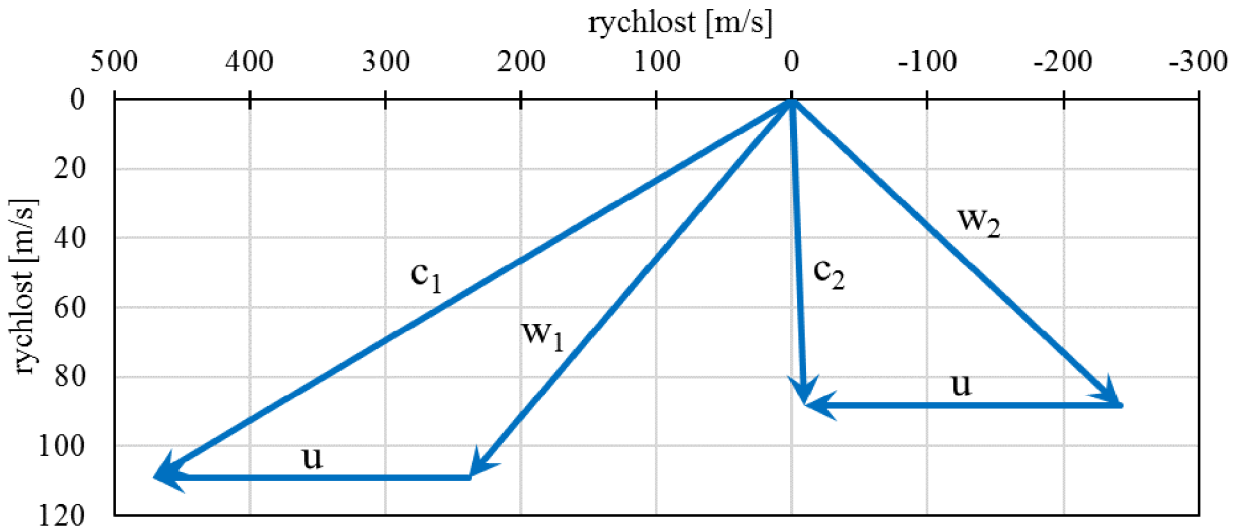
### 3.3.2 Detailní výpočet

NÁZEV VELIČINY	ZNAČKA	JEDNOTKA	Hodnoty pro:		
			vodní páru	R134a	R134a*
Volba stupně reakce	$\rho$	–	0,05	0,05	0,05
Tepelný spád na statoru	$h_{iz}^S$	$kJ/kg$	121,9	22,9	22,9
Tepelný spád na rotoru	$h_{iz}^R$	$kJ/kg$	6,4	1,2	1,2
Izoentropická entalpie za statorem	$i_{1iz}$	$kJ/kg$	2824,9	628,7	628,7
Izoentropická entalpie za rotorem	$i_{2iz}$	$kJ/kg$	2818,4	627,5	627,5
Teoretická rychlost na výstupu ze statoru	$c_{1iz}$	$m/s$	494,5	215,4	215,4
Skutečná absolutní rychlost na výstupu ze statoru	$c_1$	$m/s$	484,9	210,9	210,9
Relativní rychlost páry na výstupu ze statoru	$w_1$	$m/s$	262,8	116,2	116,2
Složka rychlostí do obvodového směru	$c_{1u}$	$m/s$	472,4	205,5	205,5
Složka rychlostí do obvodového směru	$w_{1u}$	$m/s$	239,1	106,1	106,1
Složka rychlostí do axiálního směru	$c_{1a}$	$m/s$	109,1	47,4	47,4
Složka rychlostí do axiálního směru	$w_{1a}$	$m/s$	109,1	47,4	47,4
Úhel $\beta_1$	$\beta_1$	°	24,5	24,1	24,1
Úhel $\beta_2$	$\beta_2$	°	160	160	160
Teoretická výstupní relativní rychlost páry	$w_{2iz}$	$m/s$	286,2	126,1	126,1
Rychlostní součinitel $\Psi$	$\Psi$	–	0,902	0,901	0,901
Skutečná výstupní relativní rychlost páry	$w_2$	$m/s$	258,1	113,6	113,6
Absolutní rychlost páry na výstupu z rotoru	$c_2$	$m/s$	88,8	39,5	39,5
Složka rychlostí do obvodového směru	$w_{2u}$	$m/s$	-242,5	-106,8	-106,8
Složka rychlostí do obvodového směru	$c_{2u}$	$m/s$	-9,2	-7,3	-7,3
Složka rychlostí do axiálního směru	$w_{2a}$	$m/s$	88,3	38,9	38,9
Složka rychlostí do axiálního směru	$c_{2a}$	$m/s$	88,3	38,9	38,9
Úhel $\alpha_2$	$\alpha_2$	°	95,9	100,7	100,7

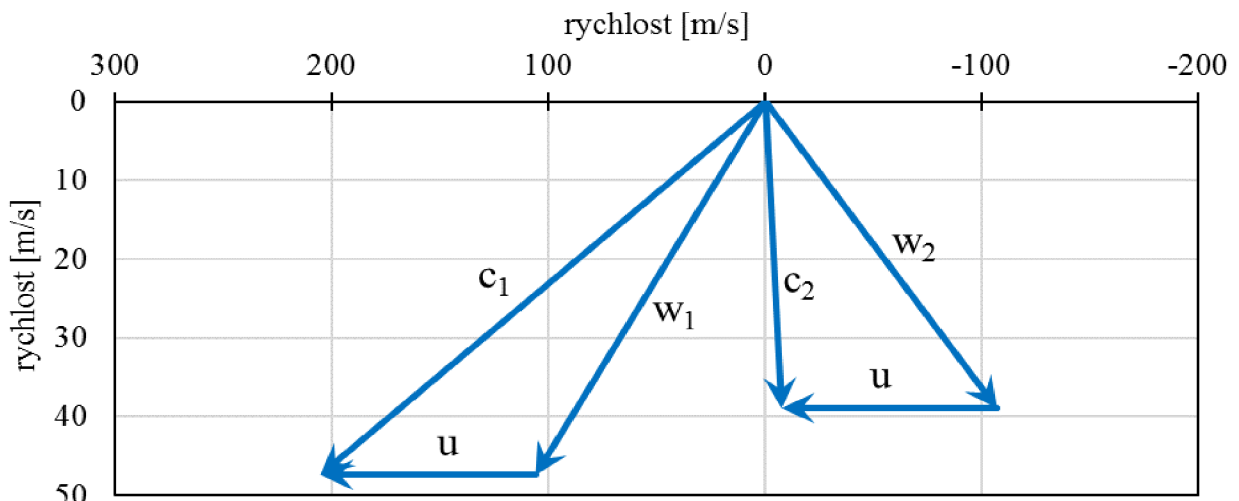
Ztráta na statoru	$z_0$	$kJ/kg$	4,7	1	1
Ztráta na rotoru	$z_1$	$kJ/kg$	7,6	1,5	1,5
Ztráta výstupní rychlostí	$z_c$	$kJ/kg$	3,9	0,8	0,8
Obvodová účinnost stupně	$\eta_u$	%	87,3	86,7	86,7
Entalpie za statorem	$i_1$	$kJ/kg$	2829,6	629,7	629,7
Tlak mezi statorem a rotorem	$p_1$	$MPa$	0,516	0,515	0,515
Měrný objem za statorem	$v_1$	$m^3/kg$	0,3999	0,0784	0,0784
Entalpie za rotorem	$i_2$	$kJ/kg$	2845,4	634,6	631,3
Měrný objem za rotorem	$v_2$	$m^3/kg$	0,4201	0,0816	0,0811
Délka rozváděcí lopatky	$l_0$	$mm$	23,9	15,6	34,7
Vstupní délka oběžné lopatky	$l_1$	$mm$	24,9	16,6	35,7
Výstupní délka oběžné lopatky	$l_2$	$mm$	30,4	19,5	42,7
Koeficient $k_{tr}$	$k_{tr}^1$	–	0,00045	0,00045	0,00045
Průtočný průřez pro páru	$S$	$mm^2$	2578	1188	5702
Poměrná ztráta třením (ventilací) disku	$\xi_5$	–	0,0016	0,0032	0,0007
Ztráta vznikající ventilací neostříknutých lopatek	$\xi_{61}$	–	0,0296	0,0525	0,0088
Délka tělivity profilu	$c$	$mm$	30	30	30
Koeficient $z_{segm}$	$z_{segm}$	–	1	1	1
Ztráty vznikající na okraji pásma ostříku	$\xi_{62}$	–	0,0356	0,0483	0,0220
Poměrná ztráta parciálním ostříkem	$\xi_6$	–	0,0652	0,1008	0,0308
Reakce na špici lopatky	$\rho_s$	–	0,1229	0,0997	0,1510
Radiální mezera	$\delta$	$mm$	0,5	0,5	0,5
Průřez radiální mezery	$S_{1R}$	$mm^2$	510,4	497,2	527,3
Poměrná hodnota ztráty radiální mezerou	$\xi_7$	–	0,0466	0,0882	0,0240
Vnitřní termodynamická účinnost	$\eta_{tdi}$	%	76	67,5	81,1
Vnitřní výkon akčního stupně	$P$	$kW$	292,7	48,8	291,3

<sup>1</sup> Zdůvodnění volby stejné hodnoty pro vodní páru i R134a v kapitole 3.4.1 Výsledky alternativního výpočtu ztrát

### 3.3.3 Rychlostní trojúhelníky

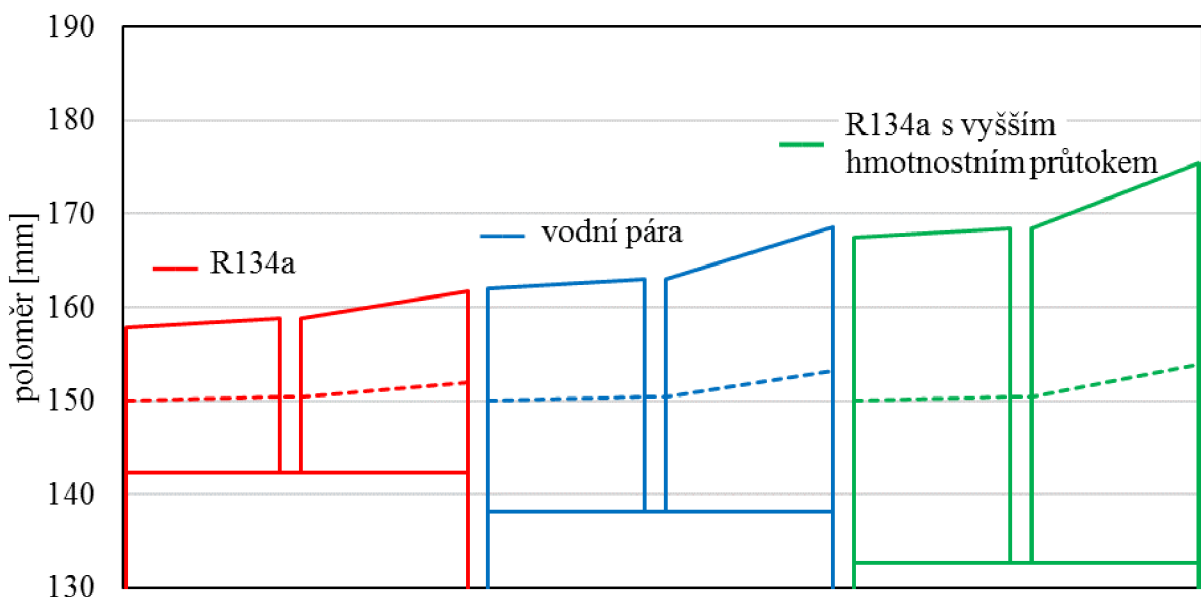


Obrázek 14: Rychlostní trojúhelníky pro vodní páru



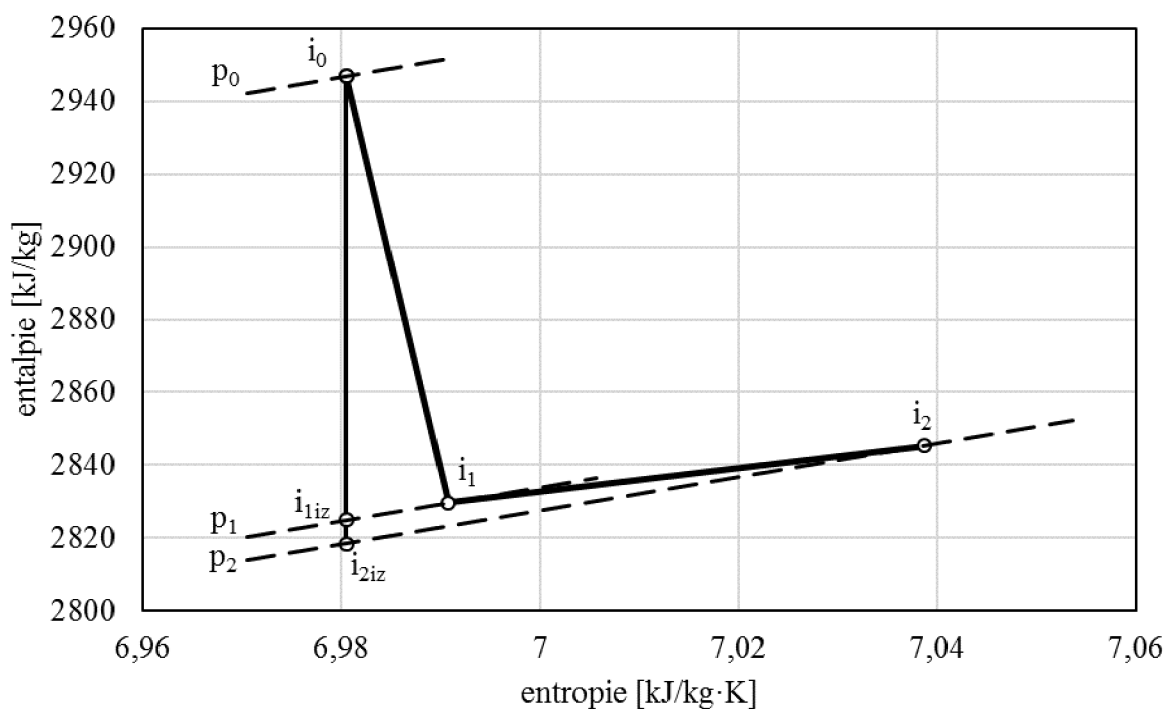
Obrázek 15: Rychlostní trojúhelníky pro R134a

### 3.3.4 Průtočné kanály

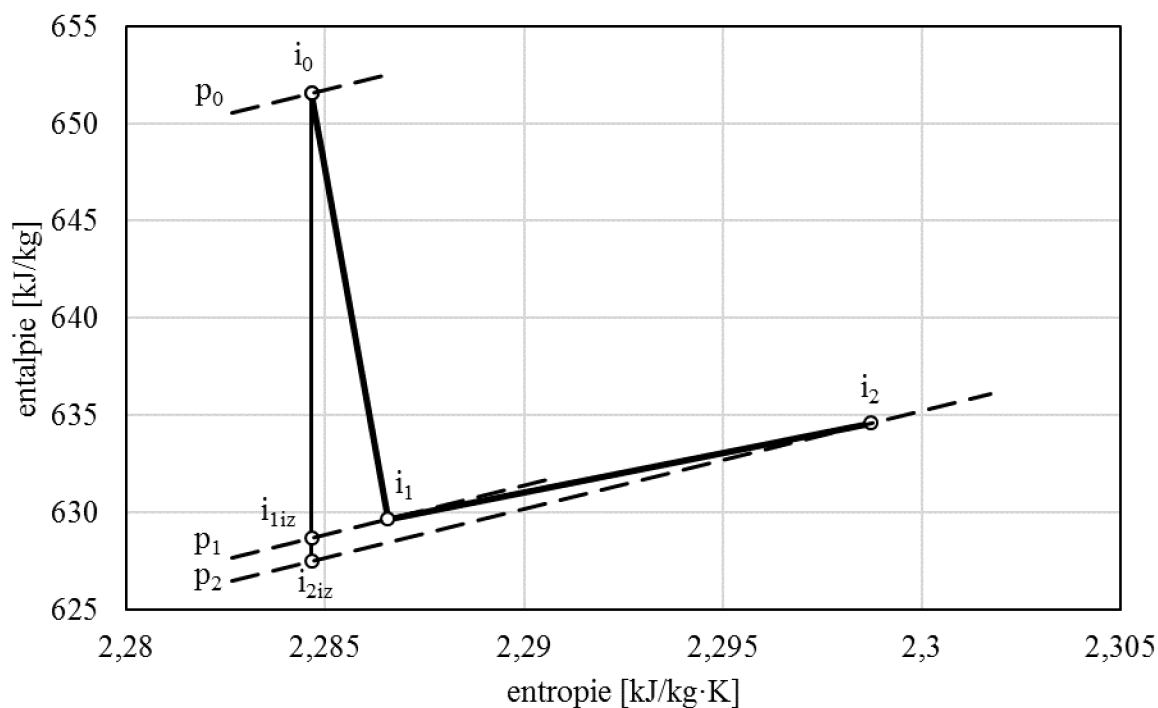


Obrázek 16: Průtočné kanály pro obě pracovní látky s konstantním patním průměrem

### 3.3.5 Expanze v i-s diagramu



Obrázek 17: i-s diagram expanze vodní páry



Obrázek 18: i-s diagram expanze R134a

### 3.3.6 Zhodnocení výsledků

V případě R134a je kritický tlak  $p_{kr}$  vyšší než zadaný výstupní tlak  $p_2$ . To znamená, že dochází ke kritickému proudění, nicméně jde o velmi malé překročení, které podle [20] nevyžaduje aplikaci rozšiřující se dýzy, která se používá tehdy, pokud je poměr tlaků za stupněm a před

stupněm menší než 0,4. Z tohoto důvodu je zanedbán výpočet odklonu proudu, který by vzniknul při nadkritickém proudění.

Rychlostní trojúhelníky se blíží ideálnímu teoretickému tvaru, pro který platí, že absolutní velikosti rychlostí  $w_1$  a  $w_2$  jsou stejné a úhel  $\alpha_2 = 90^\circ$ . Malé rozdíly od tohoto ideálního tvaru jsou způsobené volbou malé reakce.

Výpočet se stejnými vstupními parametry udává, že lepší pracovní látkou z hlediska výkonu i účinnosti je vodní pára.

### 3.4 Alternativní návrh výpočtu třecích ztrát

Jak již bylo uvedeno výše v detailním výpočtu stupně, tak volba koeficientu  $k_{tř}$  do rovnice (61) podle [20] se volí v rozmezí  $(0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$ . V této kapitole bude proveden výpočet koeficientu tření  $\lambda$  podle Al'tšula, který platí v celé oblasti turbulentního proudění. Dále bude podle Weisbachova vztahu určena ztrátová měrná energie jako díl kinetické měrné energie. Tato ztrátová měrná energie bude použita jako hodnota ztráty třením a ventilací  $z_5$  a po jejím přepočítání na poměrnou ztrátu třením a ventilací  $\xi_5$  bude pomocí rovnice (61) zpětně dopočítána hodnota  $k_{tř}$ . [20] [22]

Pro začátek je nutné ověřit, že se jedná o turbulentní proudění, aby použití vztahu podle Al'tšula bylo možné. Jelikož ztráta  $z_5$  je podle [20] vztažena pouze k oběžnému kolu, tak se musí určit hodnoty kinematických viskozit na vstupu a výstupu z rotoru. Na výpočet kinematických viskozit je nutné znát dynamické viskozity, které lze získat pomocí programu Coolprop [21].

Dynamická viskozita páry na vstupu do rotoru:

$$\eta_1 = f(i_1; v_1) \quad [Pa \cdot s] \quad (71)$$

Dynamická viskozita páry na výstupu z rotoru:

$$\eta_2 = f(i_2; v_2) \quad [Pa \cdot s] \quad (72)$$

Kinematická viskozita páry na vstupu do rotoru:

$$\nu_1 = \frac{\eta}{\rho_1} = \eta \cdot v_1 \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (73)$$

Kinematická viskozita páry na výstupu z rotoru:

$$\nu_2 = \frac{\eta}{\rho_2} = \eta \cdot v_2 \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (74)$$

Průměrná kinematická viskozita páry proudící v rotoru:

$$\nu_R = \frac{\nu_1 + \nu_2}{2} \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (75)$$

Průměrná rychlost páry proudící v rotoru:

$$v_R = \frac{w_1 + w_2}{2} \quad [m/s] \quad (76)$$

Kromě kinematické viskozity a rychlosti proudění je pro výpočet Reynoldsova čísla nutné znát tzv. charakteristický rozměr, který je podle [23] délka tělivity profilu  $c$ .

Reynoldsovo číslo pro proudění v rotoru:

$$Re_R = \frac{v_R \cdot c}{\nu_R} \quad [-] \quad (77)$$

Pro turbulentní proudění platí, že  $Re > 2300$  [22]. Pokud tato nerovnost platí, pak lze použít vztah podle Al'tšula.

Pro získání porovnatelných výsledků ztrát pro obě média musí být výpočet proveden pro stejný průtočný kanál a rychlosti proudění. Z tohoto důvodu je zvolen průtočný kanál a rychlosti, které byly vypočítány pro vodní páru. Určení počtu lopatek oběžného kola podle [20] je v tabulce 3.

**Tabulka 3: Určení počtu lopatek oběžného kola**

NÁZEV VELIČINY	ZNAČKA	VZOREC	JEDNOTKA	HODNOTA
Délka tělivity profilu	$c$	zvoleno	$mm$	30
Poměrná rozteč lopatek	$\frac{s}{c}$	zvoleno	–	0,6
Rozteč lopatek	$s$	$s = \left(\frac{s}{c}\right) \cdot c$	$mm$	18
Počet lopatek	$z_R$	$z_R = \frac{\pi \cdot D}{s}$	–	52

Patní průměr:

$$D_p = D - l_0 \quad [m] \quad (78)$$

Střední průměr na stupu do rotoru:

$$D_1 = D_p + l_1 \quad [m] \quad (79)$$

Střední průměr na výstupu z rotoru:

$$D_2 = D_p + l_2 \quad [m] \quad (80)$$

Průřez kanálu na vstupu do rotoru:

$$S_{Rvstup} = \pi \cdot D_1 \cdot l_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \frac{1}{z_R} \quad [m^2] \quad (81)$$

Průřez kanálu na výstupu z rotoru:

$$S_{Rvýstup} = \pi \cdot D_2 \cdot l_2 \cdot \sin(\beta_2 - 90) \cdot \frac{1}{z_R} \quad [m^2] \quad (82)$$

Průměrný průřez kanálu rotoru:

$$S_R = \frac{S_{Rvstup} + S_{Rvýstup}}{2} \quad [m^2] \quad (83)$$

Obvod kanálu na vstupu do rotoru:

$$o_{Rvstup} = \sin\beta_1 \cdot \frac{1}{z_R} \cdot [\pi \cdot D_p + \pi \cdot (D_p + 2 \cdot l_1)] + 2 \cdot l_1 \quad [m] \quad (84)$$

Obvod kanálu na výstupu z rotoru:

$$o_{Rvýstup} = \sin(\beta_2 - 90) \cdot \frac{1}{z_R} \cdot [\pi \cdot D_p + \pi \cdot (D_p + 2 \cdot l_2)] + 2 \cdot l_2 \quad [m] \quad (85)$$

Průměrný obvod kanálu rotoru:

$$o_R = \frac{o_{Rvstup} + o_{Rvýstup}}{2} \quad [m] \quad (86)$$

Hydraulický průměr kanálu rotoru:

$$D_{hR} = \frac{4 \cdot S_R}{o_R} \quad [m] \quad (87)$$

Turbínové lopatky bývají lapované, a proto je zvolena pro výpočet drsnost  $Ra$  [24]:

$$Ra = 0,04 \quad [\mu m] \quad (88)$$

Relativní drsnost kanálu rotoru:

$$k_{rR} = \frac{Ra}{D_{hR}} \quad [-] \quad (89)$$

Vztah pro koeficient tření podle Al'tšula je implicitní funkcí, která se dá řešit iteračně s počáteční hodnotou  $\lambda_{start} = 0,015$ . [22]

Koeficient tření pro rotor (vztah podle Al'tšula):

$$\lambda_R = \left[ -2 \cdot \log \left( \frac{2,5}{Re_R \cdot \sqrt{\lambda_R}} + 0,27 \cdot k_{rR} \right) \right]^{-2} \quad [-] \quad (90)$$

Pro výpočet tření podle Weisbachova vztahu je nutné znát osovou délku průtočného kanálu, ale protože není přesně známa geometrie lopatek, tak je zvolena místo délky kanálu těřiva lopatky.

Ztrátová energie na statoru pro jeden kanál (Weisbachův vztah):

$$Y_{ztR} = \lambda_R \cdot \frac{c}{D_{hR}} \cdot \frac{v_R^2}{2} \quad [J/kg] \quad (91)$$

Celková ztrátová energie na rotoru:

$$Y_{ztRc} = Y_{ztR} \cdot z_R \cdot \varepsilon \quad [J/kg] \quad (92)$$

Ztrátovou energii  $Y_{zt}$  a ztrátu  $z_5$  považují za stejnou veličinu, takže z rovnice (61) a (50) lze vyjádřit  $k_{tř}$  následovně:

$$k_{tř} = \xi_5 \cdot \frac{S}{D^2} \cdot \left( \frac{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}{u} \right)^3 = \frac{z_5}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \cdot \frac{S}{D^2} \cdot \left( \frac{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}{u} \right)^3 \quad [-]$$

$$k_{tř} = \frac{Y_{ztRc}}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \cdot \frac{S}{D^2} \cdot \left( \frac{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}}{u} \right)^3 \quad [-] \quad (93)$$

### 3.4.1 Výsledky alternativního výpočtu ztrát

NÁZEV VELIČINY	ZNAČKA	JEDNOTKA	Hodnoty pro:	
			vodní páry	R134a
Dynamická viskozita páry na vstupu do rotoru	$\eta_1$	$Pa \cdot s$	$1,556 \cdot 10^{-5}$	$1,968 \cdot 10^{-5}$
Dynamická viskozita páry na výstupu z rotoru	$\eta_2$	$Pa \cdot s$	$1,585 \cdot 10^{-5}$	$1,983 \cdot 10^{-5}$
Kinematická viskozita páry na vstupu do rotoru	$\nu_1$	$m^2 \cdot s^{-1}$	$6,222 \cdot 10^{-6}$	$1,544 \cdot 10^{-6}$
Kinematická viskozita páry na výstupu z rotoru	$\nu_2$	$m^2 \cdot s^{-1}$	$6,660 \cdot 10^{-6}$	$1,617 \cdot 10^{-6}$
Průměrná kinematická viskozita páry proudící v rotoru	$\nu_R$	$m^2 \cdot s^{-1}$	$6,441 \cdot 10^{-6}$	$1,581 \cdot 10^{-6}$
Průměrná rychlost páry proudící v rotoru	$v_R$	$m/s$	260,4	



Reynoldsovo číslo pro proudění v rotoru	$Re_R$	–	1212976	4942801
Průřez kanálu na vstupu do rotoru	$S_{Rvstup}$	$mm^2$		196,4
Průřez kanálu na výstupu z rotoru	$S_{Rvystup}$	$mm^2$		515,9
Průměrný průřez kanálu rotoru	$S_R$	$mm^2$		358,6
Obvod kanálu na vstupu do rotoru	$O_{Rvstup}$	$mm$		65
Obvod kanálu na výstupu z rotoru	$O_{Rvystup}$	$mm$		95,6
Průměrný obvod kanálu rotoru	$O_R$	$mm$		80,3
Hydraulický průměr kanálu rotoru	$D_{hR}$	$mm$		17,9
Relativní drsnost kanálu rotoru	$k_{rR}$	–		$2,24 \cdot 10^{-6}$
Koeficient tření pro rotor	$\lambda_R$	–	0,011320	0,009141
Ztrátová energie na statoru pro jeden kanál	$Y_{ztr}$	$J/kg$	644,6	520,6
Celková ztrátová energie na rotoru	$Y_{ztrc}$	$J/kg$	16350	13203,5
Koeficient $k_{tř}$	$k_{tř}$	–	0,036	0,029

Podle [20] se volí  $k_{tř}$  v rozmezí  $(0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$ . Z alternativního výpočtu vyšly o dva řády větší hodnoty. Pro získání těchto hodnot bylo provedeno hodně zjednodušení, zanedbání a voleb různých parametrů:

- Uvažování elementárního stupně
- Nahrazení osové délky průtočného kanálu jeho tětivou
- Volba délky tětivy lopatky
- Volba poměrné rozteče lopatek
- Zanedbání tloušťky lopatek při výpočtu průřezů
- Při Reynoldsově čísle vyšším než  $(3 - 5) \cdot 10^5$  zůstávají profilové ztráty podle [23] konstantní

Výsledky získané z alternativního výpočtu tedy nelze použít pro přesnější určení koeficientu  $k_{tř}$  do detailního výpočtu třecích ztrát v rovnici (61). Přesto hodnoty  $k_{tř}$  pro vodní páru a pro R134a jsou si z tohoto výpočtu velmi blízké. Alternativní výpočet má z důvodu aproximací značnou chybu, ale předpokladem je, že se tato chyba projevuje stejně pro vodní páru jako pro R134a. Tímto předpokladem lze odůvodnit volbu stejné hodnoty  $k_{tř}$  pro obě pracovní látky.

# Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo porovnat vodní páru a vybraný typ chladiva při expanzi v jednostupňové parní turbíně. Nejprve byly popsány základní rozdíly mezi tepelnými oběhy, ve kterých jsou využívány jednotlivá teplotně fyzikální média a současně fyzikální vlastnosti, které odlišují vodu a organické látky. Jak z práce vyplývá, tak správná volba pracovní látky má velký význam pro ekonomickou náročnost celého systému. Dále byly popsány jednotlivé typy normálních elementárních stupňů axiálních turbín a jejich přednosti.

V druhé části práce byl proveden výpočet axiální turbíny pro vodní páru a organickou látku R134a pro shodné zadané vstupní parametry páry vstupující do turbíny. Konstrukce turbíny byla zvolena jako jednostupňová s akčním typem lopatkování, resp. A-kolo, pro obě pracovní látky. Z výsledků je patrné, že pro zadané parametry je mnohem výhodnější použití vodní páry, protože výsledný výkon 293 kW s účinností 76 % vysoce převyšuje výsledky R134a s výkonem 48,8 kW a účinností 67,5 %. Po tomto zjištění byl proveden třetí výpočet s látkou R134a, při kterém byl navýšen hmotnostní průtok do turbíny z 3 kg/s na 14,9 kg/s. Navýšení hmotnostního průtoku mělo za cíl dosažení přibližně stejného výkonu jako bylo dosaženo v případě vodní páry. Pro názornost byly vykresleny i základní rozměry průtočného kanálu, ze kterého je patrné zvýšení průtočné výšky o přibližně 119 % oproti původnímu návrhu, respektive o přibližně 43 % oproti variantě s vodní párou.

Na konci práce je uveden alternativní výpočet třecích ztrát. Zpětné dopočítání koeficientu  $k_{tř}$  ukázalo, že tento postup není vhodný k nahrazení volby ve využití metodice výpočtu A-kola, protože výsledky pro obě média vyšly o dva řády větší. Zdůvodněním tohoto rozdílu může být několik faktorů. Výpočty průřezů průtočných kanálů nezahrnovaly tloušťky lopatek, protože jejich přesná geometrie není v této práci určována. Dále Reynoldsovo číslo pro obě pracovní látky má natolik vysokou hodnotu, že na profilové ztráty, jejichž součástí jsou ztráty třecí, by nemělo mít významný vliv. Literatura [23] uvádí hranici pro Reynoldsovo číslo  $(3 - 5) \cdot 10^5$ , při které se dále profilové ztráty příliš nemění. Tato hodnota je ve výpočtu překročena cca třikrát v případě vodní páry a dvanáctkrát v případě R134a. Nicméně pro vodu i pro R134a jsou tyto hodnoty pro dané podmínky vzájemně porovnatelné, čímž lze opodstatnit volbu koeficientu  $k_{tř}$  pro obě média podle původní metodiky výpočtu třecích ztrát shodně na spodní hranici, neboť hodnota chladiva byla mírně nižší oproti vodní páře. Daný návrh, jakož i problematiku třecích ztrát v lopatkové řadě, by bylo nejlepší ověřit experimentem.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] ŠKORPÍK, Jiří. Lopatkový stroj. *Transformační technologie* [online]. 2009 [cit. 2017-04-14]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/11.html#rozdil-mezi-objemovym-a-lopatkovym-strojem>
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace. *Transformační technologie* [online]. 2006 [cit. 2017-04-15]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/06.html>
- [3] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [4] ÇENGEL, Yunus a Michael BOLES. *Thermodynamics: an engineering approach*. 8. vyd. New York: McGraw-Hill Education, 2014, 996 s. ISBN 978-0-07-339817-4.
- [5] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku. *Transformační technologie* [online]. 2009 [cit. 2017-04-14]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/25.html>
- [6] KUNC, Jan a Libor NOVÁK. Biomasa - efektivní palivo pro ORC technologii. In: *TZB-info* [online]. 2005 [cit. 2017-04-14]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2455-biomasa-efektivni-palivo-pro-orc-technologie>
- [7] CHEN, Huijuan, D. GOSWAMI a Elias STEFANAKOS. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2010, **14**(9), 3059-3067 [cit. 2017-04-01]. DOI: 10.1016/j.rser.2010.07.006. ISSN 13640321. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032110001863>
- [8] IEA. *Key World Energy Statistics 2016*. 1. Paříž: IEA, 2016, 80 s. ISBN 9789264266520. ISSN 2220-2811. DOI 10.1787/22202811. Dostupné také z: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/KeyWorld2016.pdf>
- [9] QUOILIN, Sylvain, Martijn BROEK, Sébastien DECLAYE, Pierre DEWALLEF a Vincent LEMORT. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, **22**, 168-186 [cit. 2017-04-01]. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028. ISSN 13640321. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032113000592>
- [10] SAIFAOU, D., Y. ELMAANAOU, a A. FAIK. A study of organic working fluids of an organic Rankine cycle for solar concentrating power plant. *Applied Solar Energy* [online]. 2014, **50**(3), 158-167 [cit. 2017-04-14]. DOI: 10.3103/S0003701X14030128. ISSN 0003-701x. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.3103/S0003701X14030128>
- [11] LÓPEZ, Eduardo. *Study on a radial turbine stage with inlet guide vanes for an orc process with an electrical output of 3,5 kW*. Stuttgart, 2013. Universität Stuttgart. Vedoucí práce Ing. Mirko Ilievski.

- [12] CAPATA, Roberto a Gustavo HERNANDEZ. Preliminary Design and Simulation of a Turbo Expander for Small Rated Power Organic Rankine Cycle (ORC). *Energies* [online]. 2014, 7(11), 7067-7093 [cit. 2017-04-07]. DOI: 10.3390/en7117067. ISSN 1996-1073. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/1996-1073/7/11/7067/>
- [13] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [14] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopátkové stroje*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 178 s. ISBN 80-720-4297-1.
- [15] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.
- [16] ŠKORPÍK, Jiří. Návrh axiálních stupňů lopátkových strojů. *Transformační technologie* [online]. 2011 [cit. 2017-04-14]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/19.html>
- [17] KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 3. vyd. Brno: VUT, 1990, 241 s. ISBN 80-214-0236-9.
- [18] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1968, 545 s. Řada strojírenské literatury.
- [19] ŠČEGLJAJEV, Andrej a Boris TROJANOVSKIJ. *Parní turbíny: teorie tepelného děje a konstrukce turbín : příručka pro vysoké školy technického směru*. 5. vyd. Praha: SNTL, 1983, 368 s.
- [20] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 978-802-1427-778.
- [21] BELL, Ian, Jorrit WRONSKI, Sylvain QUOILIN a Vincent LEMORT. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research* [online]. 2014, 53(6), 2498-2508 [cit. 2017-04-15]. DOI: 10.1021/ie4033999. ISSN 0888-5885. Dostupné z: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999>, <http://www.coolprop.org/>
- [22] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 238 s. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [23] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Parní turbíny a kondenzace*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1987, 268 s.
- [24] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013, 234 s. ISBN 978-80-7204-838-0.

## Seznam použitých symbolů

symbol	jednotka	název
c	[m/s]	absolutní rychlost páry
c	[m]	délka tětiny profilu
D	[m], [mm]	průměr
h	[kJ/kg]	entalpický spád
i	[kJ/kg]	entalpie
k	[-]	relativní drsnost
k	[-]	koeficient
l,L	[mm]	délka lopatky
$\dot{m}$	[kg/s]	hmotnostní průtok
n	[1/s]	otáčky
o	[mm]	obvod
p	[MPa], [bar]	tlak
P	[kW]	výkon
Ra	[ $\mu\text{m}$ ]	drsnost
Re	[-]	reynoldsovo číslo
s	[kJ/kg·K]	entropie
s	[mm]	rozteč
S	[mm <sup>2</sup> ]	průřez
t	[°C]	teplota
u	[m/s]	obvodová rychlost
v	[m <sup>3</sup> /kg]	měrný objem
v	[m/s]	rychlost
w	[m/s]	relativní rychlost páry
x	[-]	rychlostní poměr
z,Z	[kJ/kg]	ztráta
z	[-]	Počet lopatek
$\alpha$	[°]	úhel absolutní rychlosti
$\beta$	[°]	úhel relativní rychlosti
$\beta$	[-]	tlakový poměr
$\delta$	[mm]	radiální mezera
$\epsilon$	[-]	parciální ostřík
$\eta$	[%]	účinnost
$\eta$	[Pa·s]	dynamická viskozita
$\kappa$	[-]	poissonova konstanta
$\lambda$	[-]	koeficient tření
$\mu$	[-]	průtokový součinitel
$\nu$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
$\xi$	[-]	poměrná ztráta
$\rho$	[-]	stupeň reakce
$\phi$	[-]	rychlostní součinitel pro stator
$\Psi$	[-]	rychlostní součinitel pro rotor

## Seznam použitých indexů

---

symbol	význam
0,1,2,5,6,7	různé typy ztrát
0t	výstupní hrany rozváděcí lopatky
0	před statorem
1	mezi statorem a rotorem
2	za rotorem
c	celkový/á
e	elektrický
h	hydraulický
i	vnitřní
iz	izoentropický/á
kr	kritický
opt	optimální
R	rotoru
red	redukováná
S	statoru
š	na špici lopatky
tdi	termodynamická
tř	třecí
u	obvodová
vstup	na vstupu
výstup	na výstupu
zt	ztrátový/á

---

## Seznam použitých zkratk

---

ALT	životnost plynů v atmosféře (atmospheric lifetime)
BWR	poměrná spotřeba čerpadla (back work ratio)
CFD	výpočtové modelování dynamiky tekutin (computational fluid dynamics)
G	generátor
GWP	potenciál ke globálnímu oteplování (global warming potential)
K	kotel
KČ	kondenzační čerpadlo
ko	kondenzátor
NČ	napájecí čerpadlo
NN	napájecí nádrž
ODP	potenciál úbytku ozonové vrstvy (ozone depletion potential)
ORC	Organický Rankin-Clausiův cyklus
RC	Rankin-Clausiův cyklus
T	turbína

---

## Seznam obrázků

<b>Obrázek 1:</b> Schéma RC a T-s diagram beze ztrát .....	16
<b>Obrázek 2:</b> Schéma ORC a T-s diagram beze ztrát .....	17
<b>Obrázek 3:</b> Rozdělení pracovních látek v T-s diagramu .....	18
<b>Obrázek 4:</b> Porovnání základních elementárních typů stupňů turbín .....	23
<b>Obrázek 5:</b> Srovnání průběhů obvodové účinnosti jednotlivých typů axiálních turbínových stupňů .....	23
<b>Obrázek 6:</b> Závislost rychlostního součinitele $\varphi$ , $\psi$ na ohnutí proudu $\Delta\alpha$ , $\Delta\beta$ .....	25
<b>Obrázek 7:</b> Dělení parciálního ostříku .....	26
<b>Obrázek 8:</b> Redukovaná účinnost regulačního stupně (A-kola) .....	27
<b>Obrázek 9:</b> Ztráta třením a ventilací regulačního stupně .....	27
<b>Obrázek 10:</b> Rychlostní trojúhelníky pro stupeň s malou reakcí .....	28
<b>Obrázek 11:</b> Průběh expanze v A-kole .....	29
<b>Obrázek 12:</b> Kuželový průtočný kanál .....	30
<b>Obrázek 13:</b> Určení koeficientu $z_{\text{segm}}$ .....	31
<b>Obrázek 14:</b> Rychlostní trojúhelníky pro vodní páru.....	36
<b>Obrázek 15:</b> Rychlostní trojúhelníky pro R134a .....	36
<b>Obrázek 16:</b> Průtočné kanály pro obě pracovní látky s konstantním patním průměrem .....	36
<b>Obrázek 17:</b> i-s diagram expanze vodní páry.....	37
<b>Obrázek 18:</b> i-s diagram expanze R134a .....	37