



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

CONDENSING STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. PETR KRACÍK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Petr Kracík

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:

Kondenzační parní turbína

v anglickém jazyce:

Condensing Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte termodynamický návrh parní kondenzační turbíny a jejího zapojení v tepelném schématu

Cíle diplomové práce:

Výpočet tepelného schématu

Termodynamický návrh lopatkování turbíny

Pevnostní kontrola vybraných částí turbíny

Spotřební charakteristika

Koncepční návrh podélného řezu turbínou

Seznam odborné literatury:

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

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

Kolektiv: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

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

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

V Brně, dne 12.10.2010

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce na téma Kondenzační parní turbína se zabývá bilančním výpočtem tepelného schématu s kondenzační parní turbínou K55 a jejím návrhem. Tato turbína, s pěti neregulovanými odběry a přetlakovým typem lopatkování, je počítána metodou (c_a/u) na středním průměru lopatek. Regulační stupeň je volen s rovnotlakým typem lopatkování a patní průřez rotorových lopatek je pevnostně kontrolován. V závěru práce je odvozena spotřební charakteristika turbíny od nulového výkonu po jmenovitý. Nedílnou součástí diplomové práce je rovněž koncepční návrh podélného řezu turbínou.

ABSTRACT

Diploma thesis named Condensing steam turbine deals with heat scheme balancing computation of condensing steam turbine K55 and her design. This turbine with 5 unregulated take-offs and overpressure blading type, is computed with (c_a/u) method in the middle of blading diameter. Regulation degree is chosen with impulse blading and feet cross section is checked on durability. At the end of the thesis turbine consumption characteristic is derived from the zero output up to the nominal output. Integrated part of this thesis is conceptual design of longitudinal turbine section.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kondenzační parní turbína, bilanční schéma, regenerační ohřívák, regulační stupeň, rovnotlaký stupeň, A-kolo, přetlakový stupeň, Parsonsovo číslo, spotřební charakteristika

KEY WORDS

Condensing steam turbine, balancing scheme, regenerative heater, regulation stage, impulse stage, A-wheel, reaction stage, Parsons number, consumption characteristics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KRACÍK, P. *Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 75 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Kondenzační parní turbina vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a literárních zdrojů uvedených v mé práci.

V Brně, dne

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za odborné vedení, cenné rady a věnovaný čas při tvorbě diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která mi vytvořila zázemí po celou dobu mého studia.

Děkuji.

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA**OBSAH**

| | |
|---|-----------|
| ÚVOD | 15 |
| 1 METODIKA POSTUPU VÝPOČTU | 16 |
| 1.1 X – Team tables | 16 |
| 1.2 Tepelné schéma | 16 |
| 1.3 Stupňová část parní turbíny | 17 |
| 2 VNITŘNÍ TDU, HMOTNOSTNÍ PRŮTOK A ČERPADLA | 20 |
| 2.1 Vstupní hodnoty kondenzační parní turbíny | 20 |
| 2.2 Tlakové ztráty ve vstupních a výstupních částech turbíny | 20 |
| 2.3 Vnitřní termodynamická účinnost | 20 |
| 2.4 Hmotnostní průtok | 21 |
| 2.5 Napájecí a kondenzační čerpadlo | 21 |
| 2.5.1 Kondenzátní čerpadlo | 21 |
| 2.5.2 Napájecí čerpadlo | 22 |
| 3 BILANČNÍ SCHÉMA | 23 |
| 3.1 Výpočet stavů v jednotlivých bodech schématu | 23 |
| 3.2 Výpočet množství topné páry do regeneračních ohříváků | 26 |
| 3.3 Souhrn vypočtených výsledků bilančního schématu | 28 |
| 4 REGULAČNÍ STUPEŇ | 29 |
| 4.1 Předběžný výpočet A-kola | 29 |
| 4.2 Detailní výpočet A-kola | 31 |
| 4.2.1 Výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících stupně | 32 |
| 4.2.2 Výpočet průtočného průřezu stupně | 33 |
| 4.2.3 Energetické ztráty v lopatkování a obvodová účinnost stupně | 35 |
| 4.2.4 Vnitřní termodynamická účinnost a vnitřní výkon stupně | 35 |
| 4.3 Namáhání oběžných lopatek RS | 37 |
| 5 TEPELNÝ VÝPOČET TURBÍNY | 39 |
| 5.1 Předběžný výpočet kanálu č. I. | 39 |
| 5.1.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. I. | 39 |
| 5.1.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. I. | 40 |
| 5.2 Předběžný výpočet kanálu č. II. | 41 |
| 5.2.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. II. | 41 |
| 5.2.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. II. | 43 |
| 5.3 Předběžný výpočet kanálu č. III. | 44 |
| 5.3.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. III. | 44 |
| 5.3.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. III. | 46 |
| 5.4 Předběžný výpočet kanálu č. IV. | 47 |
| 5.4.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. IV. | 47 |
| 5.4.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. IV. | 48 |
| 5.5 Předběžný výpočet kanálu č. V. | 50 |
| 5.5.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. V. | 50 |
| 5.5.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. V. | 51 |
| 5.6 Předběžný výpočet kanálu č. VI. | 52 |
| 5.6.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. VI. | 52 |
| 5.6.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. VI. | 54 |
| 5.7 Předběžný výpočet TDi účinnosti a svorkového výkonu | 56 |
| 5.8 Tepelný výpočet skupiny přetlakových stupňů | 57 |
| 5.8.1 Rozdělení kanálů na stupně a průběh měrného objemu | 57 |
| 5.8.2 Výpočet stupňů metodou c_a / u | 62 |
| 5.8.3 Rychlostní trojúhelníky, ztráty a vnitřní výkon stupňů | 64 |

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

| | |
|---|-----------|
| 6 SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA..... | 70 |
| ZÁVĚR..... | 71 |
| POUŽITÁ LITERATURA..... | 73 |
| SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ | 74 |
| SEZNAM PŘÍLOH..... | 75 |

SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|--|----|
| Obr. 1 Srovnání průběhu obvodové účinnosti a poměrného zpracovaného spádu v závislosti na typu stupně | 18 |
| Obr. 2 $i - s$ diagram kondenzační parní turbíny K55 | 24 |
| Obr. 3 Schéma zapojení regeneračních ohříváků..... | 26 |
| Obr. 4 Rychlostní trojúhelníky A-kola s označením rychlostí a úhlů..... | 32 |
| Obr. 5 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně | 33 |
| Obr. 6 Geometrie průtočného válcového kanálu A - kola | 33 |
| Obr. 7 $i - s$ diagram A - kola..... | 35 |
| Obr. 8 Návrh tvarů průtočných kanálů a v nich průběh změny tlaku a měrného objemu | 56 |
| Obr. 9 $p - v$ diagram I. průtočného kanálu a geometrický tvar jednotlivých stupňů..... | 59 |
| Obr. 10 $p - v$ diagram II. průtočného kanálu a geometrický tvar jednotlivých stupňů | 60 |
| Obr. 11 $p - v$ diagram III. – VI. průtočného kanálu a geometrický tvar jednotlivých stupňů | 61 |
| Obr. 12 Rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně s označením rychlostí a úhlů..... | 64 |
| Obr. 13 Rychlostní trojúhelníky přetlakových stupňů | 68 |
| Obr. 14 Spotřební charakteristika K55..... | 70 |
| Obr. 15 Metodika postupu výpočtu kanálů a regeneračních ohříváků..... | 71 |

SEZNAM TABULEK

| | |
|--|----|
| Tab. 1 Parametry bilančního schématu | 28 |
| Tab. 2 Vstupní hodnoty pro výpočet přetlakových stupňů | 57 |
| Tab. 3 Předběžný výpočet stavů páry ve stupních | 58 |
| Tab. 4 Výsledky výpočtů stupňů metodou (ca / u) | 63 |
| Tab. 5 Výsledky výpočtů rychlostí, ztrát a vnitřních výkonů stupňů..... | 66 |

ÚVOD

Požadovaná kondenzační turbína je v rámci této diplomové práce vymezena několika základními parametry. Jmenovitě se jedná o tlak a teplotu na vstupu do turbíny (p_0 [MPa], t_0 [°C]), výkon na svorkách generátoru (P_{sv} [MW]) a tlak v kondenzátoru (p_K [MPa]). Ostatní parametry bylo nutné vhodně zvolit.

Teorie je podrobně shrnuta v kapitole č. 1 Metodika postupu výpočtu. Jedná se o nastínění a konkrétní odůvodnění zvolených metod a hlavních prvků, které jsou použity dále ve výpočtu.

Vlastní výpočet je rozdělen do několika celků a je propojen v několika společných bodech. První část se věnuje odhadu vnitřní termodynamické účinnosti, potřebné pro výpočet hmotnostního průtoku a návrhu základních parametrů kondenzačního a napájecího čerpadla. Ve druhé části jsou zvoleny základní prvky bilančního schématu a vypočítány jednotlivé stavy v uzlech, které jsou důležité nejen pro výpočet lopatkování ale lze z nich dále navrhnout podrobně i jednotlivé prvky, jako například regenerační ohříváky, potrubí apod.

Podstatnou (nosnou) částí této práce je termodynamický návrh lopatkování. V kapitole č. 4 je nejprve navrhnout regulační stupeň, u něhož je provedena pevnostní kontrola oběžných lopatek. Vlastní výpočet stupňové části je rozdělen na předběžný výpočet jednotlivých kanálů, jelikož v každém kanále je rozdílný hmotnostní průtok, a následný podrobný výpočet jednotlivých stupňů.

Závěrečnou částí této práce je návrh spotřební charakteristiky a koncepční návrh podélného řezu turbínou.

1 METODIKA POSTUPU VÝPOČTU

1.1 X – Team teables

Celý výpočet byl realizován v prostředí MS Excel 2007, kde bylo možné veškeré vztahy vzájemně propojit a optimalizovat tak, aby odhady učiněné na počátku výpočtu mohly být zpřesňovány a chyba výpočtu byla minimální. Jelikož není možné vyrobit součást s přesností na miliontinu milimetru, byly omezeny například roztečné průměry, délky lopatek apod. Výpočet tak probíhal u vybraných veličin s přesností 0,1 mm. Díky tomuto omezení není možné potvrdit počáteční odhad, ale jen se mu reálně přiblížit s odchylkou menší než jedno procento.

Přenesením parních tabulek do prostředí Microsoft Visual Basic [6] a dalších rovnic či diagramů autorem DP, bylo umožněno většinu procesu optimalizovat bez neustálého odečítání hodnot například stavu páry.

1.2 Tepelné schéma

Vstupní parametry v zadání jsou v tepelném schématu chápány v místě příruby na vstupu do turbíny. Mezi přírubou a regulačním stupněm dochází k tlakovým ztrátám na hlavním uzavíracím ventilu a v případě, že je využíván parciální ostřík, pak dochází k tlakovým ztrátám i u regulačních ventilů. Zadaný výstupní parametr, tlak v kondenzátoru, musí být navýšen o tlakové ztráty ve výstupním hrdle, a proto za poslední řadou lopatek bude vyšší tlak, než je v kondenzátoru. Vlivem velkého konkurenčního boje je dnes také kladen důraz na tvarování výstupního hrdla, které se dříve přehlíželo, ale v dnešní době se hraje o každou desetinu na účinnosti turbíny při snižování (optimalizaci) nákladů.

Při odůvodnění nutnosti regeneračního ohřevu lze vycházet z rovnice kontinuity, přičemž z ní je odvozen zjednodušený tvar nejmenší potřebné výšky průtočného kanálu:

$$\dot{M} = \frac{S \cdot c_{iz}}{v} = \frac{(\pi \cdot D \cdot l_0) \cdot c_{iz}}{v} \Rightarrow l_0 = \frac{\dot{M} \cdot v}{\pi \cdot D \cdot c_{iz}} \quad (1.1)$$

kde \dot{M} [kg.s⁻¹] = hmotnostní průtok, v [m³.kg⁻¹] = měrný objem, D [m] = střední průměr průtočného kanálu a c_{iz} [m.s⁻¹] izoentropická rychlost tekutiny v kanále.

Při expanzi páry v turbíně narůstá její měrný objem. Při konstantním hmotnostním průtoku to vede, v případě menších turbín, k velkému nárůstu délky lopatek [jež je zřejmé z rce. (1.1)], který je citelný zejména u posledních stupňů. U turbín o velkých výkonech je pak důsledkem řazení několika středotlakých, resp. nízkotlakých částí turbíny, mezi které se rozdělí hmotnostní průtok, čímž se sníží potřebná délka lopatky na přijatelnou mez.

Při zvyšování účinností parního oběhu se uplatňuje šest základních metod, resp. jejich kombinací. Jednou z nich, která byla uplatněna při návrhu kondenzační parní turbíny a tepelného schématu v této práci, je zařazení regeneračních ohříváků. Touto cestou se zvýší účinnost celého cyklu, zároveň sníží potřebný počet stupňů v turbíně a relativně zmenší průtočný kanál. Další faktory, které ovlivňují výšku průtočného kanálu, budou popsány v následujících kapitolách, a to hlavně při výpočtu jednotlivých kanálů turbíny.

Základním rozlišením ohříváků je dělení na nízkotlaké a vysokotlaké. Jak sám napovídá název, tak ve vysokotlakých ohřívácích je vysoký tlak a jsou řazeny za napájecí nádrží, resp. za napájecím čerpadlem. Tento tlak odpovídá výstupnímu tlaku z kotle navýšeného o tlakové ztráty, které jsou v jednotlivých částech kotle (např. EKO, přehřívák apod.). Nízkotlaké ohříváky jsou umístěny mezi napájecí nádrží (odplyňovákem) a kondenzátorem.

Dalším možným dělením regeneračních ohříváků je podle využívání vzniklého kondenzátu z topné páry:

- a) Kaskádování kondenzátu – kondenzát z jednotlivých ohříváků je postupně přepouštěn samospádem (proudí z tlaku vyššího do tlaku nižšího) do následujícího ohříváku, proti směru hlavního proudu ohřivaného média až do kondenzátoru (nebo napájecí nádrže, v případě vysokotlakých ohříváků).

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Tento způsob je relativně levný, ale často zde dochází ke ztrátě exergií, jelikož v případě velké diference tlaku, je tento tlak mařen regulačním ventilem. Je pak na ekonomickém zhodnocení, jestli je tento stav přijatelný.

- b) Přečerpávání kondenzátu – v tomto případě je vzniklý kondenzát přečerpáván do hlavního proudu ohřivaného média za ohřívák, v němž vzniká, po směru hlavního proudu. Při této metodě již nedochází k takové tlakové ztrátě, ale je snížena celková účinnost systému o další spotřebiče, resp. čerpadla s regulací hladiny v ohřívácích.

Regenerační ohříváky podléhají různým technickým úpravám, které jsou při tepelné bilanci nezbytné. Jako je například chlazení topné páry, chlazení výstupního kondenzátu apod. Při následujících výpočtech tyto úpravy nebyly potřebné.

Při výpočtu byl zvolen jeden vysokotlaký ohřívák a tři ohříváky nízkotlaké a odběry topné páry byly optimalizovány kontinuálně při předběžném výpočtu stupňové části parní turbíny.

Ve výpočtu poměrného množství odběrové páry (β_n [-]) bylo vycházeno z bilanční rovnice pro n -tý odběr [rce. (1.2)], přičemž ty byly složeny pro jednotkové množství páry ($\beta_{0C} = 1$ [-]) a po směru toku vzniklého kondenzátu.

$$[\beta_n \cdot (i_{n,1} - i_{n,2}) + \beta_{n-1} \cdot (i_{n-1,2} - i_{n,2})] \cdot \eta_{oh,n} = \beta_{0C} \cdot (i_{n,4} - i_{n+1,4}) \quad (1.2)$$

V této rovnici je pouze jedna neznámá, jednotkové množství odebrané páry, a při vynásobení celkovým hmotnostním průtokem byla vypočtena velikost hmotnostního průtoku v odběru. Index „ n “ značí odběr v turbíně a následující číslo určuje vstup / výstup příslušného média dle Obr. 3.

Bilanční rovnice napájecí nádrže s odplynovákem je komplikovanější, ale stále se vychází ze Zákona zachování energie, energie vcházející do uzlu se rovná energii z uzlu vycházející.

1.3 Stupňová část parní turbíny

Stupňová část parní turbíny se skládá z jednotlivých stupňů, kde jeden stupeň je charakterizován statorovou a rotorovou lopatkovou řadou. V této práci jsou všechny stupně řešeny jako čistě axiální, u kterých platí konstantní poloměr (malé změny se zanedbávají) a úhel α . [3]

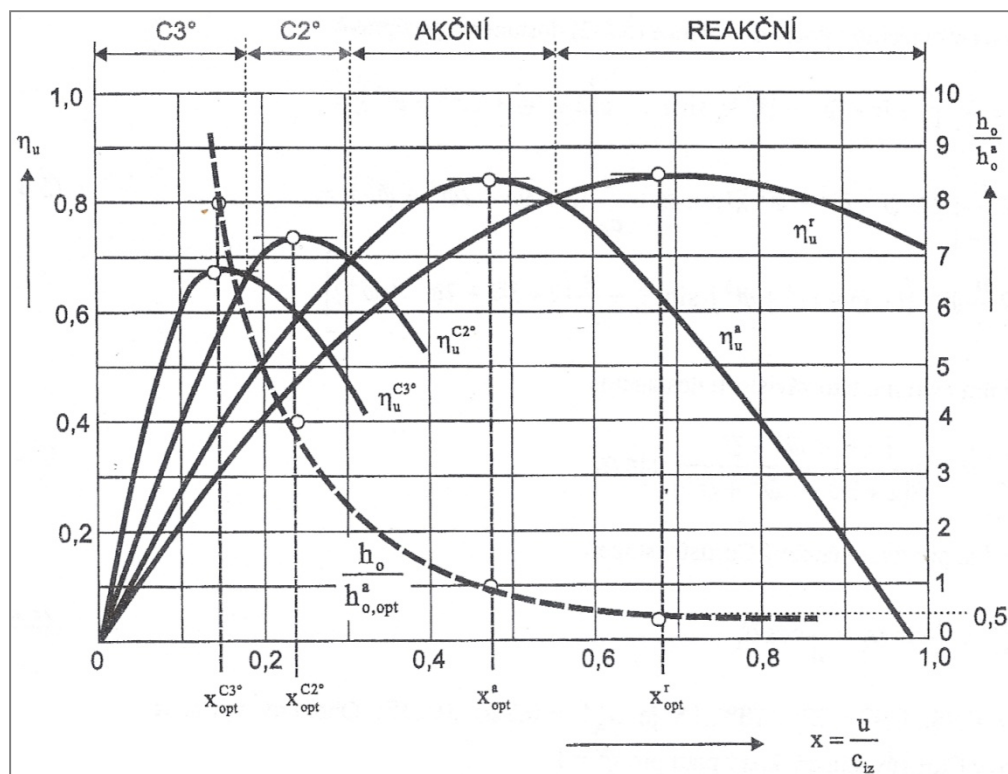
Jak již bylo nastíněno v předchozí kapitole, je u prvních stupňů problém s velmi malou délkou prvních lopatek. Tento problém lze vyřešit tzv. parciálním ostříkem, tj. ostříknutím jen určitých částí rotorových lopatek, čímž se zvýší délka lopatky. Vystává ale problém s nerovnoměrným zatížením rotoru, což vede k nevyvážení, kmitání a dalším komplikacím. Lze je vyřešit použitím tzv. akčních stupňů, kde je tlak před a za rotorovou řadou přibližně stejný. Akční stupně se reálně vyrábějí s velmi malým stupně reakce (0,03 – 0,05; výjimečně až 0,15 [-]) [3]. Proto se provádějí příslušné konstrukční kroky k jeho vyrovnání, například vytvořením otvoru v nosné části lopatky (na disku).

Další možností při řešení prvního (regulačního) stupně je využití tzv. Curtisova stupně. A to buď dvou ($C2^\circ$), nebo tří ($C3^\circ$) věncového. Ten má výhodu ve větším zpracovaném tepelném spádu, ale za nižší obvodové účinnosti oproti akčnímu stupni (a), jak je patrné z Obr. 1. Číselné porovnání zpracovaných izoentropických tepelného spádu k reakčnímu stupni (r) je v následující rci.:

$$\Delta i_{iz}^r : \Delta i_{iz}^a : \Delta i_{iz}^{C2^\circ} : \Delta i_{iz}^{C3^\circ} = 1 : 2 : 8 : 18 \quad (1.3)$$

Při výpočtu vnitřní termodynamické účinnosti regulačního stupně jsou akcentovány ztráty (ztráta třením – ventilací – disku, ztráta parciálním ostříkem a ztráta radiální mezerou) zjednodušeným poloempirickými rovnicemi. Další ztráty, jako je například ztráta vlhkostí páry (stupeň pracuje v oblasti přehřáté páry), nejsou uvažovány.

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA



Obr. 1 Srovnání průběhu obvodové účinnosti a poměrného zpracovaného spádu v závislosti na typu stupně [3]

Při volbě koncepce řešení dalších stupňů byl brán v potaz jak pohled na účinnost jednotlivých typů lopatkování, tak i historický vývoj ve městě Brně a jeho tradici. Byla vybrána koncepce typu přetlakových (reakčních) stupňů.

Předběžný výpočet kanálů turbíny je provázán s tepelným schématem. Hlavní rozměry kanálů, počet stupňů v jednotlivých kanálech, stavy páry v určených bodech a předběžný výkon, který je relativně přesný u prvních kanálů, je vypočítán s pomocí Parsonsova čísla.

Podrobný výpočet je veden pomocí metody (c_a/u) , která je přesná a dostačující jen pro výpočet krátkých lopatek s malou změnou měrného objemu, kde výpočet je situován na středním průměru s reakcí 0,5, což má výhodu stejného profilu lopatek, úhlu nastavení atd. statorové a rotorové řady příslušného stupně, ale je dostačující i u dlouhých lopatek, kde z tohoto výpočtu plynou základní „přibližné“ parametry stupně. Tyto stupně se pak musí počítat podle další metodiky, které respektují aerodynamické, geometrické a termodynamické změny po výšce lopatky. [3]

Při výpočtu termodynamické účinnosti byly brány v potaz zjednodušené tvary poloempirických rovnic pro následující ztráty [3]:

- Ztráta radiální mezerou jinak též nazývána ztráta vnitřní netěsností, která vzniká tím, že část páry neexpanduje ve stupni, ale protéká kolem lopatek v radiální mezeře. S touto ztrátou je spojena ztráta vznikající sekundárním prouděním, která se vyskytuje u lopatek s konečnou délkou a zohledňuje proudění po výšce lopatky a další celou řadu vírů. Proto jsou tyto dvě ztráty vyjádřeny společně. Zmenšení těchto ztrát lze docílit bandáží, u kterých lze vytvořit i labyrintové ucpávky, které zmenšují obtok na minimum a tím i minimalizují tyto ztráty. Při výpočtech stupňů v této práci nebylo s bandáží uvažováno.
- Ztráta rozvějířením vzniká u axiálně kruhových lopatkových mříží s velkým poměrem l/D . Při následujících výpočtech je patrné, jak ztráta roste úměrně s rostoucím poměrem od prvních, kde je nejmenší, k posledním stupňům.
- Ztráta vlhkostí páry vzniká u lopatek, v nichž expanduje vlhká pára. Při přechodu z přehřáté do mokré páry, nejprve vznikají malé kapičky, které jsou zachytávány

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

na lopatkách, kde vytvářejí vodní film, který se odtrhává, a tím vznikají větší kapky. Dominující podíl na ztrátě vlhkostí páry má energie potřebná na urychlení kapiček vody, které mají menší rychlost oproti páře, a brzdění lopatek pomalejšími kapičkami vody. Dalším problémem dopadajících kapek vody je eroze. V této práci je uvažováno s jednou aktivní ochranou lopatek, a tou jsou odběry do regeneračních ohříváků, kam je vlhkost odváděna. Dalšími možnostmi, se kterými se ale v této práci neuvažovalo, jsou například přehřívání páry, odvodňovací ústrojí a podobně. Mezi pasivní ochranu patří lepší materiál ocelí, případně destičky připevňující se na lopatku nebo nanesení ochranné vrstvy. Jelikož se při podrobném výpočtu nepočítala pevnost a neurčovala další technologie lopatek, nebylo při výpočtu uvažováno s pasivní ochranou.

- Ztráta výstupní rychlostí je kinetická energie, kterou daný stupeň nezpracoval. U několika stupňové parní turbíny není tato energie považována za ztrátu, pokud je zpracována v dalším stupni. Tento děj ve výpočtech zohledňuje tzv. Re-heat faktor.

Další ztráty, jako například ztráta vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových mříží (tato ztráta vzniká u lopatkových řad řazených blízko za sebou, neboť je přímo za lopatkovou řadou nevyrovnané rychlostní pole v obvodovém směru, které se s rostoucí axiální délkou homogenizuje. Dalším jevem, který je zohledněn v této ztrátě, je vír vznikající za odtokovou hranou lopatky. [3]), nejsou uvažovány. Při výpočtech v této práci je předpokládán dostatečný odstup lopatkových řad a tím ztráta vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových mříží je předpokládána jako zanedbatelná.

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA**2 VNITŘNÍ TDU, HMOTNOSTNÍ PRŮTOK A ČERPADLA****2.1 Vstupní hodnoty kondenzační parní turbíny**

| | |
|--|----------------------------|
| Jmenovitý výkon na svorkách generátoru | $P_{SV} = 55 \text{ MW}$ |
| Jmenovitý tlak vstupní páry | $p_O = 9,4 \text{ MPa}$ |
| Jmenovitá teplota vstupní páry | $t_0 = 540 \text{ °C}$ |
| Jmenovitý protitlak | $p'_k = 0,015 \text{ MPa}$ |
| Teplota napájecí vody | $t_{NV} = 210 \text{ °C}$ |
| Tlak v napájecí nádrži | $p_{NN} = 0,3 \text{ MPa}$ |

2.2 Tlakové ztráty ve vstupních a výstupních částech turbíny

Ztrátový součinitel v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcím ventilu a regulačních ventilech je odhadnuta podle [4]:

$$\xi_{z1} = (0,03 \div 0,05) = 0,04 [-] \quad (2.1)$$

Pro výpočet součinitele ztráty ve výstupním hrdle turbíny je převzata rychlost páry na výstupu z posledního stupně z rovnice (5.284):

$$c_E = c_{K,An} = 126,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.2)$$

a je odhadnut součinitel ztrát, na který má vliv tvarování výstupního difuzoru, přičemž menší hodnotě odpovídá výstupní hrdlo turbíny o velkých výkonech a optimálně tvarovaném difuzoru:

$$\xi = (0,6 \div 1,4) = 1,1 [-] \quad (2.3)$$

Pak součinitel ztráty ve výstupním hrdle turbíny je:

$$\left. \begin{aligned} \xi_{z2} &= 0,038 \cdot (\xi - 1) \cdot \left(\frac{c_E}{100}\right)^2 = 0,038 \cdot (1,1 - 1) \cdot \left(\frac{126,99}{100}\right)^2 \\ \xi_{z2} &= 0,0061 [-] \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

Parametry páry vstupující na první řadu lopatek (regulačních) jsou pak tyto:

$$p_{RS,0} = (1 - \xi_{z1}) \cdot p_O = (1 - 0,04) \cdot 9,4 = 9,024 \text{ MPa} \quad (2.5)$$

$$t_{RS,0} = t_0 = 540 \text{ °C} \quad (2.6)$$

čemuž dle parních tabulek [6] odpovídá entalpie, entropie a měrný objem:

$$i_{RS,0} = f(p_0; t_{RS,0}) = 3483,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.7)$$

$$s_{RS,0} = f(p_{RS,0}; i_{RS,0}) = 6,780 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.8)$$

$$v_{RS,0} = f(p_{RS,0}; i_{RS,0}) = 0,039 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.9)$$

Tlak za posledním stupněm lopatek je po započtení ztráty:

$$p_k = (1 + \xi_{z2}) \cdot p'_k = (1 + 0,0061) \cdot 0,015 = 0,0151 \text{ MPa} \quad (2.10)$$

2.3 Vnitřní termodynamická účinnost

Pro výpočet hmotnostního průtoku turbínou je nutné odhadnout vnitřní termodynamickou účinnost. Ta se vypočítá pomocí orientačních hodnot jednotlivých účinností, které jsou odečteny ze [4]. Spojková účinnost:

$$\eta_{sp} = 0,795 [-] \quad (2.11)$$

účinnost elektrických alternátorů

$$\eta_{el} = 0,966 [-] \quad (2.12)$$

a mechanická účinnost

$$\eta_m = 0,988 [-] \quad (2.13)$$

Pak vnitřní termodynamická účinnost je

$$\eta_{TDi} = \frac{\eta_{sp}}{\eta_{el} \cdot \eta_m} = \frac{0,795}{0,966 \cdot 0,988} = 0,833 [-] \quad (2.14)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA**2.4 Hmotnostní průtok**

Jelikož je výpočet uvažován s neregulovanými odběry, hmotnostní tok nebude konstantní po celé délce turbíny. Tudiž předběžný výpočet hmotnostního toku je komplikovanější a je proveden podle zdroje [2].

Z následujících výpočtů vyplyne entalpie prvního [rce. (5.6)] a posledního [rce. (5.195)] odběru a pak střední tepelný obsah odběrové páry:

$$i_R = \frac{i_R^1 + i_R^n}{2} = \frac{3\,094,42 + 2\,450,07}{2} = 2\,772,25 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.15)$$

a užitný vnitřní tepelný spád je [přičemž entalpie za posledním stupněm lopatek je vypočítán v rovnici (5.243)]:

$$H = i_{RS,0} - i_{VIn,iz} = 3\,483,10 - 2\,316,38 = 1\,166,72 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.16)$$

Odhad entalpie napájecí vody je vyhledána v tabulkách [6] přičemž je funkcí tlaku za vysokotlakým ohřívákem vypočítaným v rovnici (3.14) a teplotou dle zadání:

$$i_{NV} = f(p_{VO1,4}; t_{NV}) = 901,82 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.17)$$

Teplo spotřebované pro ohřev jednotkového množství napájecí vody je: [entalpie za kondenzátním čerpadlem je vypočítána v rovnici. (3.6)]

$$q_R = i_{NV} - i_{NO1,3} = 901,82 - 227,27 = 674,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.18)$$

Střední spád nevyužitý vzhledem k odběru páry pro regeneraci tepla

$$H_R = i_R - i_{VIn,iz} = 2\,772,25 - 2\,316,38 = 455,87 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.19)$$

Teplo předané topnou parou

$$\Delta i_R = i_R - i_{NO1,3} = 2\,772,25 - 227,27 = 2\,544,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.20)$$

Pak redukovaný tepelný spád, při neuvažování s úniky ucpávkami, je

$$H^* = H - \frac{q_R}{\Delta i_R} \cdot H_R = 1\,166,72 - \frac{674,55}{2\,544,98} \cdot 455,87 = 1\,045,89 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.21)$$

Množství vstupní páry do turbíny:

$$\begin{aligned} \dot{M} &= \frac{P_{SV}}{H^* \cdot \eta_{sp} \cdot \eta_{el}} = \frac{55\,000}{1\,045,89 \cdot 0,795 \cdot 0,966} = 68,475 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \\ \dot{M} &= 246,51 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned} \quad (2.22)$$

2.5 Napájecí a kondenzační čerpadlo

Výpočet se provádí tak, že k potřebnému tlaku se přičítají ztráty v jednotlivých úsecích. Hodnoty jsou vypočítány dle empirických rovnic podle zdroje [4].

2.5.1 Kondenzátní čerpadlo

Tlak v napájecí nádrži

$$p_{NN} = 0,3 \text{ MPa} \quad (2.23)$$

Dílčí tlakové ztráty:

- a) Součet tlakových ztrát v nízkotlakých ohřívácích

$$\Delta p_{NTO} = 3 \text{ ks} \cdot 0,075 \text{ MPa} = 0,225 \text{ MPa} \quad (2.24)$$

- b) Tlaková ztráta při čištění a úpravě kondenzátu

$$\Delta p_{\check{c}k} = (0,3 \div 0,5) \text{ MPa} = 0,4 \text{ MPa} \quad (2.25)$$

- c) Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace

$$\Delta p_{kp} = (0,1 \div 0,2) \text{ MPa} = 0,15 \text{ MPa} \quad (2.26)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

- d) Tlaková ztráta v regulačních zařízeních

$$\Delta p_{rh} = 0,5 \text{ MPa} \quad (2.27)$$

- e) Rozdíl tlaků daný převýšením napájecí nádrže vůči čerpadlu, kde výška byla odhadnuta:

$$\Delta p_{geod1} = \frac{1}{v_{NTO1,4}} \cdot g \cdot h = \frac{1}{0,00102} \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 0,005 \text{ MPa} \quad (2.28)$$

Pak přírůstek tlaku v kondenzátním čerpadle je

$$\left. \begin{aligned} p_{kč} &= p_{nn} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{čk} + \Delta p_{kp} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geod1} \\ p_{kč} &= 0,3 + 0,225 + 0,4 + 0,15 + 0,5 + 0,005 = 1,580 \text{ MPa} \end{aligned} \right\} \quad (2.29)$$

Čemuž odpovídá přírůstek entalpie v čerpadle, při jeho 80% účinnosti:

$$\Delta i_{kč} = \frac{p_{kč} \cdot v_{NTO1,4}}{\eta_{č}} = \frac{1\,579\,787 \cdot 0,001\,02}{0,8} = 2,023 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.30)$$

2.5.2 Napájecí čerpadlo

Tlak páry před turbínou

$$p_p = 9,4 \text{ MPa} \quad (2.31)$$

Dílčí tlakové ztráty:

- a) Tlakové ztráty v parním potrubí mezi kotlem a turbínou

$$\Delta p_{pp} = (0,04 \div 0,09) \cdot p_p = 0,075 \cdot 9,4 = 0,705 \text{ MPa} \quad (2.32)$$

- b) Tlakové ztráty na vodní straně kotle

$$\Delta p_k = (0,15 \div 0,20) \cdot p_p = 0,175 \cdot 9,4 = 1,645 \text{ MPa} \quad (2.33)$$

- c) Tlakové ztráty v potrubí napájecí vody

$$\Delta p_{np} = (0,2 \div 0,3) \text{ MPa} = 0,25 \text{ MPa} \quad (2.34)$$

- d) Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody

$$\Delta p_{rn} = 1,0 \text{ MPa} \quad (2.35)$$

- e) Tlaková ztráta ve vysokotlakém ohříváku

$$\Delta p_{VTO} = 1 \text{ ks} \cdot 0,1 \text{ MPa} = 0,1 \text{ MPa} \quad (2.36)$$

- f) Tlaková ztráta daná rozdílem polohy napájecího čerpadla a výstupního hrdla kotle, kde výška byla odhadnuta:

$$\Delta p_{geod2} = \frac{1}{v_{VTO1,4}} \cdot g \cdot h = \frac{1}{0,00116} \cdot 9,81 \cdot 13 = 0,109\,8 \text{ MPa} \quad (2.37)$$

Pak přírůstek tlaku v napájecím čerpadle je

$$\left. \begin{aligned} p_{nč} &= p_p + \Delta p_{pp} + \Delta p_k + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{VTO} + \Delta p_{geod2} \\ p_{nč} &= 9,4 + 0,705 + 1,645 + 0,25 + 1,0 + 0,1 + 0,11 = 13,209\,8 \text{ MPa} \end{aligned} \right\} \quad (2.38)$$

Čemuž odpovídá přírůstek entalpie v čerpadle, při jeho 80% účinnosti:

$$\Delta i_{nč} = \frac{p_{nč} \cdot v_{VTO1,4}}{\eta_{č}} = \frac{13\,209\,779,7 \cdot 0,001\,16}{0,8} = 19,182 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.39)$$

3 BILANČNÍ SCHÉMA

Při sousledném výpočtu návrhu jednotlivých průtočných částí v turbíně a tepelného schématu, lze relativně přesně odhadnout jednotlivé parametry, čímž lze využít jednoduché ohříváky bez chladičů => zlevní se náklady na výrobu. „i-s“ diagram kondenzační parní turbíny je na Obr. 2, na kterém je vidět rozdělení expanzní čáry odběry vypočítané v kap. 5.

3.1 Výpočet stavů v jednotlivých bodech schématu

Metodika postupu výpočtu je převzata z [4]. Tlak v napájecí nádrži byl stanoven:

$$p_{NN} = 0,300 \text{ MPa} \quad (3.1)$$

tomu odpovídá teplota vody na mezi syté kapaliny a je vyhledána v [6]

$$t_{NN,4} = 133,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.2)$$

Teplota a entalpie vody v kondenzátoru na mezi syté kapaliny je vyhledána v [6]:

$$t_K = f(p'_K; x = 0) = 53,97 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

$$i'_K = f(p'_K; x = 0) = 225,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.4)$$

Vstupní tlak do prvního nízkotlakého ohříváku je dán tlakem za čerpadlem, který je vypočítán v rovnici (2.29). A tomu odpovídá entalpie, která je funkcí teploty v kondenzátoru a je vyhledána v [6]

$$p_{NO1,3} = p_{kč} = 1,579 \text{ 8 MPa} \quad (3.5)$$

$$i_{NO1,3} = f(p_{NO1,3}; t_K) = 227,27 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.6)$$

Od teplot za kondenzátorem a teplotou za napájecím čerpadlem se odvíjí rozložení ohřátí vody v nízkotlakých ohřívácích, přičemž ohřátí je rozloženo mezi tři nízkotlaké ohříváky rovnoměrně:

$$t_{NO1,4} = t_K + \frac{t_K + t_{NN,4}}{4} = 53,97 + \frac{53,97 + 133,5}{4} = 73,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.7)$$

$$t_{NO2,4} = t_{NO1,4} + \frac{t_K + t_{NN,4}}{4} = 73,9 + \frac{53,97 + 133,5}{4} = 93,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

$$t_{NO3,4} = t_{NO2,4} + \frac{t_K + t_{NN,4}}{4} = 93,7 + \frac{53,97 + 133,5}{4} = 113,6 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.9)$$

Teplota vody za vysokotlakým ohřívákem je teplota napájecí vody:

$$t_{VO1,4} = t_{NV} = 210,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.10)$$

Výstupní tlak ohřáté vody v ohřívácích je dán buď kondenzátorem [rce. (2.29)] nebo napájecím čerpadlem [rce. (2.38)] a je ponížěn o velikost ztráty v jednotlivých částech schématu:

$$p_{NO1,4} = p_{kč} - \frac{\Delta p_{NTO}}{3} = 1,579 \text{ 8} - \frac{0,225}{3} = 1,504 \text{ 8 MPa} \quad (3.11)$$

$$p_{NO2,4} = p_{NO1,4} - \frac{\Delta p_{NTO}}{3} = 1,504 \text{ 8} - \frac{0,225}{3} = 1,429 \text{ 8 MPa} \quad (3.12)$$

$$p_{NO3,4} = p_{NO2,4} - \frac{\Delta p_{NTO}}{3} = 1,429 \text{ 8} - \frac{0,225}{3} = 1,354 \text{ 8 MPa} \quad (3.13)$$

$$p_{VO1,4} = p_{nč} - p_{VTO} - \Delta p_{rn} = 13,209 \text{ 8} - 0,1 - 1,0 = 12,109 \text{ 8 MPa} \quad (3.14)$$

tomu odpovídá entalpie, která je také funkcí teploty v daném místě [6]

$$i_{NO1,4} = f(p_{NO1,4}; t_{NO1,4}) = 310,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.15)$$

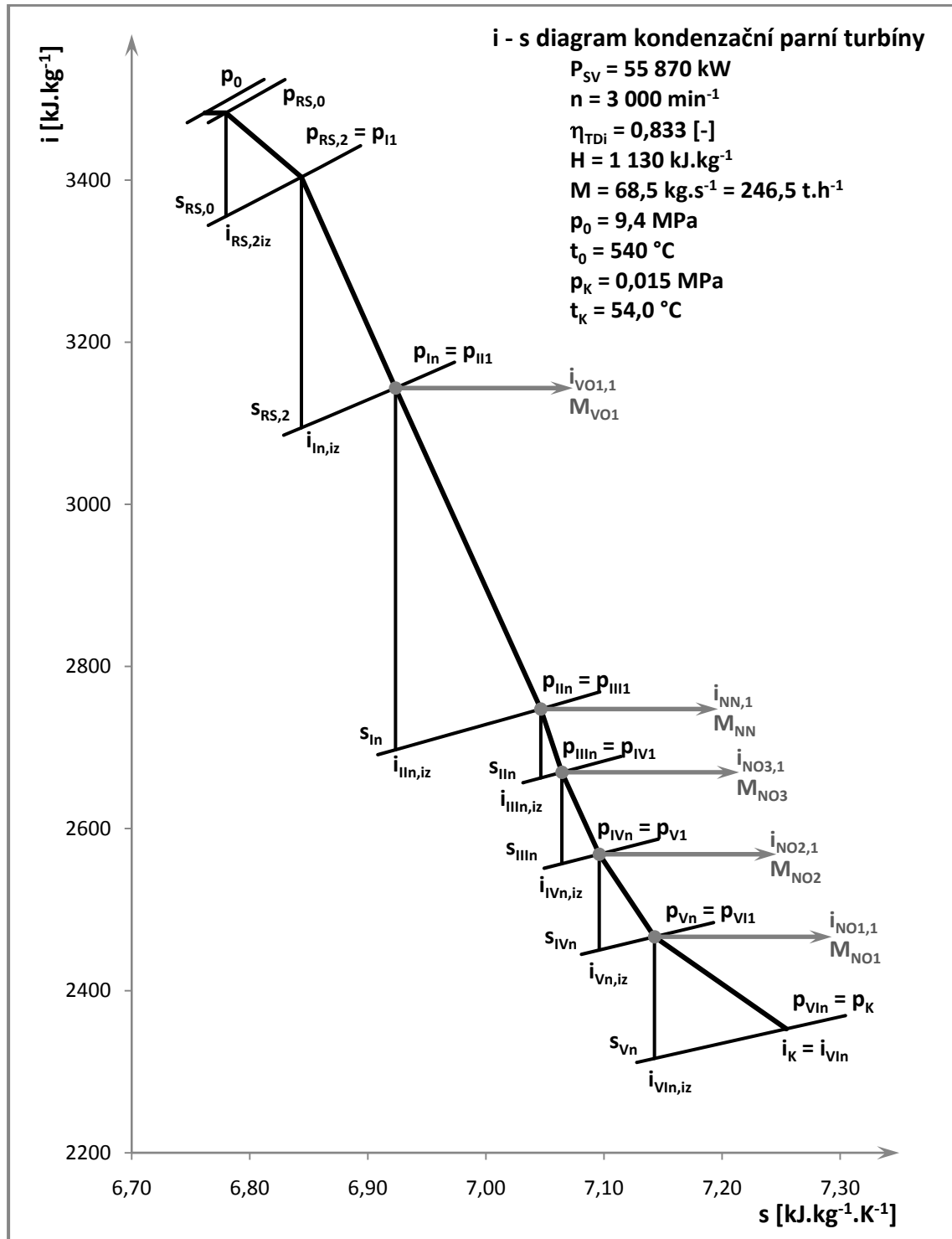
$$i_{NO2,4} = f(p_{NO2,4}; t_{NO2,4}) = 393,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.16)$$

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA

$$i_{NO3,4} = f(p_{NO3,4}; t_{NO3,4}) = 477,6 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (3.17)$$

$$i_{NN,4} = f(p_{nč}; t_{NN,4}) = 561,5 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (3.18)$$

$$i_{VO1,4} = f(p_{VO1,4}; t_{VO1,4}) = 901,4 \text{ kJ.kg}^{-1} \quad (3.19)$$



Obr. 2 i - s diagram kondenzační parní turbíny K55

Nedohřev v nízkotlakových a vysokotlakových ohřívacích je volen z rozsahu

$$\delta_{NO} = (1,5 \div 3,0) = 2,0 \text{ °C} \quad (3.20)$$

$$\delta_{VO} = (3,0 \div 5,0) = 4,0 \text{ °C} \quad (3.21)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

pak teplota sytosti páry v ohříváku je:

$$t_{VO1,sat} = t_{VO1,2} = t_{VO1,4} + \delta_{VO} = 210,0 + 4 = 214,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.22)$$

$$t_{NO1,sat} = t_{NO1,2} = t_{NO1,4} + \delta_{NO} = 73,9 + 2 = 75,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.23)$$

$$t_{NO2,sat} = t_{NO2,2} = t_{NO2,4} + \delta_{NO} = 93,7 + 2 = 95,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.24)$$

$$t_{NO3,sat} = t_{NO3,2} = t_{NO3,4} + \delta_{NO} = 113,6 + 2 = 115,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.25)$$

tomu odpovídá tlak páry v na vstupu do ohříváku [6]

$$p_{NO1,1} = f(t_{NO1,sat}; x = 0) = 0,040 \text{ MPa} \quad (3.26)$$

$$p_{NO2,1} = f(t_{NO2,sat}; x = 0) = 0,087 \text{ MPa} \quad (3.27)$$

$$p_{NO3,1} = f(t_{NO3,sat}; x = 0) = 0,173 \text{ MPa} \quad (3.28)$$

$$p_{VO1,1} = f(t_{VO1,sat}; x = 0) = 2,065 \text{ MPa} \quad (3.29)$$

Tlak páry v odběru turbíny je tlakem na vstupu do ohříváku navýšen o ztráty v potrubí mezi těmito dvěma body:

$$p'_{NO1,1} = p_{NO1,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 0,040 \cdot \left(1 + \frac{11-1}{100}\right) = 0,044 \text{ MPa} \quad (3.30)$$

$$p'_{NO2,1} = p_{NO2,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 0,087 \cdot \left(1 + \frac{11-2}{100}\right) = 0,095 \text{ MPa} \quad (3.31)$$

$$p'_{NO3,1} = p_{NO3,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 0,173 \cdot \left(1 + \frac{11-3}{100}\right) = 0,187 \text{ MPa} \quad (3.32)$$

$$p'_{VO1,1} = p_{VO1,1} \cdot \left(1 + \frac{11-j}{100}\right) = 2,065 \cdot \left(1 + \frac{11-4}{100}\right) = 2,209 \text{ MPa} \quad (3.33)$$

Veličina (j) v rovnicích je pořadové číslo odběru (Odběr do NO1 má pořadové číslo jedna atd. až odběr do VO1 má pořadové číslo čtyři). Mezi napájecí nádrží a jejím příslušným odběrem v turbíně se neuvažuje ztráta a tlak v obou místech je totožný.

Entalpie páry v odběrech jsou zakresleny na Obr. 2 a jsou vypočítána v kapitole 5. Konkrétně v rovnicích (5.236), (5.188), (5.140), (5.92) a (5.44)

$$i_{NO1,1} = i_{Vn} = 2\,466,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.34)$$

$$i_{NO2,1} = i_{IVn} = 2\,568,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.35)$$

$$i_{NO3,1} = i_{III n} = 2\,669,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.36)$$

$$i_{NN,1} = i_{II n} = 2\,747,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.37)$$

$$i_{VO1,1} = i_{In} = 3\,143,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.38)$$

Teplota páry na vstupu do ohříváku je funkcí tlaku [rovnice (3.1), (3.26) - (3.29)] a entalpie [rovnice (3.34) - (3.38)] příslušného místa a je vyhledána v [6]

$$t_{NO1,1} = f(p_{NO1,1}; i_{NO1,1}) = 75,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.39)$$

$$t_{NO2,1} = f(p_{NO2,1}; i_{NO2,1}) = 95,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.40)$$

$$t_{NO3,1} = f(p_{NO3,1}; i_{NO3,1}) = 115,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.41)$$

$$t_{NN,1} = f(p_{NN,1}; i_{NN,1}) = 143,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.42)$$

$$t_{VO1,1} = f(p_{VO1,1}; i_{VO1,1}) = 353,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.43)$$

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Entalpie topné páry je vypočtena jako stav syté kapaliny při tlaku páry na vstupu do ohříváku a vyhledána v [6]

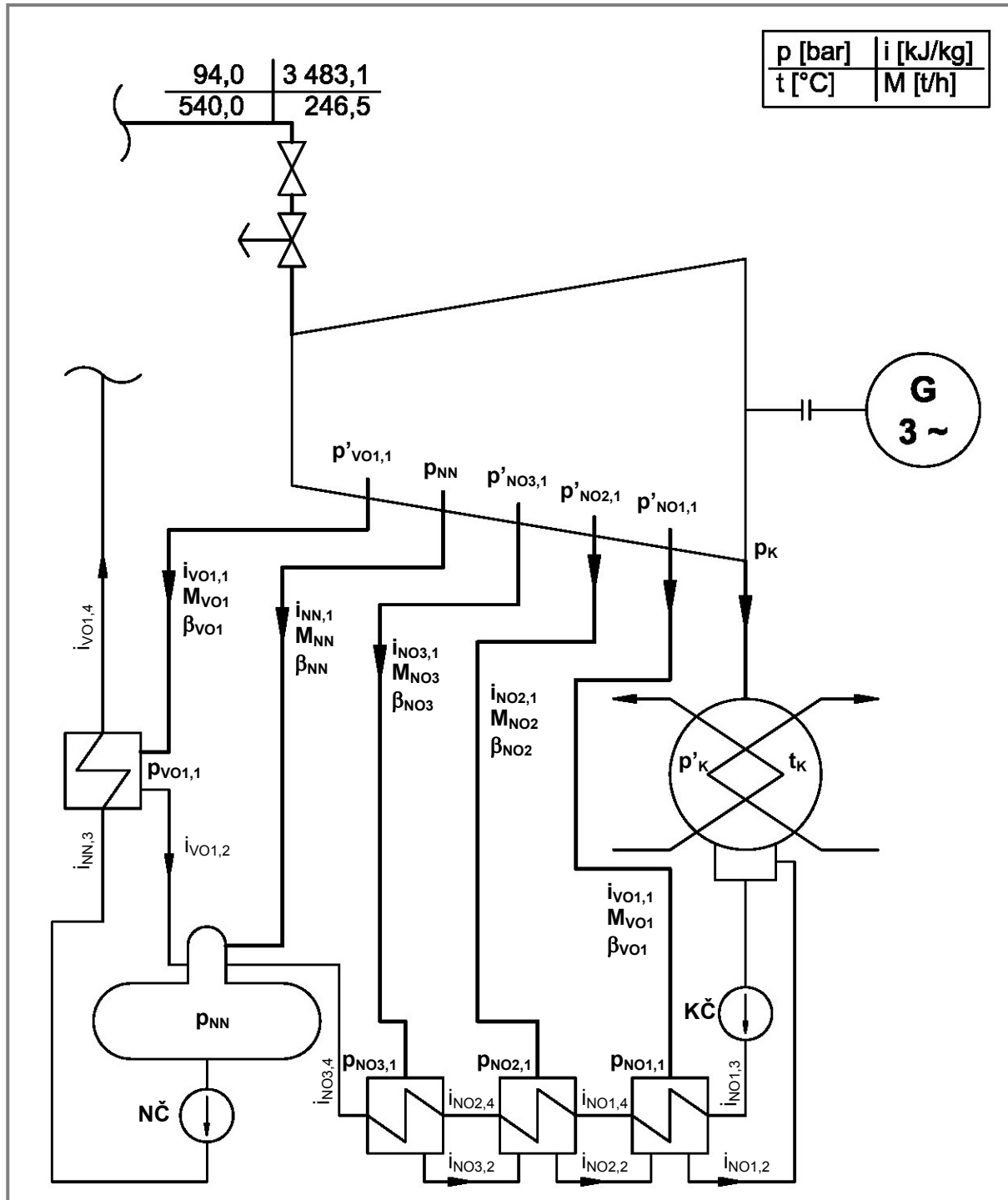
$$i_{NO1,2} = f(p_{NO1,1}; x = 0) = 317,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.44)$$

$$i_{NO2,2} = f(p_{NO2,1}; x = 0) = 401,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.45)$$

$$i_{NO3,2} = f(p_{NO3,1}; x = 0) = 485,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.46)$$

$$i_{VO1,2} = f(p_{VO1,1}; x = 0) = 916,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.47)$$

3.2 Výpočet množství topné páry do regeneračních ohříváků



Obr. 3 Schéma zapojení regeneračních ohříváků

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Na Obr. 3 je schéma zapojení regenerační ohříváku kondenzátu a u každé trasy jsou vyznačeny názvy zkoumaných veličin. Podle tohoto schématu byly odvozeny rovnice poměrného odběrového množství páry

Pro zjednodušení výpočtu jsou bilanční rovnice vztaženy na jednotkové množství páry

$$\beta_{0C} = 1 [-] \quad (3.48)$$

a výpočet je veden podle metodiky [2]. Účinnost regeneračních ohříváku je stanovena mimo rozsah doporučený ve [4] z důvodu zohlednění zanášení vlásenek při provozu:

$$\eta_{oh} = (0,995 \div 0,998) = 0,95 [-] \quad (3.49)$$

a účinnost ohřátí v napájecí nádrži vzhledem k přímému kontaktu a promísení médií je rovna jedné, pak poměrná odběrová množství jsou:

- Poměrné odběrové množství z turbíny pro VTO 1

$$\left. \begin{aligned} \beta_{VO1} \cdot (i_{VO1,1} - i_{VO1,2}) \cdot \eta_{oh} &= \beta_{0C} \cdot (i_{NV} - i_{VO1,3}) \\ \Rightarrow \beta_{VO1} &= \frac{\beta_{0C} \cdot (i_{NV} - i_{VO1,3})}{(i_{VO1,1} - i_{VO1,2}) \cdot \eta_{oh}} = \frac{1 \cdot (901,4 - 569,4)}{(3\,143,5 - 916,0) \cdot 0,95} \\ \Rightarrow \beta_{VO1} &= 0,156\,9 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.50)$$

- Poměrné odběrové množství z turbíny pro NTO 3

$$\left. \begin{aligned} \beta_{NO3} \cdot (i_{NO3,1} - i_{NO3,2}) \cdot \eta_{oh} &= \beta_{0C} \cdot (i_{NO3,4} - i_{NO2,4}) \\ \Rightarrow \beta_{NO3} &= \frac{\beta_{0C} \cdot (i_{NO3,4} - i_{NO2,4})}{(i_{NO3,1} - i_{NO3,2}) \cdot \eta_{oh}} = \frac{1 \cdot (477,6 - 393,8)}{(2669,5 - 485,3) \cdot 0,95} \\ \Rightarrow \beta_{NO3} &= 0,040\,4 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.51)$$

- Poměrné odběrové množství z turbíny pro NTO 2

$$\left. \begin{aligned} \beta_{NO2} \cdot (i_{NO2,1} - i_{NO2,2}) \cdot \eta_{oh} + \beta_{NO3} \cdot (i_{NO3,2} - i_{NO2,2}) &= \\ = \beta_{0C} \cdot (i_{NO2,4} - i_{NO1,4}) & \\ \Rightarrow \beta_{NO2} &= \frac{\beta_{0C} \cdot (i_{NO2,4} - i_{NO1,4}) - \beta_{NO3} \cdot (i_{NO3,2} - i_{NO2,2})}{(i_{NO2,1} - i_{NO2,2}) \cdot \eta_{oh}} \\ \Rightarrow \beta_{NO2} &= \frac{1 \cdot (393,8 - 310,4) - 0,04 \cdot (485,3 - 401,2)}{(2\,568,3 - 401,2) \cdot 0,95} = 0,038\,9 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.52)$$

- Poměrné odběrové množství z turbíny pro NTO 1

$$\left. \begin{aligned} \beta_{NO1} \cdot (i_{NO1,1} - i_{NO1,2}) \cdot \eta_{oh} + \beta_{NO2} \cdot (i_{NO2,2} - i_{NO1,2}) &= \\ = \beta_{0C} \cdot (i_{NO1,4} - i_{NO1,3}) & \\ \Rightarrow \beta_{NO1} &= \frac{\beta_{0C} \cdot (i_{NO1,4} - i_{NO1,3}) - \beta_{NO2} \cdot (i_{NO2,2} - i_{NO1,2})}{(i_{NO1,1} - i_{NO1,2}) \cdot \eta_{oh}} \\ \Rightarrow \beta_{NO1} &= \frac{1 \cdot (310,4 - 227,3) - 0,039 \cdot (401,2 - 317,6)}{(2\,466,5 - 317,6) \cdot 0,95} = 0,039\,1 [-] \end{aligned} \right\} \quad (3.53)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

➤ Poměrné odběrové množství z turbíny pro NN

$$\begin{aligned}
 & \beta_{NN} \cdot (i_{NN,1} - i_{NN,4}) = \\
 & = \beta_{VO1} \cdot (i_{VO1,2} - i_{NN,4}) + (i_{NN,4} - i_{NO3,4}) \cdot \left(\beta_{0C} + \sum_{i=1}^3 \beta_{NOi} \right) \\
 & \Rightarrow \beta_{NN} = \frac{\beta_{VO1} \cdot (i_{VO1,2} - i_{NN,4})}{(i_{II,1} - i_{II,4}) \cdot \eta_{oh,II}} + \\
 & \quad + \frac{(i_{NN,4} - i_{NO3,4}) \cdot (\beta_{0C} + \beta_{NO3} + \beta_{NO2} + \beta_{NO1})}{(i_{II,1} - i_{II,4}) \cdot \eta_{oh,II}} \\
 & \Rightarrow \beta_{NN} = \frac{0,1569 \cdot (916,0 - 561,5)}{(2747,5 - 561,5)} + \\
 & \quad + \frac{(561,5 - 477,6) \cdot (1 + 0,0404 + 0,0389 + 0,0391)}{(2747,5 - 561,5)} \\
 & \Rightarrow \beta_{NN} = 0,0683 [-]
 \end{aligned} \tag{3.54}$$

Při vynásobení poměrných odběrových množství hmotnostním průtokem vstupujícím do turbíny [rce. (2.22)] se vypočte skutečný hmotnostní průtok páry odebrané pro regeneraci:

$$\dot{M}_{NO1} = \dot{M} \cdot \beta_{NO1} = 68,475 \cdot 0,0391 = 2,679 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \tag{3.55}$$

$$\dot{M}_{NO2} = \dot{M} \cdot \beta_{NO2} = 68,475 \cdot 0,0389 = 2,661 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \tag{3.56}$$

$$\dot{M}_{NO3} = \dot{M} \cdot \beta_{NO3} = 68,475 \cdot 0,0404 = 2,767 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \tag{3.57}$$

$$\dot{M}_{VO1} = \dot{M} \cdot \beta_{VO1} = 68,475 \cdot 0,1569 = 10,744 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \tag{3.58}$$

U druhého odběru je ještě odvedena pára pro ohřev dalších technologií nutných pro provoz elektrárny odhadnutých dle doporučení vedoucího DP. Vlivy vratného kondenzátu z technologií a doplňování vody do systému jsou zanedbány.

$$\dot{M}_{NN} = \dot{M} \cdot \beta_{NN} + 17,1 = 68,475 \cdot 0,0683 + 17,1 = 21,798 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \tag{3.59}$$

3.3 Souhrn vypočtených výsledků bilančního schématu

Tab. 1 Parametry bilančního schématu

| Zařízení pracovního okruhu | | K | N01 | N02 | N03 | NN | V01 |
|-------------------------------------|------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Odběr | | - | V. | IV. | III. | II. | I. |
| Tlak páry v odběru | p'_1 [MPa] | 0,015 | 0,044 | 0,095 | 0,187 | 0,300 | 2,209 |
| Tlak páry v ohříváku | p_1 [MPa] | 0,015 | 0,040 | 0,087 | 0,173 | 0,300 | 2,065 |
| Entalpie páry v odběru | i_1 [kJ.kg ⁻¹] | 2352,9 | 2466,5 | 2568,3 | 2669,5 | 2747,5 | 3143,5 |
| Teplota páry - vstup do ohříváku | t_1 [°C] | 54,0 | 75,9 | 95,7 | 115,6 | 143,7 | 353,3 |
| Teplota sytosti páry v ohříváku | $t_{1,sat}$ [°C] | 54,0 | 75,9 | 95,7 | 115,6 | 133,5 | 214,0 |
| Entalpie kondenzát topné páry | i_2 [kJ.kg ⁻¹] | 225,9 | 317,6 | 401,2 | 485,3 | - | 916,0 |
| Ohřívání médium - výstupní teplota | t_4 [°C] | - | 73,9 | 93,7 | 113,6 | 133,5 | 210,0 |
| Ohřívání médium - výstupní tlak | p_4 [MPa] | 1,580 | 1,505 | 1,430 | 1,355 | 0,300 | 12,110 |
| Ohřívání médium - výstupní entalpie | i_4 [kJ.kg ⁻¹] | 227,3 | 310,4 | 393,8 | 477,6 | 561,5 | 901,4 |
| Účinnost regeneračního ohříváku | η_{oh} [-] | - | 0,95 | 0,95 | 0,95 | 1 | 0,95 |
| Poměrný odběr | β_i [-] | - | 0,0391 | 0,0389 | 0,0404 | 0,0683 | 0,1569 |
| Hm. průtok odběru | m_i [kg.s ⁻¹] | - | 2,679 | 2,661 | 2,767 | 21,798 | 10,744 |

Pozn.: Pro přehlednost je vytvořen výkres schématu (Příloha II. – „A3-DP-2011/2“), ve kterém jsou uvedeny parametry všech vypočítaných stavů.

4 REGULAČNÍ STUPEŇ

Na začátku výpočtu je znám pouze stav páry před difuzorem rovnice (2.5) - (2.9). Proto je nutné další veličiny odhadnout a poté zkontrolovat v detailním výpočtu (kap. 4.2). Celý výpočet je veden podle metodiky [1].

4.1 Předběžný výpočet A-kola

Dle zvyklostí jsou otáčky pro turbíny o výkonu nad cca 25-30MW standardně 50 Hz

$$n = 50 \text{ s}^{-1} = 3\,000 \text{ min}^{-1} \quad (4.1)$$

Obvodová rychlost na středním průměru je volena z mezí, kterou by neměla přesáhnout:

$$u = (160 \div 260) = 230 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2)$$

pak střední průměr je:

$$u = \pi \cdot D_{RS} \cdot n \Rightarrow D_{RS} = \frac{u}{\pi \cdot n} = \frac{230}{\pi \cdot 50} = 1,464 \text{ m} \quad (4.3)$$

Rychlostní poměr je volen z jeho optimálních mezí dle [1] s přihlédnutím k průběhu obvodové účinnosti v závislosti na rychlostním poměru pro akční stupeň (obr. 5-3 [3])

$$\left(\frac{u}{c_{1,iz}}\right) = (0,4 \div 0,5) = 0,453 [-] \quad (4.4)$$

Pak izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy je:

$$\frac{u}{c_{1,iz}} = \left(\frac{u}{c_{1,iz}}\right) \Rightarrow c_{1,iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{1,iz}}\right)} = \frac{230}{0,453} = 507,73 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.5)$$

Absolutní rychlost páry na vstupu do dýzy je volena:

$$c_0 = (30 - 50) = 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.6)$$

Výsledný izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm je:

$$h_{RS,iz} = \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{507,73^2}{2} - \frac{50^2}{2} = 127\,643 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.7)$$

tomu odpovídá entalpie na výstupu z regulačního stupně, kde v rovnici entalpie na začátku stupně byla vypočítána v rovnici (2.7)

$$i_{RS,2iz} = i_{RS,0} - h_{RS,iz} = 3\,483,10 - 127,6 = 3\,355,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.8)$$

a tlak odečtený z parních tabulek [6]. Entropie na začátku stupně byla vypočítána v rci. (2.8):

$$p_{RS,2} = f(i_{RS,2iz}; s_{RS,0}) = 6,19 \text{ MPa} \quad (4.9)$$

tento tlak by měl splňovat poměr:

$$\frac{p_{RS,2}}{p_{RS,0}} = \frac{6,19}{9,024} = 0,69 < 0,8 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (4.10)$$

Při využití nerozšířené dýzy platí, že by nemělo dojít ke kritickému tlaku:

$$\left. \begin{aligned} p_{krit} &= 0,546 \cdot p_{RS,0} = 0,546 \cdot 9,024 = 4,93 \text{ MPa} \\ p_{RS,2} &> p_{krit} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

Pro výpočet entalpie a měrného objemu za statorem je nutné vypočítat jeho ztrátu. Rychlostní součinitel je odhadnut z mezí:

$$\varphi = (0,95 \div 0,98) = 0,965 [-] \quad (4.12)$$

Ztráta ve statoru je pak:

$$z_0^S = (1 - \varphi^2) \cdot h_{RS,iz} = (1 - 0,965^2) \cdot 127,6 = 8,779 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.13)$$

Tomu odpovídá entalpie za dýzou:

$$i_{RS,1} = i_{RS,2} - z_0^S = 3\,355,5 + 8,779 = 3\,364,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.14)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Měrný objem je na izobaře ($p_{RS,1} \equiv p_{RS,2}$) a je odečten z parních tabulek [6]

$$v_{RS,1} = f(p_{RS,2}; i_{RS,1}) = 0,053 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.15)$$

Výstupní úhel je volen pro výpočet délky výstupní hrany lopatky

$$\alpha = (13 \div 18) = 13^\circ \quad (4.16)$$

Hmotnostní průtok je vypočítán v rovnici (2.22). Jelikož nejsou uvažovány při výpočtu úniky páry, je hmotnostní průtok v regulačním stupni rovný vypočítanému hmotnostnímu průtoku.

$$\dot{M}_{RS} = \dot{M} = 68,475 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.17)$$

Délka výstupní lopatky je odvozena z rovnice kontinuity rce. (1.1) pro totální ostřík:

$$\left. \begin{aligned} l_{ot} &= \frac{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot c_{iz}} = \frac{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varphi \cdot c_{1,iz} \cdot \sin \alpha} \\ l_{ot} &= \frac{68,475 \cdot 0,053}{\pi \cdot 1,464 \cdot 0,965 \cdot 507,73 \cdot \sin 13} = 0,007 \text{ m} < 0,012 \text{ m} \end{aligned} \right\} \quad (4.18)$$

Ve všeobecných podmínkách je stanovené kritérium nejmenší délky rozváděcí lopatky 12 mm, proto je nutné využít parciální ostřík lopatek.

Pro výpočet optimální délky lopatky je nutné využít experimentální konstanty:

$$\frac{c}{a} = 0,1467 \text{ [-]} \quad (\text{pro } A - \text{kolo}) \quad (4.19)$$

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot \sqrt{D_{RS}}} = 0,1467 \cdot \frac{0,453}{\left(\frac{3000}{1000}\right)^{0,2} \cdot \sqrt{1,464}} = 0,0441 \text{ [-]} \quad (4.20)$$

$$\frac{b}{a} = 0,0398 \text{ [-]} \quad (4.21)$$

Součinitel s_1 zohledňuje dělení parciálního ostříku (1 = vcelku, 2 = dělený) a pak součinitel α :

$$s_1 = 2 \text{ [-]} \quad (4.22)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_{RS}}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_{RS}}} = \sqrt{\frac{1,464}{0,0398 \cdot 2 + 0,0441 \cdot 1,464}} = 3,1869 \text{ [-]} \quad (4.23)$$

Pak optimální délka rozváděcí lopatky, resp. zvolená délka lopatky je:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot} \cdot 100} = 3,1869 \cdot \sqrt{0,7} = 2,69 \text{ cm} \Rightarrow l_0 = 0,027 \text{ m} \quad (4.24)$$

a parciální ostřík je pak o velikosti

$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_0} = \frac{0,007}{0,027} = 0,264 \text{ [-]} > 0,2 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (4.25)$$

přičemž minimální hodnota parciálního ostříku by měla být větší než 0,2 [-]

Pro výpočet redukované obvodové účinnosti (η_u) je nutné vypočítat redukovanou délku ostří lopatky (L_{red}), při níže se dosáhne s plným ostříkem ($\varepsilon = 1$) stejné účinnosti, jako při parciálním ostříku a délce ostří lopatky regulačního stupně (l_0).

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{2,7}{1 + \left(\frac{2,7}{2,69}\right)^2 - 0,0441 \cdot 2,7} = 1,43 \text{ cm} \quad (4.26)$$

Redukovaná obvodová účinnost je odečtena z diagramu (obr. 2.2 [1]):

$$\eta_u = 0,735 \text{ [-]} \quad (4.27)$$

Pro výpočet vnitřní termodynamické účinnosti je nutné odečíst součinitel ztráty třením a ventilací z digramu (obr. 2.3 [1])

$$k = 4,1 \text{ [-]} \quad (4.28)$$

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA

a vypočítat absolutní hodnotu ztráty třením a ventilací:

$$Z_5 = \frac{k}{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,1}} = \frac{4,1}{68,475 \cdot 0,053} = 1,134 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.29)$$

příčemž poměrná ztráta je:

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{RS,iz}} = \frac{1,134}{127,6} = 0,009 \text{ [-]} \quad (4.30)$$

pak vnitřní termodynamická účinnost je:

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 = 0,735 - 0,009 = 0,726 \text{ [-]} \quad (4.31)$$

a vnitřní výkon regulačního stupně:

$$P_i = \dot{M}_{RS} \cdot h_{RS,iz} \cdot \eta_{TDi} = 68,475 \cdot 127,6 \cdot 0,726 = 6\,347 \text{ kW} \quad (4.32)$$

Posledním bodem předběžného návrhu A-kola je určení entalpie koncového bodu expanze

$$\left. \begin{aligned} i_{RS,2} &= i_{RS,0} + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{TDi} \cdot h_{RS,iz} = 3\,483,1 + \frac{50^2}{2 \cdot 1000} - 0,726 \cdot 127,6 \\ i_{RS,2} &= 3\,391,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (4.33)$$

tomu odpovídá entropie, která je funkcí tlaku a entalpie v daném místě a je vyhledána v [6]

$$s_{RS,2} = f(p_{RS,2}; i_{RS,2}) = 6,828 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.34)$$

4.2 Detailní výpočet A-kola

Pro zlepšení poměrů při obtékání oběžných lopatek by neměl být stupeň reakce nulový (tzn. stupeň není čistě akční). Stupeň reakce je volen z doporučeného rozsahu

$$\rho = (0,03 \div 0,06) = 0,05 \text{ [-]} \quad (4.35)$$

Pak rozdělení tepelných spádů na stator a rotor je:

$$h_{RS,iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{RS,iz} = (1 - 0,05) \cdot 127,6 = 121,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.36)$$

$$h_{RS,iz}^R = \rho \cdot h_{RS,iz} = 0,05 \cdot 127,6 = 6,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.37)$$

Po zanesení do i-s diagramu je tlak a měrný objem v mezeře odečten v [6] o velikosti:

$$p_{RS,1} = f(i_{RS,0} - h_{RS,iz}^S; s_{RS,0}) = 6,312 \text{ MPa} \quad (4.38)$$

$$v_{RS,1iz} = f(i_{RS,0} - h_{RS,iz}^S; s_{RS,0}) = 0,052 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.39)$$

Tento tlak by měl splňovat poměr:

$$\frac{p_{RS,1}}{p_{RS,0}} = \frac{6,312}{9,024} = 0,7 < 0,8 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (4.40)$$

a podle podmínky v rovnici. (4.11) je tlak větší než kritický, to znamená, že nemusí být využita rozšířená dýza.

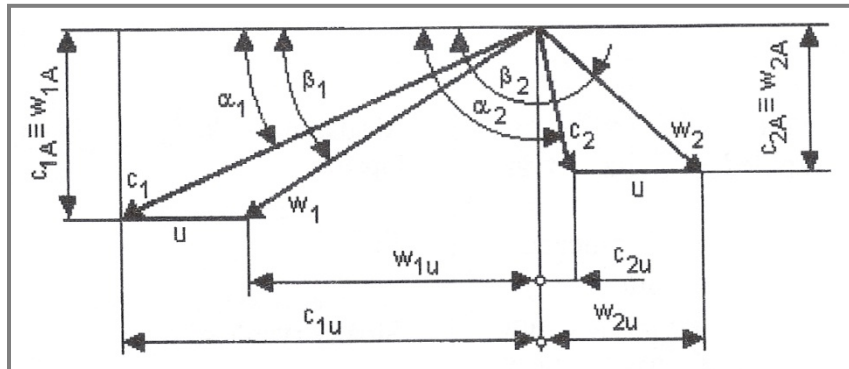
Teoretická rychlost na výstupu z dýzy je

$$\left. \begin{aligned} h_{RS,iz}^S &= \frac{c_{1,iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \Rightarrow c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot h_{RS,iz}^S + c_0^2} \\ c_{1,iz} &= \sqrt{2 \cdot 121,3 \cdot 10^3 + 50^2} = 495,00 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (4.41)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

4.2.1 Výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících stupně

Rovnice jsou odvozeny podle následujícího obrázku



Obr. 4 Rychlostní trojúhelníky A-kola s označením rychlostí a úhlů [1]

- Skutečná obvodová rychlost

$$u = \pi \cdot D_{RS} \cdot n = \pi \cdot 1,464 \cdot 50 = 229,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.42)$$

- Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1,iz} = 0,965 \cdot 495,0 = 477,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.43)$$

- Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (4.44)$$

$$w_1 = \sqrt{477,7^2 + 229,96^2 - 2 \cdot 477,7 \cdot 229,96 \cdot \cos 13} = 258,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- Složky absolutní a relativní rychlosti do obvodového směru

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha = 477,7 \cdot \cos 13 = 465,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.45)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 465,4 - 229,96 = 235,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.46)$$

- Složky absolutní a relativní rychlosti do axiálního směru

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha = 477,7 \cdot \sin 13 = 107,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.47)$$

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{235,5}{258,8} = 24,5^\circ \quad (4.48)$$

- Teoretická relativní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek

$$w_{2,iz} = \sqrt{2 \cdot h_{RS,iz}^R + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 6,4 \cdot 10^3 + 258,8^2} = 282,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.49)$$

- Skutečná relativní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek je rovna teoretické relativní rychlosti korigované rychlostním součinitelem, který je odečten z digramu (obr. 10.1 [1])

$$\psi = 0,91 [-] \quad (4.50)$$

$$w_2 = \psi \cdot w_{2,iz} = 0,91 \cdot 282,4 = 257,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.51)$$

- Volba úhlu β_2

$$\beta_2 = 180 - [\beta_1 - (3 \div 5)^\circ] = 180 - [24,5 - 3] = 158,5^\circ \quad (4.52)$$

- Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \quad (4.53)$$

$$c_2 = \sqrt{257,0^2 + 229,96^2 - 2 \cdot 257,0 \cdot 229,96 \cdot \cos(180 - 158,5)}$$

$$c_2 = 94,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

- Složky absolutní a relativní rychlosti na výstupu z rotoru do obvodového směru

$$w_{2u} = w_2 \cdot \sin(\beta_2 - 90) = 257,0 \cdot \sin(158,5 - 90) = 239,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.54)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 239,1 - 229,96 = 9,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.55)$$

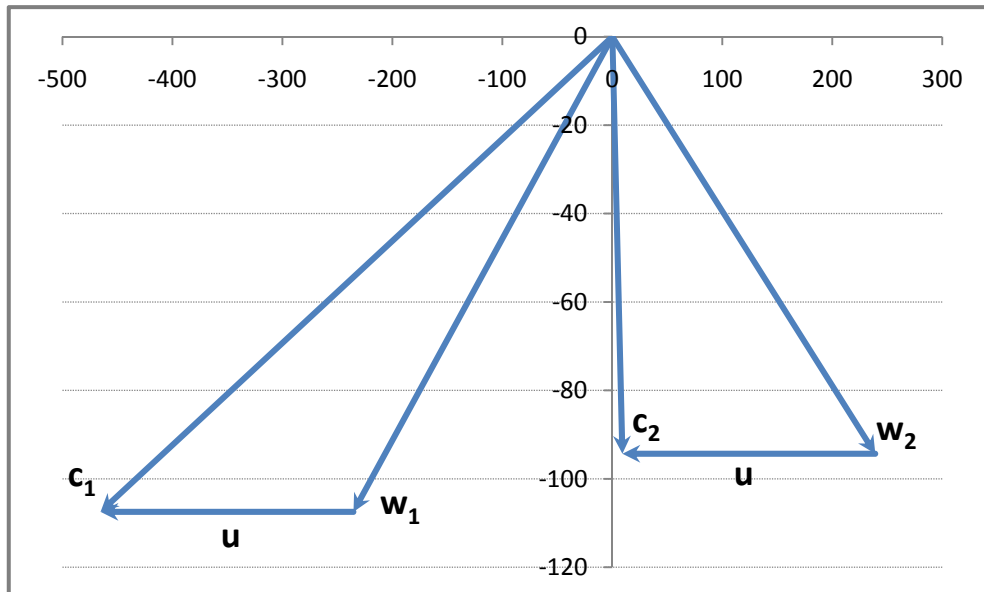
- Složky absolutní a relativní rychlosti na výstupu z rotoru do axiálního směru

$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \cdot \cos(\beta_2 - 90) = 257,0 \cdot \cos(158,5 - 90) \quad (4.56)$$

$$c_{2a} = w_{2a} = 94,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

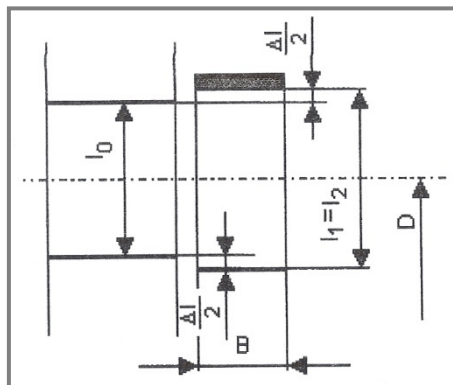
$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2u}}{c_{2a}} + 90 = \arctg \frac{9,1}{94,3} = 95,5^\circ \quad (4.57)$$

Všechny zkoumané rychlosti jsou v měřítku vykresleny na následujícím obrázku:



Obr. 5 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně

4.2.2 Výpočet průřezného průřezu stupně



Obr. 6 Geometrie průřezného válcového kanálu A - kola [1]

Pro přesné stanovení výstupní délky dýzy je opět vycházeno z rovnice kontinuity resp. rovnice (1.1), kde plocha je zmenšena parciální ostřikem

$$\left. \begin{aligned} l_{RS,0} &= \frac{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,1iz}}{\pi \cdot D \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{68,475 \cdot 0,052}{\pi \cdot 1,464 \cdot 0,264 \cdot 477,7 \cdot \sin 13} \\ l_{RS,0} &= 0,027 \text{ m} \end{aligned} \right\} \quad (4.58)$$

Kanál oběžných lopatek je nerozšířená válcová plocha, proto výpočet délky oběžné lopatky nemusí vycházet z rovnice kontinua, ale lze zvolit pouze přesah:

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

$$\left. \begin{aligned} l_{RS,1} = l_{RS,2} = l_{RS,0} + \Delta l = l_{RS,0} + (1 \div 3) \\ l_{RS,1} = l_{RS,2} = 0,0271 + 0,0019 = 0,029 \text{ m} \end{aligned} \right\} \quad (4.59)$$

Pro výpočet dalších rozměrů průtočného průřezu je nutné zvolit profil. Jeho volba je závislá mimo jiné i na Machově čísle před statorovou řadou (0), mezi statorovou a rotorovou řadou (1) a za rotorovou řadou (2). Rychlost zvuku je v těchto bodech učena pomocí [6]

$$a_0 = 670,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.60)$$

$$a_1 = 646,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.61)$$

$$a_2 = 652,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.62)$$

pak Machovo číslo je

$$(Ma)_0 = \frac{c_1}{a_0} = \frac{477,7}{670,7} = 0,712 [-] \quad (4.63)$$

$$(Ma)_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{477,7}{646,1} = 0,739 [-] \quad (4.64)$$

$$(Ma)_2 = \frac{w_2}{a_2} = \frac{257,0}{652,5} = 0,394 [-] \quad (4.65)$$

Profil statorových lopatek volím TS-1A (z Tab. 10.2 [1]), kde jsou doporučené hodnoty optimálního úhlu nastavení (γ) a optimální rozteč (s/c):

$$\gamma_S = (32 \div 36) = 34,4^\circ \quad (4.66)$$

$$\left(\frac{S}{c}\right)_S = (0,74 \div 0,90) = 0,75 [-] \quad (4.67)$$

a profil rotorových lopatek volím TR-1A (z Tab. 10.3 [1]), kde jsou doporučené hodnoty optimálního úhlu nastavení (γ) a optimální rozteč (s/c):

$$\gamma_R = (76 \div 79) = 77,0^\circ \quad (4.68)$$

$$\left(\frac{S}{c}\right)_R = (0,60 \div 0,70) = 0,65 [-] \quad (4.69)$$

V poměru (s/c) značí (c) délku tělivity profilu a ta je volena z rozmezí pro statorový a rotorový profil

$$c_S = 0,040 \text{ m} \quad (4.70)$$

$$c_R = 0,025 \text{ m} \quad (4.71)$$

Šířka statorových a rotorových řad je

$$B_S = c_S \cdot \cos \gamma_S = 0,04 \cdot \cos 34,4 = 0,0330 \text{ m} \quad (4.72)$$

$$B_R = c_R \cdot \cos \gamma_R = 0,025 \cdot \cos 77 = 0,0056 \text{ m} \quad (4.73)$$

rozteč lopatek

$$s_S = c \cdot \left(\frac{S}{c}\right)_S = 0,04 \cdot 0,75 = 0,030 \text{ m} \quad (4.74)$$

$$s_R = c \cdot \left(\frac{S}{c}\right)_R = 0,025 \cdot 0,65 = 0,0163 \text{ m} \quad (4.75)$$

a počet lopatek v řadě

$$z_S = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_S} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot 1,464}{0,03} \cdot 0,264 = 40,474 \div 41 \text{ ks} \quad (4.76)$$

$$z_R = \frac{\pi \cdot D_{RS}}{s_R} \cdot \varepsilon = \frac{\pi \cdot 1,464}{0,0163} \cdot 1 = 283,033 \div 284 \text{ ks} \quad (4.77)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

4.2.3 Energetické ztráty v lopatkování a obvodová účinnost stupně

- Ztráta v rozváděcí mříži (dýze)

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} (1 - \varphi^2) = \frac{495,0^2}{2} \cdot (1 - 0,965^2) = 8\,425,7 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.78)$$

- Ztráta v oběžné lopatkové řadě

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} (1 - \psi^2) = \frac{282,4^2}{2} \cdot (1 - 0,91^2) = 6\,854,4 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.79)$$

- Ztráta výstupní rychlostí, která je započítána jen jako ztráta na stupni. Na celkovou účinnost turbíny nemá vliv, jelikož tato „ztráta“ zvyšuje entalpii, která bude zpracována následujícím stupněm.

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{94,7^2}{2} = 4\,488,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.80)$$

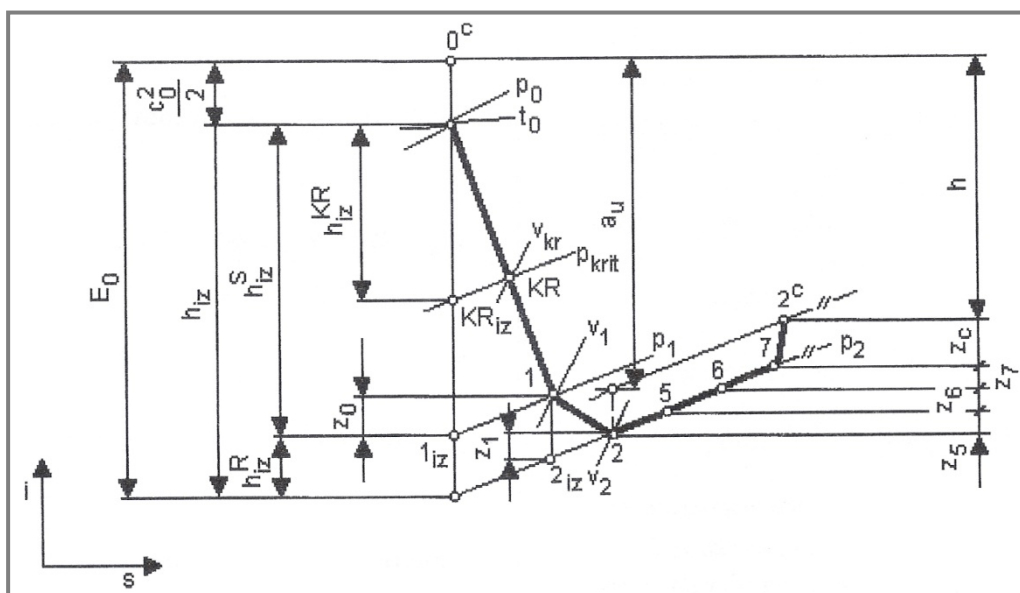
Obvodová účinnost stupně je pak podíl obvodové práce (a_u) k celkové využitelné energii na stupeň (E_0):

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{\left(h_{RS,iz} + \frac{c_0^2}{2} \right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{RS,iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (4.81)$$

$$\eta_u = \frac{\left(127\,643 + \frac{50^2}{2} \right) - 8\,425,7 - 6\,854,4 - 4\,488,5}{127\,643 + \frac{50^2}{2}} = 0,847 \text{ [-]}$$

4.2.4 Vnitřní termodynamická účinnost a vnitřní výkon stupně

Vnitřní termodynamická účinnost je definována jako obvodová účinnost, které je zmenšena o další reálné ztráty, které jsou zakresleny v i-s diagramu na Obr. 7



Obr. 7 i-s diagram A - kola [1]

První je poměrná ztráta třením (ventilací) disku (ξ_s) v jejímž výpočtu je konstanta, která je zvolena z rozsahu

$$k_{tř} = (0,45 \div 0,80) \cdot 10^{-3} = 0,000\,6 \text{ [-]} \quad (4.82)$$

a je ovlivněna i průtočným průřezem

$$\left. \begin{aligned} S &= \pi \cdot D_{RS} \cdot l_{RS,1} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 = \pi \cdot 1,464 \cdot 0,029 \cdot 0,264 \cdot \sin 13 \\ S &= 0,007\,9 \text{ m}^2 \end{aligned} \right\} \quad (4.83)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Poměrná ztráta třením disku je:

$$\left. \begin{aligned} \xi_5 &= k_{tř} \cdot \frac{D_{RS}^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{RS,iz}} \right)^3 = 0,0006 \cdot \frac{1,464^2}{0,0079} \cdot \left(\frac{229,96}{\sqrt{2} \cdot 127\,643} \right)^3 \\ \xi_5 &= 0,01537 [-] \end{aligned} \right\} \quad (4.84)$$

Druhou ztrátou je poměrná ztráta parciálním ostřikem (ξ_6), která se skládá ze dvou částí. A to ztráta ventilací neostříkнутých lopatek

$$\left. \begin{aligned} \xi_{61} &= \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{RS,iz}} \right)^3 \\ \xi_{61} &= \frac{0,065}{\sin 13} \cdot \frac{(1 - 0,264)}{0,264} \cdot \left(\frac{229,96}{\sqrt{2} \cdot 127\,643} \right)^3 = 0,03797 [-] \end{aligned} \right\} \quad (4.85)$$

a další částí ztráty parciálním ostřikem je ztráta vznikající na okraji pásma ostřiku, kde s_1 ve vzorci byla již volena v rovnici (4.22) a délka tětivy v rovnici (4.70)

$$\left. \begin{aligned} \xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{c_R \cdot l_{RS,2}}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2} \cdot h_{RS,iz}} \right) \cdot \eta_u \cdot s_1 \\ \xi_{62} &= 0,25 \cdot \frac{0,025 \cdot 0,029}{0,0079} \cdot \left(\frac{229,96}{\sqrt{2} \cdot 127\,643} \right) \cdot 0,847 \cdot 2 = 0,00365 [-] \end{aligned} \right\} \quad (4.86)$$

pak poměrná ztráta parciálním ostřikem je

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,03797 + 0,00365 = 0,04163 [-] \quad (4.87)$$

Třetí ztrátou je ztráta radiální mezerou. Při ní je nutné zvolit velikost radiální mezery, vypočítat průřez radiální mezery

$$\delta \approx \frac{D_{RS}}{1000} + 0,2 = \frac{1,464}{1000} + 0,2 = 0,00166 \text{ mm} \quad (4.88)$$

$$\left. \begin{aligned} S_{1R} &= \pi \cdot (D_{RS} + l_{RS,1}) \cdot \delta = \pi \cdot (1,464 + 0,029) \cdot 0,00166 \\ S_{1R} &= 0,007804 \text{ m}^2 \end{aligned} \right\} \quad (4.89)$$

a vypočítat stupeň reakce na špičce lopatky

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_{RS}}{l_{RS,1}}}{1 + \frac{D_{RS}}{l_{RS,1}}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{1,464}{0,029}}{1 + \frac{1,464}{0,029}} = 0,068 [-] \quad (4.90)$$

Průtokový součinitel je doporučen ve velikosti

$$\mu_1 = 0,5 [-] \quad (4.91)$$

Ztráta radiální mezerou je

$$\left. \begin{aligned} \xi_7 &= 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \frac{\rho_s}{1 - \rho} \\ \xi_7 &= 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,007804 \cdot 0,847}{0,0079} \cdot \frac{0,068}{1 - 0,05} = 0,16852 [-] \end{aligned} \right\} \quad (4.92)$$

Další ztráty ve výpočtu nebyly uvažovány, jelikož například ztráta vlhkostí páry je nulová (regulační stupeň pracuje s přehřátou párou) nebo ztráta rozvějířením, která se týká relativně dlouhých lopatek s poměrem $l/D > 0,1$.

Výsledná vnitřní termodynamická účinnost je

$$\left. \begin{aligned} \eta_{TDi} &= \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 \\ \eta_{TDi} &= 0,847 - 0,01537 - 0,04163 - 0,16852 = 0,62110 [-] \end{aligned} \right\} \quad (4.93)$$

vnitřní výkon a skutečný entalpický spád je

$$P_{i,RS} = \dot{M}_{RS} \cdot h_{RS,iz} \cdot \eta_{TDi} = 68,475 \cdot 127,6 \cdot 0,621 = 5\,428,6 \text{ kW} \quad (4.94)$$

$$h_{RS} = h_{RS,iz} \cdot \eta_{TDi} = 127,6 \cdot 0,621 = 79,28 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.95)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Určení koncového bodu expanze ve stupni je posledním krokem v detailním výpočtu

$$i_{RS,2} = i_{RS,0} - h_{RS} = 3\,483,1 - 79,3 = 3\,403,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.96)$$

$$i_{RS,2c} = i_{RS,0} + \frac{c_0^2}{2} - h_{RS} = 3\,483,1 + \frac{50^2}{2} - 79,28 = 3\,405,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.97)$$

4.3 Namáhání oběžných lopatek RS

V této sub kapitole je kontrolován zvolený patní průřez oběžné lopatky podle metodiky [5]. Lopatka oběžného kola je namáhána ohybem a tahem způsobeným proudem páry a odstředivou silou. Výpočet je veden pro jmenovitý výkon stroje.

Jelikož je výpočet veden u regulačního stupně s parciálním ostříkem, je obvodová a axiální síla největší u ostříknutých lopatek:

$$z_{R,o} = z_R \cdot \varepsilon = 284 \cdot 0,264 = 75,0 [-] \quad (4.98)$$

Pak obvodová síla je

$$F_u = \dot{M}_{RS} \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{R,o}} = 68,475 \cdot \frac{465,4 - 9,1}{75,0} = 416,8 \text{ N} \quad (4.99)$$

Protože regulační stupeň není čistě rovnotlaký a je stanovena mírná reakce, vzniká u oběžných lopatek axiální síla rozdílem tlaků před a za oběžnou lopatku

$$\Delta p_{RS,R} = p_{RS,1} - p_{RS,2} = 6,312 - 6,190 = 0,123 \text{ MPa} \quad (4.100)$$

Pak axiální síla je

$$\left. \begin{aligned} F_a &= \frac{\dot{M}_{RS} \cdot (c_{1a} - c_{2a})}{z_{R,o}} + \Delta p_{RS,R} \cdot l_{RS,1} \cdot s_R \\ F_a &= \frac{68,475 \cdot (107,5 - 94,3)}{75,0} + 0,123 \cdot 0,029 \cdot 0,0163 = 69,5 \text{ N} \end{aligned} \right\} \quad (4.101)$$

Podle Pythagorovy věty je výslednice sil

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} = \sqrt{416,8^2 + 69,5^2} = 422,5 \text{ N} \quad (4.102)$$

Pro výpočet maximálního ohybového momentu je nutné tuto sílu rozložit do osy maximálního momentu setrvačnosti. Velká odchylka je především u přetlakového lopatkování a tento úhel bývá uveden v charakteristikách profilu. U profilů zvolených v této práci není tento úhel znám. Ale za předpokladu, že je tento úhel malý, resp. jdoucí k nule, je síla ve směru do osy maximálního momentu setrvačnosti největší podle následující rovnice

$$F' = F \cdot \cos \delta = 422,5 \cdot \cos 0 = 422,5 \text{ N} \quad (4.103)$$

Maximální ohybový moment je

$$M_{max} = F' \cdot \frac{l_{RS,1}}{2} = 422,5 \cdot \frac{0,029}{2} = 6,1 \text{ Nm} \quad (4.104)$$

Průřezový modul v ohybu pro zvolený typ lopatky je vyhledán v [1]

$$W_{R,min} = 0,208 \text{ cm}^3 \quad (4.105)$$

Pak namáhání v ohybu je

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_{R,min}} = \frac{6,1}{0,208} = 29,364 \text{ MPa} \quad (4.106)$$

Namáhání lopatek odstředivou silou je počítáno v patním průřezu a je vyvozeno masou materiálu nad tímto řezem. Plocha profilu pro zvolený typ lopatky je vyhledána v [1]

$$S_R = 1,812 \text{ cm}^2 \quad (4.107)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Otáčky rotoru jsou zvětšeny o 10%, při kterých zasáhne bezpečnostní systém. Pak úhlová rychlost je

$$\omega' = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot 3000}{60} = 345,6 \text{ s}^{-1} \quad (4.108)$$

Hustota oceli při zanedbání vlivu teploty

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4.109)$$

Výsledná odstředivá síla je

$$\left. \begin{aligned} O &= \rho \cdot S_R \cdot l_{RS,1} \cdot \frac{D_{RS}}{2} \cdot \omega'^2 \\ O &= 7850 \cdot 1,812 \cdot 10^{-4} \cdot 0,029 \cdot \frac{1,464}{2} \cdot 345,6^2 = 3591,4 \text{ N} \end{aligned} \right\} \quad (4.110)$$

Jelikož bandáž není uvažována, tak nevzniká ani odstředivá síla od ní. Proto namáhání v tahu od odstředivých sil je

$$\sigma_t = \frac{O}{S_R} = \frac{3591,4}{1,812 \cdot 10^{-4}} = 19,820 \text{ MPa} \quad (4.111)$$

Teplota materiálu je asi o 50°C nižší, než je teplota prostředí, tedy páry, která je

$$t_{RS,1} = f(p_{RS,1}; i_{RS,1}) = 476,1 \text{ °C} \quad (4.112)$$

Materiál oběžných lopatek je určen z [5] s názvem PAK 2MV.7, který má při teplotě 480 °C dovolenou mez v ohybu

$$\sigma_{DOV} = 162 \text{ MPa} \quad (4.113)$$

Celkové namáhání by nemělo překročit tuto dovolenou hodnotu

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t = 2 \cdot 29,364 + 19,820 = 78,548 \leq \sigma_{DOV} \quad (4.114)$$

5 TEPELNÝ VÝPOČET TURBÍNY

Mnohastupňová parní turbína je volena s přetlakovým lopatkování a výpočet je veden podle metodiky [1]. Průtočný průřez je rozdělen pěti odběry na šest kanálů, jejichž vnitřní výkony musí být vypočítány, vzhledem k rozdílnému hmotnostnímu průtoku, zvláště. Při výpočtu je vztažnou rovinou prvního a posledního stupně kanálu rovina kolmá na osu rotace mezi statorem a rotorem stupně.

5.1 Předběžný výpočet kanálu č. I.**5.1.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. I.**

Počátečním bodem expanze v prvním lopatkovém kanále je koncový bod expanze v regulačním stupni. Entalpie byla vypočítána v rovnici (4.96), tlak v rovnici (4.9), entropie v rovnici (4.34) a odpovídající měrný objem je vyhledán v [6]:

$$i_{I1} = i_{RS,2} = 3\,403,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.1)$$

$$p_{I1} = p_{RS,2} = 6,190 \text{ MPa} \quad (5.2)$$

$$s_{I1} = s_{RS,2} = 6,844 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.3)$$

$$v_{I1} = f(p_{I1}; i_{I1}) = 0,054 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.4)$$

Koncový bod expanze byl určen v místě odběru v rovnici (3.33):

$$p_{I1} = p'_{VO1,1} = 2,209 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

tomu odpovídá izoentropická entalpie a měrný objem, které jsou vyhledána v [6]

$$i_{I1,iz} = f(p_{I1}; s_{I1}) = 3\,094,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.6)$$

$$v_{I1,iz} = f(p_{I1}; i_{I1,iz}) = 0,121 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.7)$$

Izoentropický spád v kanále je pak

$$H_{I1,iz} = i_{I1} - i_{I1,iz} = 3\,403,8 - 3\,094,4 = 309,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.8)$$

Hmotnostní průtok protékající touto částí turbíny je totožný, jako v regulačním stupni.

$$\dot{M}_I = \dot{M}_{RS} = 68,475 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.9)$$

Při výpočtu je vycházeno z tzv. Parsonsova čísla, které je voleno pro celý kanál

$$Pa_s = (0,60 \div 0,85) = 0,8 [-] \quad (5.10)$$

a zmenší se opravným koeficientem u prvního i posledního (n-tého) stupně

$$(Pa_1)_I = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,92 \cdot 0,80 = 0,736 [-] \quad (5.11)$$

$$(Pa_n)_I = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.12)$$

Výstupní úhel statorové lopatkové řady prvního a posledního stupně je

$$\alpha_{I1,1} = (12 \div 40)^\circ = 12^\circ \quad (5.13)$$

$$\alpha_{In,1} = (12 \div 40)^\circ = 13^\circ \quad (5.14)$$

Pro upravené Parsonsovo číslo a zvolený úhle je odečten poměr (c_a/u) v obr. 5.11 [1]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{I1} = 0,236 [-] \quad (5.15)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{In} = 0,260 [-] \quad (5.16)$$

Minimální délka první lopatky by měla být nejméně 30 mm, proto je volena délka

$$l_{I1,1} = 0,032 \text{ m} \quad (5.17)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Pak střední průměr lopatkování prvního stupně při konstantních otáčkách [rce. (4.1)]:

$$D_{I1,1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M}_I \cdot v_{I1,1}}{n \cdot l_{I1,1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{I1}}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{68,475 \cdot 0,054}{50 \cdot 0,032 \cdot 0,236}} = 0,998 \text{ 3 m} \quad (5.18)$$

resp. průměr paty a hlavy

$$D_{I1,1p} = D_{I1,1} - l_{I1,1} = 0,998 \text{ 3} - 0,032 = 0,966 \text{ 3 m} \quad (5.19)$$

$$D_{I1,1h} = D_{I1,1} + l_{I1,1} = 0,998 \text{ 3} + 0,032 = 1,030 \text{ 3 m} \quad (5.20)$$

Pro výpočet středního průměru posledního stupně je nutné zvolit poměr:

$$\left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{In} = 0,059 \text{ 5 [-]} \quad (5.21)$$

který by pro nezkrucované listy lopatek neměl přesáhnout 0,1 – 0,125 [-].

Pak střední průměr posledního stupně je

$$D_{In,1} = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}_I \cdot v_{In,iz}}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{In} \cdot \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{In} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{68,475 \cdot 0,121}{\pi^2 \cdot 0,260 \cdot 0,059 \text{ 5} \cdot 50}} \quad (5.22)$$

$$D_{In,1} = 1,027 \text{ 4 m}$$

Tomu odpovídá výstupní délka lopatky, průměr paty a hlavy

$$l_{In,1} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{In} \cdot D_{In,1} = 0,059 \text{ 5} \cdot 1,027 \text{ 4} = 0,061 \text{ 1 m} \quad (5.23)$$

$$D_{In,1p} = D_{In,1} - l_{In,1} = 1,027 \text{ 4} - 0,061 \text{ 1} = 0,966 \text{ 3 m} \quad (5.24)$$

$$D_{In,1h} = D_{In,1} + l_{In,1} = 1,027 \text{ 4} + 0,061 \text{ 1} = 1,088 \text{ 5 m} \quad (5.25)$$

Střední obvodová rychlost v prvním a posledním stupni je:

$$u_{I1,1} = \pi \cdot n \cdot D_{I1,1} = \pi \cdot 50 \cdot 0,998 \text{ 3} = 156,8 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.26)$$

$$u_{In,1} = \pi \cdot n \cdot D_{In,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,027 \text{ 4} = 161,4 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.27)$$

Z pevnostního hlediska by u bubnového rotoru neměla přesahovat obvodová rychlost velikost $320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Průměrná střední obvodová rychlost průtočného kanálu je

$$u_{Is,1} = \frac{u_{I1,1} + u_{In,1}}{2} = \frac{156,8 + 161,4}{2} = 159,1 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.28)$$

Pak nutný počet stupňů v průtočném kanále je:

$$z_I = \frac{Pa_s + H_{I,iz}}{u_{Is,1}^2} = \frac{0,8 + 309 \text{ 397}}{159,1^2} = 9,779 \doteq 10 \text{ [-]} \quad (5.29)$$

5.1.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. I.

Pro výpočet ztráty radiální mezerou je určena výrobní tolerance

$$x = 0,1 \text{ mm} \quad (5.30)$$

pak radiální vůle v prvním a posledním stupni je:

$$k_{I1} = D_{I1,1h} + x = 1,030 \text{ 3} + 0,1 \doteq 1,1 \text{ mm} \quad (5.31)$$

$$k_{In} = D_{In,1h} + x = 1,088 \text{ 5} + 0,1 \doteq 1,2 \text{ mm} \quad (5.32)$$

a výsledná poměrná ztráta radiální mezerou v prvním a posledním stupni je

$$\xi_{k,I1} = \frac{0,3 + k_{I1}}{l_{I1,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,1}{32} \cdot 4,5 = 0,197 \text{ [-]} \quad (5.33)$$

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA

$$\xi_{k,In} = \frac{0,3 + k_{In}}{l_{In,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,2}{61,1} \cdot 4,5 = 0,110 [-] \quad (5.34)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta radiální mezerou je pro kanál č. I.

$$\xi_{k,I} = \frac{\xi_{k,I1} + \xi_{k,In}}{2} = \frac{0,197 + 0,110}{2} = 0,154 [-] \quad (5.35)$$

Druhou ztrátou je ztráta rozvějířením, která je pro první a poslední stupeň

$$\xi_{v,I1} = \left(\frac{l_{I1,1}}{D_{I1,1}} \right)^2 = \left(\frac{0,032}{0,9983} \right)^2 = 0,0010 [-] \quad (5.36)$$

$$\xi_{v,In} = \left(\frac{l_{I1,n}}{D_{I1,n}} \right)^2 = \left(\frac{0,0611}{1,0274} \right)^2 = 0,0035 [-] \quad (5.37)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta rozvějířením je pro kanál č. I.

$$\xi_{v,I} = \frac{\xi_{v,I1} + \xi_{v,In}}{2} = \frac{0,001 + 0,0035}{2} = 0,0023 [-] \quad (5.38)$$

Další ztráty nejsou uvažovány, jelikož expanze probíhá v oblasti přehřáté páry a výstupní rychlost není také považována za ztrátu, protože je využita při expanzi v následujícím kanále. Součinitel zpětného využití tepla (Reheat faktor) je stanoven

$$(1 + f)_I = 1,05 [-] \quad (5.39)$$

Účinnost přetlakových stupňů je odečtena z obr. 5.16 [1]

$$\eta_{\infty,I} = 0,95 [-] \quad (5.40)$$

Pak vnitřní účinnost prvního kanálu, jeho skutečný entalpický spád a vnitřní výkon je

$$\left. \begin{aligned} \eta_{i,I} &= \eta_{\infty} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_{k,I} - \xi_{v,I}) = 0,95 \cdot 1,05 \cdot (1 - 0,154 - 0,002) \\ \eta_{i,I} &= 0,841 [-] \end{aligned} \right\} \quad (5.41)$$

$$H_{i,I} = H_{i,iz} \cdot \eta_{i,I} = 309,4 \cdot 0,841 = 260,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.42)$$

$$P_{i,I} = H_{i,I} \cdot \dot{M}_I = 260,3 \cdot 68,475 = 17\,823 \text{ kW} \quad (5.43)$$

Skutečný koncový bod expanze v prvním kanále je

$$\left. \begin{aligned} i_{In} &= i_{In,iz} + (H_{i,iz} - H_{i,I}) = 3\,094,4 + (309,4 - 260,3) \\ i_{In} &= 3\,143,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (5.44)$$

čemuž odpovídá entropie, která je vyhledána v [6]

$$s_{In} = f(p_{In}; i_{In}) = 6,923 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.45)$$

5.2 Předběžný výpočet kanálu č. II.**5.2.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. II.**

Počátečním bodem expanze ve druhém lopatkovém kanále je koncový bod expanze v posledním stupni předchozího průtočného kanálu. Entalpie byla vypočítána v rovnici (5.44), tlak v rovnici (3.33), entropie v rovnici (5.45) a odpovídající měrný objem je vyhledán v [6]:

$$i_{II1} = i_{In} = 3\,143,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.46)$$

$$p_{II1} = p_{In} = 2,209 \text{ MPa} \quad (5.47)$$

$$s_{II1} = s_{In} = 6,923 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.48)$$

$$v_{II1} = f(p_{II1}; i_{II1}) = 0,126 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.49)$$

Koncový bod expanze byl určen v místě odběru v rovnici (3.1):

$$p_{IIIn} = p_{NN} = 0,3 \text{ MPa} \quad (5.50)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

tomu odpovídá izoentropická entalpie a měrný objem, které jsou vyhledána v [6]

$$i_{II,iz} = f(p_{II,iz}; s_{II,1}) = 2\,697,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.51)$$

$$v_{II,iz} = f(p_{II,iz}; i_{II,iz}) = 0,598 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.52)$$

Izoentropický spád v kanále je pak

$$H_{II,iz} = i_{II,1} - i_{II,iz} = 3\,143,5 - 2\,697,2 = 446,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.53)$$

Hmotnostní průtok protékající touto částí turbíny je předchozí průtok zmenšený o odběr vypočítaný v rovnici (3.58):

$$\dot{M}_{II} = \dot{M}_I - \dot{M}_{VO1} = 68,475 - 10,744 = 57,730 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.54)$$

Hodnota Parsonsova čísla volena pro celý kanál je

$$Pa_s = (0,60 \div 0,85) = 0,8 [-] \quad (5.55)$$

a zmenší se opravným koeficientem u prvního i posledního (n-tého) stupně

$$(Pa_1)_{II} = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.56)$$

$$(Pa_n)_{II} = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.57)$$

Výstupní úhel statorové lopatkové řady prvního a posledního stupně je

$$\alpha_{II,1,1} = (12 \div 40)^\circ = 13^\circ \quad (5.58)$$

$$\alpha_{II,n,1} = (12 \div 40)^\circ = 23^\circ \quad (5.59)$$

Pro upravené Parsonsovo číslo a zvolený úhle je odečten poměr (c_a/u) v obr. 5.11 [1]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{II,1} = 0,260 [-] \quad (5.60)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{II,n} = 0,470 [-] \quad (5.61)$$

Délka první lopatky druhého průtočného kanálu je volena

$$l_{II,1,1} = 0,051 \text{ m} \quad (5.62)$$

Pak střední průměr lopatkování prvního stupně při konstantních otáčkách [rce. (4.1)]:

$$D_{II,1,1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M}_{II} \cdot v_{II,1,1}}{n \cdot l_{II,1,1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{II,1}}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{57,730 \cdot 0,126}{50 \cdot 0,051 \cdot 0,260}} = 1,054 \text{ m} \quad (5.63)$$

resp. průměr paty a hlavy

$$D_{II,1,1p} = D_{II,1,1} - l_{II,1,1} = 1,054 \text{ m} - 0,051 \text{ m} = 1,003 \text{ m} \quad (5.64)$$

$$D_{II,1,1h} = D_{II,1,1} + l_{II,1,1} = 1,054 \text{ m} + 0,051 \text{ m} = 1,105 \text{ m} \quad (5.65)$$

Pro výpočet středního průměru posledního stupně je nutné zvolit poměr:

$$\left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{II,n} = 0,105 \text{ m} [-] \quad (5.66)$$

který by pro nezkrucované listy lopatek neměl přesáhnout 0,1 – 0,125 [-]. Hodnota je sice na hraně, ale výpočet je přesto ještě relativně přesný.

Pak střední průměr posledního stupně je

$$D_{II,n,1} = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}_{II} \cdot v_{II,n,iz}}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{II,n} \cdot \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{II,n} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{57,730 \cdot 0,598}{\pi^2 \cdot 0,470 \cdot 0,105 \text{ m} \cdot 50}} \quad (5.67)$$

$$D_{II,n,1} = 1,121 \text{ m}$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Tomu odpovídá výstupní délka lopatky, průměr paty a hlavy

$$l_{II n,1} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{II n} \cdot D_{II n,1} = 0,1055 \cdot 1,1218 = 0,1183 \text{ m} \quad (5.68)$$

$$D_{II n,1p} = D_{II n,1} - l_{II n,1} = 1,1218 - 0,1183 = 1,0035 \text{ m} \quad (5.69)$$

$$D_{II n,1h} = D_{II n,1} + l_{II n,1} = 1,1218 + 0,1183 = 1,2401 \text{ m} \quad (5.70)$$

Střední obvodová rychlost v prvním a posledním stupni je:

$$u_{II 1,1} = \pi \cdot n \cdot D_{II 1,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,0545 = 165,6 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.71)$$

$$u_{II n,1} = \pi \cdot n \cdot D_{II n,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,1218 = 176,2 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.72)$$

Průměrná střední obvodová rychlost průtočného kanálu je

$$u_{II s,1} = \frac{u_{II 1,1} + u_{II n,1}}{2} = \frac{165,6 + 176,2}{2} = 170,9 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.73)$$

Pak nutný počet stupňů v průtočném kanále je:

$$z_{II} = \frac{Pa_s + H_{II,iz}}{u_{II s,1}^2} = \frac{0,8 + 446,336}{170,9^2} = 12,222 \doteq 12 [-] \quad (5.74)$$

5.2.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. II.

Pro výpočet ztráty radiální mezerou je určena výrobní tolerance

$$x = 0,1 \text{ mm} \quad (5.75)$$

pak radiální vůle v prvním a posledním stupni je:

$$k_{II 1} = D_{II 1,1h} + x = 1,1055 + 0,1 \doteq 1,2 \text{ mm} \quad (5.76)$$

$$k_{II n} = D_{II n,1h} + x = 1,2401 + 0,1 \doteq 1,3 \text{ mm} \quad (5.77)$$

a výsledná poměrná ztráta radiální mezerou v prvním a posledním stupni je

$$\xi_{k,II 1} = \frac{0,3 + k_{II 1}}{l_{II 1,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,2}{51} \cdot 4,5 = 0,132 [-] \quad (5.78)$$

$$\xi_{k,II n} = \frac{0,3 + k_{II n}}{l_{II n,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,3}{118,3} \cdot 4,5 = 0,061 [-] \quad (5.79)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta radiální mezerou je pro kanál č. II.

$$\xi_{k,II} = \frac{\xi_{k,II 1} + \xi_{k,II n}}{2} = \frac{0,132 + 0,061}{2} = 0,097 [-] \quad (5.80)$$

Druhou ztrátou je ztráta rozvějířením, která je pro první a poslední stupeň

$$\xi_{v,II 1} = \left(\frac{l_{II 1,1}}{D_{II 1,1}}\right)^2 = \left(\frac{0,051}{1,0545}\right)^2 = 0,0023 [-] \quad (5.81)$$

$$\xi_{v,II n} = \left(\frac{l_{II n,1}}{D_{II n,1}}\right)^2 = \left(\frac{0,1183}{1,1218}\right)^2 = 0,0111 [-] \quad (5.82)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta rozvějířením je pro kanál č. II.

$$\xi_{v,II} = \frac{\xi_{v,II 1} + \xi_{v,II n}}{2} = \frac{0,0023 + 0,0111}{2} = 0,0067 [-] \quad (5.83)$$

Třetí ztrátou je poměrná ztráta vlhkostí páry. Z parních tabulek jsou vyhledány měrné suchosti páry na vstupu a výstupu páry z průtočného kanálu [6]

$$x_{II 1} = f(p_{II 1}; i_{II 1}) = 1 [-] \quad (5.84)$$

$$x_{II n} = f(p_{II n}; i_{II n,iz}) = 0,987 [-] \quad (5.85)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

pak poměrná ztráta vlhkostí je

$$\xi_{x,II} = 1 - \frac{x_{II1} + x_{II2}}{2} = 1 - \frac{1,000 + 0,987}{2} = 0,0064 \text{ [-]} \quad (5.86)$$

Ztráta výstupní rychlosti není uvažována, protože výstupní rychlost je využita při expanzi v následujícím kanále. Součinitel zpětného využití tepla (Reheat faktor) je stanoven

$$(1 + f)_{II} = 1,05 \text{ [-]} \quad (5.87)$$

Účinnost přetlakových stupňů je odečtena z obr. 5.16 [1]

$$\eta_{\infty,II} = 0,95 \text{ [-]} \quad (5.88)$$

Pak vnitřní účinnost druhého kanálu, jeho skutečný entalpický spád a vnitřní výkon je

$$\left. \begin{aligned} \eta_{i,II} &= \eta_{\infty} \cdot (1 + f)_{II} \cdot (1 - \xi_{k,II} - \xi_{v,II} - \xi_{x,II}) \\ \eta_{i,II} &= 0,95 \cdot 1,05 \cdot (1 - 0,097 - 0,0067 - 0,0064) = 0,887 \text{ [-]} \end{aligned} \right\} \quad (5.89)$$

$$H_{i,II} = H_{II,iz} \cdot \eta_{i,II} = 446,3 \cdot 0,887 = 396,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.90)$$

$$P_{i,II} = H_{i,II} \cdot \dot{M}_{II} = 396,0 \cdot 57,730 = 22\,864 \text{ kW} \quad (5.91)$$

Skutečný koncový bod expanze ve druhém kanále je

$$\left. \begin{aligned} i_{II2} &= i_{II,iz} + (H_{II,iz} - H_{i,II}) = 2\,697,2 + (446,3 - 396,0) \\ i_{II2} &= 2\,747,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (5.92)$$

čemuž odpovídá entropie, která je vyhledána v [6]

$$s_{II2} = f(p_{II2}; i_{II2}) = 7,046 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.93)$$

5.3 Předběžný výpočet kanálu č. III.

5.3.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. III.

Počátečním bodem expanze ve třetím lopatkovém kanále je koncový bod expanze v posledním stupni předchozího průtočného kanálu. Entalpie byla vypočítána v rovnici (5.92), tlak v rovnici (3.1), entropie v rovnici (5.93) a odpovídající měrný objem je vyhledán v [6]:

$$i_{III1} = i_{II2} = 2\,747,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.94)$$

$$p_{III1} = p_{II2} = 0,300 \text{ MPa} \quad (5.95)$$

$$s_{III1} = s_{II2} = 7,046 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.96)$$

$$v_{III1} = f(p_{III1}; i_{III1}) = 0,623 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.97)$$

Koncový bod expanze byl určen v místě odběru v rovnici (3.32):

$$p_{III2} = p'_{NO3,1} = 0,187 \text{ MPa} \quad (5.98)$$

tomu odpovídá izoentropická entalpie a měrný objem, které jsou vyhledána v [6]

$$i_{III2,iz} = f(p_{III2}; s_{III1}) = 2\,662,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.99)$$

$$v_{III2,iz} = f(p_{III2}; i_{III2,iz}) = 0,928 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.100)$$

Izoentropický spád v kanále je pak

$$H_{III2,iz} = i_{III1} - i_{III2,iz} = 2\,747,5 - 2\,662,5 = 85,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.101)$$

Hmotnostní průtok protékající touto částí turbíny je předchozí průtok zmenšený o odběr vypočítaný v rovnici (3.59):

$$\dot{M}_{III} = \dot{M}_{II} - \dot{M}_{NN} = 57,730 - 21,798 = 35,932 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.102)$$

Hodnota Parsonsova čísla volena pro celý kanál je

$$Pa_s = (0,60 \div 0,85) = 0,8 \text{ [-]} \quad (5.103)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

a zmenší se opravným koeficientem u prvního i posledního (n-tého) stupně

$$(Pa_1)_{III} = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.104)$$

$$(Pa_n)_{III} = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.105)$$

Výstupní úhel statorové lopatkové řady prvního a posledního stupně je

$$\alpha_{III1,1} = (12 \div 40)^\circ = 14^\circ \quad (5.106)$$

$$\alpha_{III n,1} = (12 \div 40)^\circ = 16^\circ \quad (5.107)$$

Pro upravené Parsonsovo číslo a zvolený úhle je odečten poměr (c_a/u) v obr. 5.11 [1]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{III1} = 0,280 [-] \quad (5.108)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{III n} = 0,320 [-] \quad (5.109)$$

Délka první lopatky třetího průtočného kanálu je volena

$$l_{III1,1} = 0,126 \text{ m} \quad (5.110)$$

Pak střední průměr lopatkování prvního stupně při konstantních otáčkách [rce. (4.1)]:

$$D_{III1,1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M}_{III} \cdot v_{III1,1}}{n \cdot l_{III1,1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{III1}}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{35,932 \cdot 0,623}{50 \cdot 0,126 \cdot 0,28}} = 1,134 \text{ 2 m} \quad (5.111)$$

resp. průměr paty a hlavy

$$D_{III1,1p} = D_{III1,1} - l_{III1,1} = 1,134 \text{ 2} - 0,126 = 1,008 \text{ 2 m} \quad (5.112)$$

$$D_{III1,1h} = D_{III1,1} + l_{III1,1} = 1,134 \text{ 2} + 0,126 = 1,260 \text{ 2 m} \quad (5.113)$$

Pro výpočet středního průměru posledního stupně je nutné zvolit poměr:

$$\left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{III n} = 0,133 \text{ 9} [-] \quad (5.114)$$

který přesáhl mez 0,1 – 0,125 [-]. Proto je výpočet pouze orientační.

Pak střední průměr posledního stupně je

$$D_{III n,1} = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}_{III} \cdot v_{III n,1z}}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{III n} \cdot \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{III n} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{35,932 \cdot 0,928}{\pi^2 \cdot 0,320 \cdot 0,133 \text{ 9} \cdot 50}} \quad (5.115)$$

$$D_{III n,1} = 1,164 \text{ 0 m}$$

Tomu odpovídá výstupní délka lopatky, průměr paty a hlavy

$$l_{III n,1} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{III n} \cdot D_{III n,1} = 0,133 \text{ 9} \cdot 1,164 \text{ 0} = 0,155 \text{ 8 m} \quad (5.116)$$

$$D_{III n,1p} = D_{III n,1} - l_{III n,1} = 1,164 \text{ 0} - 0,155 \text{ 8} = 1,008 \text{ 2 m} \quad (5.117)$$

$$D_{III n,1h} = D_{III n,1} + l_{III n,1} = 1,164 \text{ 0} + 0,155 \text{ 8} = 1,319 \text{ 8 m} \quad (5.118)$$

Střední obvodová rychlost v prvním a posledním stupni je:

$$u_{III1,1} = \pi \cdot n \cdot D_{III1,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,134 \text{ 2} = 178,2 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.119)$$

$$u_{III n,1} = \pi \cdot n \cdot D_{III n,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,164 \text{ 0} = 182,8 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.120)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Průměrná střední obvodová rychlost průtočného kanálu je

$$u_{III,1} = \frac{u_{III,1} + u_{III,n,1}}{2} = \frac{178,2 + 182,8}{2} = 180,5 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.121)$$

Pak nutný počet stupňů v průtočném kanále je:

$$z_{III} = \frac{Pa_s + H_{III,iz}}{u_{III,1}^2} = \frac{0,8 + 84\,994}{180,5^2} = 2,087 \doteq 2 [-] \quad (5.122)$$

5.3.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. III.

Pro výpočet ztráty radiální mezerou je určena výrobní tolerance

$$x = 0,1 \text{ mm} \quad (5.123)$$

pak radiální vůle v prvním a posledním stupni je:

$$k_{III,1} = D_{III,1,h} + x = 1,260\,2 + 0,1 \doteq 1,4 \text{ mm} \quad (5.124)$$

$$k_{III,n} = D_{III,n,h} + x = 1,319\,8 + 0,1 \doteq 1,4 \text{ mm} \quad (5.125)$$

a výsledná poměrná ztráta radiální mezerou v prvním a posledním stupni je

$$\xi_{k,III,1} = \frac{0,3 + k_{III,1}}{l_{III,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,4}{126} \cdot 4,5 = 0,061 [-] \quad (5.126)$$

$$\xi_{k,III,n} = \frac{0,3 + k_{III,n}}{l_{III,n}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,4}{155,8} \cdot 4,5 = 0,049 [-] \quad (5.127)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta radiální mezerou je pro kanál č. III.

$$\xi_{k,III} = \frac{\xi_{k,III,1} + \xi_{k,III,n}}{2} = \frac{0,061 + 0,049}{2} = 0,055 [-] \quad (5.128)$$

Druhou ztrátou je ztráta rozvějířením, která je pro první a poslední stupeň

$$\xi_{v,III,1} = \left(\frac{l_{III,1}}{D_{III,1}} \right)^2 = \left(\frac{0,126}{1,134\,2} \right)^2 = 0,012\,3 [-] \quad (5.129)$$

$$\xi_{v,III,n} = \left(\frac{l_{III,n}}{D_{III,n}} \right)^2 = \left(\frac{0,155\,8}{1,164\,0} \right)^2 = 0,017\,9 [-] \quad (5.130)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta rozvějířením je pro kanál č. III.

$$\xi_{v,III} = \frac{\xi_{v,III,1} + \xi_{v,III,n}}{2} = \frac{0,012\,3 + 0,017\,9}{2} = 0,015\,1 [-] \quad (5.131)$$

Třetí ztrátou je poměrná ztráta vlhkostí páry. Z parních tabulek jsou vyhledány měrné suchosti páry na vstupu a výstupu páry z průtočného kanálu [6]

$$x_{III,1} = f(p_{III,1}; i_{III,1}) = 1 [-] \quad (5.132)$$

$$x_{III,n} = f(p_{III,n}; i_{III,n,iz}) = 0,982 [-] \quad (5.133)$$

pak poměrná ztráta vlhkostí je

$$\xi_{x,III} = 1 - \frac{x_{III,1} + x_{III,n}}{2} = 1 - \frac{1,000 + 0,982}{2} = 0,009\,2 [-] \quad (5.134)$$

Ztráta výstupní rychlostí není uvažována, protože výstupní rychlost je využita při expanzi v následujícím kanále. Součinitel zpětného využití tepla (Reheat faktor) je stanoven

$$(1 + f)_{III} = 1,05 [-] \quad (5.135)$$

Účinnost přetlakových stupňů je odečtena z obr. 5.16 [1]

$$\eta_{\infty,III} = 0,95 [-] \quad (5.136)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Pak vnitřní účinnost třetího kanálu, jeho skutečný entalpický spád a vnitřní výkon je

$$\left. \begin{aligned} \eta_{i,III} &= \eta_{\infty} \cdot (1 + f)_{III} \cdot (1 - \xi_{k,III} - \xi_{v,III} - \xi_{x,III}) \\ \eta_{i,III} &= 0,95 \cdot 1,05 \cdot (1 - 0,055 - 0,015 - 0,009) = 0,918 [-] \end{aligned} \right\} \quad (5.137)$$

$$H_{i,III} = H_{III,iz} \cdot \eta_{i,III} = 85,0 \cdot 0,918 = 78,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.138)$$

$$P_{i,III} = H_{i,III} \cdot \dot{M}_{III} = 78,0 \cdot 35,932 = 2\,803 \text{ kW} \quad (5.139)$$

Skutečný koncový bod expanze ve třetím kanále je

$$\left. \begin{aligned} i_{III,n} &= i_{III,n,iz} + (H_{III,iz} - H_{i,III}) = 2\,662,5 + (85,0 - 78,0) \\ i_{III,n} &= 2\,669,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (5.140)$$

čemuž odpovídá entropie, která je vyhledána v [6]

$$s_{III,n} = f(p_{III,n}; i_{III,n}) = 7,064 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.141)$$

5.4 Předběžný výpočet kanálu č. IV.**5.4.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. IV.**

Počátečním bodem expanze ve čtvrtém lopatkovém kanále je koncový bod expanze v posledním stupni předchozího průtočného kanálu. Entalpie byla vypočítána v rovnici (5.140), tlak v rovnici (3.32), entropie v rovnici (5.141) a odpovídající měrný objem je vyhledán v [6]:

$$i_{IV,1} = i_{III,n} = 2\,669,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.142)$$

$$p_{IV,1} = p_{III,n} = 0,187 \text{ MPa} \quad (5.143)$$

$$s_{IV,1} = s_{III,n} = 7,064 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.144)$$

$$v_{IV,1} = f(p_{IV,1}; i_{IV,1}) = 0,931 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.145)$$

Koncový bod expanze byl určen v místě odběru v rovnici (3.31):

$$p_{IV,n} = p'_{NO2,1} = 0,095 \text{ MPa} \quad (5.146)$$

tomu odpovídá izoentropická entalpie a měrný objem, které jsou vyhledána v [6]

$$i_{IV,n,iz} = f(p_{IV,n}; s_{IV,1}) = 2\,556,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.147)$$

$$v_{IV,n,iz} = f(p_{IV,n}; i_{IV,n,iz}) = 1,690 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.148)$$

Izoentropický spád v kanále je pak

$$H_{IV,iz} = i_{IV,1} - i_{IV,n,iz} = 2\,669,5 - 2\,556,6 = 112,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.149)$$

Hmotnostní průtok protékající touto částí turbíny je předchozí průtok zmenšený o odběr vypočítaný v rovnici (3.57):

$$\dot{M}_{IV} = \dot{M}_{III} - \dot{M}_{NO3} = 35,932 - 2,767 = 33,165 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.150)$$

Hodnota Parsonsova čísla volena pro celý kanál je

$$Pa_s = (0,60 \div 0,85) = 0,8 [-] \quad (5.151)$$

a zmenší se opravným koeficientem u prvního i posledního (n-tého) stupně

$$(Pa_1)_{IV} = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.152)$$

$$(Pa_n)_{IV} = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.153)$$

Výstupní úhel statorové lopatkové řady prvního a posledního stupně je

$$\alpha_{IV,1,1} = (12 \div 40)^\circ = 16^\circ \quad (5.154)$$

$$\alpha_{IV,n,1} = (12 \div 40)^\circ = 21^\circ \quad (5.155)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Pro upravené Parsonsovo číslo a zvolený úhly je odečten poměr (c_a/u) v obr. 5.11 [1]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{IV1} = 0,320 [-] \quad (5.156)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{IVn} = 0,430 [-] \quad (5.157)$$

Délka první lopatky čtvrtého průtočného kanálu je volena

$$l_{IV1,1} = 0,138 \text{ m} \quad (5.158)$$

Pak střední průměr lopatkování prvního stupně při konstantních otáčkách [rce. (4.1)]:

$$D_{IV1,1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M}_{IV} \cdot v_{IV1,1}}{n \cdot l_{IV1,1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{IV1}}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{33,165 \cdot 0,931}{50 \cdot 0,138 \cdot 0,32}} = 1,190 \text{ 4 m} \quad (5.159)$$

resp. průměr paty a hlavy

$$D_{IV1,1p} = D_{IV1,1} - l_{IV1,1} = 1,190 \text{ 4} - 0,138 = 1,052 \text{ 4 m} \quad (5.160)$$

$$D_{IV1,1h} = D_{IV1,1} + l_{IV1,1} = 1,190 \text{ 4} + 0,138 = 1,328 \text{ 4 m} \quad (5.161)$$

Pro výpočet středního průměru posledního stupně je nutné zvolit poměr:

$$\left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{IVn} = 0,142 \text{ 7} [-] \quad (5.162)$$

který přesáhl mez 0,1 – 0,125 [-]. Proto je výpočet pouze orientační.

Pak střední průměr posledního stupně je

$$D_{IVn,1} = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}_{IV} \cdot v_{IVn,iz}}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{IVn} \cdot \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{IVn} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{33,165 \cdot 1,690}{\pi^2 \cdot 0,430 \cdot 0,142 \text{ 7} \cdot 50}} \quad (5.163)$$

$$D_{IVn,1} = 1,227 \text{ 6 m}$$

Tomu odpovídá výstupní délka lopatky, průměr paty a hlavy

$$l_{IVn,1} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{IVn} \cdot D_{IVn,1} = 0,142 \text{ 7} \cdot 1,227 \text{ 6} = 0,175 \text{ 2 m} \quad (5.164)$$

$$D_{IVn,1p} = D_{IVn,1} - l_{IVn,1} = 1,227 \text{ 6} - 0,175 \text{ 2} = 1,052 \text{ 4 m} \quad (5.165)$$

$$D_{IVn,1h} = D_{IVn,1} + l_{IVn,1} = 1,227 \text{ 6} + 0,175 \text{ 2} = 1,402 \text{ 8 m} \quad (5.166)$$

Střední obvodová rychlost v prvním a posledním stupni je:

$$u_{IV1,1} = \pi \cdot n \cdot D_{IV1,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,190 \text{ 4} = 187,0 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.167)$$

$$u_{IVn,1} = \pi \cdot n \cdot D_{IVn,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,227 \text{ 6} = 192,8 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.168)$$

Průměrná střední obvodová rychlost průtočného kanálu je

$$u_{IVs,1} = \frac{u_{IV1,1} + u_{IVn,1}}{2} = \frac{187,0 + 192,8}{2} = 190,0 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.169)$$

Pak nutný počet stupňů v průtočném kanále je:

$$z_{IV} = \frac{Pa_s + H_{IV,iz}}{u_{IVs,1}^2} = \frac{0,8 + 112 \text{ 904}}{190,0^2} = 2,504 \doteq 3 [-] \quad (5.170)$$

5.4.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. IV.

Pro výpočet ztráty radiální mezerou je určena výrobní tolerance

$$x = 0,1 \text{ mm} \quad (5.171)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

pak radiální vůle v prvním a posledním stupni je:

$$k_{IV1} = D_{IV1,1h} + x = 1,328\ 4 + 0,1 \doteq 1,4\ mm \quad (5.172)$$

$$k_{IVn} = D_{IVn,1h} + x = 1,402\ 8 + 0,1 \doteq 1,5\ mm \quad (5.173)$$

a výsledná poměrná ztráta radiální mezerou v prvním a posledním stupni je

$$\xi_{k,IV1} = \frac{0,3 + k_{IV1}}{l_{IV1,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,4}{138} \cdot 4,5 = 0,055\ [-] \quad (5.174)$$

$$\xi_{k,IVn} = \frac{0,3 + k_{IVn}}{l_{IVn,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,5}{175,2} \cdot 4,5 = 0,046\ [-] \quad (5.175)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta radiální mezerou je pro kanál č. IV.

$$\xi_{k,IV} = \frac{\xi_{k,IV1} + \xi_{k,IVn}}{2} = \frac{0,055 + 0,046}{2} = 0,051\ [-] \quad (5.176)$$

Druhou ztrátou je ztráta rozvějířením, která je pro první a poslední stupeň

$$\xi_{v,IV1} = \left(\frac{l_{IV1,1}}{D_{IV1,1}} \right)^2 = \left(\frac{0,138}{1,190\ 4} \right)^2 = 0,013\ 4\ [-] \quad (5.177)$$

$$\xi_{v,IVn} = \left(\frac{l_{IV1,n}}{D_{IV1,n}} \right)^2 = \left(\frac{0,175\ 2}{1,227\ 6} \right)^2 = 0,020\ 4\ [-] \quad (5.178)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta rozvějířením je pro kanál č. IV.

$$\xi_{v,IV} = \frac{\xi_{v,IV1} + \xi_{v,IVn}}{2} = \frac{0,013\ 4 + 0,020\ 4}{2} = 0,016\ 9\ [-] \quad (5.179)$$

Třetí ztrátou je poměrná ztráta vlhkostí páry. Z parních tabulek jsou vyhledány měrné suchosti páry na vstupu a výstupu páry z průtočného kanálu [6]

$$x_{IV1} = f(p_{IV1}; i_{IV1}) = 0,985\ [-] \quad (5.180)$$

$$x_{IVn} = f(p_{IVn}; i_{IVn,iz}) = 0,949\ [-] \quad (5.181)$$

pak poměrná ztráta vlhkostí je

$$\xi_{x,IV} = 1 - \frac{x_{IV1} + x_{IVn}}{2} = 1 - \frac{0,985 + 0,949}{2} = 0,033\ 2\ [-] \quad (5.182)$$

Ztráta výstupní rychlostí není uvažována, protože výstupní rychlost je využita při expanzi v následujícím kanále. Součinitel zpětného využití tepla (Reheat faktor) je stanoven

$$(1 + f)_{IV} = 1,05\ [-] \quad (5.183)$$

Účinnost přetlakových stupňů je odečtena z obr. 5.16 [1]

$$\eta_{\infty,IV} = 0,95\ [-] \quad (5.184)$$

Pak vnitřní účinnost čtvrtého kanálu, jeho skutečný entalpický spád a vnitřní výkon je

$$\left. \begin{aligned} \eta_{i,IV} &= \eta_{\infty} \cdot (1 + f)_{IV} \cdot (1 - \xi_{k,IV} - \xi_{v,IV} - \xi_{x,IV}) \\ \eta_{i,IV} &= 0,95 \cdot 1,05 \cdot (1 - 0,051 - 0,016\ 9 - 0,033\ 2) = 0,896\ [-] \end{aligned} \right\} \quad (5.185)$$

$$H_{i,IV} = H_{IV,iz} \cdot \eta_{i,IV} = 112,9 \cdot 0,896 = 101,2\ kJ \cdot kg^{-1} \quad (5.186)$$

$$P_{i,IV} = H_{i,IV} \cdot \dot{M}_{IV} = 101,2 \cdot 33,165 = 3\ 355\ kW \quad (5.187)$$

Skutečný koncový bod expanze ve čtvrtém kanále je

$$\left. \begin{aligned} i_{IVn} &= i_{IVn,iz} + (H_{IV,iz} - H_{i,IV}) = 2\ 556,6 + (112,9 - 101,2) \\ i_{IVn} &= 2\ 568,3\ kJ \cdot kg^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (5.188)$$

čemuž odpovídá entropie, která je vyhledána v [6]

$$s_{IVn} = f(p_{IVn}; i_{IVn}) = 7,096\ kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1} \quad (5.189)$$

5.5 Předběžný výpočet kanálu č. V.**5.5.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. V.**

Počátečním bodem expanze v pátém lopatkovém kanále je koncový bod expanze v posledním stupni předchozího průtočného kanálu. Entalpie byla vypočítána v rovnici (5.188), tlak v rovnici (3.31), entropie v rovnici (5.189) a odpovídající měrný objem je vyhledán v [6]:

$$i_{V1} = i_{IVn} = 2\,568,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.190)$$

$$p_{V1} = p_{IVn} = 0,095 \text{ MPa} \quad (5.191)$$

$$s_{V1} = s_{IVn} = 7,096 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.192)$$

$$v_{V1} = f(p_{V1}; i_{V1}) = 1,699 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.193)$$

Koncový bod expanze byl určen v místě odběru v rovnici (3.30):

$$p_{Vn} = p'_{NO1,1} = 0,044 \text{ MPa} \quad (5.194)$$

tomu odpovídá izoentropická entalpie a měrný objem, které jsou vyhledána v [6]

$$i_{Vn,iz} = f(p_{Vn}; s_{V1}) = 2\,450,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.195)$$

$$v_{Vn,iz} = f(p_{Vn}; i_{Vn,iz}) = 3,352 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.196)$$

Izoentropický spád v kanále je pak

$$H_{V,iz} = i_{V1} - i_{Vn,iz} = 2\,568,3 - 2\,450,1 = 118,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.197)$$

Hmotnostní průtok protékající touto částí turbíny je předchozí průtok zmenšený o odběr vypočítaný v rovnici (3.56):

$$\dot{M}_V = \dot{M}_{IV} - \dot{M}_{NO2} = 32,165 - 2,661 = 30,505 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.198)$$

Hodnota Parsonsova čísla volena pro celý kanál je

$$Pa_s = (0,60 \div 0,85) = 0,8 [-] \quad (5.199)$$

a zmenší se opravným koeficientem u prvního i posledního (n-tého) stupně

$$(Pa_1)_V = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.200)$$

$$(Pa_n)_V = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.201)$$

Výstupní úhel statorové lopatkové řady prvního a posledního stupně je

$$\alpha_{V1,1} = (12 \div 40)^\circ = 17^\circ \quad (5.202)$$

$$\alpha_{Vn,1} = (12 \div 40)^\circ = 21^\circ \quad (5.203)$$

Pro upravené Parsonsovo číslo a zvolené úhly je odečten poměr (c_a/u) v obr. 5.11 [1]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{V1} = 0,280 [-] \quad (5.204)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{Vn} = 0,430 [-] \quad (5.205)$$

Délka první lopatky pátého průtočného kanálu je volena

$$l_{V1,1} = 0,228 \text{ m} \quad (5.206)$$

Pak střední průměr lopatkování prvního stupně při konstantních otáčkách [rce. (4.1)]:

$$D_{V1,1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M}_V \cdot v_{V1,1}}{n \cdot l_{V1,1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{V1}}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{30,505 \cdot 1,699}{50 \cdot 0,228 \cdot 0,28}} = 1,282 \text{ m} \quad (5.207)$$

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA

resp. průměr paty a hlavy

$$D_{V1,p} = D_{V1,1} - l_{V1,1} = 1,282\ 6 - 0,228 = 1,054\ 6\ m \quad (5.208)$$

$$D_{V1,h} = D_{V1,1} + l_{V1,1} = 1,282\ 6 + 0,228 = 1,510\ 6\ m \quad (5.209)$$

Pro výpočet středního průměru posledního stupně je nutné zvolit poměr:

$$\left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{v_n} = 0,205\ 8 \ [-] \quad (5.210)$$

který přesáhl mez 0,1 – 0,125 [-]. Proto je výpočet pouze orientační.

Pak střední průměr posledního stupně je

$$D_{Vn,1} = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}_V \cdot v_{Vn,iz}}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{v_n} \cdot \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{v_n} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{30,505 \cdot 3,352}{\pi^2 \cdot 0,430 \cdot 0,205\ 8 \cdot 50}} \quad (5.211)$$

$$D_{Vn,1} = 1,327\ 9\ m$$

Tomu odpovídá výstupní délka lopatky, průměr paty a hlavy

$$l_{Vn,1} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{v_n} \cdot D_{Vn,1} = 0,205\ 8 \cdot 1,327\ 9 = 0,273\ 3\ m \quad (5.212)$$

$$D_{Vn,p} = D_{Vn,1} - l_{Vn,1} = 1,327\ 9 - 0,273\ 3 = 1,054\ 6\ m \quad (5.213)$$

$$D_{Vn,h} = D_{Vn,1} + l_{Vn,1} = 1,327\ 9 + 0,273\ 3 = 1,601\ 2\ m \quad (5.214)$$

Střední obvodová rychlost v prvním a posledním stupni je:

$$u_{V1,1} = \pi \cdot n \cdot D_{V1,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,282\ 6 = 201,5 < 320\ m \cdot s^{-1} \quad (5.215)$$

$$u_{Vn,1} = \pi \cdot n \cdot D_{Vn,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,327\ 9 = 208,6 < 320\ m \cdot s^{-1} \quad (5.216)$$

Průměrná střední obvodová rychlost průtočného kanálu je

$$u_{Vs,1} = \frac{u_{V1,1} + u_{Vn,1}}{2} = \frac{201,5 + 208,6}{2} = 205,0 < 320\ m \cdot s^{-1} \quad (5.217)$$

Pak nutný počet stupňů v průtočném kanále je:

$$z_V = \frac{Pa_s + H_{V,iz}}{u_{Vs,1}^2} = \frac{0,8 + 118\ 266}{205,0^2} = 2,251 \doteq 2 \ [-] \quad (5.218)$$

5.5.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. V.

Pro výpočet ztráty radiální mezerou je určena výrobní tolerance

$$x = 0,1\ mm \quad (5.219)$$

pak radiální vůle v prvním a posledním stupni je:

$$k_{V1} = D_{V1,1h} + x = 1,510\ 6 + 0,1 \doteq 1,6\ mm \quad (5.220)$$

$$k_{Vn} = D_{Vn,1h} + x = 1,601\ 2 + 0,1 \doteq 1,7\ mm \quad (5.221)$$

a výsledná poměrná ztráta radiální mezerou v prvním a posledním stupni je

$$\xi_{k,V1} = \frac{0,3 + k_{V1}}{l_{V1,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,6}{228} \cdot 4,5 = 0,038 \ [-] \quad (5.222)$$

$$\xi_{k,Vn} = \frac{0,3 + k_{Vn}}{l_{Vn,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,7}{273,3} \cdot 4,5 = 0,033 \ [-] \quad (5.223)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta radiální mezerou je pro kanál č. V.

$$\xi_{k,V} = \frac{\xi_{k,V1} + \xi_{k,Vn}}{2} = \frac{0,038 + 0,033}{2} = 0,035\ 0 \ [-] \quad (5.224)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Druhou ztrátou je ztráta rozvějířením, která je pro první a poslední stupeň

$$\xi_{v,v1} = \left(\frac{l_{V1,1}}{D_{V1,1}} \right)^2 = \left(\frac{0,228}{1,282\ 6} \right)^2 = 0,031\ 6 \ [-] \quad (5.225)$$

$$\xi_{v,vn} = \left(\frac{l_{V1,n}}{D_{V1,n}} \right)^2 = \left(\frac{0,273\ 3}{1,327\ 9} \right)^2 = 0,042\ 4 \ [-] \quad (5.226)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta rozvějířením je pro kanál č. V.

$$\xi_{v,v} = \frac{\xi_{v,v1} + \xi_{v,vn}}{2} = \frac{0,031\ 6 + 0,042\ 4}{2} = 0,037\ 0 \ [-] \quad (5.227)$$

Třetí ztrátou je poměrná ztráta vlhkostí páry. Z parních tabulek jsou vyhledány měrné suchosti páry na vstupu a výstupu páry z průtočného kanálu [6]

$$x_{v1} = f(p_{v1}; i_{v1}) = 0,954 \ [-] \quad (5.228)$$

$$x_{vn} = f(p_{vn}; i_{vn,iz}) = 0,918 \ [-] \quad (5.229)$$

pak poměrná ztráta vlhkostí je

$$\xi_{x,v} = 1 - \frac{x_{v1} + x_{vn}}{2} = 1 - \frac{0,954 + 0,918}{2} = 0,064\ 1 \ [-] \quad (5.230)$$

Ztráta výstupní rychlostí není uvažována, protože výstupní rychlost je využita při expanzi v následujícím kanále. Součinitel zpětného využití tepla (Reheat faktor) je stanoven

$$(1 + f)_v = 1,05 \ [-] \quad (5.231)$$

Účinnost přetlakových stupňů je odečtena z obr. 5.16 [1]

$$\eta_{\infty,v} = 0,95 \ [-] \quad (5.232)$$

Pak vnitřní účinnost pátého kanálu, jeho skutečný entalpický spád a vnitřní výkon je

$$\left. \begin{aligned} \eta_{i,v} &= \eta_{\infty} \cdot (1 + f)_v \cdot (1 - \xi_{k,v} - \xi_{v,v} - \xi_{x,v}) \\ \eta_{i,v} &= 0,95 \cdot 1,05 \cdot (1 - 0,035 - 0,037\ 0 - 0,064\ 1) = 0,861 \ [-] \end{aligned} \right\} \quad (5.233)$$

$$H_{i,v} = H_{v,iz} \cdot \eta_{i,v} = 118,3 \cdot 0,861 = 101,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.234)$$

$$P_{i,v} = H_{i,v} \cdot \dot{M}_v = 101,8 \cdot 30,505 = 3\ 106 \text{ kW} \quad (5.235)$$

Skutečný koncový bod expanze v pátém kanále je

$$\left. \begin{aligned} i_{vn} &= i_{vn,iz} + (H_{v,iz} - H_{i,v}) = 2\ 450,1 + (118,3 - 101,8) \\ i_{vn} &= 2\ 466,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (5.236)$$

čemuž odpovídá entropie, která je vyhledána v [6]

$$s_{vn} = f(p_{vn}; i_{vn}) = 7,143 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.237)$$

5.6 Předběžný výpočet kanálu č. VI.

5.6.1 Výpočet stavových veličin a geometrie kanálu č. VI.

Počátečním bodem expanze v posledním lopatkovém kanále je koncový bod expanze v posledním stupni předchozího průtočného kanálu. Entalpie byla vypočítána v rovnici (5.236), tlak v rovnici (3.30), entropie v rovnici (5.237) a odpovídající měrný objem je vyhledán v [6]:

$$i_{vI1} = i_{vn} = 2\ 466,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.238)$$

$$p_{vI1} = p_{vn} = 0,044 \text{ MPa} \quad (5.239)$$

$$s_{vI1} = s_{vn} = 7,143 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.240)$$

$$v_{vI1} = f(p_{vI1}; i_{vI1}) = 3,378 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.241)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Koncový bod expanze byl určen v místě odběru v rovnici (2.10):

$$p_{vIn} = p_K = 0,015 \text{ MPa} \quad (5.242)$$

tomu odpovídá izoentropická entalpie a měrný objem, které jsou vyhledána v [6]

$$i_{vIn,iz} = f(p_{vIn}; s_{vI1}) = 2 \text{ 316,4 kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.243)$$

$$v_{vIn,iz} = f(p_{vIn}; i_{vIn,iz}) = 8,778 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.244)$$

Izoentropický spád v kanále je pak

$$H_{vI,iz} = i_{vI1} - i_{vIn,iz} = 2 \text{ 466,5} - 2 \text{ 316,4} = 150,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.245)$$

Hmotnostní průtok protékající touto částí turbíny je předchozí průtok zmenšený o odběr vypočítaný v rovnici (3.55):

$$\dot{M}_{vI} = \dot{M}_{vI} - \dot{M}_{NO1} = 30,505 - 2,679 = 27,826 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.246)$$

Hodnota Parsonsova čísla volena pro celý kanál je

$$Pa_s = (0,60 \div 0,85) = 0,8 [-] \quad (5.247)$$

a zmenší se opravným koeficientem u prvního i posledního (n-tého) stupně

$$(Pa_1)_{vI} = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.248)$$

$$(Pa_n)_{vI} = (0,90 \div 0,95) \cdot Pa_s = 0,90 \cdot 0,80 = 0,720 [-] \quad (5.249)$$

Výstupní úhel statorové lopatkové řady prvního a posledního stupně je

$$\alpha_{vI1,1} = (12 \div 40)^\circ = 19^\circ \quad (5.250)$$

$$\alpha_{vIn,1} = (12 \div 40)^\circ = 26^\circ \quad (5.251)$$

Pro upravené Parsonsovo číslo a zvolený úhle je odečten poměr (c_a/u) v obr. 5.11 [1]

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{vI1} = 0,390 [-] \quad (5.252)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{vIn} = 0,540 [-] \quad (5.253)$$

Délka první lopatky šestého průtočného kanálu je volena

$$l_{vI1,1} = 0,270 \text{ m} \quad (5.254)$$

Pak střední průměr lopatkování prvního stupně při konstantních otáčkách [rce. (4.1)]:

$$D_{vI1,1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M}_{vI} \cdot v_{vI1,1}}{n \cdot l_{vI1,1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{vI1}}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{27,826 \cdot 3,378}{50 \cdot 0,270 \cdot 0,39}} = 1,345 \text{ 0 m} \quad (5.255)$$

resp. průměr paty a hlavy

$$D_{vI1,1p} = D_{vI1,1} - l_{vI1,1} = 1,345 \text{ 0} - 0,270 = 1,075 \text{ 0 m} \quad (5.256)$$

$$D_{vI1,1h} = D_{vI1,1} + l_{vI1,1} = 1,345 \text{ 0} + 0,270 = 1,615 \text{ 0 m} \quad (5.257)$$

Pro výpočet středního průměru posledního stupně je nutné zvolit poměr:

$$\left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{vIn} = 0,277 \text{ 9} [-] \quad (5.258)$$

který přesáhl mez 0,1 – 0,125 [-]. Proto je výpočet pouze orientační.

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Pak střední průměr posledního stupně je

$$D_{VI,1} = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}_{VI} \cdot v_{VI,iz}}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{VI} \cdot \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{VI} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{27,826 \cdot 8,778}{\pi^2 \cdot 0,540 \cdot 0,2779 \cdot 50}} \quad (5.259)$$

$$D_{VI,1} = 1,4886 \text{ m}$$

Tomu odpovídá výstupní délka lopatky, průměr paty a hlavy

$$l_{VI,1} = \left(\frac{l_n}{D_n}\right)_{VI} \cdot D_{VI,1} = 0,2779 \cdot 1,4886 = 0,4136 \text{ m} \quad (5.260)$$

$$D_{VI,1p} = D_{VI,1} - l_{VI,1} = 1,4886 - 0,4136 = 1,0750 \text{ m} \quad (5.261)$$

$$D_{VI,1h} = D_{VI,1} + l_{VI,1} = 1,4886 + 0,4136 = 1,9022 \text{ m} \quad (5.262)$$

Střední obvodová rychlost v prvním a posledním stupni je:

$$u_{VI,1} = \pi \cdot n \cdot D_{VI,1} = \pi \cdot 50 \cdot 1,3450 = 211,3 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.263)$$

$$u_{VI,n} = \pi \cdot n \cdot D_{VI,n} = \pi \cdot 50 \cdot 1,4886 = 233,8 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.264)$$

Průměrná střední obvodová rychlost průtočného kanálu je

$$u_{VIS,1} = \frac{u_{VI,1} + u_{VI,n}}{2} = \frac{211,3 + 233,8}{2} = 222,6 < 320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.265)$$

Pak nutný počet stupňů v průtočném kanále je:

$$z_{VI} = \frac{Pa_s + H_{VI,iz}}{u_{VIS,1}^2} = \frac{0,8 + 150145}{222,6^2} = 2,425 \doteq 2 [-] \quad (5.266)$$

5.6.2 Výpočet vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu kanálu č. VI.

Pro výpočet ztráty radiální mezerou je určena výrobní tolerance

$$x = 0,1 \text{ mm} \quad (5.267)$$

pak radiální vůle v prvním a posledním stupni je:

$$k_{VI,1} = D_{VI,1h} + x = 1,6150 + 0,1 \doteq 1,7 \text{ mm} \quad (5.268)$$

$$k_{VI,n} = D_{VI,nh} + x = 1,9022 + 0,1 \doteq 2,0 \text{ mm} \quad (5.269)$$

a výsledná poměrná ztráta radiální mezerou v prvním a posledním stupni je

$$\xi_{k,VI,1} = \frac{0,3 + k_{VI,1}}{l_{VI,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,7}{270} \cdot 4,5 = 0,033 [-] \quad (5.270)$$

$$\xi_{k,VI,n} = \frac{0,3 + k_{VI,n}}{l_{VI,n}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 2,0}{413,6} \cdot 4,5 = 0,025 [-] \quad (5.271)$$

přičemž průměrná poměrná ztráta radiální mezerou je pro kanál č. VI.

$$\xi_{k,V} = \frac{\xi_{k,VI,1} + \xi_{k,VI,n}}{2} = \frac{0,033 + 0,025}{2} = 0,029 [-] \quad (5.272)$$

Druhou ztrátou je ztráta rozvějířením, která je pro první a poslední stupeň

$$\xi_{v,VI,1} = \left(\frac{l_{VI,1}}{D_{VI,1,1}}\right)^2 = \left(\frac{0,270}{1,3450}\right)^2 = 0,0403 [-] \quad (5.273)$$

$$\xi_{v,VI,n} = \left(\frac{l_{VI,n}}{D_{VI,1,n}}\right)^2 = \left(\frac{0,4136}{1,4886}\right)^2 = 0,0772 [-] \quad (5.274)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

přičemž průměrná poměrná ztráta rozvějířením je pro kanál č. VI.

$$\xi_{v,VI} = \frac{\xi_{v,VI1} + \xi_{v,VIin}}{2} = \frac{0,0403 + 0,0772}{2} = 0,0587 [-] \quad (5.275)$$

Třetí ztrátou je poměrná ztráta vlhkostí páry. Z parních tabulek jsou vyhledány měrné suchosti páry na vstupu a výstupu páry z průtočného kanálu [6]

$$x_{VI1} = f(p_{VI1}; i_{VI1}) = 0,925 [-] \quad (5.276)$$

$$x_{VIin} = f(p_{VIin}; i_{VIin,iz}) = 0,881 [-] \quad (5.277)$$

pak poměrná ztráta vlhkostí je

$$\xi_{x,VI} = 1 - \frac{x_{VI1} + x_{VIin}}{2} = 1 - \frac{0,925 + 0,881}{2} = 0,0970 [-] \quad (5.278)$$

Součinitel zpětného využití tepla (Reheat faktor) je stanoven

$$(1 + f)_{VI} = 1,05 [-] \quad (5.279)$$

Účinnost přetlakových stupňů je odečtena z obr. 5.16 [1]

$$\eta_{\infty,VI} = 0,95 [-] \quad (5.280)$$

Pak vnitřní účinnost šestého kanálu je

$$\left. \begin{aligned} \eta_{i,VI} &= \eta_{\infty} \cdot (1 + f)_{VI} \cdot (1 - \xi_{k,VI} - \xi_{v,VI} - \xi_{x,VI}) \\ \eta_{i,VI} &= 0,95 \cdot 1,05 \cdot (1 - 0,029 - 0,0587 - 0,0970) = 0,812 [-] \end{aligned} \right\} \quad (5.281)$$

Čtvrtou a poslední uvažovanou ztrátou je ztráta výstupní rychlostí. Kvůli ní je nutné zpřesnit entalpii koncového bodu expanze

$$\left. \begin{aligned} i_{VIin,sp} &= i_{VI1} - H_{VI,iz} \cdot \eta_{i,VI} = 2450,1 - 150,1 \cdot 0,812 \\ i_{VIin,sp} &= 2328,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (5.282)$$

tomu odpovídá měrný objem [6]

$$v_{VIin,sp} = f(p_{VIin}; i_{VIin,sp}) = 8,827 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.283)$$

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkového kanálu do kondenzátoru vychází opět z rovnice kontinuity

$$c_{K,An} = \frac{\dot{M}_{VI} \cdot v_{VIin,sp}}{\pi \cdot D_{VIin,1} \cdot l_{VIin,1}} = \frac{27,826 \cdot 8,827}{\pi \cdot 1,4886 \cdot 0,4136} = 126,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.284)$$

a její absolutní složka

$$\left. \begin{aligned} c_{K,2n} &= c_{K,An} \cdot \sqrt{\left[\cotg \alpha_{VIin,1} - \left(\frac{c_a}{u} \right)_{VIin}^{-1} \right]^2 + 1} \\ c_{K,2n} &= 126,99 \cdot \sqrt{[\cotg 26 - 0,54^{-1}]^2 + 1} = 129,47 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (5.285)$$

Pak ztráta výstupní rychlostí, skutečný entalpický spád a vnitřní výkon je

$$z_{c,VI} = \frac{c_{K,2n}^2}{2} = \frac{129,47^2}{2} = 8,381 \text{ kW} \quad (5.286)$$

$$H_{i,VI} = H_{VI,iz} \cdot \eta_{i,VI} - z_{c,VI} = 150,1 \cdot 0,812 - 8,381 = 113,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.287)$$

$$P_{i,VI} = H_{i,VI} \cdot \dot{M}_{VI} = 113,6 \cdot 27,826 = 3161 \text{ kW} \quad (5.288)$$

Skutečný koncový bod expanze v prvním kanále je

$$\left. \begin{aligned} i_{VIin} &= i_{VIin,iz} + (H_{VI,iz} - H_{i,VI}) = 2314,4 + (150,1 - 113,6) \\ i_{VIin} &= 2352,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (5.289)$$

čemuž odpovídá entropie, která je vyhledána v [6]

$$s_{VIin} = f(p_{VIin}; i_{VIin}) = 7,254 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.290)$$

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA**5.7 Předběžný výpočet TDi účinnosti a svorkového výkonu**

Celkový vnitřní výkon turbíny je součet vnitřních výkonů všech kanálů:

$$P_i = P_{i,RS} + P_{i,I} + P_{i,II} + P_{i,III} + P_{i,IV} + P_{i,V} + P_{i,VI} = 5\,429 + 17\,823 + 22\,864 + 2\,803 + 3\,355 + 3\,106 + 3\,161 = 58\,539 \text{ kW} \quad (5.291)$$

Výkon při izoentropický expanzi je:

$$P_{i,iz} = H_{RS,iz} \cdot \dot{M}_{RS} + \sum_{i=1}^{VI} H_{i,iz} \cdot \dot{M}_i = (127,6 + 309,4) \cdot 68,475 + 446,3 \cdot 57,7 + 85,0 \cdot 35,9 + 112,9 \cdot 33,2 + 118,3 \cdot 30,5 + 150,1 \cdot 27,8 = 70\,278 \text{ kW} \quad (5.292)$$

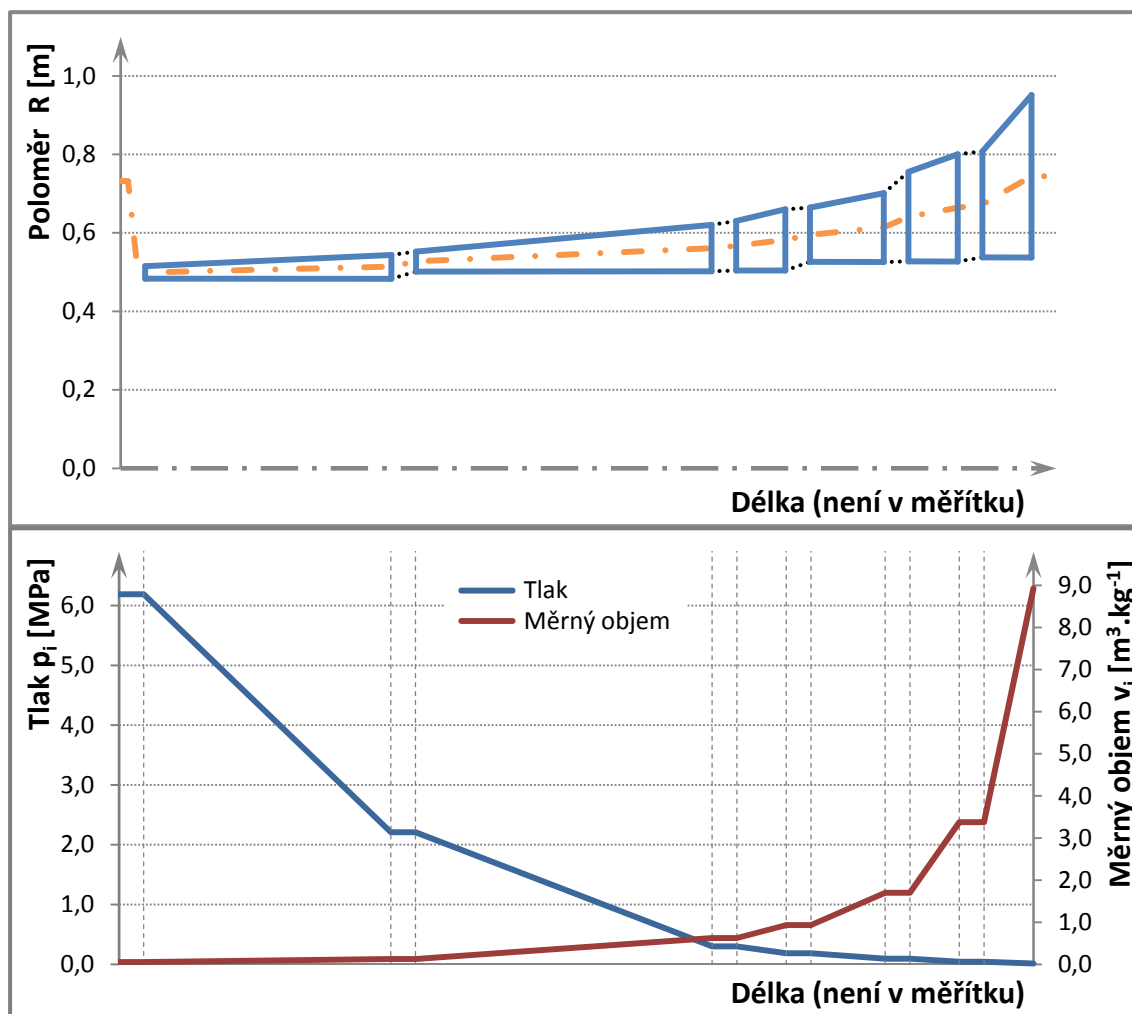
Vnitřní termodynamická účinnost turbíny je podílem výkonu při expanzi se ztrátami k výkonům při izoentropický expanzi.

$$\eta_{TDi} = \frac{P_i}{P_{i,iz}} = \frac{58\,539}{70\,278} = 0,833 \text{ [-]} \quad (5.293)$$

Na začátku výpočtu byla odhadnuta účinnost elektrického alternátoru [rovnice (2.12)] a mechanická účinnost [rovnice (2.13)]. Při vynásobení vnitřního výkonu těmito účinnostmi je vypočítán výkon na svorkách generátoru:

$$P_{SV} = P_i \cdot \eta_{el} \cdot \eta_m = 58\,539 \cdot 0,966 \cdot 0,988 = 55\,870 \text{ kW} \quad (5.294)$$

Entalpický spád vypočítaný v předběžném výpočtu je na Obr. 2. Na Obr. 8 je vidět návrh tvaru průtočných kanálů vypočítaných v předběžném výpočtu a v nich průběh změny tlaku a měrného objemu po délce turbíny.



Obr. 8 Návrh tvarů průtočných kanálů a v nich průběh změny tlaku a měrného objemu

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA**5.8 Tepelný výpočet skupiny přetlakových stupňů**

Při výpočtu je použita metoda (c_a/u) podle metodiky [1], kde výpočet je pro každý kanál veden zvlášť, jelikož je v kanálech rozdílný hmotnostní průtok.

5.8.1 Rozdělení kanálů na stupně a průběh měrného objemu

Z předběžného výpočtu kanálů jsou převzaty hodnoty stavu páry na začátku a konci expanze v jednotlivých částech s jejich termodynamickou účinností, průměry, délkami lopatek a dalšími údaji potřebnými pro následující výpočet. Viz souhrnná Tab. 2.

Tab. 2 Vstupní hodnoty pro výpočet přetlakových stupňů

| Kanál | I. | II. | III. | IV. | V. | VI. |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| m_i [kg.s ⁻¹] | 68,475 | 57,730 | 35,932 | 33,165 | 30,505 | 27,826 |
| D_i [m] | 0,998 | 1,055 | 1,134 | 1,190 | 1,283 | 1,345 |
| l_i [m] | 0,032 | 0,051 | 0,126 | 0,138 | 0,228 | 0,27 |
| D_n [m] | 1,027 | 1,122 | 1,164 | 1,228 | 1,328 | 1,489 |
| l_n [m] | 0,061 | 0,118 | 0,156 | 0,175 | 0,273 | 0,414 |
| p_i [MPa] | 6,190 | 2,209 | 0,300 | 0,187 | 0,095 | 0,044 |
| s_i [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹] | 6,844 | 6,923 | 7,046 | 7,064 | 7,096 | 7,143 |
| i_i [kJ.kg ⁻¹] | 3404 | 3144 | 2748 | 2670 | 2568 | 2467 |
| p_n [MPa] | 2,209 | 0,300 | 0,187 | 0,095 | 0,044 | 0,0151 |
| s_n [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹] | 6,923 | 7,046 | 7,064 | 7,096 | 7,143 | 7,254 |
| i_n [kJ.kg ⁻¹] | 3144 | 2748 | 2670 | 2568 | 2467 | 2353 |
| H_{iz} [kJ.kg ⁻¹] | 309 | 446 | 85 | 113 | 118 | 150 |
| η_{TDi} [-] | 0,841 | 0,887 | 0,918 | 0,896 | 0,861 | 0,757 |
| h_{iz} [kJ.kg ⁻¹] | 34,4 | 40,6 | 85,0 | 56,5 | 118,3 | 150,1 |
| z [-] | 10 | 12 | 2 | 3 | 2 | 2 |
| n [s ⁻¹] | 50,00 | | | | | |

V tabulce jsou také vypočítány izentropický spád v kanále a izentropický spád na stupeň, který je předběžný a nutný pro vytvoření p-v diagramu jednotlivých kanálů

$$H_{iz}^i = i_{i,1} - i_{i,n} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (5.295)$$

$$h_{iz}^i = \frac{H_{iz}^i}{z} \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (5.296)$$

Pro určení funkce změny objemu v závislosti na změně entalpického spádu jsou určeny stavy ve zbylých bodech expanzní čáry kanálu, která byla rozdělena počtem stupňů, podle následujícího algoritmu, při využití parních tabulek [6], kde „(z)“ je označení stupně v kanále „i“ a „(z+1)“ je označení stavu v následujícím stupni, u kterého se hledají hodnoty stavu páry.

$$i_{i,(z+1)} = i_{i,(z)} - h_{iz}^i \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (5.297)$$

$$i_{i,(z+1)} = i_{i,(z)} - h_{iz}^i \cdot \eta_{TDi}^i \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (5.298)$$

$$p_{i,(z+1)} = f(i_{i,(z+1)}; s_{i,(z)}) \quad [MPa] \quad (5.299)$$

$$s_{i,(z+1)} = f(i_{i,(z+1)}; p_{i,(z+1)}) \quad [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (5.300)$$

$$v_{i,(z+1)} = f(i_{i,(z+1)}; p_{i,(z+1)}) \quad [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (5.301)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Výsledné hodnoty jsou uvedeny přehledně v Tab. 3 a na Obr. 9, Obr. 10, Obr. 11 jsou sestrojeny p-v diagramy, kde na svislých osách je tlak (p) a měrný objem (v). Na vodorovné ose je entalpický spád zvětšený o tzv. reheat faktor (1+f), neboli zpětné využití tepla, který byl zvolen při předběžném návrhu kanálu. Obrázky p-v diagramů jsou uvedeny zvlášť pro první a druhý kanál a na třetím obrázku jsou zbylé kanály sloučeny do jednoho grafu. Pod příslušným diagramem je vyobrazeno geometrické rozdělení kanálu rovnoměrně podle počtu stupňů.

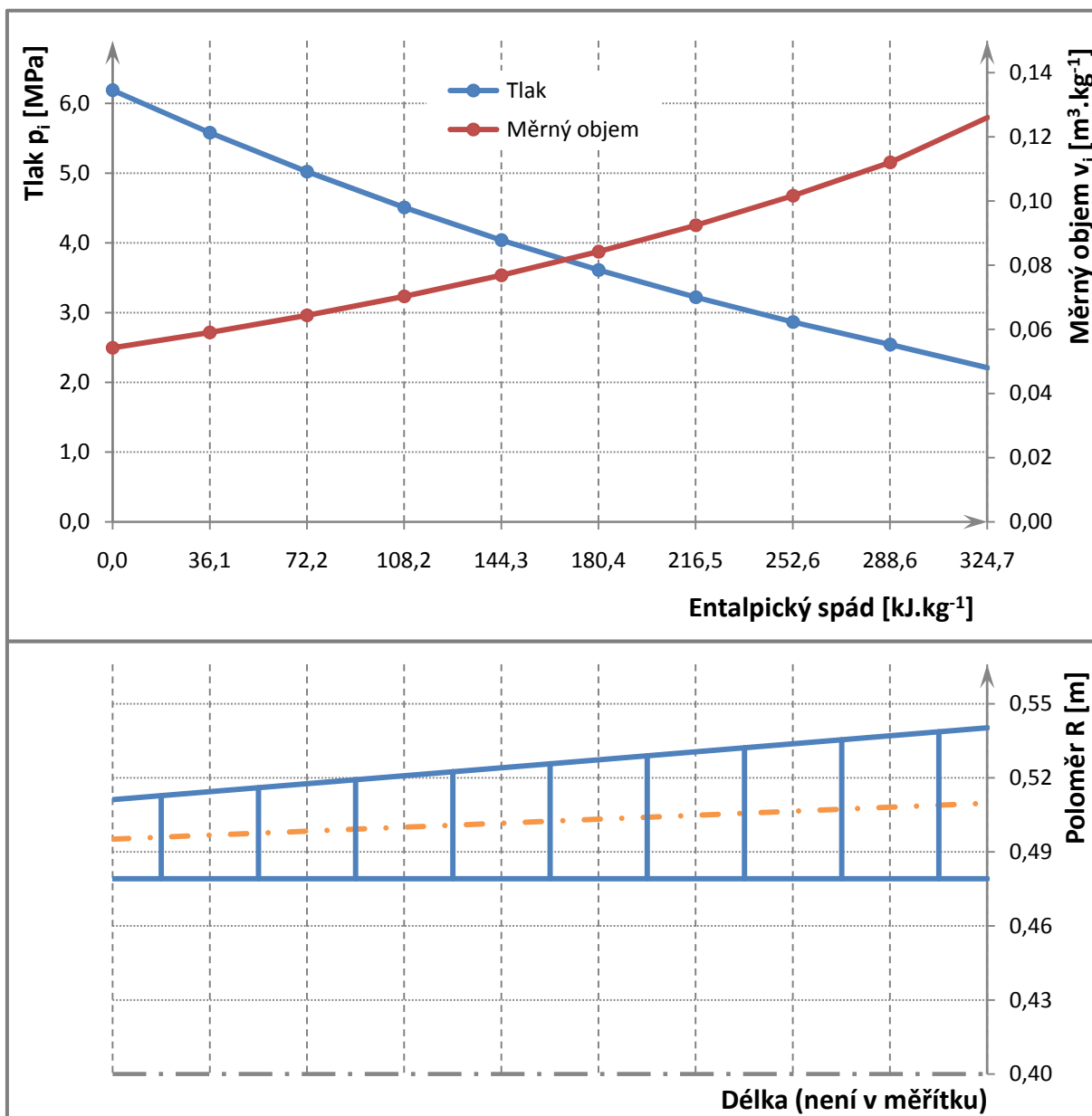
$$\Sigma h_{iz}^i = (1 + f) \cdot H_{iz}^i \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (5.302)$$

Tab. 3 Předběžný výpočet stavů páry ve stupních

| Kanál | Stupeň | s_i [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹] | p_i [MPa] | $\dot{i}_{i,iz}$ [kJ.kg ⁻¹] | \dot{i}_i [kJ.kg ⁻¹] | v_i [m ³ .kg ⁻¹] | R_p [m] | R_s [m] | R_h [m] |
|-------|--------|--|----------------|--|---------------------------------------|--|-----------|-----------|-----------|
| I. | 1. | 6,844 | 6,190 | - | 3404 | 0,054 | 0,483 | 0,499 | 0,515 |
| | 2. | 6,851 | 5,580 | 3369 | 3375 | 0,059 | 0,483 | 0,501 | 0,518 |
| | 3. | 6,859 | 5,021 | 3341 | 3346 | 0,064 | 0,483 | 0,502 | 0,522 |
| | 4. | 6,866 | 4,509 | 3312 | 3317 | 0,070 | 0,483 | 0,504 | 0,525 |
| | 5. | 6,874 | 4,040 | 3283 | 3288 | 0,077 | 0,483 | 0,506 | 0,528 |
| | 6. | 6,882 | 3,611 | 3254 | 3259 | 0,084 | 0,483 | 0,507 | 0,531 |
| | 7. | 6,890 | 3,221 | 3225 | 3230 | 0,092 | 0,483 | 0,509 | 0,535 |
| | 8. | 6,898 | 2,865 | 3196 | 3201 | 0,102 | 0,483 | 0,510 | 0,538 |
| | 9. | 6,907 | 2,542 | 3167 | 3172 | 0,112 | 0,483 | 0,512 | 0,541 |
| | 10. | 6,923 | 2,209 | 3138 | 3144 | 0,126 | 0,483 | 0,514 | 0,544 |
| II. | 11. | 6,923 | 2,209 | - | 3144 | 0,126 | 0,502 | 0,527 | 0,553 |
| | 12. | 6,931 | 1,905 | 3103 | 3108 | 0,142 | 0,502 | 0,530 | 0,559 |
| | 13. | 6,939 | 1,635 | 3067 | 3072 | 0,160 | 0,502 | 0,533 | 0,565 |
| | 14. | 6,947 | 1,397 | 3031 | 3036 | 0,182 | 0,502 | 0,536 | 0,571 |
| | 15. | 6,955 | 1,187 | 2995 | 3000 | 0,207 | 0,502 | 0,539 | 0,577 |
| | 16. | 6,964 | 1,003 | 2959 | 2964 | 0,237 | 0,502 | 0,543 | 0,583 |
| | 17. | 6,973 | 0,843 | 2923 | 2928 | 0,272 | 0,502 | 0,546 | 0,589 |
| | 18. | 6,982 | 0,703 | 2887 | 2892 | 0,314 | 0,502 | 0,549 | 0,596 |
| | 19. | 6,992 | 0,583 | 2851 | 2856 | 0,364 | 0,502 | 0,552 | 0,602 |
| | 20. | 7,002 | 0,479 | 2815 | 2820 | 0,426 | 0,502 | 0,555 | 0,608 |
| | 21. | 7,012 | 0,391 | 2779 | 2784 | 0,500 | 0,502 | 0,558 | 0,614 |
| | 22. | 7,046 | 0,300 | 2743 | 2748 | 0,623 | 0,502 | 0,561 | 0,620 |
| III. | 23. | 7,046 | 0,300 | - | 2748 | 0,623 | 0,504 | 0,567 | 0,630 |
| | 24. | 7,064 | 0,187 | 2663 | 2670 | 0,931 | 0,504 | 0,582 | 0,660 |
| IV. | 25. | 7,064 | 0,187 | - | 2670 | 0,931 | 0,526 | 0,595 | 0,664 |
| | 26. | 7,080 | 0,134 | 2613 | 2619 | 1,250 | 0,526 | 0,605 | 0,683 |
| | 27. | 7,096 | 0,095 | 2562 | 2568 | 1,699 | 0,526 | 0,614 | 0,701 |
| V. | 28. | 7,096 | 0,095 | - | 2568 | 1,699 | 0,527 | 0,641 | 0,755 |
| | 29. | 7,143 | 0,044 | 2450 | 2467 | 3,378 | 0,527 | 0,664 | 0,801 |
| VI. | 30. | 7,143 | 0,044 | - | 2467 | 3,378 | 0,538 | 0,673 | 0,808 |
| | 31. | 7,254 | 0,015 | 2316 | 2353 | 8,932 | 0,538 | 0,744 | 0,951 |

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA

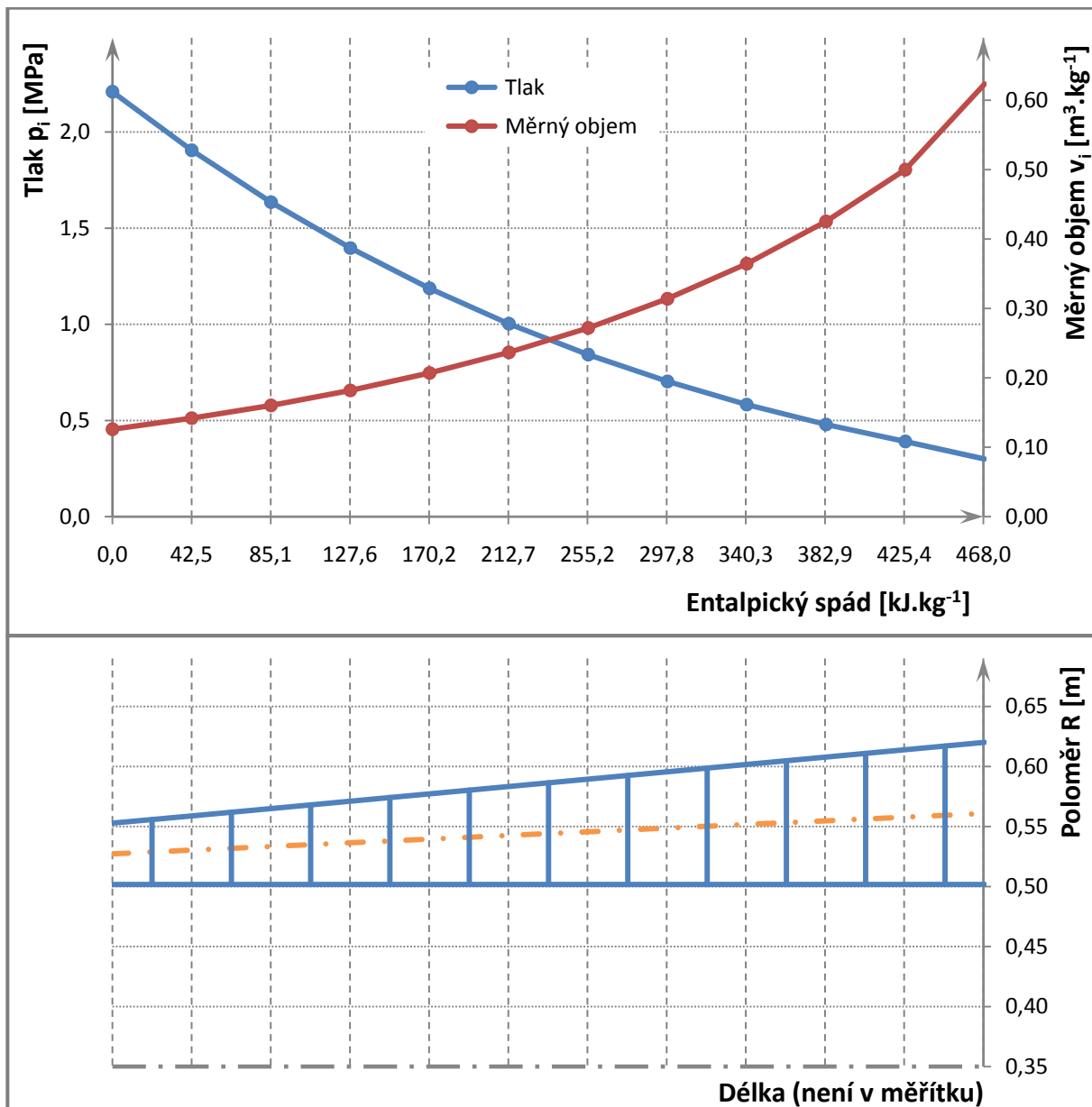
Rovnice křivky změny objemu v závislosti na entalpickém spádu (5.303), (5.304) a (5.305) byly zjištěny pomocí programu CurveExpert [7], který našel neoptimálnější matematický tvar.



Obr. 9 p – v diagram I. průtočného kanálu a geometrický tvar jednotlivých stupňů

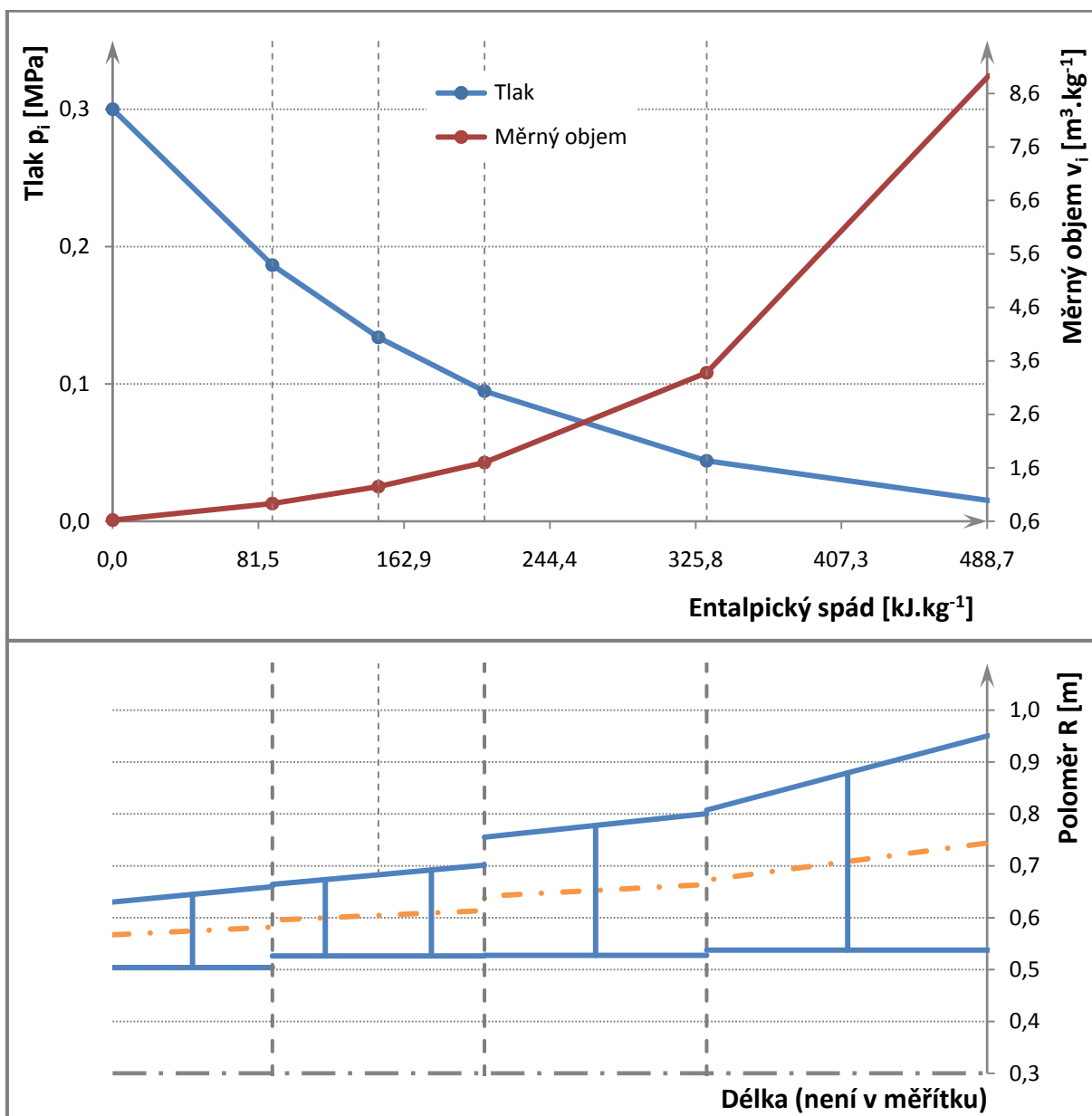
$$\left. \begin{aligned}
 v_l = & 5,40 \cdot 10^{-2} + 7,83 \cdot 10^{-5} \cdot h_i + 4,56 \cdot 10^{-6} \cdot h_i^2 - \\
 & -1,31 \cdot 10^{-7} \cdot h_i^3 + 1,82 \cdot 10^{-9} \cdot h_i^4 - 1,34 \cdot 10^{-11} \cdot h_i^5 + \\
 & +9,07 \cdot 10^{-20} \cdot h_i^8 + 5,35 \cdot 10^{-14} \cdot h_i^6 - 1,10 \cdot 10^{-16} \cdot h_i^7
 \end{aligned} \right\} \quad (5.303)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA



Obr. 10 p – v diagram II. průtočného kanálu a geometrický tvar jednotlivých stupňů

$$\left. \begin{aligned}
 v_{II} = & 1,26 \cdot 10^{-1} + 3,68 \cdot 10^{-4} \cdot h_i + 3,24 \cdot 10^{-7} \cdot h_i^2 - \\
 & - 8,53 \cdot 10^{-9} \cdot h_i^3 + 1,92 \cdot 10^{-10} \cdot h_i^4 - 1,39 \cdot 10^{-12} \cdot h_i^5 + \\
 & + 4,91 \cdot 10^{-15} \cdot h_i^6 - 8,43 \cdot 10^{-18} \cdot h_i^7 + 5,66 \cdot 10^{-21} \cdot h_i^8
 \end{aligned} \right\} \quad (5.304)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Obr. 11 p – v diagram III. – VI. průtočného kanálu a geometrický tvar jednotlivých stupňů

$$\left. \begin{aligned}
 v_{III} = & 6,23 \cdot 10^{-1} + 2,45 \cdot 10^{-3} \cdot h_i + 1,09 \cdot 10^{-5} \cdot h_i^2 - \\
 & -2,31 \cdot 10^{-9} \cdot h_i^3 + 6,81 \cdot 10^{-11} \cdot h_i^4 - 6,17 \cdot 10^{-14} \cdot h_i^5 + \\
 & +1,88 \cdot 10^{-16} \cdot h_i^6
 \end{aligned} \right\} \quad (5.305)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA**5.8.2 Výpočet stupňů metodou c_a / u**

Výpočet jednotlivých stupňů je veden odzadu, tedy od posledního stupně v kanále k prvnímu stupni. Ve výpočtu se může přejít k dalšímu stupni za předpokladu, že je splněna podmínka rozdílu mezi vypočteným a odhadnutým spádem na stupeň menším než $5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, přičemž preferovaný rozdíl je nulový. Rozdíl vypočítaného celkového spádu v kanále počítaného touto metodou a předpokladem vypočítaným v předběžném výpočtu by měl být ve velikosti do jednoho procenta, pokud má být výpočet brán jako podrobný.

$$\Delta h_{iz,z} = h_{iz,z} - (h_{iz,z})_{vyp} < 5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.306)$$

Vstažná rovina ve výpočtu je vedena kolmo na osu rotace a je umístěna mezi statorovou a rotorovou částí stupně, přičemž axiální průtočná plocha je

$$S_a = \pi \cdot D_{s,z} \cdot l_z \quad [\text{m}^2] \quad (5.307)$$

Dále se odhadne entalpický spád na stupeň, přičemž v jeho polovině se vyčíslí z příslušné rovnice měrný objem v daném místě. Pomocí něho a hmotnostního průtoku se vypočte axiální rychlost ve vstažné rovině

$$c_a = \frac{M \cdot v_z}{S_a} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.308)$$

a obvodová rychlost ve vstažné rovině je

$$u = \pi \cdot D_{s,z} \cdot n \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (5.309)$$

Pak Parsonsovo číslo je:

$$Pa = \frac{1}{\frac{0,945}{\sin^2 \alpha_1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} \quad [-] \quad (5.310)$$

Kde úhel α_1 je volen v předběžném návrhu a hodnota úhlu libovolného stupně se musí pohybovat mezi zvolenými úhly prvního a posledního stupně kanálu. Parsonsovo číslo je také definováno pomocí velikosti zpracovaného spádu

$$Pa = \frac{u^2}{(h_{iz,z})_{vyp}} \Rightarrow (h_{iz,z})_{vyp} = \frac{u^2}{Pa} \quad (5.311)$$

Vypočtené hodnoty jsou přehledně zobrazeny v Tab. 4. Posledním krokem tohoto výpočtu je kontrola přesnosti výpočtu pro jednotlivé kanály:

$$\Delta h_{iz,I} = (\Sigma h_{iz})_{vyp} - \Sigma h_{iz} = 325,1 - 324,9 = 0,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (0,06\%) \quad (5.312)$$

$$\Delta h_{iz,II} = (\Sigma h_{iz})_{vyp} - \Sigma h_{iz} = 472,1 - 468,7 = 3,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (0,73\%) \quad (5.313)$$

$$\Delta h_{iz,III} = (\Sigma h_{iz})_{vyp} - \Sigma h_{iz} = 92,2 - 89,2 = 3,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3,24\%) \quad (5.314)$$

$$\Delta h_{iz,IV} = (\Sigma h_{iz})_{vyp} - \Sigma h_{iz} = 138,3 - 118,5 = 19,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (14,3\%) \quad (5.315)$$

$$\Delta h_{iz,V} = (\Sigma h_{iz})_{vyp} - \Sigma h_{iz} = 109,7 - 124,2 = -14,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (-13\%) \quad (5.316)$$

$$\Delta h_{iz,VI} = (\Sigma h_{iz})_{vyp} - \Sigma h_{iz} = 160,8 - 157,7 = 3,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1,98\%) \quad (5.317)$$

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

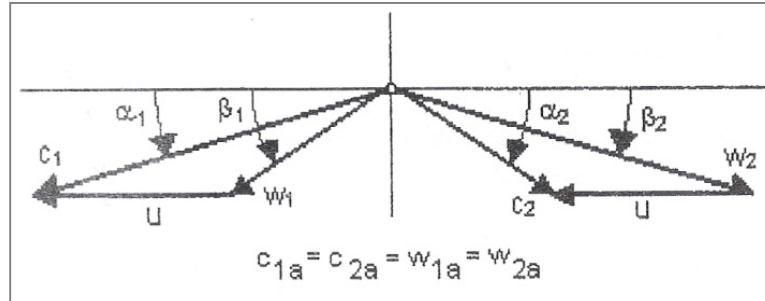
Tab. 4 Výsledky výpočtů stupňů metodou (ca / u)

| Stupeň | D_s [m] | L [m] | S [m ²] | u [m.s ⁻¹] | v [m ³ .kg ⁻¹] | c_a [m.s ⁻¹] | c_a / u [-] | α_1 [°] | Pa [-] | $(h_{iz})_{vvp}$ [kJ.kg ⁻¹] | h_{iz} [kJ.kg ⁻¹] |
|--------|-----------|-------|---------------------|------------------------|---------------------------------------|----------------------------|---------------|----------------|--------|---|---------------------------------|
| 31. | 1,489 | 0,414 | 1,934 | 233,8 | 7,481 | 107,627 | 0,460 | 26 | 0,981 | 55,75 | 55,76 |
| 30. | 1,345 | 0,270 | 1,141 | 211,3 | 4,538 | 110,685 | 0,524 | 19 | 0,425 | 105,06 | 105,07 |
| 29. | 1,328 | 0,273 | 1,140 | 208,6 | 2,948 | 78,867 | 0,378 | 21 | 0,906 | 48,01 | 48,01 |
| 28. | 1,283 | 0,228 | 0,919 | 201,5 | 2,170 | 72,058 | 0,358 | 17 | 0,658 | 61,67 | 61,67 |
| 27. | 1,228 | 0,175 | 0,676 | 192,8 | 1,520 | 74,591 | 0,387 | 21 | 0,866 | 42,95 | 42,96 |
| 26. | 1,209 | 0,157 | 0,595 | 189,9 | 1,216 | 67,783 | 0,357 | 19 | 0,821 | 43,91 | 43,91 |
| 25. | 1,190 | 0,138 | 0,516 | 187,0 | 0,959 | 61,612 | 0,329 | 16 | 0,680 | 51,39 | 51,39 |
| 24. | 1,164 | 0,156 | 0,570 | 182,8 | 0,847 | 53,444 | 0,292 | 16 | 0,852 | 39,24 | 39,24 |
| 23. | 1,134 | 0,126 | 0,449 | 178,2 | 0,687 | 54,956 | 0,308 | 14 | 0,599 | 52,99 | 52,99 |
| 22. | 1,122 | 0,118 | 0,417 | 176,2 | 0,558 | 77,320 | 0,439 | 23 | 0,820 | 37,84 | 37,84 |
| 21. | 1,116 | 0,112 | 0,393 | 175,3 | 0,479 | 70,286 | 0,401 | 23 | 0,984 | 31,21 | 31,21 |
| 20. | 1,110 | 0,106 | 0,370 | 174,3 | 0,424 | 66,172 | 0,380 | 21 | 0,899 | 33,80 | 33,81 |
| 19. | 1,103 | 0,100 | 0,346 | 173,3 | 0,371 | 61,767 | 0,356 | 18 | 0,739 | 40,65 | 40,65 |
| 18. | 1,097 | 0,094 | 0,323 | 172,4 | 0,319 | 56,940 | 0,330 | 16 | 0,677 | 43,87 | 43,87 |
| 17. | 1,091 | 0,088 | 0,301 | 171,4 | 0,277 | 53,186 | 0,310 | 16 | 0,760 | 38,67 | 38,67 |
| 16. | 1,085 | 0,082 | 0,278 | 170,4 | 0,242 | 50,206 | 0,295 | 14 | 0,649 | 44,76 | 44,76 |
| 15. | 1,079 | 0,075 | 0,256 | 169,5 | 0,211 | 47,713 | 0,282 | 14 | 0,704 | 40,81 | 40,81 |
| 14. | 1,073 | 0,069 | 0,234 | 168,5 | 0,187 | 46,186 | 0,274 | 14 | 0,739 | 38,41 | 38,41 |
| 13. | 1,067 | 0,063 | 0,212 | 167,6 | 0,167 | 45,466 | 0,271 | 14 | 0,753 | 37,27 | 37,27 |
| 12. | 1,061 | 0,057 | 0,190 | 166,6 | 0,149 | 45,222 | 0,271 | 13 | 0,655 | 42,36 | 42,36 |
| 11. | 1,055 | 0,051 | 0,169 | 165,6 | 0,133 | 45,310 | 0,274 | 13 | 0,646 | 42,45 | 42,45 |
| 10. | 1,027 | 0,061 | 0,197 | 161,4 | 0,117 | 40,764 | 0,253 | 13 | 0,747 | 34,89 | 34,89 |
| 9. | 1,024 | 0,058 | 0,186 | 160,9 | 0,108 | 39,699 | 0,247 | 13 | 0,780 | 33,18 | 33,18 |
| 8. | 1,021 | 0,055 | 0,175 | 160,4 | 0,099 | 38,558 | 0,240 | 13 | 0,820 | 31,37 | 31,38 |
| 7. | 1,018 | 0,051 | 0,164 | 159,9 | 0,091 | 37,711 | 0,236 | 13 | 0,851 | 30,04 | 30,04 |
| 6. | 1,014 | 0,048 | 0,154 | 159,4 | 0,084 | 37,484 | 0,235 | 13 | 0,855 | 29,68 | 29,69 |
| 5. | 1,011 | 0,045 | 0,143 | 158,8 | 0,078 | 37,537 | 0,236 | 13 | 0,848 | 29,76 | 29,76 |
| 4. | 1,008 | 0,042 | 0,132 | 158,3 | 0,072 | 37,563 | 0,237 | 13 | 0,841 | 29,80 | 29,80 |
| 3. | 1,005 | 0,038 | 0,121 | 157,8 | 0,067 | 37,540 | 0,238 | 12 | 0,717 | 34,75 | 34,75 |
| 2. | 1,002 | 0,035 | 0,111 | 157,3 | 0,061 | 37,945 | 0,241 | 12 | 0,699 | 35,42 | 35,42 |
| 1. | 0,998 | 0,032 | 0,100 | 156,8 | 0,056 | 38,395 | 0,245 | 12 | 0,680 | 36,15 | 36,15 |

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA**5.8.3 Rychlostní trojúhelníky, ztráty a vnitřní výkon stupňů**

Při výpočtu se vychází z hodnoty vypočtených v předchozí podkapitole a navržené geometrii stupňů. Při reakci 0,5 [-] jsou všechny velikosti rychlostí v axiálním směru stejně velké. Axiální rychlosti ve výtokové rovině byly vypočítány podle rovnice (5.308).

$$c_a = c_{1a} = c_{2a} = w_{1a} = w_{2a} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.318)$$



Obr. 12 Rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně s označením rychlostí a úhlů [1]

Další rychlosti jsou odvozeny podle Obr. 12:

- Absolutní rychlost na výstupu ze statoru

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \alpha_1} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.319)$$

- Relativní rychlost na vstupu do rotoru

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.320)$$

- Vstupní úhel proudu páry do rotoru

$$\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1} \quad [^\circ] \quad (5.321)$$

- Relativní izoentropická rychlost z rotoru

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot 2 \cdot h_{iz} + w_1^2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.322)$$

- Skutečná relativní rychlost, kdy psi v rovnici je rychlostní součinitel profilu, který je odečten v [1] na obr. 10.1

$$w_2 = w_{2iz} \cdot \psi \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.323)$$

- Výstupní úhel relativní rychlosti

$$\beta_2 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_2} \quad [^\circ] \quad (5.324)$$

- Absolutní rychlost na výstupu ze stupně

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos \beta_2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.325)$$

- Výstupní úhel absolutní rychlosti

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{c_2} \quad [^\circ] \quad (5.326)$$

- Složky rychlostí do obvodového směru

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.327)$$

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.328)$$

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.329)$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.330)$$

Výsledné vypočítané hodnoty jsou v Tab. 5 a rychlostní trojúhelníky jsou nakresleny v měřítku na Obr. 13.

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Při výpočtu vnitřní účinnosti se uplatňují tři základní ztráty. První ztrátou je ztráta radiální mezerou. Pro její výpočet je určena výrobní tolerance

$$x = 0,1 \text{ mm} \quad (5.331)$$

pak radiální vůle ve stupni je:

$$k = \frac{D_s + L}{1000} + x \quad [\text{mm}] \quad (5.332)$$

a výsledná poměrná ztráta radiální mezerou ve stupni je

$$\xi_k = \frac{0,3 + k}{L} \cdot 4,5 \quad [-] \quad (5.333)$$

Druhou ztrátou je poměrná ztráta rozvějířením, která je pro stupeň

$$\xi_v = \left(\frac{L}{D_s}\right)^2 \quad [-] \quad (5.334)$$

Třetí ztrátou je poměrná ztráta vlhkostí páry. Z parních tabulek je vyhledána měrná suchost páry pro entalpii a entropii vypočítanou v Tab. 3 [6]

$$x_i = f(i_i; s_i) \quad [-] \quad (5.335)$$

pak poměrná ztráta vlhkostí je

$$\xi_x = 1 - \frac{x_i}{2} \quad [-] \quad (5.336)$$

Součinitel zpětného využití tepla byl stanoven v předchozích výpočtech

$$(1 + f) = 1,05 \quad [-] \quad (5.337)$$

Účinnost přetlakových stupňů je odečtena z obr. 5.16 [1]

$$\eta_\infty \quad [-] \quad (5.338)$$

Pak vnitřní účinnost stupně je

$$\eta_i = \eta_\infty \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \quad [-] \quad (5.339)$$

Skutečný entalpický spád a vnitřní výkon stupně je

$$h = h_{iz} \cdot \eta_i \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.340)$$

$$P_i = h \cdot \dot{m}_i \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (5.341)$$

kde \dot{m}_i je hmotnostní průtok kanálem, ve kterém je umístěný počítaný stupeň.

Výsledné hodnoty ztrát a vnitřních výkonů stupňů jsou v Tab. 5. Na závěr výpočtů stupňů je porovnání vnitřních výkonů vypočítaných v předběžném výpočtu jednotlivých kanálů a součtu vnitřních výkonů stupňů náležící příslušným kanálům.

$$\Delta P_{i,I} = (\Sigma P_i)_{vyp} - P_{i,I} = 17\,962 - 17\,823 = 139 \text{ kW} (0,8\%) \quad (5.342)$$

$$\Delta P_{i,II} = (\Sigma P_i)_{vyp} - P_{i,II} = 23\,350 - 22\,864 = 486 \text{ kW} (2,1\%) \quad (5.343)$$

$$\Delta P_{i,III} = (\Sigma P_i)_{vyp} - P_{i,III} = 2\,872 - 2\,803 = 69 \text{ kW} (2,5\%) \quad (5.344)$$

$$\Delta P_{i,IV} = (\Sigma P_i)_{vyp} - P_{i,IV} = 3\,919 - 3\,355 = 564 \text{ kW} (16,8\%) \quad (5.345)$$

$$\Delta P_{i,V} = (\Sigma P_i)_{vyp} - P_{i,V} = 2\,749 - 3\,106 = -357 \text{ kW} (-11,5\%) \quad (5.346)$$

$$\Delta P_{i,VI} = (\Sigma P_i)_{vyp} - P_{i,VI} = 3\,308 - 3\,161 = 147 \text{ kW} (4,7\%) \quad (5.347)$$

KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Tab. 5 Výsledky výpočtů rychlostí, ztrát a vnitřních výkonů stupňů

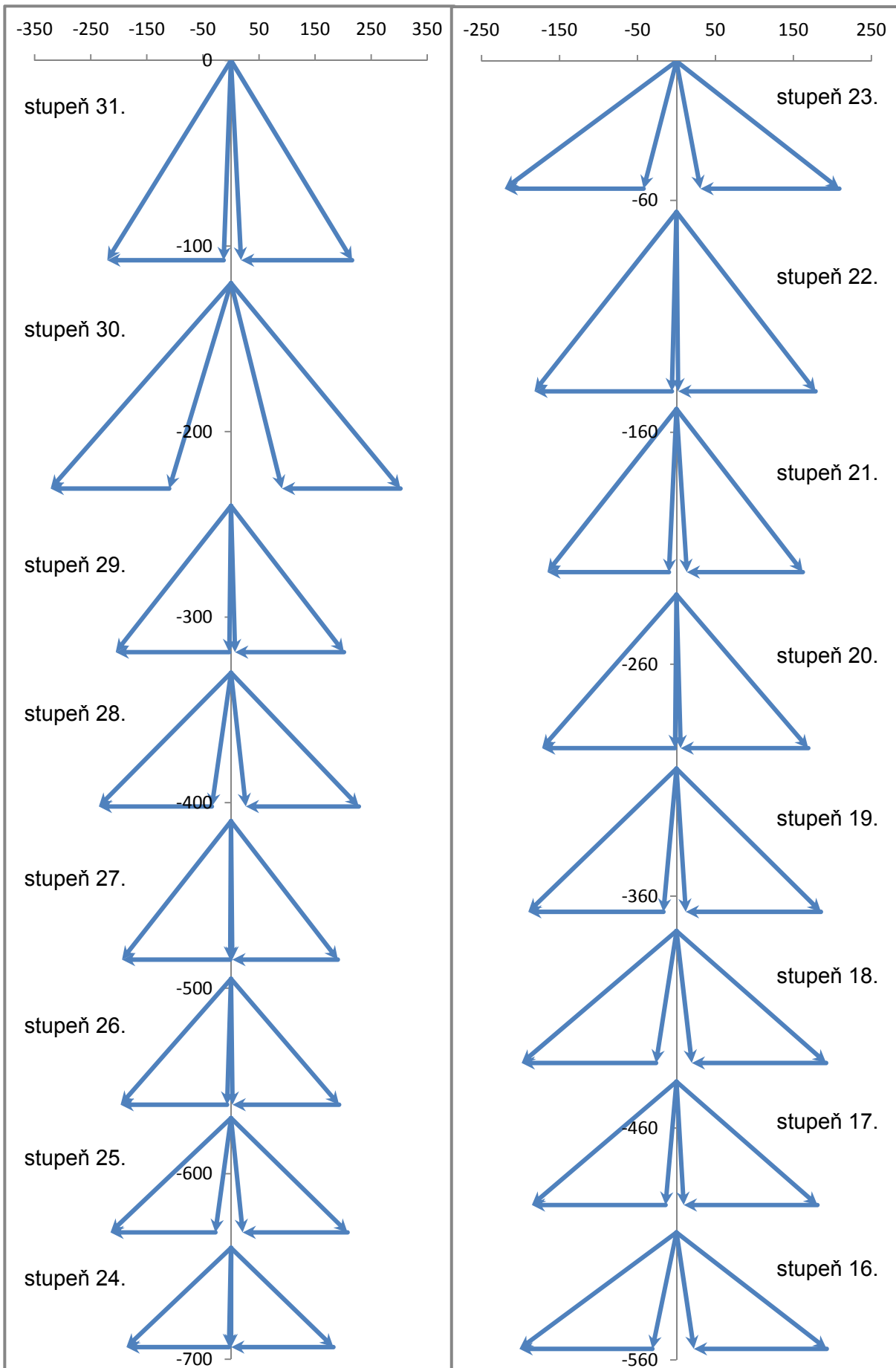
| Stupeň | Vstupní hodnoty | | | | | | | Rychlostní trojúhelníky | | | | | | |
|--------|-----------------|------------|-----------------------------|-------------------------------|-------------------|------------------------------------|---------------|-------------------------------|-------------------------------|------------------|-----------------------------------|------------|-------------------------------|------------------|
| | D_s [m] | L [m] | u [m.s ⁻¹] | c_a [m.s ⁻¹] | α_1 [°] | h_{iz} [kJ.kg ⁻¹] | ρ [-] | c_1 [m.s ⁻¹] | w_1 [m.s ⁻¹] | β_1 [°] | w_{2iz} [m.s ⁻¹] | ψ [-] | w_2 [m.s ⁻¹] | β_2 [°] |
| 31. | 1,489 | 0,414 | 233,8 | 107,6 | 26 | 55,8 | 0,5 | 245,5 | 108,4 | 83,0 | 245,6 | 0,982 | 241,3 | 26,5 |
| 30. | 1,345 | 0,270 | 211,3 | 110,7 | 19 | 105,1 | 0,5 | 340,0 | 156,2 | 45,1 | 340,1 | 0,946 | 321,8 | 20,1 |
| 29. | 1,328 | 0,273 | 208,6 | 78,9 | 21 | 48,0 | 0,5 | 220,1 | 78,9 | 87,7 | 220,2 | 0,982 | 216,2 | 21,4 |
| 28. | 1,283 | 0,228 | 201,5 | 72,1 | 17 | 61,7 | 0,5 | 246,5 | 79,8 | 64,6 | 246,6 | 0,969 | 239,0 | 17,5 |
| 27. | 1,228 | 0,175 | 192,8 | 74,6 | 21 | 43,0 | 0,5 | 208,1 | 74,6 | 88,9 | 208,2 | 0,982 | 204,6 | 21,4 |
| 26. | 1,209 | 0,157 | 189,9 | 67,8 | 19 | 43,9 | 0,5 | 208,2 | 68,1 | 84,1 | 208,3 | 0,981 | 204,3 | 19,4 |
| 25. | 1,190 | 0,138 | 187,0 | 61,6 | 16 | 51,4 | 0,5 | 223,5 | 67,6 | 65,7 | 223,6 | 0,969 | 216,8 | 16,5 |
| 24. | 1,164 | 0,156 | 182,8 | 53,4 | 16 | 39,2 | 0,5 | 193,9 | 53,6 | 86,2 | 194,0 | 0,980 | 190,2 | 16,3 |
| 23. | 1,134 | 0,126 | 178,2 | 55,0 | 14 | 53,0 | 0,5 | 227,2 | 69,3 | 52,4 | 227,3 | 0,950 | 215,9 | 14,7 |
| 22. | 1,122 | 0,118 | 176,2 | 77,3 | 23 | 37,8 | 0,5 | 197,9 | 77,5 | 85,6 | 198,0 | 0,982 | 194,4 | 23,4 |
| 21. | 1,116 | 0,112 | 175,3 | 70,3 | 23 | 31,2 | 0,5 | 179,9 | 70,9 | 82,2 | 180,0 | 0,981 | 176,6 | 23,5 |
| 20. | 1,110 | 0,106 | 174,3 | 66,2 | 21 | 33,8 | 0,5 | 184,6 | 66,2 | 88,4 | 184,7 | 0,982 | 181,5 | 21,4 |
| 19. | 1,103 | 0,100 | 173,3 | 61,8 | 18 | 40,7 | 0,5 | 199,9 | 64,0 | 74,8 | 200,0 | 0,977 | 195,3 | 18,4 |
| 18. | 1,097 | 0,094 | 172,4 | 56,9 | 16 | 43,9 | 0,5 | 206,6 | 62,7 | 65,3 | 206,7 | 0,969 | 200,2 | 16,5 |
| 17. | 1,091 | 0,088 | 171,4 | 53,2 | 16 | 38,7 | 0,5 | 193,0 | 55,0 | 75,2 | 193,1 | 0,976 | 188,4 | 16,4 |
| 16. | 1,085 | 0,082 | 170,4 | 50,2 | 14 | 44,8 | 0,5 | 207,5 | 59,0 | 58,4 | 207,6 | 0,959 | 199,1 | 14,6 |
| 15. | 1,079 | 0,075 | 169,5 | 47,7 | 14 | 40,8 | 0,5 | 197,2 | 52,5 | 65,4 | 197,3 | 0,967 | 190,8 | 14,5 |
| 14. | 1,073 | 0,069 | 168,5 | 46,2 | 14 | 38,4 | 0,5 | 190,9 | 49,1 | 70,1 | 191,0 | 0,971 | 185,5 | 14,4 |
| 13. | 1,067 | 0,063 | 167,6 | 45,5 | 14 | 37,3 | 0,5 | 187,9 | 47,8 | 72,0 | 188,0 | 0,973 | 182,9 | 14,4 |
| 12. | 1,061 | 0,057 | 166,6 | 45,2 | 13 | 42,4 | 0,5 | 201,0 | 53,9 | 57,1 | 201,1 | 0,956 | 192,3 | 13,6 |
| 11. | 1,055 | 0,051 | 165,6 | 45,3 | 13 | 42,4 | 0,5 | 201,4 | 54,7 | 55,9 | 201,5 | 0,954 | 192,3 | 13,6 |
| 10. | 1,027 | 0,061 | 161,4 | 40,8 | 13 | 34,9 | 0,5 | 181,2 | 43,5 | 69,6 | 181,3 | 0,970 | 175,9 | 13,4 |
| 9. | 1,024 | 0,058 | 160,9 | 39,7 | 13 | 33,2 | 0,5 | 176,5 | 41,2 | 74,4 | 176,6 | 0,974 | 171,9 | 13,4 |
| 8. | 1,021 | 0,055 | 160,4 | 38,6 | 13 | 31,4 | 0,5 | 171,4 | 39,1 | 80,2 | 171,5 | 0,977 | 167,5 | 13,3 |
| 7. | 1,018 | 0,051 | 159,9 | 37,7 | 13 | 30,0 | 0,5 | 167,6 | 37,9 | 84,7 | 167,7 | 0,979 | 164,2 | 13,3 |
| 6. | 1,014 | 0,048 | 159,4 | 37,5 | 13 | 29,7 | 0,5 | 166,6 | 37,6 | 85,4 | 166,7 | 0,979 | 163,2 | 13,3 |
| 5. | 1,011 | 0,045 | 158,8 | 37,5 | 13 | 29,8 | 0,5 | 166,9 | 37,7 | 84,3 | 167,0 | 0,979 | 163,4 | 13,3 |
| 4. | 1,008 | 0,042 | 158,3 | 37,6 | 13 | 29,8 | 0,5 | 167,0 | 37,8 | 83,4 | 167,1 | 0,978 | 163,4 | 13,3 |
| 3. | 1,005 | 0,038 | 157,8 | 37,5 | 12 | 34,8 | 0,5 | 180,6 | 42,0 | 63,4 | 180,7 | 0,963 | 173,9 | 12,5 |
| 2. | 1,002 | 0,035 | 157,3 | 37,9 | 12 | 35,4 | 0,5 | 182,5 | 43,5 | 60,8 | 182,6 | 0,960 | 175,2 | 12,5 |
| 1. | 0,998 | 0,032 | 156,8 | 38,4 | 12 | 36,2 | 0,5 | 184,7 | 45,2 | 58,2 | 184,8 | 0,956 | 176,6 | 12,6 |

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

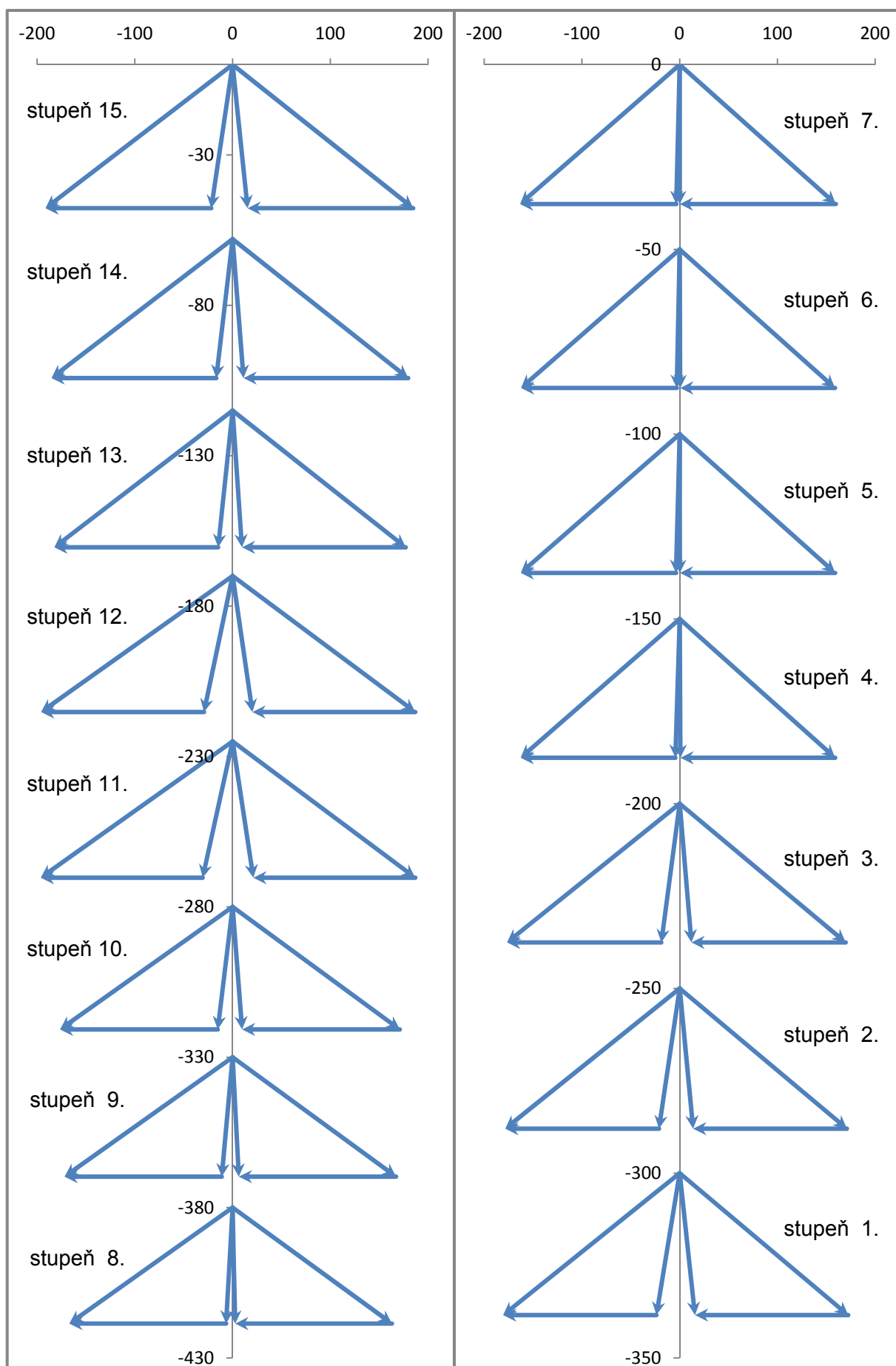
Tab. 5 Výsledky výpočtů rychlostí, ztrát a vnitřních výkonů stupňů – pokračování

| Rychlostní trojúhelníky | | | | | | Ztráty a vnitřní výkon | | | | | | | | | |
|-------------------------------|-------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|------------------------|-------------|-------------|-----------|-------------|---------------------|--------------|----------------------------------|---------------|--|
| c_2 [m.s ⁻¹] | α_2 [°] | c_{1u} [m.s ⁻¹] | w_{1u} [m.s ⁻¹] | c_{2u} [m.s ⁻¹] | w_{2u} [m.s ⁻¹] | k [mm] | ξ_k [-] | ξ_v [-] | ξ [-] | ξ_x [-] | η_{nek} [-] | η_i [-] | h_i [kJ. kg ⁻¹] | P_i [kW] | |
| 109,1 | 80,6 | 220,7 | 13,2 | 17,9 | 215,9 | 2,0 | 0,025 | 0,077 | 0,90 | 0,104 | 0,94 | 0,745 | 41,5 | 1156 | |
| 143,2 | 50,6 | 321,5 | 110,2 | 90,9 | 302,1 | 1,7 | 0,033 | 0,040 | 0,93 | 0,075 | 0,86 | 0,736 | 77,3 | 2152 | |
| 79,2 | 84,8 | 205,5 | 3,1 | 7,2 | 201,4 | 1,7 | 0,033 | 0,042 | 0,93 | 0,075 | 0,94 | 0,802 | 38,5 | 1174 | |
| 76,7 | 69,9 | 235,7 | 34,2 | 26,4 | 227,9 | 1,6 | 0,038 | 0,032 | 0,95 | 0,046 | 0,95 | 0,837 | 51,6 | 1574 | |
| 74,6 | 88,2 | 194,3 | 1,5 | 2,3 | 190,5 | 1,5 | 0,046 | 0,020 | 0,95 | 0,046 | 0,95 | 0,839 | 36,0 | 1195 | |
| 67,8 | 87,6 | 196,9 | 6,9 | 2,8 | 192,7 | 1,5 | 0,052 | 0,017 | 0,97 | 0,031 | 0,95 | 0,854 | 37,5 | 1243 | |
| 65,0 | 71,3 | 214,9 | 27,9 | 20,8 | 207,8 | 1,4 | 0,055 | 0,013 | 0,98 | 0,015 | 0,95 | 0,869 | 44,6 | 1481 | |
| 53,4 | 89,7 | 186,4 | 3,5 | 0,3 | 182,5 | 1,4 | 0,049 | 0,018 | 0,98 | 0,015 | 0,95 | 0,868 | 34,1 | 1224 | |
| 62,9 | 60,8 | 220,4 | 42,3 | 30,7 | 208,8 | 1,4 | 0,061 | 0,012 | 1,00 | 0,000 | 0,93 | 0,866 | 45,9 | 1648 | |
| 77,4 | 88,4 | 182,2 | 5,9 | 2,2 | 178,4 | 1,3 | 0,061 | 0,011 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,880 | 33,3 | 1922 | |
| 71,5 | 79,3 | 165,6 | 9,7 | 13,3 | 162,0 | 1,3 | 0,064 | 0,010 | 1,00 | 0,000 | 0,94 | 0,868 | 27,1 | 1564 | |
| 66,4 | 85,4 | 172,4 | 1,9 | 5,3 | 169,0 | 1,3 | 0,068 | 0,009 | 1,00 | 0,000 | 0,94 | 0,871 | 29,4 | 1700 | |
| 62,9 | 79,0 | 190,1 | 16,8 | 12,0 | 185,3 | 1,3 | 0,072 | 0,008 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,875 | 35,6 | 2053 | |
| 60,2 | 71,0 | 198,6 | 26,2 | 19,6 | 192,0 | 1,3 | 0,077 | 0,007 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,869 | 38,1 | 2200 | |
| 54,0 | 80,1 | 185,5 | 14,1 | 9,3 | 180,7 | 1,3 | 0,082 | 0,006 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,867 | 33,5 | 1935 | |
| 54,9 | 66,1 | 201,4 | 30,9 | 22,3 | 192,7 | 1,3 | 0,088 | 0,006 | 1,00 | 0,000 | 0,94 | 0,856 | 38,3 | 2212 | |
| 50,1 | 72,2 | 191,4 | 21,9 | 15,3 | 184,8 | 1,3 | 0,095 | 0,005 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,855 | 34,9 | 2014 | |
| 47,5 | 76,4 | 185,2 | 16,7 | 11,1 | 179,7 | 1,2 | 0,097 | 0,004 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,855 | 32,8 | 1895 | |
| 46,5 | 78,1 | 182,4 | 14,8 | 9,6 | 177,1 | 1,2 | 0,107 | 0,004 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,846 | 31,5 | 1821 | |
| 49,6 | 65,9 | 195,9 | 29,3 | 20,3 | 186,9 | 1,2 | 0,118 | 0,003 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,831 | 35,2 | 2032 | |
| 50,0 | 64,9 | 196,3 | 30,6 | 21,2 | 186,9 | 1,2 | 0,132 | 0,002 | 1,00 | 0,000 | 0,94 | 0,817 | 34,7 | 2002 | |
| 41,9 | 76,6 | 176,6 | 15,2 | 9,7 | 171,1 | 1,2 | 0,110 | 0,004 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,843 | 29,4 | 2013 | |
| 40,2 | 80,9 | 172,0 | 11,1 | 6,4 | 167,3 | 1,2 | 0,117 | 0,003 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,836 | 27,8 | 1900 | |
| 38,6 | 86,1 | 167,0 | 6,6 | 2,7 | 163,0 | 1,2 | 0,124 | 0,003 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,828 | 26,0 | 1779 | |
| 37,7 | 89,9 | 163,3 | 3,5 | 0,1 | 159,8 | 1,2 | 0,131 | 0,003 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,820 | 24,6 | 1686 | |
| 37,5 | 89,3 | 162,4 | 3,0 | 0,5 | 158,9 | 1,2 | 0,140 | 0,002 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,811 | 24,1 | 1649 | |
| 37,5 | 89,7 | 162,6 | 3,7 | 0,2 | 159,0 | 1,2 | 0,150 | 0,002 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,802 | 23,9 | 1635 | |
| 37,6 | 88,9 | 162,7 | 4,4 | 0,7 | 159,1 | 1,1 | 0,151 | 0,002 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,802 | 23,9 | 1637 | |
| 39,4 | 72,2 | 176,6 | 18,8 | 12,0 | 169,8 | 1,1 | 0,164 | 0,001 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,794 | 27,6 | 1889 | |
| 40,4 | 70,1 | 178,5 | 21,2 | 13,8 | 171,1 | 1,1 | 0,179 | 0,001 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,779 | 27,6 | 1889 | |
| 41,4 | 67,9 | 180,6 | 23,8 | 15,6 | 172,4 | 1,1 | 0,197 | 0,001 | 1,00 | 0,000 | 0,95 | 0,761 | 27,5 | 1884 | |

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA



Obr. 13 Rychlostní trojúhelníky přetlakových stupňů

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

Obr. 13 Rychlostní trojúhelníky přetlakových stupňů - pokračování

6 SPOTŘEBNÍ CHARAKTERISTIKA

Spotřební charakteristika je vypočítána pouze po jmenovitý výkon, jelikož maximální možný výkon turbíny nebyl zjišťován. Výpočet je veden podle metodiky [1].

Při výpočtu je využit součinitel chodu na prázdno, pro jehož odečtení z grafu je nutné znát poměr tlaku na vstupu do turbíny a tlak v kondenzátoru. Tyto hodnoty jsou v zadání na straně 20 v kapitole 2.1.

$$\frac{p'_k}{p_0} \cdot 10^3 = \frac{0,015}{9,4} \cdot 10^3 = 1,596 [-] \quad (6.1)$$

Součinitel chodu na prázdno byl odečten z obr. 9.4 [1]

$$k_0 = 0,065 [-] \quad (6.2)$$

Hmotnostní tok při jmenovitém výkonu byl vypočten v rovnici (2.22), pak hmotnostní tok páry při chodu páry na prázdno je

$$\dot{M}_0 = k_0 \cdot \dot{M} = 0,065 \cdot 68,475 = 4,451 [kg \cdot s^{-1}] \quad (6.3)$$

Jmenovitý výkon je pro spotřební charakteristiku vzhledem k přesnosti podrobného výpočtu lopatkování převzat z kapitoly 5.7 z rovnice (5.294). Pak hmotnostní toky turbínou pro 10, 20, 30, 40 a 50 MW jsou:

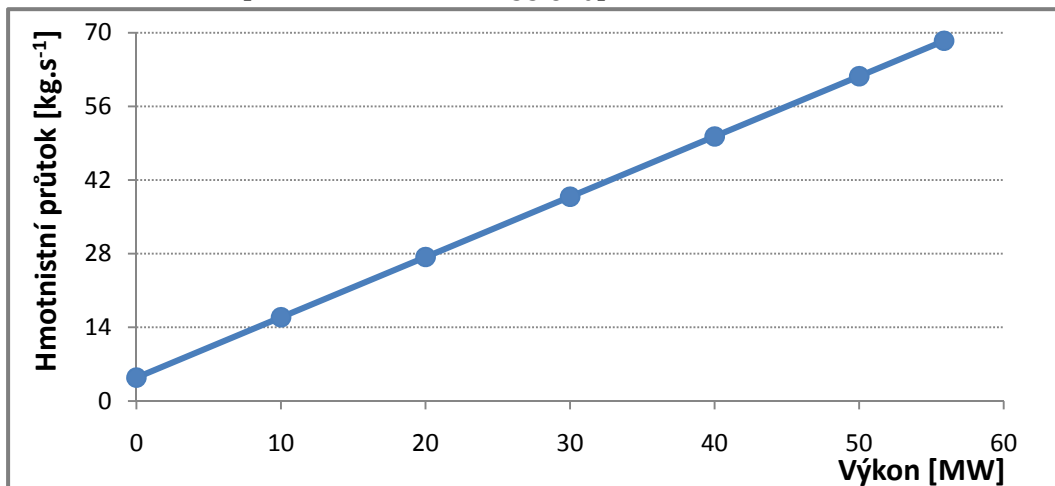
$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_{10} &= \dot{M} \left[k_0 + (1 - k_0) \frac{P_{10}}{P} \right] \\ \dot{M}_{10} &= 68,475 \left[0,065 + (1 - 0,065) \frac{10\,000}{55\,870} \right] = 15,910 [kg \cdot s^{-1}] \end{aligned} \right\} \quad (6.4)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_{20} &= \dot{M} \left[k_0 + (1 - k_0) \frac{P_{20}}{P} \right] \\ \dot{M}_{20} &= 68,475 \left[0,065 + (1 - 0,065) \frac{20\,000}{55\,870} \right] = 27,370 [kg \cdot s^{-1}] \end{aligned} \right\} \quad (6.5)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_{30} &= \dot{M} \left[k_0 + (1 - k_0) \frac{P_{30}}{P} \right] \\ \dot{M}_{30} &= 68,475 \left[0,065 + (1 - 0,065) \frac{30\,000}{55\,870} \right] = 38,829 [kg \cdot s^{-1}] \end{aligned} \right\} \quad (6.6)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_{40} &= \dot{M} \left[k_0 + (1 - k_0) \frac{P_{40}}{P} \right] \\ \dot{M}_{40} &= 68,475 \left[0,065 + (1 - 0,065) \frac{40\,000}{55\,870} \right] = 50,288 [kg \cdot s^{-1}] \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{M}_{50} &= \dot{M} \left[k_0 + (1 - k_0) \frac{P_{50}}{P} \right] \\ \dot{M}_{50} &= 68,475 \left[0,065 + (1 - 0,065) \frac{50\,000}{55\,870} \right] = 61,748 [kg \cdot s^{-1}] \end{aligned} \right\} \quad (6.8)$$

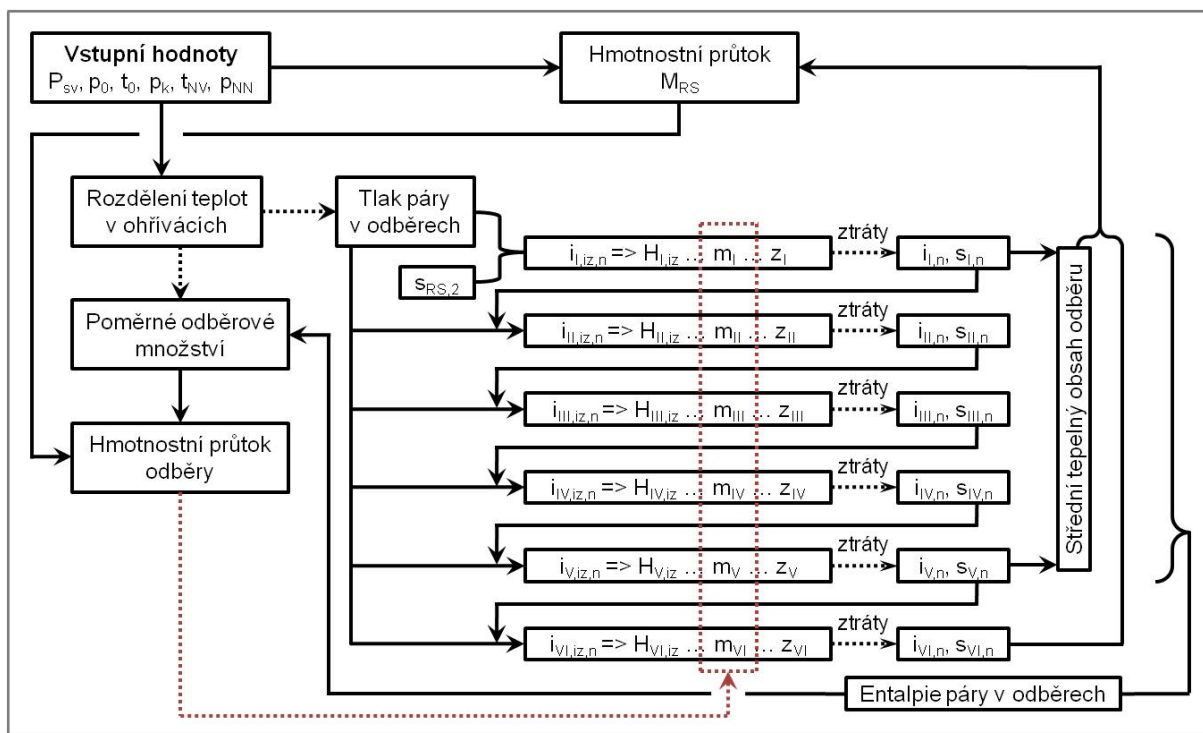


Obr. 14 Spotřební charakteristika K55

ZÁVĚR

Výpočet kondenzační parní turbíny s neregulovanými odběry provázaný s regeneračními ohříváky byl realizován v prostředí MS Excel, neboť po přidání dalšího parametru nad počáteční rámec výše uvedených šesti požadovaných parametrů bylo možné celý výpočet ihned znovu optimalizovat. Tento postup se ukázal být velmi užitečný především z časového hlediska, protože pro dosažení požadovaného výsledku bylo nutné volit mnoho předpokladů, které byly postupně zpřesňovány. Výsledkem je koncepční návrh, který lze použít například při pobídkovém řízení.

Vzhledem k parametrům páry a nutnosti použít parciální ostřik byl zvolen v regulačním stupni rovnotlaký typ lopatkování. V předběžném výpočtu regulačního stupně byl odhadnut entalpický spád a předběžně navrhnout tvar průtočného kanálu, který byl potvrzen v podrobném výpočtu. Úhel absolutní výstupní rychlosti vyšel téměř 90° , což je vzhledem k teorii optimální výsledek. Patní průřez rotorových lopatek byl zkontrolován na namáhání ohybem a tahem, které vzhledem ke zvoleným materiálům s dostatečnou rezervou vyhovují.



Obr. 15 Metodika postupu výpočtu kanálů a regeneračních ohříváků

Iterativní přepočty v hlavní části výpočtu jsou patrné z Obr. 15. Než bylo možné takto spojit výpočet regenerační ohříváků a kanálů v turbíně, musela být odhadnuta velikost entalpických spádů v jednotlivých kanálech turbíny za účelem určení příslušných hmotnostních průtoků. Vlastní výpočet probíhal tak, že bylo nejprve určeno rozložení teplot v ohřívácích a následně z entropie vypočítané na konci předchozího kanálu byl určen tlak na výstupu z kanálu, resp. izoentropický spád. Pomocí těchto základních parametrů a odhadnutého hmotnostního průtoky byl určen tvar kanálu a počet stupňů kanál dělicí. Poté byl proveden výpočet ztrát, jehož výsledkem byl mimo jiné skutečný entalpický spád, který byl dále vložen do výpočtu bilančního schématu. Tímto je již uzavřen hlavní cyklus výpočtu a při optimalizaci tvaru kanálů se automaticky dopočítává hmotnostní průtok odběrem, resp. parní výkon kotle.

U turbíny byl zvolen přetlakový typ lopatkování vzhledem k zavedené tradici v Brně a teoretické účinnosti tohoto typu lopatkování. Na počátku byla predikována vnitřní

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

termodynamická účinnost, která byla potvrzena v předběžném výpočtu, přičemž vypočítaný svorkový výkon má malou rezervu, oproti požadovanému výkonu. Při podrobném výpočtu byly navrženy hlavní geometrické tvary jednotlivých stupňů a vypočítán vnitřní výkon stupňů. Metoda použitá při výpočtu je vhodná pro kanály, kde neroste měrný objem příliš rychle a poměr výšky k střednímu průměru lopatky není větší než 0,1 - 0,125 [-], což sice kanály III. - VI. nesplňují, ale výpočet je pro koncepční návrh a hrubý obraz dostačující.

Součástí diplomové práce je také přiložený koncepční výkres K55. Hlavní rozměry turbíny vypočítané v diplomové práci jsou na něm vyznačeny kótami. Další rozměry, jako například délka mezery mezi kanály určená pro odvod páry do regeneračních ohříváků či průměry napojení na odvod páry do regeneračních ohříváků jsou dopočítávány pomocí rovnice kontinuity. Oproti výpočtu regulačního stupně byla šířka oběžného kola zvětšena vzhledem k tomu, že kritickým místem není patní průřez lopatky, ale závěs lopatky. Nová šířka byla odhadnuta, neboť šířka vychází z pevnostního výpočtu závěsu, nikoliv z aerodynamického výpočtu průtočného kanálu lopatky.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] **Fiedler, J.** *Parní turbíny - Návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. str. 66. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] **Kadrnožka, J.** *Tepelné elektrárny a teplárny*. 1. vyd. Praha : SNTL, 1984. str. 608. DT 621.311.25:621.039.
- [3] **Kadrnožka, J.** *Tepelné turbíny a turbokompresory I - základy teorie a výpočtů*. 1. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. str. 310. ISBN 80-7204-346-3.
- [4] **Krbek, J. Polesný, B. Fiedler, J.** *Strojní zařízení tepelných centrál - návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno : PC-DIR Real, s.r.o., 1999. str. 218. ISBN 80-214-1334-4.
- [5] **Škopek, J.** *Parní turbíny - tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2007. str. 160.
- [6] **X-ENG.** *X Steam Tables for MS Excel* [počítačový soubor .xls]. Ver. 2.6. [online]. Freeware. <http://www.x-eng.com/XSteam_Excel.htm>.
- [7] **Hyams, D.** *CurveExpert Basic* [počítačový program]. Ver. 1.40. [online]. Freeware. <<http://www.curveexpert.net>>.

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

| Symbol | Jednotka | Veličina |
|-----------------|---|--------------------|
| d, D | [m] | průměr |
| h, H | [kJ.kg ⁻¹] | entalpický spád |
| i | [kJ.kg ⁻¹] | entalpie |
| l, L | [m] | délka lopatky |
| m, M | [kg.s ⁻¹] | hmotnostní průtok |
| p | [MPa] | tlak |
| s | [kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹] | entropie |
| S | [m ²] | plocha |
| t | [°C] | teplota |
| v | [m ³ .kg ⁻¹] | měrný objem |
| x | [-] | měrná suchost páry |
| ε | [-] | parciální ostřík |
| η | [-] | účinnost |
| Index | Název | |
| 1 | První stupeň v kanále | |
| I. - VI. | Čísla lopatkových kanálů | |
| iz | Izoentropický | |
| k | Stav za posledním stupněm stupňové části turbíny | |
| K | Kondenzátor | |
| n | n-tý stupeň v kanále | |
| NN | Napájecí nádrž | |
| NO | Nízkotlaký ohřívák | |
| opt | Optimální | |
| RS,0 | Vstup do regulačního stupně | |
| RS,1 | Rovina mezi statorovou a rotorovou řadou regulačního stupně | |
| RS,2 | Výstup z regulačního stupně | |
| sat | Saturace | |
| VO | Vysokotlaký ohřívák | |

Pozn.: Symboly a indexy platí, pokud není v textu uvedeno jinak.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I. Koncepce turbíny K55 – výkres A0-DP-2011/1

Příloha II. Bilanční schéma K55 – výkres A3-DP-2011/2