

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ
ÚSTAV ELEKTROENERGETIKY

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION
DEPARTMENT OF ELECTRICAL POWER

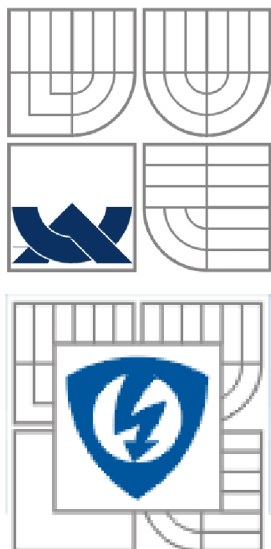
VÝPOČET TEPELNÉHO SCHÉMATU PARNÍ TURBÍNY VELKÉHO VÝKONU S PŘIHŘÍVÁNÍM PÁRY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MAREK CERMÁN

BRNO 2009



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

**Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií
Ústav elektroenergetiky**

Bakalářská práce

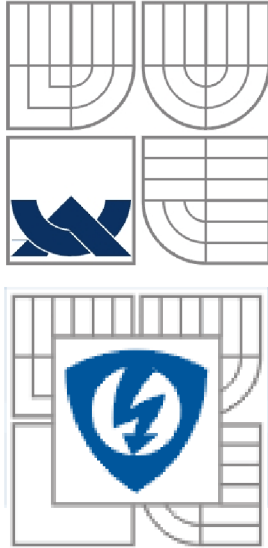
Výpočet tepelného schématu parní turbíny velkého výkonu s přehříváním páry

Marek Cerman

vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Raček, CSc.

Ústav elektroenergetiky, FEKT VUT v Brně, 2009

Brno



BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Faculty of Electrical Engineering and Communication
Department of Electrical Power Engineering

Bachelor's Thesis

**Calculation of the thermal diagram
high load steam turbine
with steam reheating**

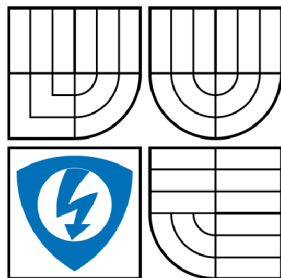
by

Marek Cerman

Supervisor: doc. Ing. Jiří Raček, CSc.

Brno University of Technology, 2009

Brno



VYSOKÉ UČENÍ
TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta elektrotechniky a
komunikačních technologií

Ústav elektroenergetiky

Bakalářská práce

bakalářský studijní obor

Silnoproudá elektrotechnika a energetika

Student: Marek Cerman
Ročník: 3

ID: 97965
Akademický rok: 2008/2009

NÁZEV TÉMATU:

Výpočet tepelného schématu parní turbíny velkého výkonu s přehříváním páry

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

Proved'te tepelný výpočet oběhu třítělesové kondenzační parní turbíny s přehříváním páry mezi vysokotlakovým a středotlakovým dílem v kotli s osmi neregulovanými odběry páry. Vysokotlakové ohříváky budou dva, každý se srážecem přehřátí odběrové páry. Kondenzát odběrů bude přečerpáván z třetího nízkotlakového ohříváku čerpadlem do hlavního kondenzátního potrubí. Přídavná voda, upravená v demineralizační stanici se bude zavádět do kondenzátoru (2 %).

DOPORUČENÁ LITERATURA:

Podle pokynů vedoucího

Termín zadání: 9.2.2009

Termín odevzdání: 1.6.2009

Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Raček, CSc.

doc. Ing. Čestmír Ondrušek, CSc.
předseda oborové rady

UPOZORNĚNÍ:

Autor semestrální práce nesmí při vytváření semestrální práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následku porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení § 152 trestního zákona č. 140/1961 Sb.

LICENČNÍ SMLOUVA

POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

1. Pan/paní

Jméno a příjmení: Marek Cerman
Bytem: Ohrazenice 199, Turnov, 511 01
Narozen/a (datum a místo): 26. 10. 1986 v Turnově
(dále jen „autor“)

a

2. Vysoké učení technické v Brně

Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií,
se sídlem Údolní 244/53, 602 00 Brno,
jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:
doc. Ing. Čestmír Ondrůšek, CSc.
(dále jen „nabyvatel“)

Čl. 1

Specifikace školního díla

1. Předmětem této smlouvy je vysokoškolská kvalifikační práce (VŠKP):
- disertační práce
 - diplomová práce
 - bakalářská práce
 - jiná práce, jejíž druh je specifikován jako
- (dále jen VŠKP nebo dílo)

Název VŠKP:	Výpočet tepelného schématu parní turbíny velkého výkonu s přihříváním páry
Vedoucí/ školitel VŠKP:	doc. Ing. Jiří Raček, CSc.
Ústav:	Ústav elektroenergetiky
Datum obhajoby VŠKP:	16. 6. 2009

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v*:

- tištěné formě – počet exemplářů
- elektronické formě – počet exemplářů

* hodící se zaškrtněte

2. Autor prohlašuje, že vytvořil samostatnou vlastní tvůrčí činností dílo shora popsané a specifikované. Autor dále prohlašuje, že při zpracovávání díla se sám nedostal do rozporu s autorským zákonem a předpisy souvisejícími a že je dílo dílem původním.
3. Dílo je chráněno jako dílo dle autorského zákona v platném znění.
4. Autor potvrzuje, že listinná a elektronická verze díla je identická.

Článek 2

Udělení licenčního oprávnění

1. Autor touto smlouvou poskytuje nabyvateli oprávnění (licenci) k výkonu práva uvedené dílo nevýdělečně užít, archivovat a zpřístupnit ke studijním, výukovým a výzkumným účelům včetně pořizování výpisů, opisů a rozmnoženin.
2. Licence je poskytována celosvětově, pro celou dobu trvání autorských a majetkových práv k dílu.
3. Autor souhlasí se zveřejněním díla v databázi přístupné v mezinárodní síti
 - ihned po uzavření této smlouvy
 - 1 rok po uzavření této smlouvy
 - 3 roky po uzavření této smlouvy
 - 5 let po uzavření této smlouvy
 - 10 let po uzavření této smlouvy(z důvodu utajení v něm obsažených informací)
4. Nevýdělečné zveřejňování díla nabyvatelem v souladu s ustanovením § 47b zákona č. 111/ 1998 Sb., v platném znění, nevyžaduje licenci a nabyvatel je k němu povinen a oprávněn ze zákona.

Článek 3

Závěrečná ustanovení

1. Smlouva je sepsána ve třech vyhotoveních s platností originálu, přičemž po jednom vyhotovení obdrží autor a nabyvatel, další vyhotovení je vloženo do VŠKP.
2. Vztahy mezi smluvními stranami vzniklé a neupravené touto smlouvou se řídí autorským zákonem, občanským zákoníkem, vysokoškolským zákonem, zákonem o archivnictví, v platném znění a popř. dalšími právními předpisy.
3. Licenční smlouva byla uzavřena na základě svobodné a pravé vůle smluvních stran, s plným porozuměním jejímu textu i důsledkům, nikoliv v tísní a za nápadně nevýhodných podmínek.
4. Licenční smlouva nabývá platnosti a účinnosti dnem jejího podpisu oběma smluvními stranami.

V Brně dne:

.....
Nabyvatel

.....
Autor

Bibliografická citace práce:

CERMAN, M. *Výpočet tepelného schématu parní turbíny velkého výkonu s přihříváním páry*.
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií,
2009. 80 stran. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Raček, CSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že svoji bakalářskou práci na téma „Výpočet tepelného schématu parní turbíny velkého výkonu s přihříváním páry“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu zdrojů na konci práce.

V Brně, dne 1. června 2009

.....
podpis autora

Poděkování

Za účinnou odbornou a pedagogickou pomoc a další cenné rady při zpracování této bakalářské práce děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Račkovi, CSc. Dále bych rád vyjádřil poděkování mým rodičům za obětavou podporu v průběhu studia.

V Brně, dne 1. června 2009

.....
podpis autora

ABSTRAKT

Hlavním předmětem této bakalářské práce je výpočet tepelného schématu parní kondenzační turbíny. První část práce je zaměřena na teorii parních oběhů a v devíti kapitolách stručně seznamuje čtenáře s principem a používanými typy parních turbín, základními schémata parních oběhů a jejich znázorňováním v diagramech $T-s$ a $i-s$. Pozornost je dále jednotlivě věnována způsobu přeměny energie páry v mechanickou práci, odvození výkonu turbíny, vyhodnocení účinností zařízení parních oběhů a prostředkům, jimiž lze v praxi tyto účinnosti zvyšovat.

V části druhé na uvedené teoretické základy navazuje výpočet tepelného schématu třítělesové parní turbíny s přihříváním páry. Výkon turbosoustrojí je 100 MW. Tepelný oběh je zadán admisními parametry páry, tlakem a teplotou přihřívání a tlakem emisní páry. Součástí zadání je základní tepelné schéma, jež především představuje zapojení systému regeneračních ohříváků z hlediska využití kondenzátů topných par. První kapitola druhé části se zabývá obecným postupem řešení, který v logickém sledu sestává z návrhu expanze páry v turbíně, návrhu ohřátí napájecí vody v regeneračních ohřívácích, stanovení hmotnostních průtoků páry v oběhu a určení energetických ukazatelů. Rozbor postupu je i v rámci určování základních parametrů oběhu podrobný. Ve druhé kapitole je obecný postup následně aplikován na číselný výpočet zadaného schématu. Zde je předvedena metoda využívající výpočetní software. Uplatní se rychlostí, s jakou lze výpočet provést oproti běžnému použití tabulek vody a páry i přesností, s níž jsou určovány hodnoty veličin pracovní látky při různých termodynamických stavech. Propočítány jsou všechny významné veličiny charakterizující zadaný tepelný oběh. Závěrem jsou vypočtené hodnoty shrnuty v tabulkovém a obrázkovém přehledu a vyhodnoceny.

KLÍČOVÁ SLOVA:

Tepelná elektrárna; parní oběh; parní turbína 100 MW; výpočet tepelného schématu; tepelná účinnost.

ABSTRACT

The major topic of this bachelor's thesis is calculation of thermal diagram with condensing steam turbine. In the first section the project is focused on the theory of steam cycles. In nine separate chapters the reader is briefly introduced to the principle of steam turbine as well as to some common type of steam turbines, basic diagrams of steam cycles and their illustrations in $T-s$ diagram and Mollier $h-s$ diagram. The attention is then individually focused on the process of energy change, how is the steam energy transformed into a mechanical energy, the inference of turbine output power, the assesment of actual efficiency of steam diagram systems and on the facilities that allow for an increase of the efficiency in practice.

In the second section of the project, the calculation of thermal diagram of free-cylinder turbine with steam reheating is introduced as a follow-through to the theoretical basics. The rated output of the turbo-set is 100 MW. The thermal cycle is defined by the main steam parameters, the reheat parameters and the emission pressure. Setting component is basic thermal diagram which foremost introduces the connections of system of regenerative heaters from the point of utilisation of the heating steams condensates. First chapter of the second section targets the general method of solution, which in connectedness consists of the concept of steam expansion in the turbine, the concept of heating feed water in regenerative heaters, the assignment of the mass steam flows in the cycle and the assignment of energy index figures. The method analysis is, even in the scope of determining basic parameters detailed. In the second chapter, the general method is subsequently applied to a numeral calculation of the given diagram. Here, the method that exploits computer software is demonstrated. It will assert itself with the instancy, the calculation may be proceeded with, compared to common use of water and steam tables and to the accuracy to which the quantity values of working substance are marked during various thermodynamic phases. All of the significant figures defining the designated thermal cycle are calculated. In the conclusion the values are summarized in a table and picture overview and evaluated.

KEY WORDS:

Fossil-fuel power plant; steam cycle; 100 MW steam turbine; calculation of thermal diagram; thermal efficiency.

OBSAH

SEZNAM OBRÁZKŮ	11
SEZNAM TABULEK	12
1 ÚVOD	13
2 CÍLE PRÁCE	14
3 PROBLEMATIKA PARNÍCH OBĚHŮ	15
3.1 Přehled vývoje parních turbín	15
3.2 Princip a hlavní typy parních turbín	18
3.3 Základní tepelná schémata	23
3.4 Přeměna energie páry v mechanickou práci	26
3.5 Parní oběh beze ztrát a se ztrátami v diagramech $T-s$ a $i-s$	28
3.6 Určení výkonu motoru	31
3.7 Termodynamická účinnost	33
3.8 Tepelná účinnost	35
3.9 Prostředky pro zvyšování tepelné účinnosti	37
3.9.1 Zvýšení teploty vstupní páry	37
3.9.2 Zvýšení tlaku vstupní páry	37
3.9.3 Přihřívání páry	38
3.9.4 Zlepšení vakua v kondenzátoru	39
3.9.5 Regenerace tepla	40
4 VÝPOČET TEPELNÉHO OBĚHU PARNÍ TURBÍNY	42
4.0.1 Zadání	42
4.1 Obecný postup	42
4.1.0 Cíle výpočtu	42
4.1.1 Postup návrhu expanze v turbíně	44
4.1.2 Umístění odběru regeneračního ohřevu	47
4.1.3 Stanovení hmotnostních průtoků páry v oběhu	50
4.1.4 Určení energeticko-hospodářských ukazatelů	56
4.2 Číselný výpočet	58
4.2.0 Určování stavů páry	58
4.2.1 Výpočet expanze v turbíně	59
4.2.2 Umístění odběru regeneračního ohřevu	62
4.2.3 Výpočet hmotnostních průtoků páry v oběhu	65
4.2.4 Výpočet energeticko-hospodářských ukazatelů	73
5 ZÁVĚR	74
5.0.1 Přehled výsledků výpočtu	74
5.1 Zhodnocení a přínos práce	74
SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK	78
SEZNAM ZNAČEK POUŽITÝCH VELIČIN	79
POUŽITÉ PROSTŘEDKY A LITERATURA	80

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 32.1 – Bilance otevřené průtočné soustavy	18
Obr. 32.2 – Expanze páry v turbíně v <i>i-s</i> diagramu	19
Obr. 32.3 – Expanze v rovnotlakovém stupni	20
Obr. 32.4 – Rychlostní trojúhelníky rovnotlakového stupně	20
Obr. 32.5 – Expanze v přetlakovém stupni	21
Obr. 32.6 – Rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně	21
Obr. 33.1 – Clausiův - Rankineův cyklus	23
Obr. 33.2 – Tepelné schéma s regenerací, přehříváním a přihříváním páry	24
Obr. 33.3 – Tepelné schéma oběhu s víceúhňovou turbínou	24
Obr. 33.4 – Tepelné schéma oběhu s turbínou 525 MW	25
Obr. 34.1 – Silové působení v kanálu oběžných lopatek	26
Obr. 35.1 – Clausiův - Rankineův cyklus v <i>T-s</i> a <i>i-s</i> diagramu	28
Obr. 35.2 – Expanze v turbíně se ztrátami v <i>i-s</i> diagramu	29
Obr. 35.3 – Parní oběh se ztrátami v <i>T-s</i> diagramu	30
Obr. 36.1 – Odlučování vody z mokré páry během expanze v <i>i-s</i> diagramu	32
Obr. 37.1 – Termodynamická lopatková účinnost turbínových stupňů	34
Obr. 38.1 – Bilanční oblasti konvenční kondenzační elektrárny	35
Obr. 39.1 – Zvýšení teploty vstupní páry v <i>T-s</i> diagramu	37
Obr. 39.2 – Zvýšení tlaku vstupní páry v <i>T-s</i> diagramu	38
Obr. 39.3 – Přihřívání páry v <i>T-s</i> diagramu	39
Obr. 39.4 – Zmenšení tepla odváděného z oběhu v <i>T-s</i> diagramu	39
Obr. 39.5 – Nahrazení Clausiova - Rankineova cyklu ekvivalentními Carnotovými cykly	41
Obr. 39.6 – Regenerace tepla se třemi ohříváky v <i>T-s</i> diagramu	41
Obr. 40.1 – Základní tepelné schéma kondenzační turbíny 100 MW	43
Obr. 41.1 – Ohřívák VTO 2	51
Obr. 41.2 – Průběh teplot pro ohřívák VTO 2 se srážecem přehřátí	51
Obr. 42.1 – Uživatelské prostředí programu Esteam Calculator v4.02	58
Obr. 42.2 – Stanovení tlaku v odběrovém místě	61
Obr. 50.1 – Expanze páry v turbíně	75
Obr. 50.2 – Tepelné schéma s parametry pracovní látky v oběhu	76

SEZNAM TABULEK

Tab. 3-1 – Nejefektivnější tepelné elektrárny posledních let	17
Tab. 4-1 – Obvyklé parametry zařízení parního oběhu	45
Tab. 4-2 – Expanze páry v turbíně - tlaky a entalpie za turbínovými stupni	61
Tab. 4-3 – Expanze páry v turbíně - umístění odběrů	66
Tab. 4-4a – Regenerační ohřev - parametry topné páry	66
Tab. 4-4b – Regenerační ohřev - parametry napájecí vody	67
Tab. 4-5 – Entalpie pro výpočet ohřívání	67
Tab. 5-0 – Shrnutí zásadních parametrů oběhu	74

1 ÚVOD

K pohonu elektrických generátorů při výrobě elektrické energie neodmyslitelně patří parní turbíny. Ve všech zemích světa, kde hraje prim velkovýroba elektřiny z chemické energie paliva, se na tom tedy parní turbíny vysoce podílí a jsou na ně kladeny špičkové požadavky co do životnosti, spolehlivosti a účinnosti. Přitom ne jen samotná účinnost turbíny, ale především celková účinnost výroby jsou pozorovanými kritérii, poslední dobou zvláště pro konvenční tepelné elektrárny spalující fosilní paliva. Proces přeměny primární energie v energii páry je u těchto výroben zatížen množstvím odpadů. Mezi ty s nejdůležitějším dopadem na životní prostředí patří oxidy dusíku a síry, oxid uhličitý a pevné nespalitelné zbytky. Všechny podléhají ekologickým limitům, a to jak pro samotnou výrobu, tak zároveň v celorepublikovém měřítku. U nových projektů výroben je povinností investora předložit materiál s vypracovanou studií předpokládané účinnosti elektrárny.

Základním prostředkem, který vede k vyhodnocení parního oběhu, a to nejenom z hlediska účinnosti, je výpočet jeho tepelného schématu. Rozsah výpočtu tepelného schématu je různý podle požadované přesnosti a množství ověřovaných parametrů oběhu. Pro zhrubé zhodnocení navrhovaného nového projektu, nebo pro posouzení vlivu změn uvažovaných u stávajícího parního oběhu, se přistupuje k základnímu rozboru. Při něm představuje výpočet tepelného schématu návrh expanze páry v turbíně, návrh umístění regeneračních odběrů s následným propočtem ohřátí v systému ohříváků, stanovení hmotnostních průtoků pracovní látky v hlavních větvích parního oběhu a určení měrných energií do oběhu přivedených, resp. odvedených pro určení účinnosti oběhu. Týká se tedy zejména okruhu pracovní látky. Postup řešení přijímá jistá zjednodušení, například tím, že používá některých předpokládaných parametrů, jako jsou účinnosti zařízení v oběhu, kdy se vychází z předchozích zkušeností s podobnými zařízeními. Jiným příkladem pak je výpočet tepelného schématu spojený s komplexním návrhem nového oběhu. V takovém případě podrobně analyzujeme všechny okruhy elektrárny, tedy navíc okruh paliva a tuhých zbytků, okruh vzduchu a spalin, okruh chladicí vody a okruh elektrický. Postup řešení zahrnuje všechna technologická zařízení, byť i zde se u některých méně významných zařízení přistupuje k odhadování jejich vlastností, případně se zanáší do výpočtu různé korekce.

Výsledkem tepelného výpočtu získáváme parametry technické, které jsou směrodatné pro použité technologie a parametry energeticko-hospodářské sloužící k ekologickému zhodnocení (Environmental Impact Assessment - EIA) a ekonomickým auditům (metody hodnocení efektivnosti projektu – Discounted Cost - DC, Net Present Value - NPV ad.).

2 CÍLE PRÁCE

Práce je prakticky rozdělena do dvou částí. V první části „Problematika parních oběhů“ je stručně vymezena teorie současných parních oběhů, jež si klade za úkol seznámit čtenáře se základy parních oběhů, jejich vývojem i současnými trendy. Na ni navazuje druhá, zásadní část „Výpočet tepelného oběhu parní turbíny“. Jejím cílem je sestavit obecné řešení tepelného schématu kondenzační turbíny 100 MW v elektrárenském bloku s přívodem energie palivem v parním kotli. Obecné řešení má být následováno demonstrativním kalkulem. Snahou celé kapitoly je dosáhnout transparentnosti a relativní snadnosti postupu řešení při současném zachování přesnosti výpočtů. Výsledkem práce mají být především vypočtené parametry tepelného oběhu – obecně parametry pracovní látky v oběhu a energeticko-hospodářské ukazatele tepelného oběhu. Požaduje se uspořádání vypočtených hodnot v přehledné formě pomocí tabulek a jejich vnesení do obrázku tepelného schématu. Jednotlivě má být vyhodnocen průběh expanze páry v turbíně, rozdělení ohřátí v systému regeneračních ohříváků, odběry topné páry pro ohříváky a nakonec měrná spotřeba páry, měrná spotřeba tepla a účinnost vztažené ke svorkám alternátoru.

3 PROBLEMATIKA PARNÍCH OBĚHŮ

3.1 Přehled vývoje parních turbín

Již roku 1883 švédský inženýr Gustav de Laval sestrojil první prototyp parní turbíny. V jeho stroji, složeném z jednoho oběžného kola, vstupovala pára na oběžné lopatky ze čtyř dýz, rovnoměrně umístěných po obvodu kola. Otáčivá mechanická energie byla vyvozena silovým působením zakřivením proudu páry v mezilopatkových kanálech oběžné mříže. Celá expanze páry probíhala v dýzách, první postavená turbína tedy podle rovnosti tlaků před a za lopatkami oběžného kola byla turbínou rovnotlakovou. Lavalův stroj doznal posléze řady zlepšení, byly použity rozšířené (Lavalovy) dýzy s lepší expanzí a nadzvukovou výstupní rychlostí páry; oběžná kola byla uzpůsobena obvodové rychlosti $350 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Navzdory tomu měla Lavalova turbína poměrně malou účinnost a při vysokých otáčkách se ukázalo nutné pro pohon elektrického generátoru použít převod. Nejvýkonnější soustrojí mělo 500 kW.

Téměř současně, ovšem nezávisle, byl vyvíjen v Anglii dosti odlišný typ turbíny sirem Charlesem Parsonsem, patentovaný r. 1884. V jeho stroji expanze od vstupního tlaku na výstupní protitlak probíhala v několika turbínových stupních řazených za sebou na jednom hřídeli. Stupně měly kromě kola s oběžnými lopatkami také rozváděcí lopatky pevně spojené s tělesem turbíny a sloužící k efektivnímu usměrnění proudu páry na následující kolo. Expanze zde probíhala částečně i na oběžných lopatkách; odtud název přetlakový stupeň. Na oběžné lopatky pak působily mimo síly vyvolané zakřivením toku páry i síly reakční, neboť proud páry byl s klesajícím tlakem urychlován. Brzy začaly být vícestupňové turbíny konstruovány i v rovnotlakovém provedení, které se liší zhotovením rozváděcích lopatek, jež tvoří celé nepohyblivé kolo. Parsonsovo řešení bylo v porovnání s Lavalovým optimálnější, neboť se na jednohřídelové turbíně díky více stupňům zpracoval vyšší tepelný spád, rovněž účinnost byla poměrně vysoká a soustrojí nevyžadovalo převod. Dnešní moderní parní turbíny pohánějící turbogenerátory jsou analogické právě Parsonsovu principu. Oběma prototypy turbín protékala pára v axiálním směru.

Turbína vyvinutá r. 1911 bratry Ljungströmovými byla provedena jako první s radiálním průtokem. Ze středové komory mezi protiběžnými dvěma koly zde pára radiálně vystupovala mezilopatkovými kanály oběžných lopatek. Pro složitou konstrukci a typické dvouhřídelové uspořádání nenalezly radiální turbíny rozsáhlejší uplatnění.

K turbínám kondenzačním zpracovávajícím všechen tepelný spád pro přeměnu energie páry v mechanickou energii a následně elektrickou energii již v počátcích 20. století vyrostla alternativa v podobě turbíny protitlakové a turbíny kondenzační s odběrem páry. Jejich vývoj si přirozeně vyžádala poptávka měst a průmyslových objektů po tepelné energii. Protože do jednoho tepelného oběhu integrovaná výroba elektrické energie a tepla dosahuje úspor oproti výrobě oddělené, věnovala se těmto turbínám též velká pozornost. U prvního typu turbíny je pára odebírána o určitém mezitlaku, který je i při změnách zatížení turbíny regulován na předepsanou hodnotu. V turbíně protitlakové se pára po částečné expanzi vede ke spotřebitelům tepla. Její výhodou je jednoduchá konstrukce na úkor kolísání elektrického výkonu podle tepelného zatížení.

Aplikace výkonnějších turbín byly v prvních dvou desetiletích ještě brzděny pomalejším vývojem alternátorů a dynam, které bylo nelehké navrhnout pro otáčky adekvátní rychloběžné turbíně. Nové turbíny se stavěly rozměrnější, výhradně vícestupňové (podle velikosti tlaku se začaly rozlišovat vysokotlakové, nízkotlakové, případně středotlakové stupně). Současně se soustavně zvyšovaly parametry vstupní páry teplota a tlak. Vyvstala proto potřeba rozvíjet obor ocelí. Požadavkem na materiály byl jednak vysoký bod meze kluzu pro použití v těch částech oběhu, které přišly do styku s ostrou vstupní párou a dále odolnost velkému pevnostnímu namáhání působením vysokého tlaku, jakož i rychlému dynamickému proudění expandující páry. Na počátku 20. století měly parní turbíny na vstupu páru nejvýše $350 \text{ }^\circ\text{C}$ teplotu při tlacích do 1,6 MPa. Zvyšování teplot vedlo postupně až k hranici okolo $560 \text{ }^\circ\text{C}$, jejíž další překročení vyžaduje výhradní použití ocelí s austenitickou strukturou. Znatelně rostoucí náklady na výrobu turbín z těchto ocelí způsobily, že zmíněná teplotní hranice byla v praxi překračována pomalu, spíše výjimečně a změna tohoto trendu nastala teprve s potřebou dalšího zvyšování účinnosti výroby elektrické energie v posledních dvou desetiletích. Provozu s párou dosahující teplot slabě přes $600 \text{ }^\circ\text{C}$ je dnes stále poměrně málo.

Hodnoty vstupních tlaků stoupaly napříč minulým stoletím nejprve zvolna. Rychlejší vývoj parních turbínových zařízení obecně nastal v polovině 50. let minulého století. První oběh s nadkritickým tlakem 24,1 MPa byl uveden do provozu v USA r. 1960, výrobcem GE [1]. Dnešní maximální provozní

hodnota vstupního tlaku činí pro konvenční elektrárny 31 MPa [1]. Zvyšování vstupního tlaku má však i negativní důsledky- výstupní pára z turbíny má vyšší vlhkost, což zapříčiňuje korozivně-erozivní účinky vody na lopatky turbíny. Pro spolehlivý provoz existuje mez vlhkosti, která se nepřekračuje. Při vysokých tlacích se pak přijímají opatření pro udržení přijatelné vlhkosti, jako přihřívání páry a odlučování vody.

Jednoduše a účelně se výkon turbín zvyšoval zvýšením hmotnostního průtoku páry v oběhu. Během expanze však pára mnohonásobně zvyšuje svůj objem a poslední stupně turbín vycházejí s velkým diametrem. Dlouhé lopatky jsou namáhány vysokými odstředivými silami, které jsou v praxi hlavním omezením růstu jejich délky. Obecně nízkotlakových stupňů turbín velkých výkonů je pak třeba pro rozdělení proudu páry více, výkonné turbíny se často konstruují dvou-, čtyř- až šestiproudé, čemuž odpovídá počet nízkotlakých stupňů. Při velkých objemových průtocích se případně provádějí jako dvouproudé i středotlakové a zřídka vysokotlakové stupně. Velkou nevýhodou je růst rozměrů a nárůst absolutních ztrát turbíny. Z toho důvodu byl a i dnes je velmi významným úkolem technologický vývoj lopatek nízkotlakých stupňů s co největším poloměrem, spolehlivě odolávajících silovým namáháním. Jejich aplikací lze racionálně zvyšovat výkon parních turbín. Dnešní obvyklé hodnoty délky lopatek posledních stupňů bývají v rozsahu 850 mm až 1000 mm, nové turbíny mohou mít lopatky posledních stupňů dlouhé i přes 1200 mm. Vrcholný údaj pro stroj s počtem otáček 50 s^{-1} činí 1423 mm a s lopatkami této délky pracuje parní turbína o výkonu 600 MW pro blok konvenční elektrárny od výrobce Siemens [2].

Dalším příznivým aspektem pro zmenšení měrného objemu výstupní páry je přihřívání páry spočívající v opětném zavedení částečně vyexpandované páry za vysokotlakým dílem zpět do kotle pro ohřátí na hodnotu přibližně vstupní teploty. Jednoduché přihřívání bylo poprvé použito na turbíně 150 MW v 50. letech minulého století v SSSR [3], o desetiletí později se pak poprvé zavedlo i dvojnásobné přihřátí páry. V neposlední řadě regenerace tepla, kdy je z turbíny vyvedeno několik odběrů pro ohříváky napájecí vody, ačkoliv byla použita primárně se záměrem zvýšit účinnost, přispívá ke snížení absolutního objemu koncové páry.

Provoz jaderných elektráren se svými specifiky způsobuje řadu odlišností v konstrukci použitých parních turbín. Vstupní tlak je vždy nižší než kritický, a to nejčastěji okolo 7 MPa. Pára se navíc ohřívá v parogenerátoru pouze na mez sytosti, a tedy na dosti nižší teplotu, než tomu bývá v kotlích na fosilní paliva a při expanzi klesá její suchost. Charakteristické jsou zde odlučovány vodního obsahu z tělesa turbíny, aby se zamezilo korozivně-erozivním účinkům vody. Vysokého výkonu se dosahuje značnými objemovými průtoky páry. Oproti turbínám konvenčních elektráren, které výrobci pro vysoké výkony vyrábí i v dvouhřídelovém provedení s vysokotlakovým a středotlakovým tělesem na jednom hřídeli a několika nízkotlakovými tělesy na druhém hřídeli, jsou v jaderném provozu turbíny zásadně jednohřídelové, případně v tzv. tandemovém provedení za sebou.

Pro nejvyšší výkony se staví turbíny pomaloběžné s počtem otáček 25 s^{-1} a pohánějí čtyřpólový generátor. Turbosoustrojí je rozměrnější a zvláště výroba generátoru je technologicky i finančně náročná. Jen u takového řešení je však možné pracovat s velmi vysokými objemovými průtoky páry, neboť lopatky posledních stupňů jsou namáhány až čtyřnásobně menšími odstředivými silami a jejich délku je možno opět významně prodloužit. Zatímco standardním řešením ruského LMZ pro jadernou elektrárnu je rychloběžná turbína s dvoupólovými generátory 50 Hz dosahující 1000 MW, s polovičními otáčkami pracuje turbína společnosti Alstom o výkonu 1550 MW, Siemens pak uvádí do provozu stroj o výkonu 1720 MW ve finském Olkiluoto. Tato turbína má dvouproudý vysokotlakový stupeň a 3x2 stupně nízkotlakové o délce lopatek 1675 mm [4].

Výrobci nabízejí své turbíny ve výkonově odstupňovaných řadách. U rychloběžných turbín 50 Hz pro konvenční oběhy se po stovkách MW dostaneme až k nejvyšší hodnotě 1200 MW. Turbína pracující s touto jmenovitou hodnotou je provozu od sklonku 70. a 80. let, pochází ze LMZ a se svojí pětitélesovou konstrukcí (jeden vysokotlakový stupeň, dvouproudý středotlakový stupeň a 3x2 nízkotlakové stupně) je dosud nejrozměrnější turbínou pro konvenční elektrárny na světě [2].

Za poslední desetiletí doznal vývoj všech typů turbín největšího pokroku ve zdokonalení průtočného profilu použitím oběžných i rozváděcích lopatek moderních tvarů díky pokročilému 3D modelování a testování. Prakticky se tím dosáhlo významného zvýšení účinnosti turbíny poklesem především okrajových a profilových ztrát. U turbín pro konvenční oběhy tepelných elektráren většina výrobců z tohoto důvodu vyrábí v současné době turbíny pro relativně běžné provozní nadkritické tlaky okolo 24,5 MPa a vstupní teploty páry nejčastěji $560 \text{ }^\circ\text{C}$ až $610 \text{ }^\circ\text{C}$, přičemž dosahované účinnosti tepelného oběhu jsou ekvivalentní špičkovým provozům z dřívějších let, kde jsou použité vstupní tlaky

až 30 MPa a podobně vysoké nebo vyšší vstupní teploty; nebyla však ještě aplikována výše zmíněná zdokonalení v průtočném profilu. Přitom tento současný trend vykazuje nižší pořizovací náklady, neboť ty vždy citelně rostou při návrhu zařízení na vyšší nadkritický tlak a vyšší teplotu.

V Tab. 3-1 je přehled provozovaných turbín velkých výkonů, jejichž tepelné oběhy vykazují nejvyšší vnitřní tepelné účinnosti posledních let. Je patrné, že mezi země upínající pozornost k vývoji tepelných elektráren, patří zejména Německo a Japonsko.

Tab. 3-1 – Nejefektivnější tepelné elektrárny posledních let [1]

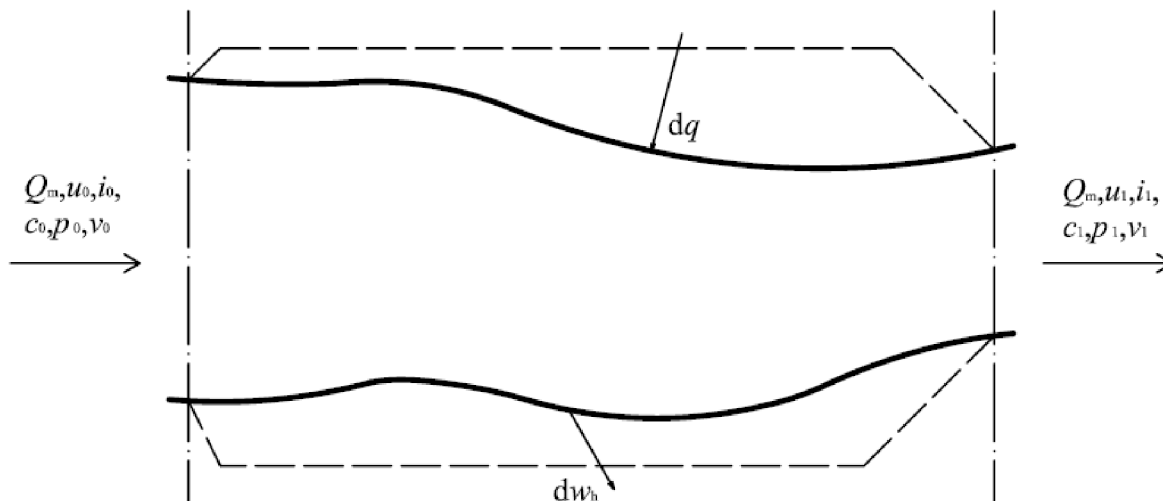
Název jednotky; země	Výkon turbíny (MW)	Výrobce turbíny	Parametry páry - vstupní tlak (MPa); vstupní teplota/ teplota přehřívání (°C)	Vnitřní tepelná účinnost (%)	Rok uvedení do provozu
Hekinan, blok 3.; Japonsko	700	MHI	24,0; 538/593	47,4	1993
Hessler; Německo	720	ABB	27,5; 578/600	47,6	1997
Kawagoe, blok 1., 2.; Japonsko	700	Toshiba	31,0; 566/566/566	48,4	1989
Boxberg, blok Q; Německo	907	Siemens	26,6; 545/581	49,0	2000
Tachibana-wan; Japonsko	1050	MHI	25,0; 600/610	49,2	2000

Vysoká účinnost tepelných elektráren s kondenzačními turbínami je spjata s vysokými jednotkovými výkony. U turbín středních výkonů se spíše postupuje cestou využití sekundárního tepla k dalším účelům – dodávka tepla pro průmyslové technologie a obytné budovy. Jinou možností je pak zapojení parní turbíny se spalovací turbínou ve společném tepelném oběhu. Ve spalínovém kotli se k ohřevu páry používá sekundární teplo spalin ze spalovací turbíny. V obou uvedených případech se turbíny konstruují nejčastěji jako protitlakové.

V příštím desetiletí se při zavedení vysokých vstupních parametrů páry (tlak přes 30 MPa, teploty páry okolo 700 °C) a současném uplatnění nejmodernějších technologií jeví zcela reálné dosáhnout u konvenčních elektráren čisté síťové účinnosti 50 %.

3.2 Princip a hlavní typy parních turbín

Parní turbína je rotační stroj složený z několika lopatkových stupňů. V těchto stupních dochází k expanzi páry s její transformací přes další formy energie na mechanickou práci. Parní turbínu můžeme chápat jako otevřenou soustavu protékanou párou, obecně danou na obr. 32.1. Bilancovat ji lze v souladu se zákonem zachování energie.



Obr. 32.1 - Bilance otevřené průtočné soustavy

Rovnice zachování energie porovnává energetické parametry páry vstupující do systému s jejím výstupním stavem s ohledem na teplo soustavě dodané a práci soustavou vykonanou. Předpokládejme konstantní hmotnostní průtok Q_m , časově neměnnou rychlost proudění, časově nezávislý stav páry na vstupu i výstupu soustavy a tyto též neměnné v každém bodě soustavy. Zákon zachování energie pro tuto soustavu bude v diferenciálním tvaru mít podobu [5]:

$$di + cdc + gdz + dw_h - dq = 0, \quad (32.1)$$

kde jednotlivé členy: di představuje změnu entalpie páry, cdc změnu kinetické energie proudu páry, gdz respektuje změnu potenciální energie, dw_h práci vykonanou párou a dq teplo vyměněné mezi soustavou a okolím. U velké většiny parních turbín protéká pára prakticky v axiálním směru, člen gdz se tedy neuplatní. Zjednodušíme situaci přijmutím předpokladu, že expanze páry v turbíně je adiabatická, bez výměny energie s okolím. Potom $dw_h = 0$ a $dq = 0$. Rovnice zachování energie se zredukuje na tvar

$$di + cdc = 0 \quad (32.2)$$

a integrováním získáme tvar

$$i_0 - i_1 = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} \quad (32.3)$$

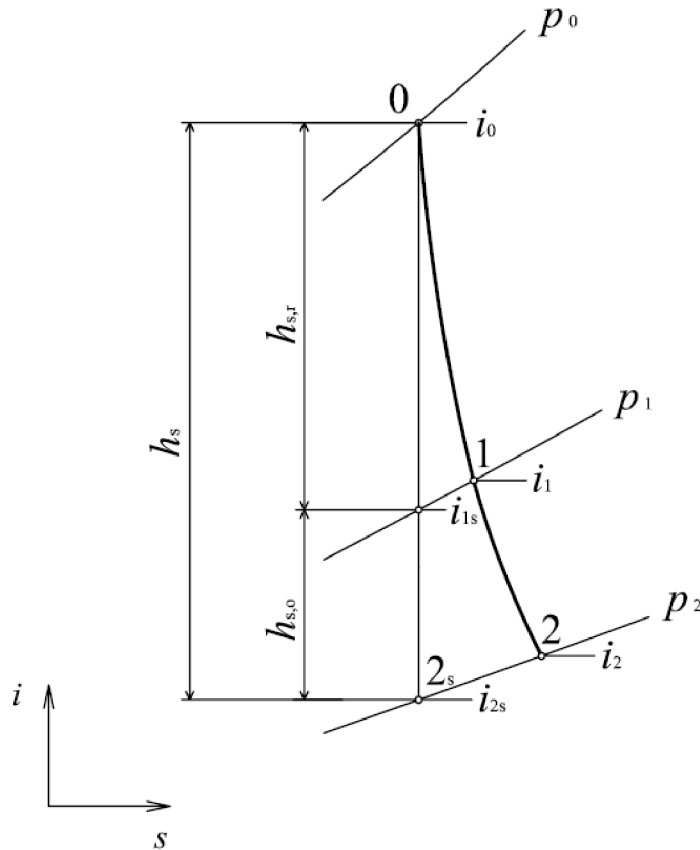
Tedy při poklesu entalpie páry během její expanze v turbíně poroste rychlost proudu páry a naopak.

Uvažujme expanzi páry v jednom stupni složeném z rozváděcí mříže a kola s oběžnými lopatkami. Na obr. 32.2 je obecný průběh expanze stupně ze stavu páry v bodě 0 o entalpii i_0 a tlaku p_0 na tlak p_2 . Vlivem disipace energie během proudění páry turbínou bude výsledná entalpie i_2 vyšší než hodnota i_{2s} při ideální izoentropické expanzi. Definujme tepelný spád stupně h_s .

$$h_s = i_0 - i_{2s} \quad (32.4)$$

Tento spád můžeme rozdělit na část $h_{s,r}$ představující tepelný spád na rozváděcích lopatkách a část $h_{s,o}$ na lopatkách oběžného kola. Zavedme z rozdělení tepelného spádu stupeň reakce r pomocí podílu tepelného spádu $h_{s,o}$ na oběžných lopatkách k celkovému tepelnému spádu h_s

$$r = \frac{h_{s,o}}{h_s} \quad (32.5)$$



Obr. 32.2 - Expanze páry v turbíně v i - s diagramu

Hodnota stupně reakce je významným charakteristickým znakem rozdělení turbín. Rozlišujeme stupně rovnotlakové, kde $r = 0$ až $0,2$ a stupně přetlakové s typickou hodnotou $r = 0,4$ až $0,6$. Zatímco u přetlakových stupňů je spád rozdělen relativně rovnoměrně na rozváděcí a oběžné lopatky, probíhá expanze v případě rovnotlakového stupně prakticky pouze na rozváděcích lopatkách. Průběh expanze v rovnotlakovém stupni s nulovým stupněm reakce ($r = 0$) představuje obr. 32.3. Všechny tepelný spád se zpracuje na rozváděcích lopatkách, tedy

$$h_s = h_{s,r}$$

Z rozváděcích lopatek po expanzi z tlaku p_0 na tlak p_2 vystupuje pára rychlostí c_1 , která je v souladu s rovnicí (2.3) vyšší než vstupní rychlost c_0 . Relativní rychlostí w_1 vtéká pára do oběžného kola a tato je dána vektorovým rozdílem absolutní rychlosti c_1 a obvodové složky u_1 . Vektory c_1 , u_1 , w_1 tvoří vstupní rychlostní trojúhelník oběžného kola. Pro rovnotlakový stupeň s uvažováním ztrát bude výstupní relativní rychlost w_2 vždy nižší než w_1 . Absolutní rychlost c_2 nalezneme vektorovým součtem w_2 a obvodové složky u_2 . Vektory c_2 , u_2 , w_2 pak dávají výstupní rychlostní trojúhelník. Obvykle se přijímá zjednodušující předpoklad $u_1 = u_2 = u$. Vstupní a výstupní rychlostní trojúhelníky rovnotlakového stupně jsou na obr. 32.4. Úhel mezi c_1 a u značíme α_1 , úhel svíraný w_1 a u pak β_1 . Analogicky zavedeme úhly α_2 a β_2 mezi vektory c_2 , u_2 , w_2 . Přijmeme-li předpoklad $\beta_1 = \beta_2$, pak přibližně platí

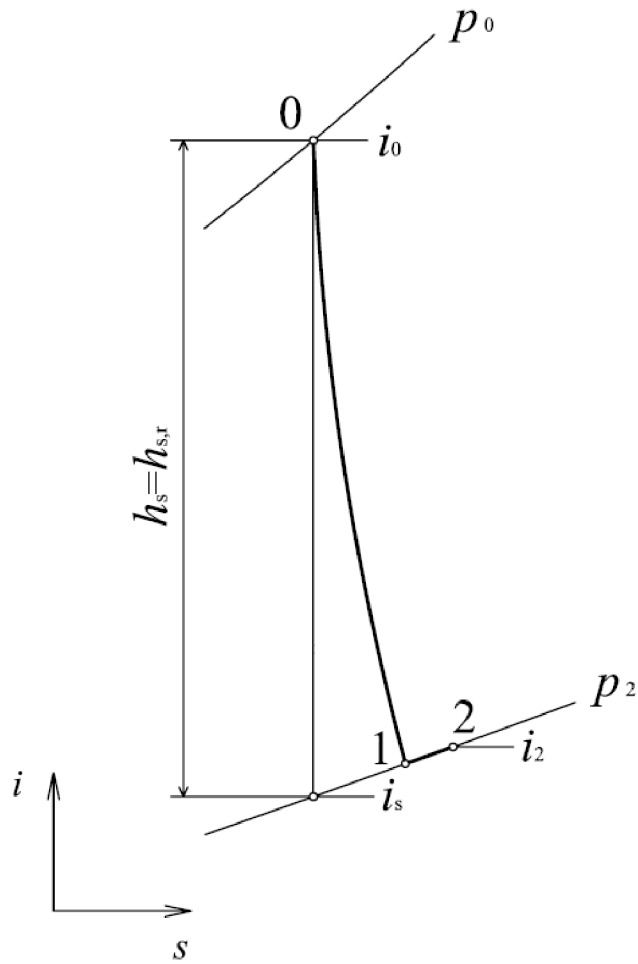
$$c_1 = 2u. \quad (32.6)$$

Zanedbáme-li vstupní rychlost na rozváděcí lopatky c_0 , dostaneme pro tepelný spád

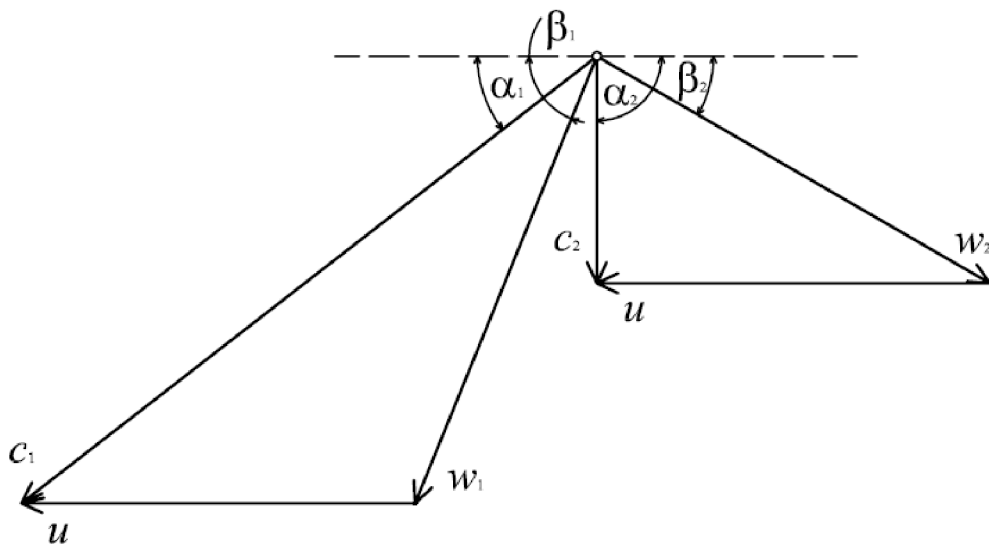
$$h_s = h_{s,r} = i_0 - i_{2s} = \frac{c_1^2}{2}. \quad (32.7)$$

a po dosažení vztahu (32.7) získáváme

$$h_{s,r} = 2u^2. \quad (32.8)$$

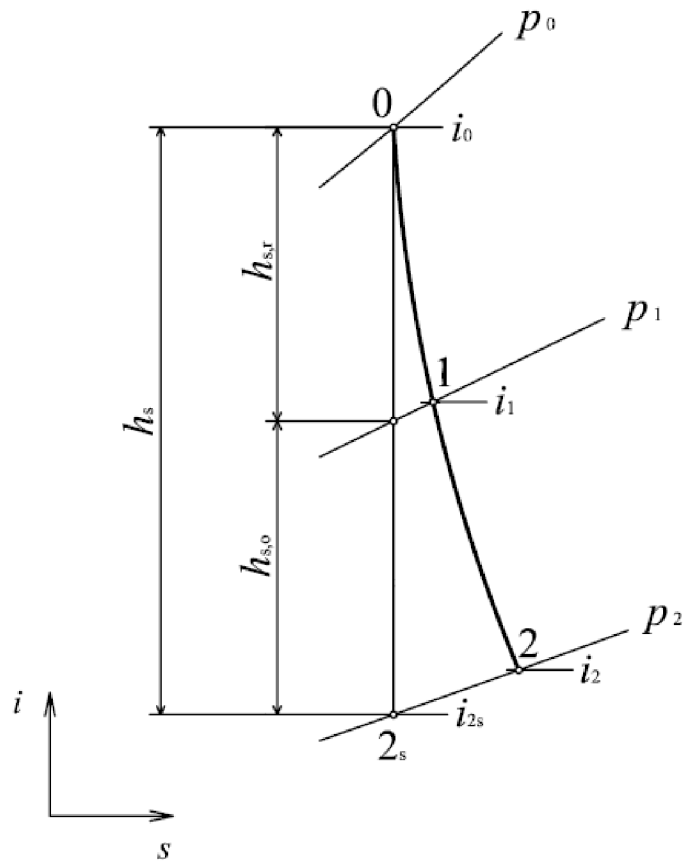


Obr. 32.3 - Expanze v rovnotlakovém stupni



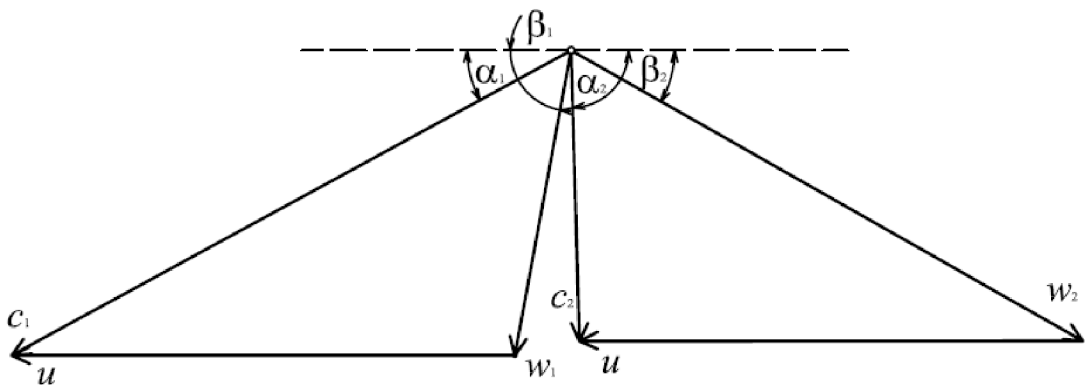
Obr. 32.4 - Rychlostní trojúhelníky rovnotlakového stupně

Na obr. 32.5 je expanze v přetlakovém stupni při $r = 0,5$. Na rozváděcích lopatkách proběhne expanze z tlaku p_0 na tlak p_1 a v oběžném kole pára dále expanduje na tlak p_2 .



Obr. 32.5 - Expanze v přetlakovém stupni

Rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně při zanedbání ztrát na oběžném kole viz obr. 32.6.



Obr. 32.6 - Rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně

Přijmeme-li předpoklad $\alpha_1 = \beta_2$, bude přibližně platit

$$c_1 = u. \quad (32.9)$$

Při izoentropickém průtoku pak pro tepelný spád na rozváděcích lopatkách platí

$$h_{s,r} = i_0 - i_{2s} = \frac{c_1^2}{2} \quad (32.10)$$

a dosazením rovnice (32.9) dostáváme

$$h_{s,r} = \frac{u^2}{2} . \quad (32.11)$$

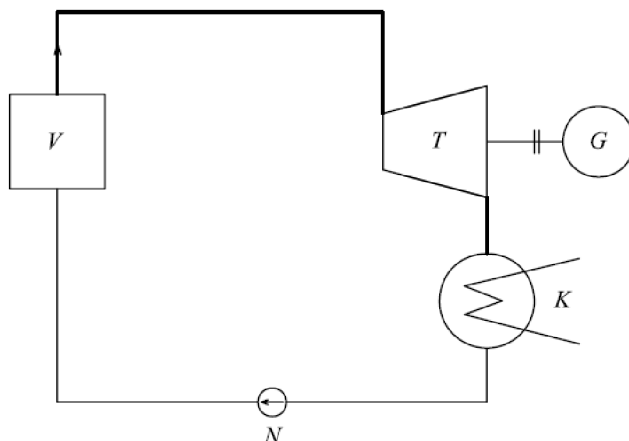
Celkový tepelný spád stupně bude při stupni reakce $r = 0,5$

$$h_s = h_{s,r} + h_{s,o} = u^2 \quad (32.12)$$

Porovnáním vztahu (32.12) s rovnicí (32.8) zjistíme, že přetlakový stupeň na základě všech výše přijatých předpokladů zpracuje za stejných podmínek oproti rovnotlakovému stupni poloviční tepelný spád. Volbou stupně reakce při návrhu parní turbíny se určuje základní konstrukční uspořádání stroje. Konstrukcí se oba typy stupňů poměrně značně liší. Jednotliví výrobci turbín proto produkují vyhraněné typy stupňů a málokdy se lze setkat s výrobou rovnotlakových i přetlakových stupňů v jednom závodě. Odlišné parametry proudění páry v oběžném kole obou typů stupňů v různých aspektech pozitivně i negativně ovlivňují účinnost turbíny. V praxi je volba typu stupně prvním krokem při návrhu turbíny a jedná se o komplexní technicko-ekonomickou analýzu. Zvláště je třeba uvážit způsob regulace výkonu turbíny, který je pro oba typy stupňů zásadně odlišný. U turbín se často používá rychlostního Curtisova stupně. Řadí se na začátek vysokotlakové části turbíny a jedná se o za sebou řazené rovnotlakové stupně, nejčastěji v počtu dvou. Curtisův stupeň slouží jednak k zpracování velkého tepelného spádu (dojde k pronikavému snížení tlaku a teploty páry) a rovněž umožňuje částečný ostřík lopatek, který se uplatní při regulaci výkonu. Za Curtisovým stupněm musí pak následovat stupeň v rovnotlakovém provedení, neboť u přetlakových stupňů by při jejich konstrukci docházelo regulací částečným ostříkem k značným okrajovým ztrátám (viz dále 7.1). U dnešních turbín bývá Curtisův stupeň využíván do středních výkonů, a to z důvodu jeho nižší účinnosti. Turbíny malých výkonů bývají koncipovány s přetlakovými stupni, naopak u nejvyšších výkonů se používá většinou rovnotlakových stupňů. Neexistuje však žádná vymezující hranice i díky tomu, že i v případě turbíny s rovnotlakovými stupni je stupeň reakce u posledních stupňů turbíny značný.

3.3 Základní tepelná schémata

Pro realizaci tepelného oběhu, jehož je parní turbína jako tepelný motor součástí, je základním schématem idealizovaný Clausiův - Rankineův cyklus, obr. 33.1.



Obr. 33.1 - Clausiův - Rankineův cyklus

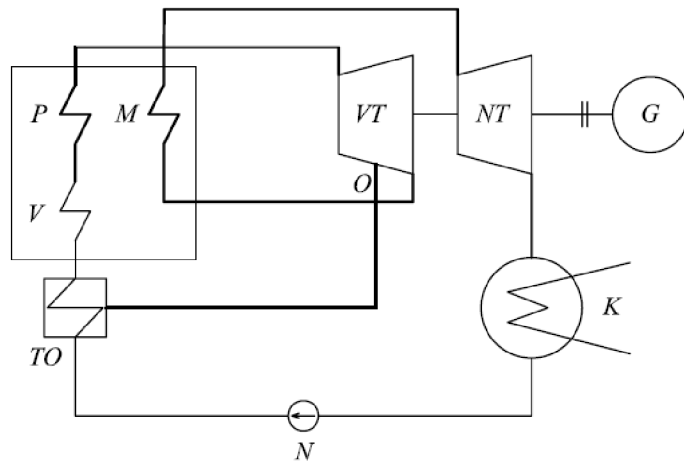
V parním generátoru (kotli) V se za konstantního tlaku p_0 vyrábí pára vstupních parametrů t_0, i_0 pro parní turbínu T pohánějící alternátor G , který bývá umístěn na společném hřídeli. Z parní turbíny vystupuje po expanzi mokrá pára a přivádí se do kondenzátoru K . Zde na teplosměnných plochách okruhu chladicí vody mokrá pára kondenzuje, v případě Clausiova - Rankineova cyklu na právě sytou kapalinu. Kondenzát je dopravován do kotle napájecím čerpadlem N , které uděluje napájecí vodě tlak p_0 a uzavírá tepelný oběh.

Skutečná schémata bývají složitější. Zavádějí se rozličná opatření, nejčastěji za účelem zvýšení účinnosti oběhu. Tepelné schéma se pak změní použitím přehřívání zvyšujícího teplotu vstupní páry, odběry páry z turbíny pro regeneraci tepla, přihřívání páry mezi expanzí v turbíně. I samotná realizovatelnost tepelného oběhu velkého výkonu má však své aspekty. Roste počet strojů a zařízení-čerpadel, ventilů. Parní turbína je složena z více stupňů, případně i těles, klasifikovaných podle velikosti tlaku. Při spouštění turbíny je třeba předejít nerovnoměrným zahřátím strojů. Proto mohou být v oběhu mezi stupni turbíny potrubí spojená s kondenzátorem a opatřená ventily, které se otevírají právě při náběhu oběhu do provozu pro rychlejší rovnoměrné prohřátí okruhu. Tato potrubí s ventily nazýváme by-pass. Samostatnou kapitolou výkonného bloku je složitost kotle. U oběhů velkých výkonů bývá více regeneračních odběrů, přihřívání může být dvojnásobné.

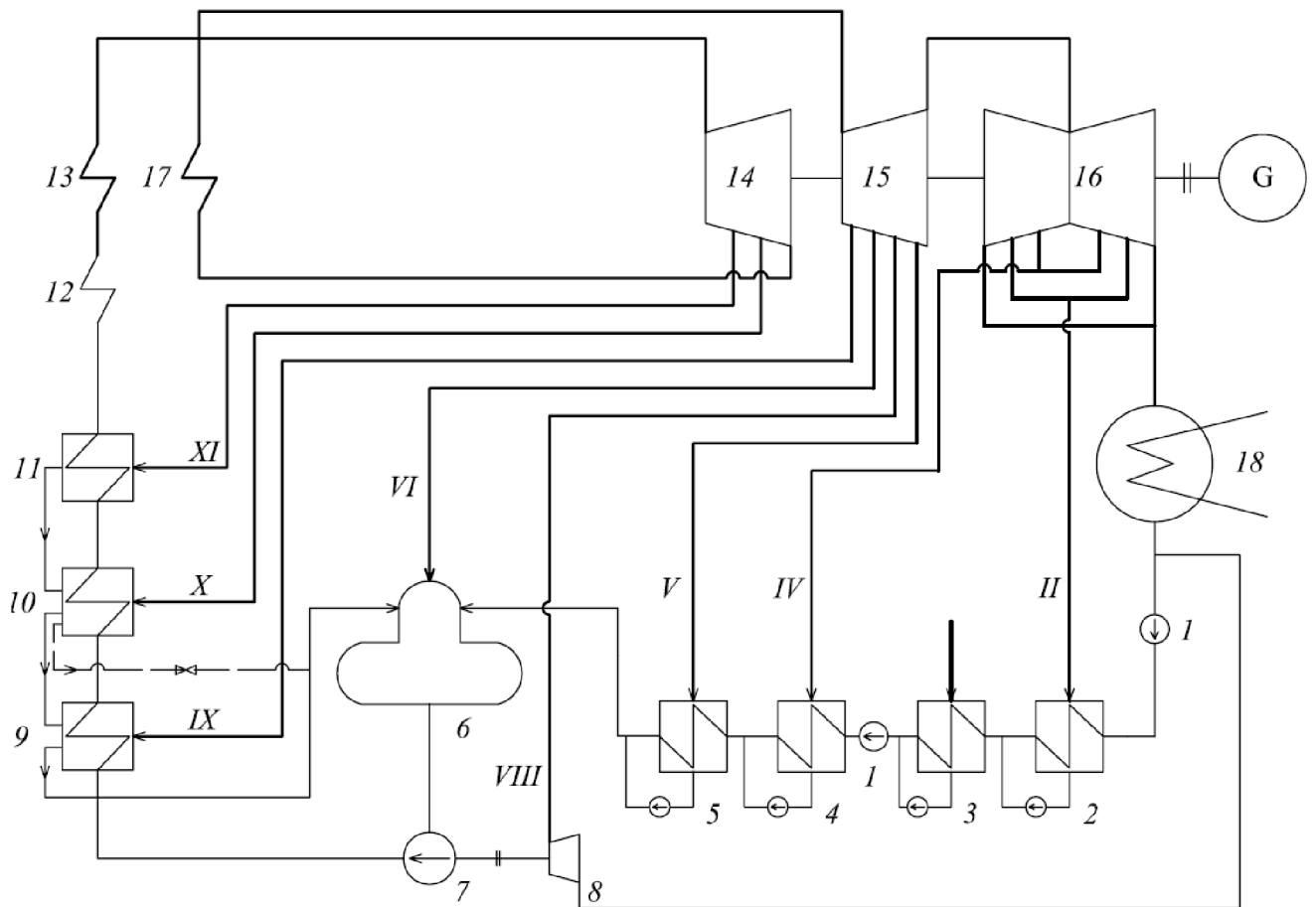
Setkáváme se s odběry páry mezi expanzí v turbíně, které slouží pro vlastní spotřebu elektrárny. Může se jednat o odběr pro parní turbínu pohánějící napájecí čerpadlo, odběry páry pro úpravu paliva u konvenčních oběhů (předehřátí, sušení), odběr pro předehřátí spalovacího vzduchu aj.

Obr 33.2 představuje jednoduché tepelné schéma s dvoustupňovou turbínou na přehřátou vstupní páru, s přihříváním mezi stupni a jednostupňovou regenerací tepla. Přehřívák páry P dále přehřívá sytou páru. Následně se přehřátá pára přivádí do vysokotlakového tělesa turbíny. Odtud se zavede po expanzi na tlak p_1 a teplotu t_1 do mezipřehříváku M , ve kterém se ohřeje na teplotu t_2 a je přiváděna při tlaku p_2 do nízkotlakového tělesa turbíny. Regenerace tepla spočívá v předehřátí napájecí vody v ohříváku TO . Ten pracuje jako tepelný výměník napájecí voda/topná pára, která se přivádí odběrem O z turbíny.

Tepelné schéma, s jakým se již lze setkat v praxi, je na obr. 33.3. Parní turbína je třístupňová, tvořená vysokotlakovým, středotlakovým a dvouproudým nízkotlakovým stupněm. Kondenzátní čerpadla I protlačejí napájecí vodu z kondenzátoru systémem nízkotlakových ohříváků NTO 2,3,4,5. Ohřívák 3 je napájen ztrátovou párou z ucpávek, ohříváky 2,4,5 mají odběry II,IV,V z turbíny. V napájecí a odplyňovací nádrži 6 dochází ke smíšení kondenzátu z nízkotlakových ohříváků s odběrem VI a ochlazenou topnou párou z vysokotlakových ohříváků. Napájecí čerpadlo 7 poháněné vlastní turbínou 8 s odběrem $VIII$ čerpá napájecí vodu přes vysokotlakové ohříváky VTO 9,10,11 do kotle s hlavním výparníkem 12 a přehřívákem 13. Přehřátá pára je z kotle zaváděna do vysokotlakového tělesa 14, ze kterého je po expanzi přihřívána v mezipřehříváku 17, aby expandovala dále ve středotlakovém stupni 15 a nízkotlakovém stupni 16. Výstupní směs páry a vody kondenzuje v kondenzátoru 18 a kondenzát se opět odčerpává.



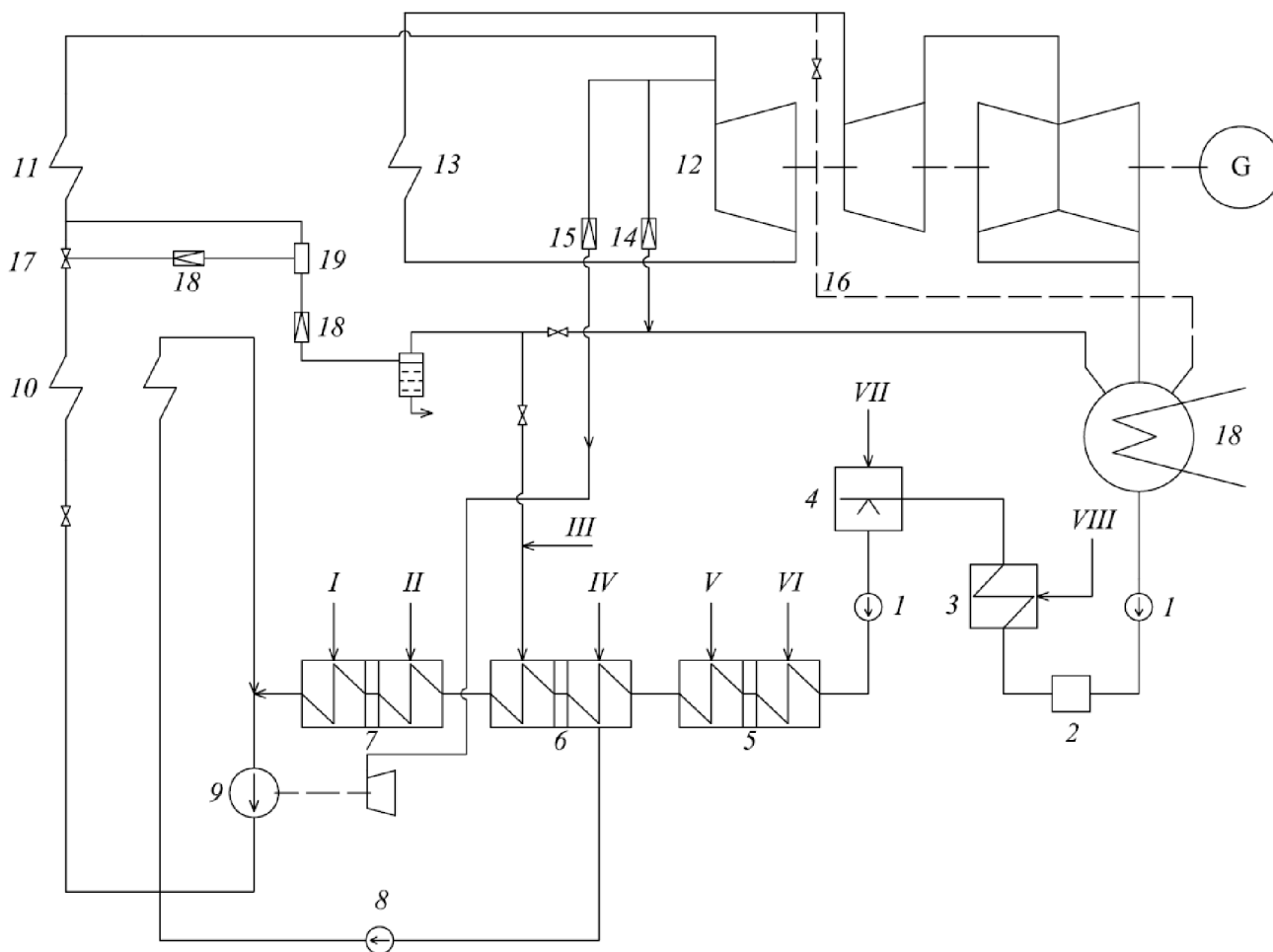
Obr. 33.2 - Tepelné schéma s regenerací, přehříváním páry a přihříváním páry



Obr. 33.3 - Tepelné schéma oběhu s vícestupňovou turbínou

Příklad provedení regenerace z obr. 33.3 bývá obvyklý. Využité topné odběry u systému *NTO* se přečerpávají do proudu kondenzátu, naopak z *VTO* se postupně přepouštějí kaskádováním do napájecí nádrže. Přečerpávání a přepouštění se může kombinovat u ohříváků *NTO*.

Zjednodušené schéma tepelného oběhu ruského výrobce LMZ s nadkritickým tlakem 29 MPa, vstupní teplotou 595 °C a přihříváním na 597 °C znázorňuje obr. 33.4 [1]. Použitá turbína má výkon 525 MW a je řešena se třemi stupni: vysokotlakovým, středotlakovým a dvouproudým nízkotlakovým stupněm. Zvláštností je absence odplyňovací a směšovací nádrže. Její funkci zastupuje jeden směšovací ohřívák *NTO*. Oběh se nejen zjednoduší, ale stoupne i jeho účinnost, konkrétně o 0,2% [1]. Ve srovnání s bloky podobných výkonů je v oběhu pouze jeden by-pass před vysokotlakovým stupněm turbíny.

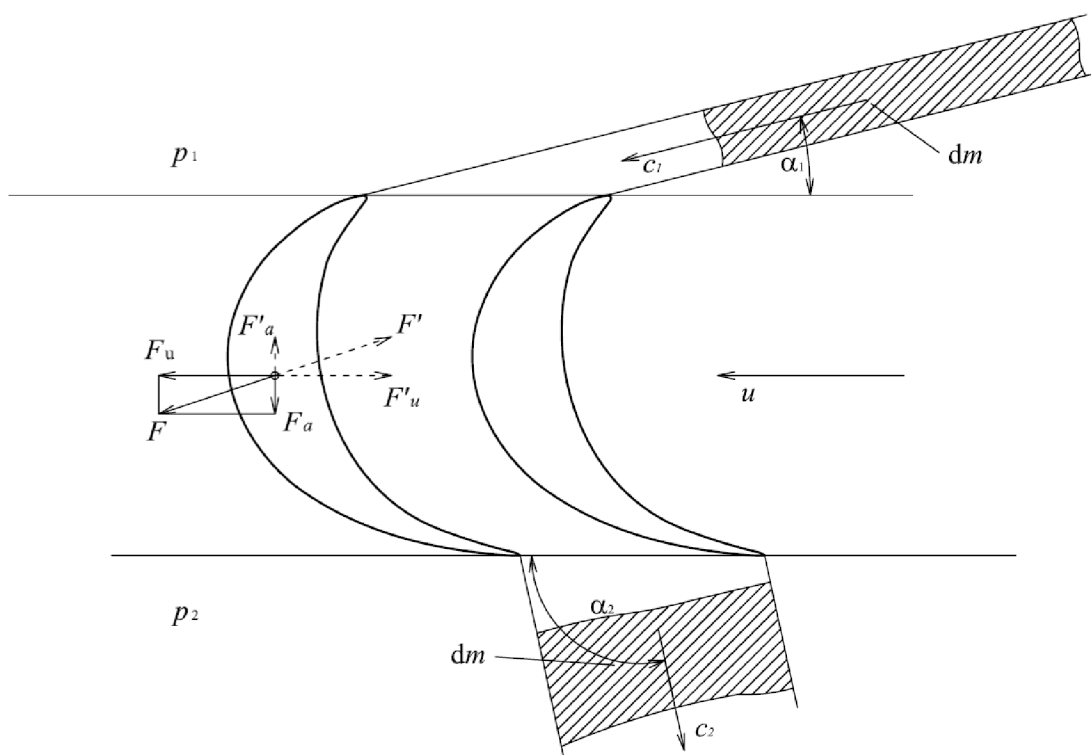


Obr. 33.4 - Tepelná schéma oběhu s turbínou 525 MW

I: kondenzátní čerpadla, *2*: úprava vody, *3*: NT ohřívák, *4*: směšovací NT ohřívák, *5,6,7*: integrované ohříváky, *8*: čerpadlo ohřevu spaliny v kotli, *9*: napájecí čerpadlo s vlastní turbínou, *10*: výparník, *11*: přehřívák, *12*: turbosoustrojí, *13*: přihřívák, *14*: by-pass turbíny, *15*: potrubí s ventilem pro turbínu napájecího čerpadla, *16*: potrubí s ventilem pro použití při náběhu, *17, 18*: regulační ventily kotle, *19*: ventil pro použití při náběhu.

3.4 Přeměna energie páry v mechanickou práci

V turbínovém stupni se transformuje energie páry během expanze na energii kinetickou, a ta se dále převádí v mechanickou práci. Pára proudící z rozváděcí mříže protéká mezerou mezi rozváděcí mříží a oběžným kolem a vstupuje do mezilopatkových kanálů oběžných lopatek. V těchto prostorách obecně může dále dojít k dodatečné expanzi z tlaku p_1 páry v mezeře mezi rozváděcí a oběžnou mříží na tlak p_2 příslušející páře za oběžnými lopatkami. Současně se mění směr proudu páry a přitom se mění kinetická energie v mechanickou práci konanou oběžnými lopatkami. Zakřivení a urychlení proudu páry v mezilopatkových kanálech je provázáno silovými účinky na proudící páru, a to: za prvé na proud páry působí silové účinky kanálu oběžných lopatek; za druhé se účinky na páru uplatňuje tlakový rozdíl $(p_1 - p_2)$. Zahrneme-li tyto síly do obecné výslednice F' , jíž působí oběžné lopatky na proud páry, pak můžeme označit silou F reakční sílu, kterou naopak působí proud páry na oběžné lopatky. Sílu F' lze rozložit na složky v obvodovém směru F'_u a v axiálním směru F'_a . Sílu F_u , kterou působí proud páry na oběžné lopatky ve směru jejich pohybu, určíme z jejího reakčního protějšku F'_u . Využijeme vztahu mezi změnou hybnosti a impulzem síly. Rozeberme proudění dle obr. 34.1.



Obr. 34.1 - Silové působení v kanálu oběžných lopatek

Za časový okamžik dt vteče při rychlosti c_1 do mezilopatkového kanálu element páry o hmotnosti dm . Zanedbáme-li ztráty únikem malého množství páry mimo prostor oběžných lopatek, pak též hmotnostní element z kanálu opustí rychlostí c_2 . Tlakový rozdíl $(p_1 - p_2)$ se ve směru obvodové rychlosti neuplatní a změna hybnosti hmotnostního elementu připadá pouze na silové působení stěn kanálu na proudící páru. Lze ji zapsat

$$F'_u dt = dm(c_{2u} - c_{1u}) = dm(c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1),$$

kde $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$, $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$ představují složky absolutní rychlosti ve směru pohybu lopatek. Odtud platí

$$F'_u = \frac{dm}{dt}(c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1),$$

přičemž poměr $\frac{dm}{dt}$ při ustáleném proudění je roven hmotnostnímu průtoku páry Q_m .

Reakční síla proudu páry na lopatky má stejnou velikost, ale opačný směr, tedy

$$F_u = Q_m (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) \quad (34.1)$$

Předpokládejme na středním lopatkovém průměru rovnost $u_1 = u_2 = u$, což je poměrně dobře splněno. Vektory F_u a u mají stejnou orientaci a výkon páry proudící oběžnými lopatkami určíme

$$P_u = F_u u = Q_m u (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) \quad (34.2)$$

Teoretickou hodnotu měrné užitečné práce w přenášené na hřídel turbíny a vykonané silou F_u při časově neměnném výkonu spočítáme

$$w = \frac{P_u}{Q_m} = u (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) \quad (34.3)$$

Výraz upravíme aplikací kosinové věty na rychlostní trojúhelník stupně. Věta bude mít tvar

$$w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 \quad (34.4)$$

$$c_2^2 = w_2^2 - u^2 - 2uc_2 \cos \alpha_2$$

Dosazením vztahů (34.4) do rovnice (34.3) a upravením výrazu získáváme pro měrnou práci w

$$w = \frac{1}{2} (c_1^2 - w_1^2 + w_2^2 - c_2^2)$$

Pro výpočet axiální složky síly F'_a je třeba uvážit rozdíl tlaků ($p_1 - p_2$). Označme mezikruhovou čelní plochu kruhové lopatkové mříže A , axiální složky absolutních rychlostí c_{1a} , c_{2a} ; rovnici změny hybnosti zapíšeme

$$F'_a + A(p_1 - p_2) = \frac{dm}{dt} (c_{2a} - c_{1a})$$

a vyjádříme sílu F'_a

$$F'_a = \frac{dm}{dt} (c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) - A(p_1 - p_2)$$

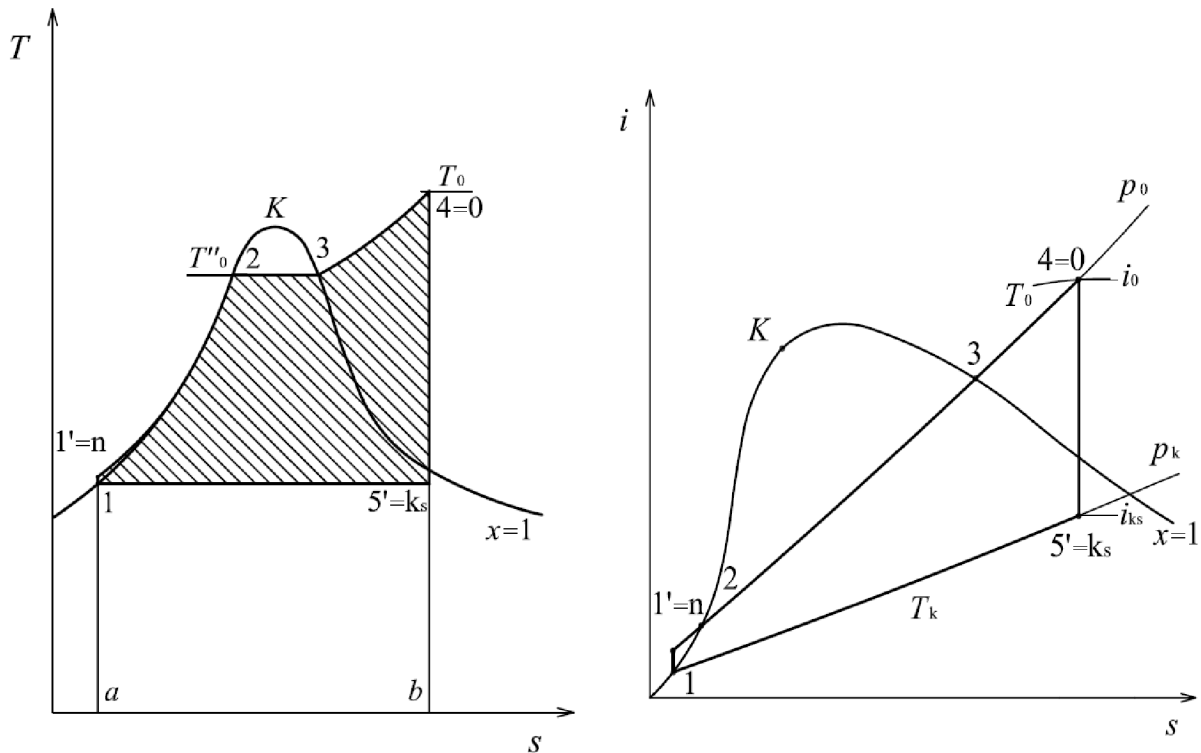
Axiální složka síly F , jakou působí pára na lopatky, je opačného smyslu

$$F_a = \frac{dm}{dt} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + A(p_1 - p_2)$$

Tato osová složka nekoná užitečnou práci. Jejím působením naopak dochází k namáhání axiálních ložisek, v nichž se zachycuje součet složek od všech stupňů turbíny. Rozdíl tlaků ($p_1 - p_2$) charakteristický u přetlakových stupňů dále zvyšuje její velikost, proto je aspekt osového namáhání u přetlakových stupňů zvláště problematický. Aby celkový součet složek axiálních sil jednotlivých stupňů byl únosný pro dimenzování a provoz ložisek, je vhodné tyto síly kompenzovat. Toho můžeme docílit buď použitím odlehčovacího pístu mezi přední ucpávkou a prvním stupněm, nebo u vícetělesových turbín takovým uspořádáním průtoku, kdy proud páry v prvním tělese je opačný oproti proudu páry druhého tělesa a složky se samy eliminují.

3.5 Parní oběh beze ztrát a se ztrátami v diagramech T - s a i - s

Posloupnost termodynamických změn tepelného oběhu zobrazujeme v diagramech T - s a i - s . První typ diagramu názorně ukazuje sdílení tepla při ději, kterému je úměrná plocha pod křivkou děje. Diagram i - s je výhodný pro přímé odečítání hodnot entalpií v konkrétních místech oběhu a zjednodušuje výpočet schématu. Nejjednodušší bezeztrátový parní oběh s kondenzační turbínou idealizovaný jako Clausiův - Rankineův cyklus (obr. 33.1) je v T - s a i - s diagramech na obr. 35.1.



Obr. 35.1 - Clausiův - Rankineův cyklus v T - s a i - s diagramech

Napájecí vodě se v kotli (parním generátoru) přivádí teplo při konstantním tlaku p_0 a ideálně se spotřebuje výhradně na zvýšení entalpie. V T - s diagramu je proces v kotli znázorněn úsekem přivedení vody do varu $1'-2$, vypaření $2-3$ při teplotě sytosti T_0 a přehřátí $3-4$ na teplotu T_0 . Měrné teplo dodané v kotli páře o hmotnosti 1 kg se určí

$$q_1 = i_0 - i_n, \quad (35.1)$$

kde i_n je entalpie napájecí vody na vstupu do kotle a i_0 entalpie páry na výstupu z kotle. V T - s diagramu tomuto teplu odpovídá ohraničená plocha $a-1'-2-3-4-b-a$. Přehřátá pára o teplotě T_0 se zavádí do turbíny. V případě ideální turbíny pára koná izoentropickou expanzí práci w_{is} . V diagramech na obr. 35.1 je tento proces vyjádřen úsekem $4-5'$. Pára z turbíny předává nevyužitou energii chladicí vodě v kondenzátoru. Průběhu kondenzace probíhající za stálého tlaku p_k a stálé teploty T_k odpovídá v diagramech úsek $5'-1$. Teplo odvedené během kondenzace určíme rozdílem

$$|q_2| = i_{ks} - i'_k, \quad (35.2)$$

kde i_{ks} je entalpie páry na výstupu z turbíny po izoentropické expanzi a i'_k entalpie syté vody na výstupu z kondenzátoru. V T - s diagramu je teplo q_2 ekvivalentní ohraničená plocha $a-1-5'-b-a$. Oběhem vykonávanou měrnou prací w můžeme vyjádřit rozdílem tepla do oběhu přiváděného a tepla z oběhu odváděného

$$w = q_1 - |q_2| = (i_0 - i_n) - (i_{ks} - i'_k)$$

a jednoduchou úpravou dostaneme

$$w = q_1 - |q_2| = (i_0 - i_{ks}) - (i_n - i'_k) = w_{ts} - w_n. \quad (35.3)$$

V rovnici (35.3) vyjadřuje w_n práci, kterou spotřebovává napájecí čerpadlo. Kompresi oběhového média napáječkou z tlaku p_k na tlak p_0 představuje v diagramech úsek $1-1'$. V diagramu $T-s$ odpovídá práci w vyšrafovaná plocha $1-1'-2-3-4-5'-1$.

Poměr práce w k teplu q_1 do oběhu přiváděnému nazýváme tepelná účinnost. V případě Clausiova - Rankineova cyklu ji určíme

$$\eta_{to} = \frac{w}{q_1} = \frac{(i_0 - i_{ks}) - (i_n - i'_k)}{i_0 - i_n} = \frac{(i_0 - i_{ks}) - (i_n - i'_k)}{(i_0 - i'_k) - (i_n - i'_k)}. \quad (35.4)$$

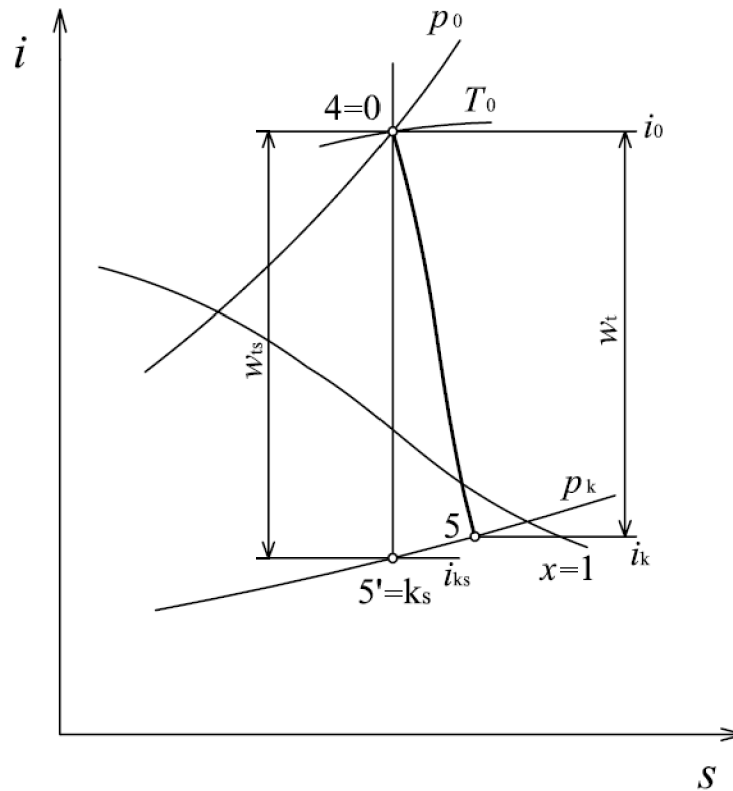
Pro některé tepelné oběhy, obvykle u malých tlaků p_0 , zanedbáváme práci spotřebovanou napáječkou, čímž se vztah (35.4) zredukuje

$$\eta_{to} = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i'_k}. \quad (35.5)$$

V reálném tepelném oběhu neprobíhá vlivem ztrát v turbíně expanze izoentropicky. Skutečnou expanzi v turbíně představuje obr. 35.2 v $i-s$ diagramu [3]. Expanze skončí na izobaře p_k , entalpie výstupní páry i_k je vyšší než entalpie i_{ks} . Práce odvedená párou v turbíně je

$$w_t = i_0 - i_k \quad (35.6)$$

a její velikost je menší než izoentropická práce w_{ts} . Obr. 35.3 znázorňuje oběh se ztrátami v turbíně v $T-s$ diagramu. Teplo q_1 do oběhu přiváděné v kotli zůstává stejné. Odváděné teplo q_2 je větší o rozdíl entalpií $\Delta i = i_k - i_{ks}$ představující nevyužitý tepelný spád – ztráty v turbíně. V $T-s$ diagramu je teplo $|q_2|$ rovno obsahu ohraničené plochy $a-1-5-c-a$. Práce vykonaná oběhem zůstává dána rozdílem $q_1 - |q_2|$, v $T-s$ diagramu jí odpovídá rozdíl vyšrafovaných ploch $1-1'-2-3-4-5'-1$ a $b-5'-5-c$.



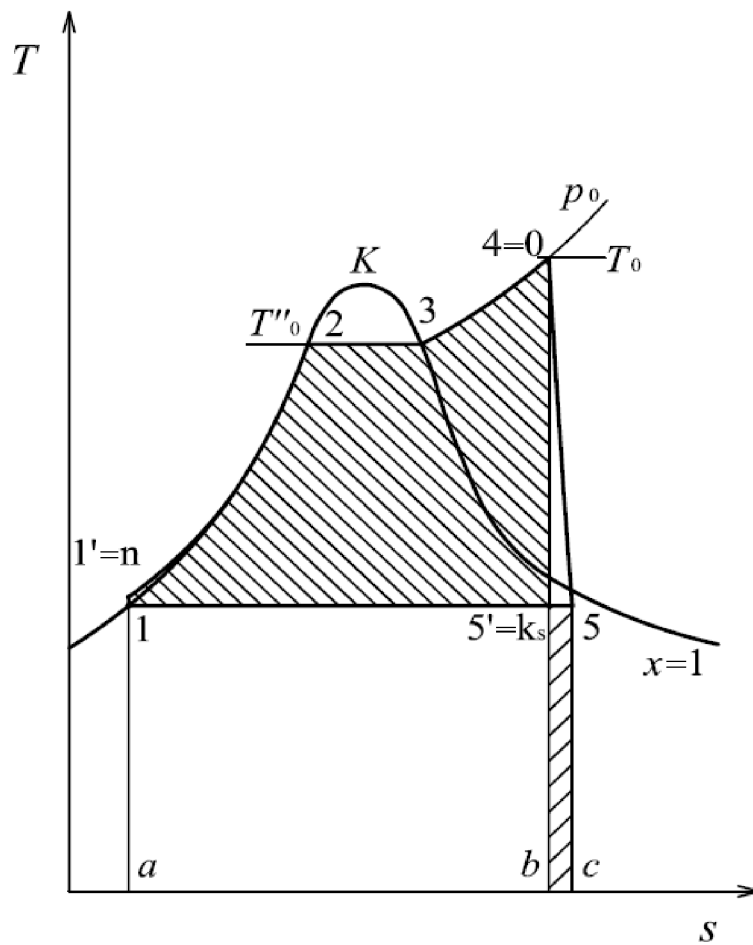
Obr. 35.2 – Expanze v turbíně se ztrátami v $i-s$ diagramu

Termodynamickou vnitřní účinností turbíny nazýváme podíl práce získané ve skutečné turbíně k izoentropické práci ideální turbíny

$$\eta_{td}^i = \frac{w_t}{w_{ts}} \quad (5.7)$$

Poměr práce w_t vykonané na turbíně k teple q_1 dodávanému pracovní látce v kotli označujeme tepelná vnitřní účinností oběhu

$$\eta_{ti} = \frac{w_t}{q_1} = \frac{w_t}{i_0 - i'_k} = \frac{w_{ts}}{i_0 - i'_k} \frac{w_t}{w_{ts}} = \eta_{to} \eta_{td}^i \quad (5.8)$$



Obr. 35.3 – Parní oběh se ztrátami v T - s diagramu

3.6 Určení výkonu motoru

Jmenovitý výkon P parní turbíny je jednou z výchozích hodnot při jejím návrhu. Jmenovitého výkonu musí být turbína schopna trvale dosahovat při jmenovitých provozních parametrech. Podle charakteru provozu může turbína pracovat s konstantním nebo proměnným zatížením. Pro efektivitu výroby se parní turbína navrhuje tak, aby účinnost byla nejvyšší při hodnotě výkonu, jímž bude zatěžována nejčastěji. Tento výkon označujeme jako ekonomický výkon P_{eko} . Turbíny menších výkonů bývají navrhovány s poměrem $P_{ek} = (0,7-0,8)P$. Pro výkonnější turbíny platí $P_{eko} = 0,9P$ a u turbín jaderných elektráren pracujících v základním energetickém režimu se předpokládá $P_{eko} = P$.

Pro určení výkonu turbíny vyjdeme ze vztahů (35.6) a (35.7). Pro práci vykonanou expanzí páry v turbíně platí

$$w = (i_0 - i_{ks})\eta_{td}^i \quad (36.1)$$

a dosazením do rovnice (34.3) získáváme vztah pro vnitřní výkon turbíny

$$P_i = Q_m w = Q_m (i_0 - i_{ks})\eta_{td}^i = Q_m (i_0 - i_k) \quad (36.2)$$

Výkon na spojce turbosoustrojí je nižší o mechanické ztráty, zavedením mechanické účinnosti dostaneme

$$P_{sp} = P_i - \Delta P_m = P_i \eta_m = Q_m (i_0 - i_{ks})\eta_{td}^i \eta_m = Q_m (i_0 - i_k)\eta_m \quad (36.3)$$

Je zřejmé, že jeho velikost lze v provozu ovlivnit změnou tepelného spádu, tedy admisní teplotou a tlakem, případně změnou hmotnostního průtoku, což se může provádět jen u malých výkonů omezením regeneračních odběrů, kdy citelně klesne účinnost oběhu. Rovnice (36.2) však platí jen v případě turbíny s konstantním hmotnostním průtokem všemi stupni. V praxi obvykle hmotnostní průtok turbínou klesá, a to především kvůli regeneračním odběrům páry a odběrům páry pro vlastní spotřebu, separaci vodního obsahu mezi stupni a ucpávkovým ztrátám.

Uvažujme turbínu s jedním odběrem definovaným hodnotami Q_{mod} a i_{od} . Spojkový výkon pak bude o hodnotu odběrového výkonu nižší

$$P_{sp} = [Q_m (i_0 - i_k) - Q_{mod} (i_{od} - i_k)]\eta_m = Q_m (i_0 - i_k) \left(1 - \frac{Q_{mod} (i_{od} - i_k)}{Q_m (i_0 - i_k)} \right) \eta_m.$$

Při n odběrech pak

$$P_{sp} = Q_m (i_0 - i_k) \left(1 - \sum_{i=1}^n \frac{Q_{modn} (i_{odn} - i_k)}{Q_m (i_0 - i_k)} \right) \eta_m. \quad (36.4)$$

Analogií k odběru páry je odlučování vodního obsahu z proudící páry. Zatímco v případě regeneračního odběru se mění kvantitativní parametry proudu páry, v případě odlučování jde i o změnu kvalitativní, s níž je spojeno podstatné zmírnění erozivních účinků vodních kapek na oběžné lopatky. Na obr. 36.1 je znázorněna v i - s diagramu expanze v turbíně s jedním odloučením vodního obsahu mezi body L a M . Při tom se zvýší suchost páry z x_L na x_M a rovněž entalpie stoupne z i_L na i_M . Pro suchosti páry v bodech L, M bude platit

$$x_L = \frac{m''}{m'_L + m''} \quad x_M = \frac{m''}{m'_M + m''}, \quad (36.5)$$

kde m'' je hmotnost páry, m' značí hmotnost vody. Budeme-li předpokládat, že odlučována je pouze voda, nikoliv pára, je hmotnostní průtok odlučované vody

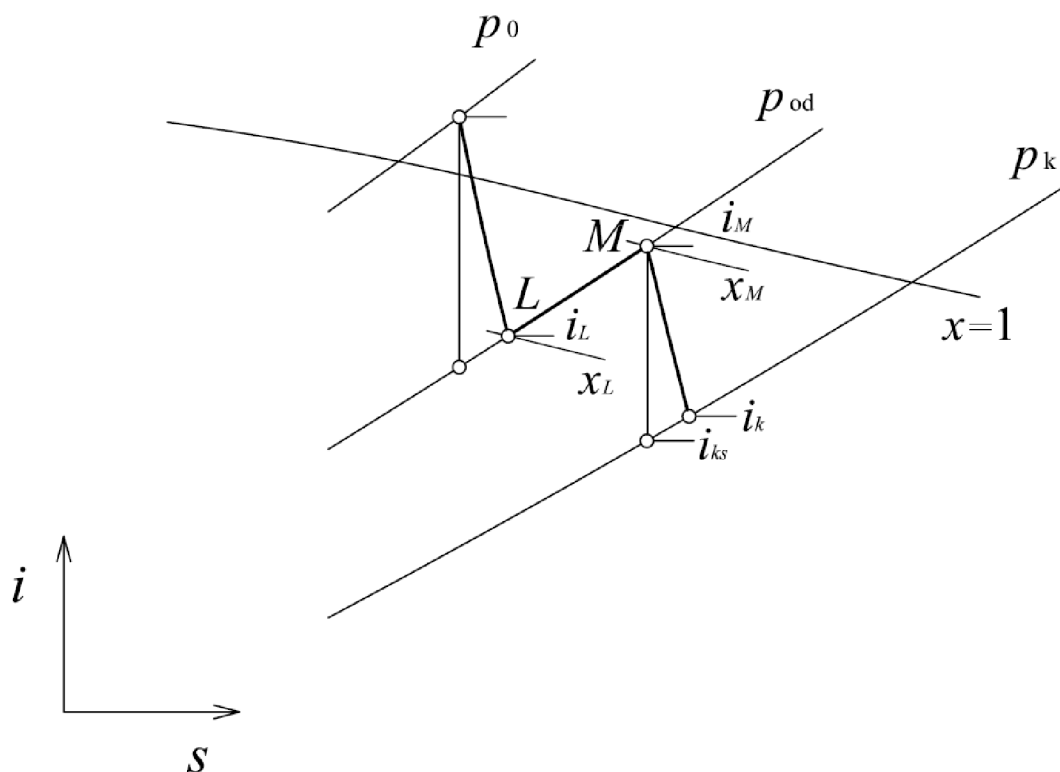
$$Q_{ms} = \frac{m'_L - m'_M}{t}. \quad (36.6)$$

Hmotnostní průtok Q_m před odloučením je zřejmě

$$Q_m = \frac{m'' + m'_L}{t}. \quad (36.7)$$

Porovnáním a vhodnými úpravami vztahů (36.5), (36.6), (36.7) získáme

$$Q_{ms} = Q_m \left(1 - \frac{x_L}{x_M} \right) \quad (36.8)$$



Obr. 36.1 - Odlučování vody z mokré páry během expanze v i - s diagramu

Spojkový výkon následně určíme součtem výkonů před a po odloučení

$$P_{sp} = [Q_m (i_0 - i_L) + (Q_m - Q_{ms})(i_M - i_k)] \eta_m = Q_m \left[i_0 - i_L + \frac{x_L}{x_M} (i_M - i_k) \right] \eta_m, \quad (36.9)$$

kde platí

$$i_L = i_0 - (i_0 - i_{Ls}) \eta_{td,0-L}^i, \quad i_M = i_M - (i_M - i_{ks}) \eta_{td,M-k}^i \quad (36.10)$$

a účinnosti $\eta_{td,0-L}$, resp. $\eta_{td,M-k}$ představují vnitřní termodynamické účinnosti turbíny mezi stavy 0- L , resp. M - k . Je-li odlučování provedeno mezi stupni turbíny, dosadíme za tyto účinnosti přímo účinnost stupňů.

U turbín s přihříváním páry dostaneme spojkový výkon součtem spojkových výkonů jednotlivých stupňů turbíny, mezi nimiž je přihřívání realizováno. V případě kombinace přihřívání páry s odlučováním vody a odběry v jednom tepelném oběhu aplikujeme všechny výše uvedené úvahy a vyjdeme z konkrétního tepelného schématu. Ucpávkové ztráty je při výkonovém bilancování nutné rovněž uvažovat. U turbín menších výkonů se energie páry unikající ucpávkou maří v labyrintu ucpávky a pára odtud putuje přímo do kondenzátoru. Takový postup u turbín vyšších výkonů by byl neefektivní, a proto se zde ucpávková pára používá pro regenerační ohřev.

3.7 Termodynamická účinnost

Během činnosti parní turbíny vznikají energetické ztráty, které nám nedovolí využít ideálního izoentropického tepelného spádu. Z fyzikálního hlediska vznikají tyto hlavní disipace energie, jež je nutné respektovat a jsou způsobené:

třením mezi proudem páry a pevnými a rotujícími částmi turbíny, třením vazké páry v její mezní vrstvě a odtrháváním proudu páry na profilu lopatek;

vířením v proudu za výstupními hranami lopatek;

rázovými vlnami, které se vyskytují u nadzvukového proudění;

radiálním prouděním v důsledku trojrozměrného charakteru proudění, které zapříčiňuje vzdouvání mezní vrstvy;

úniky páry mimo prostor průtočného průřezu, a to buď do prostoru mezi stupněm a tělesem turbíny nebo úniky ucpávkami stroje;

dvoufázovým charakterem páry nastávajícím během expanze, potažmo prouděním *mokrě páry* lopatkovými mřížemi.

Přitom existuje mezi těmito jednotlivými disipacemi vazba a navzájem se tak ovlivňují. Velikost těchto složek je závislá na typu turbíny, typu turbínového stupně a charakteru provozu stroje.

Pro rozbor ztrát a vyjádření účinnosti, s níž parní turbína pracuje, energetické ztráty rozdělujeme na ztráty základní a skupinu přídatných ztrát, přičemž všechny analyzujeme jako měrné.

Základní ztráty turbínového stupně zahrnují

- ztráty v rozváděcí mříži Δh_d

- ztráty v oběžném kole Δh_r

- ztrátu výstupní rychlostí Δh_{vr} .

První jsou dány odchylkou výstupní rychlosti z rozváděcí mříže c_1 od ideální rychlosti c_{1s} , jíž by pára vytékala v případě izoentropické expanze.

$$\Delta h_d = \frac{c_{1s}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} \quad (37.1)$$

Ztráty v oběžném kole mají analogický původ. Vyjádříme je vztahem

$$\Delta h_r = i_2 - i_{2s} \quad (37.2)$$

Ztráta výstupní rychlostí představuje kinetickou energii odpovídající absolutní výstupní rychlosti c_2 ze stupně

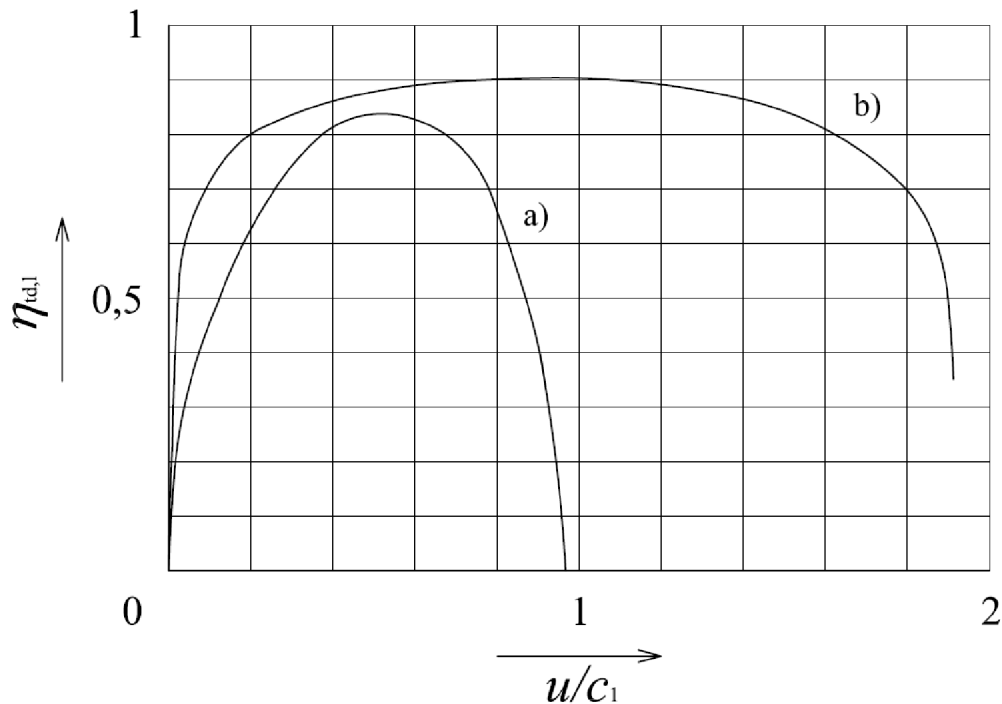
$$\Delta h_{vr} = \frac{c_2^2}{2}.$$

Následuje-li za uvažovaným stupněm turbíny další stupeň, lze ztrátu výstupní rychlostí dále zpracovat, nevyužitá zůstává až kinetická energie páry opouštějící poslední stupeň turbíny.

Základní ztráty spočívají v přeměně nevyužitě kinetické energie ve stupni na tepelnou energii. Jejich bilancí dostáváme tzv. termodynamickou lopatkovou účinnost $\eta_{td,l}$. Obecně ji můžeme určit z poměru mechanické práce odevzdané párou ve stupni a ideálního izoentropického tepelného spádu stupně

$$\eta_{td,l} = \frac{w_s}{h_s}.$$

Běžnou závislost termodynamické lopatkové účinnosti na rychlostním poměru u/c_1 ukazuje obr. 37.1 [6]. Turbína pohánějící synchronní elektrický generátor pracuje při konstantních otáčkách, tedy neměnnou obvodovou rychlostí u . Naopak rychlost c_1 se odvíjí od zatížení, potažmo změny tepelného spádu. Charakteristika $\eta_{td,l} = f(u/c_1)$ přibližně udává, jak se mění termodynamická lopatková účinnost stupně se zatížením. Je patrné, že rovnotlakový stupeň dosahuje nižších hodnot než stupeň přetlakový a jeho pracovní oblast je užší.



Obr. 37.1 - Termodynamická lopatková účinnost turbínových stupňů
a) rovnotlakový stupeň, b) přetlakový stupeň

Skupinu přídavných ztrát tvoří

- ztráty třením oběžného kola o páru Δh_t
- ztráta parciálním ostřikem Δh_{po}
- ztráty únikem páry proudící mimo lopatkovou mříž Δh_u
- ztráty při práci stupně ve vlhké páře Δh_x .

Uvedené ztráty se až na ztrátu parciálním ostřikem vyskytují bez výjimky u všech turbín. Podle specifických vlastností turbíny se mohou vyskytovat v provozu další typy ztrát jako například při použití lopatek se stálým profilem, kdy v celém průtočném průřezu nejsou stejné proudové poměry a na koncích lopatek dochází k větším ztrátám. Přídavné ztráty v závislosti na typu stupně, provozním zatížení a velikosti oběžného kola ovlivňují celkovou účinnost významně nebo minimálně nebo případně vůbec.

Ztráty třením oběžného kola o páru jsou způsobeny uváděním proudu páry, ideálně procházejícího turbínou axiálně, do rotace s oběžným kolem. Poměrné třecí ztráty jsou vyšší u menších výstupních průtočných průřezů rozváděcích lopatek. V důsledku toho jsou tyto ztráty významné u prvních stupňů turbín malých výkonů.

Ke ztrátě parciálním ostřikem dochází u regulačních stupňů a stupňů s malými průtokovými objemy, kdy pára neprochází lopatkovými mřížemi po celém obvodu. Mezilopatkové prostory oběžného kola se střídavě plní proudící párou nebo rotují ve volném, nehybnou párou naplněném prostoru stupně. Kinetická energie se spotřebovává na urychlení této páry, při výstupu kanálu z proudu se zase narušuje ustálené obtékání, což má za následek další ztráty.

Při únicích páry do labyrintových ucpávek na čele turbíny a mimo prostor oběžných lopatek koná pára neúčinnou práci, když zde expanduje a vzniká teplo.

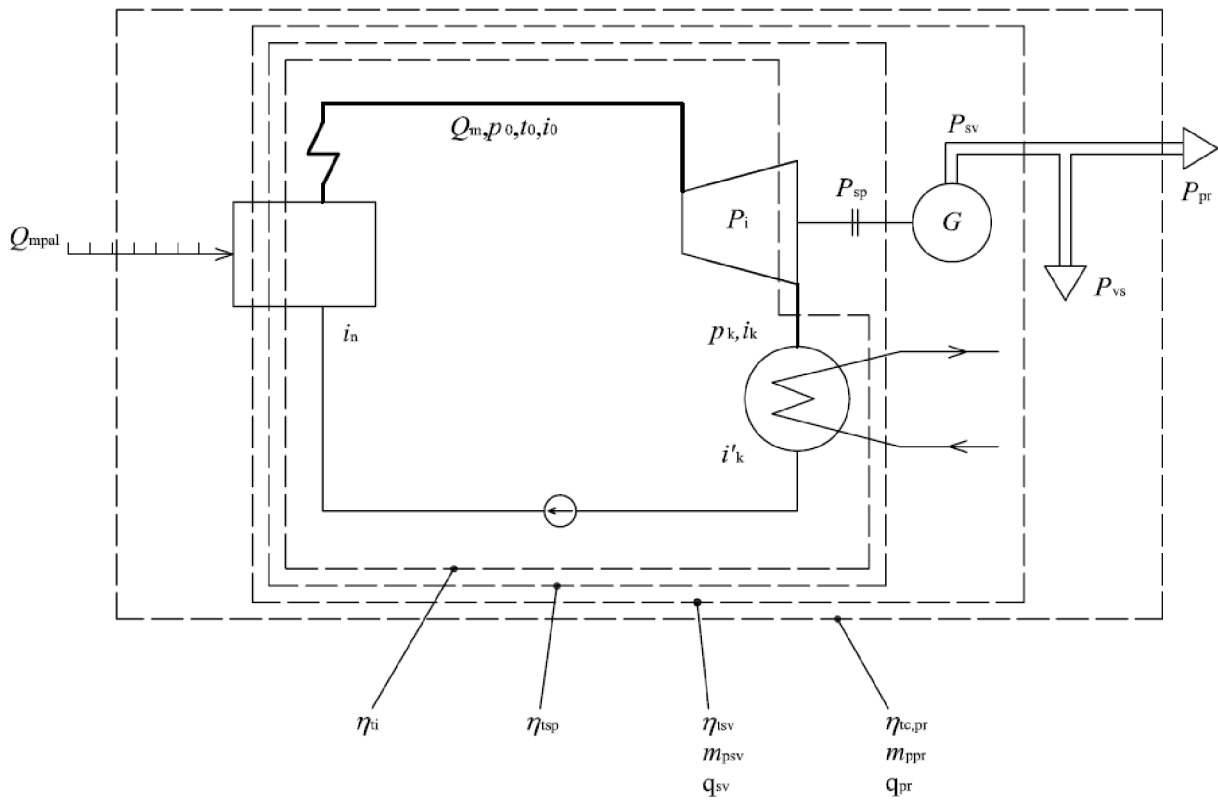
Pracuje-li turbínový stupeň v oblasti mokré páry, jeho účinnost klesá. Děje se tak především vlivem spotřeby energie na urychlení vodních kapek a třením mezi fázemi. Dochází k dopadu vodních kapek na podtlakovou část profilu lopatek, k brzdění oběžného kola a snížení užitečné práce. Velmi nepříznivým důsledkem je navíc eroze lopatek způsobená nárazem kapek o jejich povrch.

Po rozboru jednotlivých typů ztrát konkrétní turbíny určíme její výslednou účinnost. Nazýváme ji vnitřní termodynamická účinnost a její orientační hodnotu získáme rozdílem termodynamické lopatkové účinnosti a součtu všech poměrných přídavných ztrát $\zeta_{př}$

$$\eta_{td}^i = \eta_{td}^l - \sum \Delta \zeta_{př}$$

3.8 Tepelná účinnost

Efektivitu výroby elektřiny (tepla) ve výrobní centrále s parním oběhem určují energetické ukazatele. Na obr. 38.1 je zjednodušený tepelný oběh konvenční elektrárny s kondenzační turbínou realizovaný Clausiovým - Rankineovým cyklem se zobrazenými hranicemi bilančních oblastí.



Obr. 38.1 - Bilanční oblasti konvenční kondenzační elektrárny

Vzato od vnitřní hranice je typickým výpočtovým energetickým ukazatelem tepelná vnitřní účinnost daná rovnicí (35.8). Jiný zápis dostaneme jejím vynásobením hmotnostním průtokem Q_m

$$\eta_{ti} = \frac{w_t Q_m}{q_1 Q_m} = \frac{P_i}{\Phi_1} = \eta_{to} \eta_{td}^i \quad (38.1)$$

Zde Φ_1 představuje tepelný tok přiváděný pracovnímu médiu v kotli.

Na spojně turbíny s generátorem je vnitřní výkon turbíny nižší o mechanické ztráty respektované mechanickou účinností η_m dosahující u dnešních turbín podle velikosti stroje 0,97 až 0,997. Definujeme spojkovou tepelnou účinnost

$$\eta_{tsp} = \frac{P_{sp}}{\Phi_1} = \eta_{to} \eta_{td}^i \eta_m \quad \eta_m = \frac{P_{sp}}{P_i} \quad (38.2)$$

Elektrický výkon na svorkách generátoru je nižší o ztrátový výkon zahrnutý v účinnosti generátoru η_g a obdobně dostáváme vztah pro svorkovou tepelnou účinnost

$$\eta_{tsv} = \frac{P_{sv}}{\Phi_1} = \eta_{to} \eta_{td}^i \eta_m \eta_g \quad \eta_g = \frac{P_{sv}}{P_{sp}} \quad (38.3)$$

Další ztráty během výroby elektrické energie v konvenční tepelné elektrárně vznikají v parním potrubí a kotli. Souhrnně pro ně zavádíme účinnost výroby tepla η_{tq}

$$\eta_{tq} = \eta_k \eta_{pot} \quad (38.4)$$

Jednotlivě lze zapsat účinnost parního kotle η_k jako poměr tepelného toku vyráběného v kotli Φ_{kot} k tepelnému toku přiváděnému do kotle palivem Φ_{pal}

$$\eta_k = \frac{\Phi_{kot}}{\Phi_{pal}}, \quad (38.5)$$

přičemž pro tepelný tok paliva platí

$$\Phi_{pal} = q_n Q_{mpal}, \quad (38.6)$$

kde q_n je výhřevnost paliva a Q_{mpal} spotřeba paliva. Do účinnosti parního potrubí pak zahrnujeme především tepelné ztráty nedokonalou izolací a vyjadřujeme ji

$$\eta_k = \frac{\Phi_l}{\Phi_{kot}}. \quad (38.7)$$

Celková účinnost elektrárny je pak dána

$$\eta_{tc} = \frac{P_{sv}}{\Phi_{pal}} = \eta_{tsv} \eta_{vq}. \quad (38.8)$$

Část elektrické energie vyrobené v generátoru pokrývá vlastní spotřebu elektrárny. V té mají dominantní odběr elektromotory pohánějící vodní čerpadla, která nemají pohon vlastní parní turbínou. Výkon na prahu elektrárny netto P_{pr} zmenšíme o výkon vlastní spotřeby P_{vs} a účinnost η_{vs} je

$$P_{pr} = P_{sv} - P_{vs} \quad \eta_{vs} = \frac{P_{pr}}{P_{sv}}, \quad (38.9)$$

celková účinnost netto konvenční tepelné elektrárny na prahu se spočítá

$$\eta_{tc}^{pr} = \frac{P_{pr}}{\Phi_{pal}} = \eta_{to} \eta_{tdi} \eta_m \eta_g \eta_k \eta_{pot} \eta_{to} \eta_{vs} = \eta_{tsv} \eta_{tq} \eta_{vs}. \quad (38.10)$$

V technické praxi se často setkáme s energetickými ukazateli měrné spotřeby páry (kg.kWh^{-1}) a měrné spotřeby tepla (kJ.kWh^{-1}) pro výrobu elektrické energie 1 kWh. Vztahují se ke svorkám generátoru nebo prahu elektrárny a jsou definovány

$$m_{psv} = \frac{Q_m^h}{P_{sv}} = \frac{3600}{w_{ts} \eta_{tdi} \eta_m \eta_g} \quad \text{-měrná svorková spotřeba páry,} \quad (38.11)$$

$$m_{ppr} = \frac{Q_m^h}{P_{pr}} = \frac{3600}{w_{ts} \eta_{tdi} \eta_m \eta_g \eta_{tq} \eta_{vs}} \quad \text{-měrná celková spotřeba páry,} \quad (38.12)$$

kde Q_m^h značí spotřebu páry v kg.h^{-1} , tedy $Q_m^h = 3600 \cdot Q_m$.

Obdobným způsobem určíme měrné spotřeby tepla

$$q_{sv} = \frac{q_1 Q_m^h}{P_{sv}} = \frac{3600 \Phi_l}{P_{sv}} = \frac{3600}{\eta_{sv}} \quad \text{-měrná svorková spotřeba tepla} \quad (38.13)$$

$$q_{pr} = \frac{q_1 Q_m^h}{P_{pr}} = \frac{3600 \Phi_l}{P_{pr}} = \frac{3600}{\eta_{tc}^{pr}} \quad \text{-měrná celková spotřeba tepla} \quad (38.14)$$

Měrná celková spotřeba tepla spolu s celkovou účinností elektrárny netto jsou nejčastěji používanými měřítky v energetice. Respektují vlastní spotřebu elektrárny, ale nejsou v nich zahrnuty náklady spojené se zásobováním a přípravou používaného paliva. Pro konvenční tepelnou elektrárnu bývá čistá účinnost započítávající tyto náklady typicky nižší o přibližně 5% [1].

3.9 Prostředky pro zvyšování tepelné účinnosti

Sled přeměn energie paliva v elektrickou energii v elektrárně neprobíhá bezztrátově. Z hlediska šetření primárních zdrojů energie a nezatěžování životního prostředí nežádoucími vedlejšími produkty během výroby elektřiny je důležité, aby účinnost transformačního procesu v elektrárně byla co nejvyšší. Zvláště u výroben velkého výkonu představuje zvýšení efektivity o každou desetinu procenta značné palivové úspory a zmenšení množství následného odpadu. Rovněž v zájmu výrobce je s tím spojený růst relativních zisků.

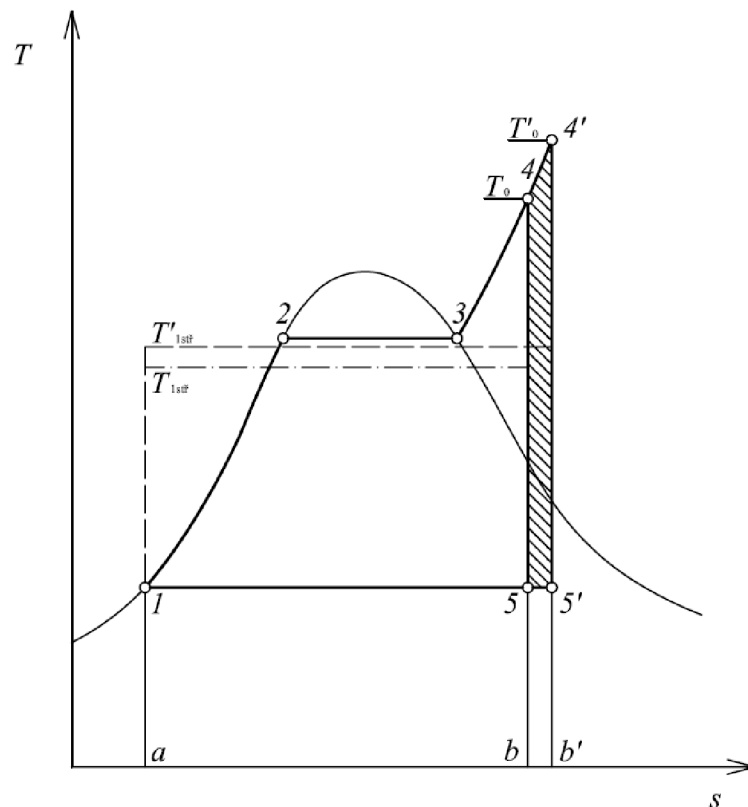
Celková účinnost elektrárny závisí na vnitřních účinnostech jednotlivých strojů a zařízení a na tepelné účinnosti oběhu. Pro rozbor zapíšeme tepelnou účinnost pomocí vztahů (35.3) a (35.4)

$$\eta_{to} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (39.1)$$

kde q_1 je měrné teplo dodávané do oběhu kotlem a q_2 měrné teplo odváděné z oběhu kondenzací. Obecně se pro lepší tepelnou účinnost nabízí podle vztahu (39.1) zvýšení dodávaného tepla, čehož můžeme jednotlivě docílit následujícími způsoby.

3.9.1 Zvýšení teploty vstupní páry

Rozdíl v T - s diagramu parního oběhu při zvýšení teploty ukazuje obr. 39.1. Zvýší-li se teplota vstupní páry pro turbínu, čemuž odpovídá vyšší $T_{1stř}$ a zároveň zůstane stejná konečná teplota $T_{2stř}$, vzroste tepelná účinnost. Současně je vyšší tepelný spád na turbíně a při omezení rozsahu práce lopatek turbíny v oblasti mokré páry díky vyšší suchosti páry se zlepší i vnitřní termodynamická účinnost turbíny. Se zvyšováním vstupní teploty účinnosti η_{to} a η_{tdi} monotónně porostou. Omezení představují meze kluzu a pevnosti použitých ocelí, které přicházejí do styku s vstupní párou.

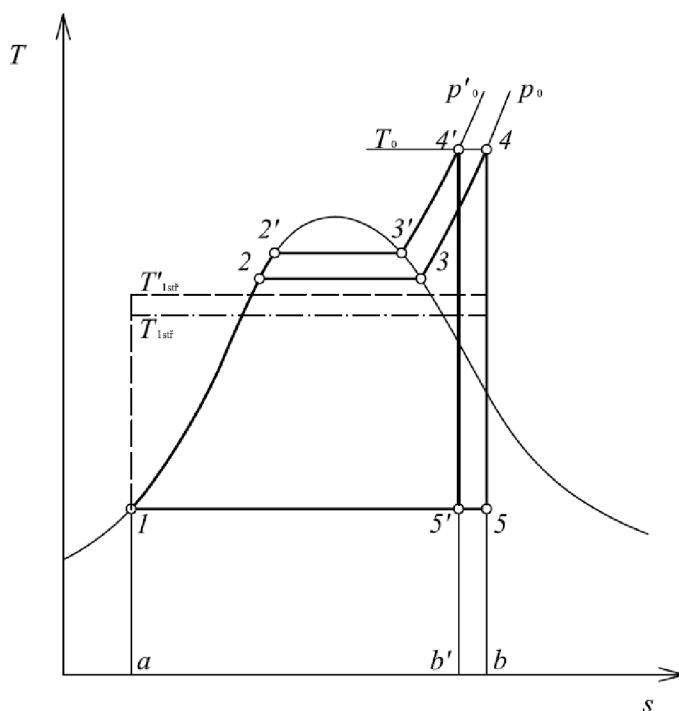


Obr. 39.1 - Zvýšení teploty vstupní páry v T - s diagramu

3.9.2 Zvýšení tlaku vstupní páry

Oběh s vyšším tlakem v T - s diagramu ukazuje obr. 39.2. Z něj je patrný nárůst teploty sytosti páry, poroste tedy i teplota $T_{1stř}$. Při uvažování neměnné teploty $T_{2stř}$ stoupne i účinnost η_{to} . Teplota $T_{1stř}$

však během dalšího růstu tlaku dosahuje horního extrému a dále by klesala. Rovněž tepelný spád na turbíně má svoje maximum. Protože se však s rostoucím tlakem zvyšuje vlhkost páry na konci expanze a rostou ztráty únikem páry, je nižší účinnost η_{tdi} a vliv zvyšování tlaku na celkovou účinnost oběhu není zcela jednoznačný. Pro práci lopatek v mokré páře je dána mez akceptovatelné vlhkosti, kvůli erozivním účinkům vody a citelnému poklesu účinnosti turbíny. Abychom vlhkost omezili, zvyšuje se s tlakem současně vstupní teplota. Hovoříme pak o vázaných parametrech tlak-teplota. Turbína pro vyšší vstupní tlak musí vyhovět požadavkům na vyšší pevnost a je hmotnější, což prodlužuje dobu náběhu pro rovnoměrně zahřátí stroje.



Obr. 39.2 - Zvýšení tlaku vstupní páry v T - s diagramu

3.9.3 Přihřívání páry

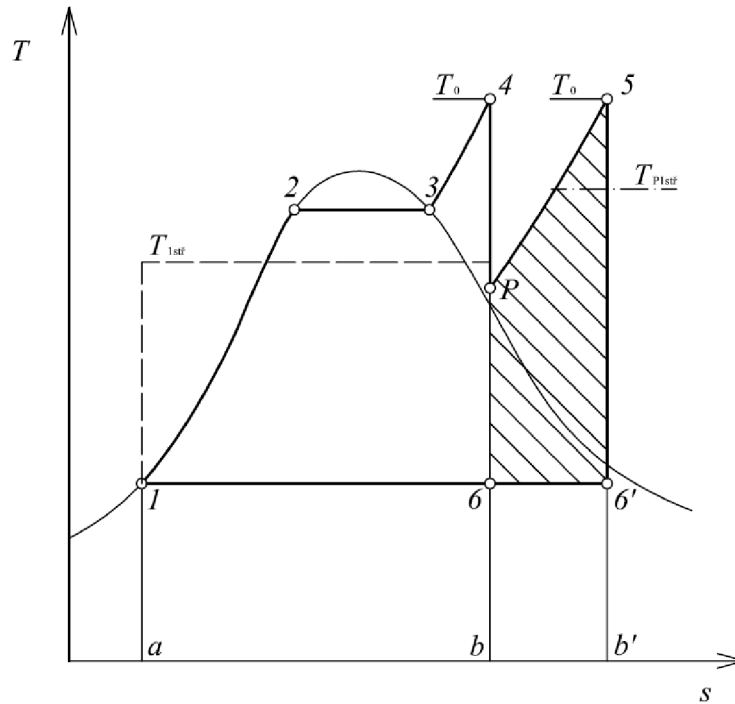
Uskutečňuje se opětovným ohřátím páry v přihříváku, obvykle mezi vysokotlakovým a středotlakovým stupněm turbíny. Teplota po přihřátí bývá stejná nebo i vyšší ve srovnání s vstupní teplotou T_0 . Oběh s přihříváním páry v T - s diagramu znázorňuje obr. 39.3. Teplu přivedenému v přihříváku odpovídá plocha $b-p-5-b'-b$. Tento cyklus lze uvažovat jako samostatný. Z obr. 39.3 je patrné, že teplota T_{p1stf} tohoto cyklu bude vyšší, než T_{1stf} základního oběhu. Cyklus s přihříváním má tedy vyšší tepelnou účinnost a jeho realizaci celková tepelná účinnost vzroste. Významně se přihřívání projeví i v účinnosti turbíny η_{tdi} , neboť pára má vyšší suchost a ztráty prací lopatek v mokré páře jsou podstatně nižší. Volba přihřívání je nezbytná u oběhů s nadkritickým tlakem a oběhů jaderných elektráren pro vyhovění výše zmíněné mezi vlhkosti.

Je-li u jaderných elektráren pára přihřívána vstupní párou, parním odběrem nebo jejich kombinací, pak teplota T_{p1stf} bude oproti teplotě T_{1stf} nižší a tepelná účinnost cyklu přihřívání ve srovnání se základním oběhem bude rovněž nižší. Turbínu však nelze provozovat v oblasti nevyhovující vlhkosti páry; přihřívání zde řeší problém erozivních účinků vody a zlepšuje účinnost turbíny η_{tdi} .

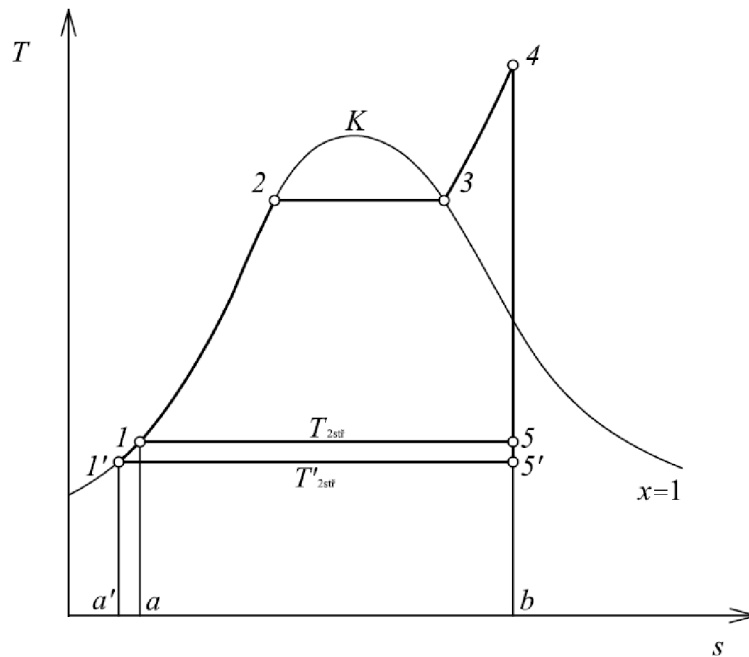
Přihřívání se zavádí i dvojitě, když se expanze přeruší dvakrát a při různých tlacích. Jsou s ním však spojeny složitost turbíny i oběhu, zvýšené tlakové ztráty v delším parním potrubí, více použití vysoce legovaných ocelí. Proto se dvojitě přihřívání již promítá do celkové účinnosti méně výrazně. Použití přihřívání má smysl u elektrárenských oběhů od výkonů několika desítek MW, které bývají provozovány pravidelně, naopak nesetkáme se s ním u oběhů pracujících v energetických špičkách a oběhů malých výkonů.

3.9.4 Zlepšení vakua v kondenzátoru

Jiným principem, jak dosáhnout lepší tepelné účinnosti, je v souladu s rovnicí (39.1) zmenšení tepla q_2 , které se odvádí v kondenzátoru za neměnného tlaku a teploty. Obr. 39.4 porovnává dva oběhy, jenž se liší velikostí q_2 . Je zřejmé, že u oběhu s nižším odvedeným teplem q_2 , jemuž je ekvivalentní plocha $a'-1'-5'-b-a'$, odpovídají nižší teplota $T_{2stř}$ a tlak p_k , při nichž je teplo odváděno a které jsou vázány. Za předpokladu, že pokles teploty kondenzátu nijak významně neovlivní množství tepla, jež se přivádí v kotli, bude mít oběh s kondenzací při nižší teplotě (tlaku) vyšší tepelnou účinnost. Tlak p_k je ve srovnání s atmosférickým tlakem mnohem nižší, v řádu jednotek kPa.



Obr. 39.3 - Přihřívání páry v T - s diagramu



Obr. 39.4 - Zmenšení tepla odváděného z oběhu v T - s diagramu

V souladu s tím hovoříme o *zlepšení vakua v kondenzátoru*. Obecně je potřeba zabezpečit co nejdokonalejší podmínky pro přestup tepla. Z prostoru kondenzátoru se vývěvou odsávají plyny. Nízkého tlaku se docílí třemi možnými postupy

- a) větší teplosměnná plocha kondenzátoru,
- b) větší průtok chladicí vody,
- c) nižší teplota chladicí vody.

Zvětšení teplosměnné plochy prodražuje pořizovací náklady, větší průtok chladiva musí být zase zajišťován výkonnými čerpadly, kdy se zvyšuje vlastní spotřeba. Jak se projeví tyto možnosti do teploty $t_{2stř}$, vyjadřuje rovnice

$$t_{2stř} = t_{v1} + \Delta t + \delta t, \quad (39.2)$$

kde t_{v1} je teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru,

$$\Delta t = t_{2v} - t_{1v} = \frac{i_k - i'_k}{c_{pv} \mu_v}$$

odpovídá oteplení chladicí vody, které je dáno tepelným spádem $i_k - i'_k$ pára-sytá kapalina v kondenzátoru a odvíjí se od poměrného množství chladicí vody k množství kondenzující páry μ_v , c_{pv} je střední měrná tepelná kapacita chladicí vody a δt značí koncový rozdíl mezi teplotou kondenzující páry a teplotou chladicí vody na výstupu z kondenzátoru. Přitom poměrné množství chladicí vody je definováno

$$\mu_v = \frac{Q_{mch}}{Q_{mp}}$$

Q_{mch} značí hmotnostní průtok chladicí vody. Koncový rozdíl je určen

$$\delta t = t_k - t_{v2}.$$

Nízká teplota je optimálním řešením pro dosažení nízkého tlaku p_k , je však prakticky závislá na klimatických podmínkách oblasti a možnostmi vodního zásobování. Rozdílům teplot chladicí vody podle ročního období odpovídá rozmezí proměnných tlaků v kondenzátoru. Hodnota poměrného množství chladicí vody se volí podle typu provozu v rozsahu $\mu_v = (40 \text{ až } 100)$ a při tepelném spádu představujícím výparné teplo, jež bývá u kondenzačních elektráren $i_k - i'_k = (2200 \text{ až } 2300) \text{ kJ.kg}^{-1}$, činí pak oteplení vody $\Delta t = 13 \text{ až } 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Vzhledem k tomu, že nižší tlak p_k přináší i negativa jako vyšší měrný objem páry na výstupu z turbíny, řídí se návrh kondenzátoru a chladicího okruhu pro tlak p_k ekonomicko-technickými propočty.

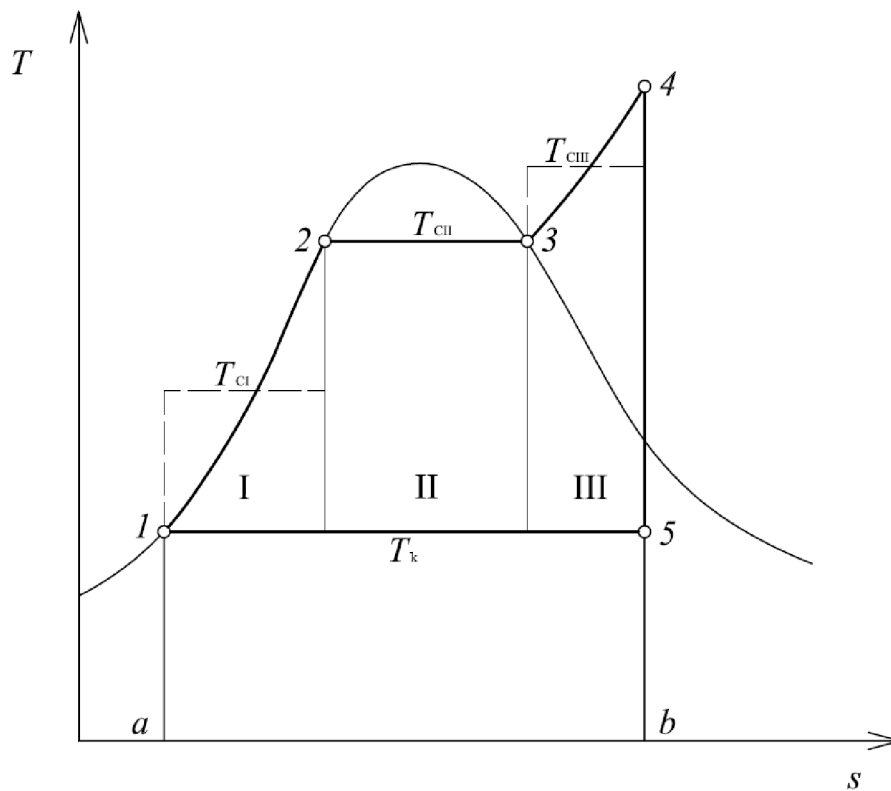
3.9.5 Regenerace tepla

Prakticky u všech tepelných oběhů se využívá *regenerace tepla* spočívající v předeřtí kondenzátu, resp. napájecí vody v systému tepelných výměníků, do nichž se přivádí odběry pára z turbíny. Princip regenerace lze osvětlit pomocí obr. 39.5. Clausiův - Rankineův parní oběh rozdělíme na tři dílčí Carnotovy cykly, definované horní teplotou T_c a mající stejnou teplotu T_k , při níž se odvádí teplo. Celkové přivedené teplo v těchto cyklech odpovídá teplu přivedenému u Clausiova - Rankineova oběhu. Jak vidno z obr. 39.5, dosazením příslušných teplot do vztahu (39.2) můžeme porovnat účinnosti cyklů

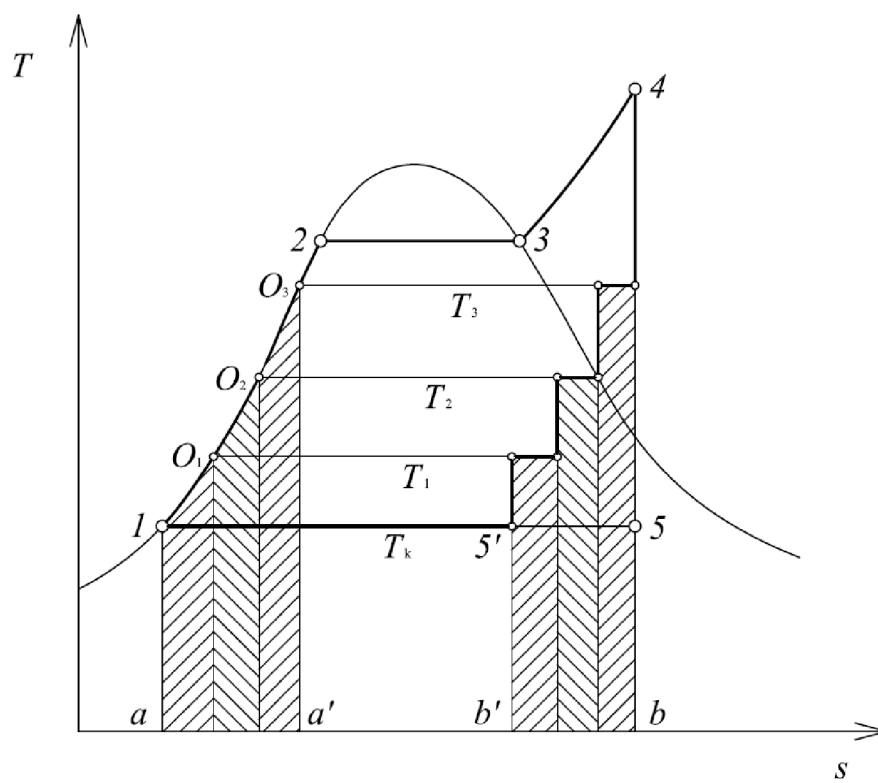
$$\eta_{II} < \eta_{III} < \eta_{III}.$$

Efektivnímu opakování cyklu III s nejvyšší účinností odpovídá zmiňované přehřívání páry. Při regeneraci naopak zeslabíme vliv oběhu I s nejnižší účinností. Namísto ohřevu napájecí vody v kotli od bodu 1, dojde v regeneračních ohřívácích k předeřtí napájecí vody a od vyšší teploty se teprve napájecí voda ohřívá v kotli. Důsledkem toho vzroste střední teplota dílčího cyklu I a zvýší se nejen účinnost η_{II} , ale i celková tepelná účinnost oběhu. Obr. 39.6 znázorňuje v T - s diagramu idealizovaný parní oběh se třemi regeneračními ohříváky. Odvedené teplo v kondenzátoru odpovídá ploše $a-1-5'-b'-a$. Teplo sdílené v ohřívácích z topné páry do napájecí vody představuje plocha $a-1-O_3-a'-a$. V kotli probíhá přívod tepla mezi stavy $O_3-2-3-4$ a tomuto teplu je ekvivalentní plocha $a'-O_3-2-3-4-b-a'$.

Počet ohříváků se volí podle typu provozu. Nejvyšší bývá u oběhů velkých výkonů a vyšších tlaků. Z praktických důvodů jejich počet ve většině případů nebývá větší než 10, neboť relativní přírůstek účinnosti oběhu se s jejich rostoucím počtem snižuje kvůli složitosti regeneračního systému a prodražování zařízení.



Obr. 39.5 - Nahrazení Clausiova - Rankineova cyklu ekvivalentními Carnotovými cykly



Obr. 39.6 - Regenerace tepla se třemi ohříváky v T - s diagramu

4 VÝPOČET TEPELNÉHO OBĚHU PARNÍ TURBÍNY

4.0.1 Zadání

Pro výpočet oběhu jsou zadány parametry turbíny:

- ekonomický výkon	$P_{\text{eko}} = 100 \text{ MW}$
- tlak vstupní páry	$p_a = 12,75 \text{ MPa}$
- teplota vstupní páry	$t_a = 535 \text{ °C}$
- teplota přehřáté páry	$t_m = 535 \text{ °C}$
- tlak páry před přehříváním (na turbíně)	$p_m = 3,2 \text{ MPa}$
- protitlak turbíny	$p_c = 4 \text{ kPa}$

Tepelné schéma oběhu je na obr. 40.1.

4.1 Obecný postup

4.1.0 Cíle výpočtu

Parní oběhy pracují po celém světě jako technologie, která je do jisté míry normalizovaná řadou typizovaných zařízení odpovídajících stejně tak standardizovaným používaným hodnotám provozních tlaků a teplot. Zvláště to platí pro českou energetiku, kde v posledních letech, resp. desetiletích je odvětví parních oběhů tepelných elektráren poměrně konzervativní, čehož důvodem byla i někdejší snaha o rychlou výstavbu energetiky a z hospodárnění výroby zařízení. Odlišnější je dnes situace u států zavádějících do provozu oběhy, které jsou zaměřeny na co nejvyšší zužitkování primární energie paliva. Hovoříme o elektrárnách s bloky o výkonu stovek MW, kdy se v těchto případech přistupuje ke komplexnímu řešení jejich návrhu, který je v konečném důsledku výsledkem spolupráce výzkumných, projekčních, konstrukčních a výrobních složek. Při tom je vždy zvykem, že některé hodnoty návrhových veličin jsou zadány – výkon, otáčky turbosoustrojí; některé jsou předem určeny podmínkami, v nichž bude technologie pracovat – teplota chladicí vody; při jiných se vychází z norem – vázané parametry vstupní páry a u dalších se hledá optimum z hlediska efektivity provozu – parametry přehřívání, rozdělení ohřívání v regeneračních ohřívácích, umístění odběrů na turbíně pro tyto ohříváky.

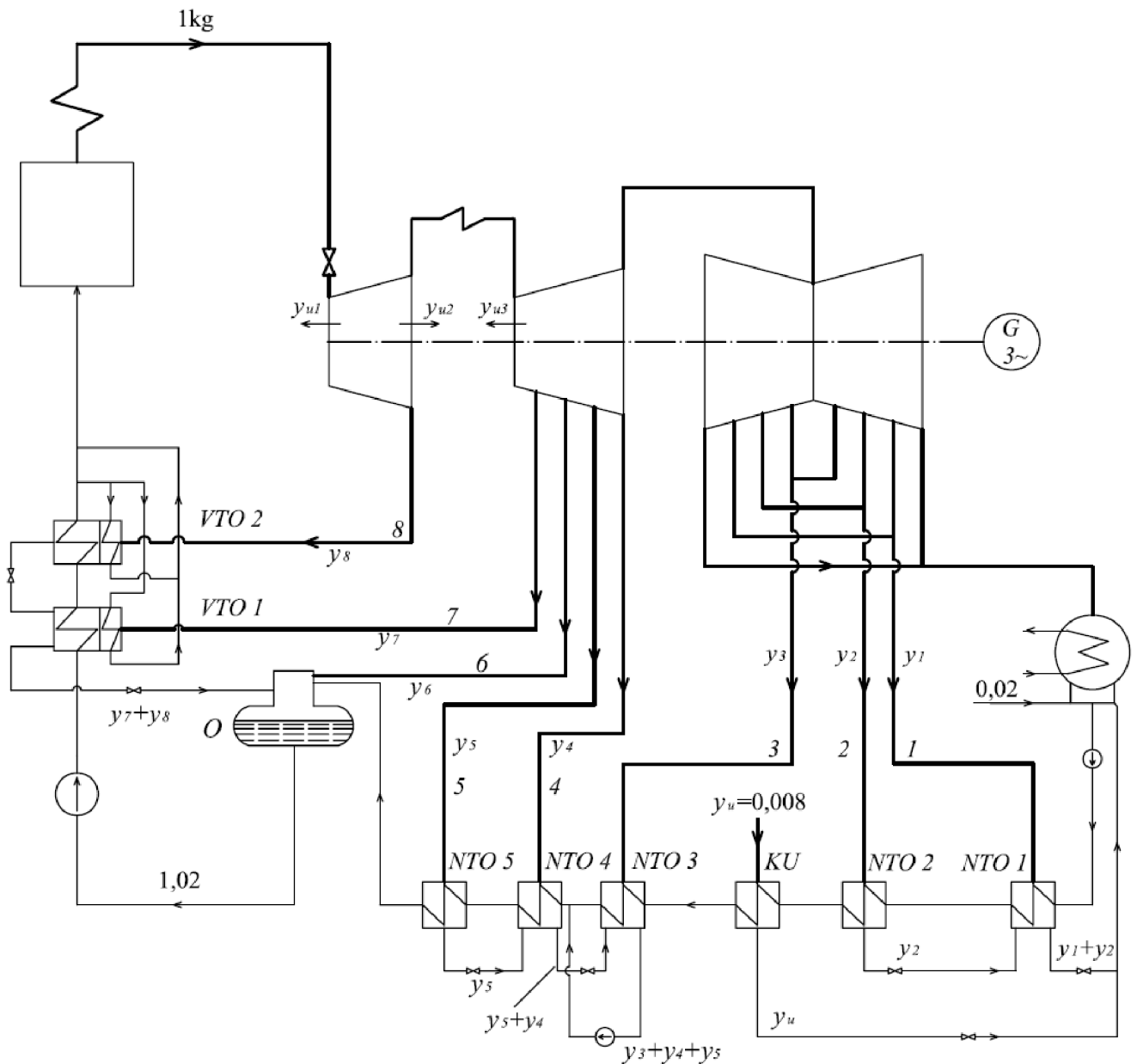
Výpočet oběhu parní turbíny nám zakončuje každý návrh tepelného schématu a dává kompletní soubor základních technicko-ekonomických výsledků, z nichž může vycházet rozhodnutí o realizaci. K zhodnocení celkové efektivity projektu použijeme energeticko-hospodářské ukazatele, jež jsou jedním z těchto výsledků.

Výpočet si tedy klade za cíl určit:

- parametry oběhové látky v uzlových a jinak důležitých bodech schématu
- hmotnostní průtokové množství oběhové látky
- energeticko-hospodářské ukazatele výrobního zařízení.

Přitom celý výpočet se provádí pro určité zatížení turbosoustrojí, jímž je obvykle buď ekonomický, nebo jmenovitý výkon. Při změně výkonu, jíž se v provozu dosahuje změnou hmotnostního průtoku páry, se nám mění celá řada dalších parametrů v oběhu. Dochází ke posunům tepelných spádů na turbíně, u kondenzační turbíny se přibližně lineárně v závislosti na hmotnostním průtoku mění tlaky páry na turbíně a tím i odběrové tlaky pro regenerační ohřev, neboť bývají neregulované. Tak nezůstanou stejné ani parametry kondenzátu a napájecí vody v celém regeneračním ohřevu.

V praxi celou řadu parametrů zařízení, z nichž tepelný oběh sestává, predikujeme na základě dřívějších zkušeností s podobným zařízením, které je již v provozu. Takovými parametry jsou předně účinnosti zařízení – termodynamická účinnost turbíny, potrubní tlakové ztráty, teplotní koncový rozdíl v ohřívácích. Ve výpočtu postupujeme tak, že tyto parametry nejprve odhadneme a následně je zpřesňujeme a určíme podrobnějším propočtem.



Obr. 40.1 Základní tepelné schéma kondenzační turbíny 100 MW

NTO 1, NTO 2, NTO 3, NTO 4, NTO 5 – nízkotlakové ohříváky napájecí vody, *O* – odplyňovák, *VTO 1, VTO 2* – vysokotlakové ohříváky napájecí vody (se srážecí přehřátí páry), *KU* – kondenzátor ucpávkových par, *1,2,3,4,5,6,7,8* - odběry

Řešení tepelného výpočtu lze rámcově vymežit do těchto kroků:

- **Návrh expanze v turbíně**
- **Umístění odběrů regeneračního ohřevu**
- **Stanovení hmotnostních průtoků páry v oběhu**
- **Určení energeticko-hospodářských ukazatelů**

4.1.1 Postup návrhu expanze v turbíně

Parní turbína výkonu 100 MW je třítělesová. Expanze probíhá nejprve ve vysokotlakovém dílu, odkud je pára vedena do přehříváku a pokračuje v expanzi ve středotlakovém a nízkotlakovém dílu. Parametry p_a, t_a, p_m, t_m, p_e předurčují základní rysy průběhu expanze na turbíně.

4.1.1.1 VT díl turbíny

Vstupním hodnotám páry p_a, t_a odpovídá entalpie páry i_a a pro tlak p_m za vysokotlakovým dílem určíme odpovídající entalpii i_{ems} pro izoentropický průběh expanze.

Izoentropický tepelný spád VT dílu

$$h_{s,VT} = i_a - i_{ems} \quad (41.1)$$

VT díl se bude skládat z dvouvěncového Curtisova stupně a rovnotlakových stupňů. Curtisův stupeň nám navzdory nižší účinnosti VT dílu bude umožňovat regulaci turbíny parciálním ostřikem a zároveň pronikavě sníží parametry vstupní páry v prostoru regulačního stupně, což umožní dimenzovat materiály následujících stupňů na nižší teplotu a tlak páry. Termodynamická účinnost $\eta_{td,i}^{VT}$ VT dílu bude podle Tab. 4-1. Skutečná entalpie páry i_m na výstupu z VT dílu

$$i_m = i_a - (i_a - i_{ems}) \cdot \eta_{td,i}^{VT} = i_a - h_{VT} \quad (41.2)$$

Obvodová rychlost Curtisova stupně s kolem o průměru D se získá

$$u = \pi \cdot D \cdot n, \quad (41.3)$$

kde n jsou otáčky rotoru turbíny.

Charakteristickým konstrukčním znakem Curtisova stupně daným provedením lopatkování je rychlostní poměr u/c_s . Volí se z hlediska optima termodynamické účinnosti stupně, a to podle typických průběhů, např. [7] 6.1, obr. 3. Pro jeho velikost stanovíme výtakovou rychlost z oběžného kola při izoentropickém průběhu expanze

$$c_s = \frac{u}{u/c_s} \quad (41.4)$$

V Curtisově stupni se zpracuje izoentropický tepelný spád

$$h_{s,C} = \frac{c_s^2}{2} \quad (41.5)$$

a odpovídající entalpie na výstupu z Curtisova stupně

$$i_{es,C} = i_a - h_{s,C} \quad (41.6)$$

Termodynamickou účinnost $\eta_{td,i}^C$ budeme předpokládat z rozsahu typických hodnot podle Tab. 4-1. Skutečný tepelný spád zpracovaný Curtisovým stupněm

$$h_C = h_{s,C} \cdot \eta_{td,i}^C \quad (41.7)$$

a skutečná entalpie výstupní páry z oběžného kola Curtisova stupně

$$i_{e,C} = i_a - h_C \quad (41.8)$$

Podle vztahu (32.8) a doporučených hodnot obvodové rychlosti z hlediska namáhání oběžných kol [6] 5.1.3 se určí tepelný spád na jednom vysokotlakovém stupni $h_{s,st}^{VT}$. Celkový počet stupňů pak

$$z_{VT} = \frac{h_{s,VT}}{h_{s,st}^{VT}} \quad (41.9)$$

Tab. 4-1 – Obvyklé parametry zařízení parního oběhu

Účinnosti zařízení

1. Parní turbíny

Vnitřní termodynamická účinnost turbín bývá podle velikosti výkonu stroje $\eta_{td,i} = 0,78$ až $0,92$. Ve vysokotlakové části dosahuje hodnot $\eta_{td,i} = 0,75$ až $0,94$, ve středotlakové části bývá $\eta_{td,i} = 0,80$ až $0,96$ a v nízkotlakové části $\eta_{td,i} = 0,72$ až $0,88$. Regulační Curtisův stupeň mívá $\eta_{td,i,c} = 0,60$ až $0,70$. Mechanická účinnost turbín bývá $\eta_m = 0,97$ až $0,996$.¹⁾

2. Alternátory

Účinnosti alternátorů závisí kromě jmenovitého výkonu i na použitém typu chlazení a bývají $\eta_g = 0,92$ až $0,99$. Pro alternátory s výkonem v řádech stovek MW se používá chlazení vodíkové nebo kombinované voda - vodík a účinnost η_g nebývá nižší než $0,98$.²⁾

3. Ohříváky

U nízkotlakových ohříváků se uvažuje účinnost $\eta_{on} = 0,97$, u vysokotlakových ohříváků bývá $\eta_{ov} = 0,98$.³⁾

4. Napájecí čerpadla

Vnitřní účinnost napáječek se pohybuje v rozmezí $\eta_{nc} = 0,70$ až $0,85$.⁴⁾

Potrubní tlakové ztráty

1. Přihřívání

V potrubí přihřívání mezi vysokotlakovou částí turbíny, přihřívákem a středotlakovou částí turbíny bývají celkové tlakové ztráty 8% až 12% .⁴⁾

2. Neregulované odběry

Pro potrubí odběrů od turbíny k regeneračním ohřívákům se uvažuje tlaková ztráta ve výši 4% až 8% .⁵⁾

3. Výtlačný tlak napáječky

Tlak ve výstupním hrdle napájecího čerpadla se volí na krytí tlakové ztráty ve vysokotlakových ohřívácích, kotli a armaturách o 40% vyšší než tlak před turbínou pro bubnové kotle a asi 50% pro průtočné kotle.⁴⁾

Parametry ohříváků

1. Koncový teplotní rozdíl a velikost Δt_p u srážeců přehřátí

U nízkotlakových ohříváků bývá Δt_k v rozmezí $1,5\text{ °C}$ až 3 °C , pro vysokotlakové ohříváky v rozmezí $4,5\text{ °C}$ až 6 °C , přičemž se zvyšuje s rostoucí teplotou napájecí vody. Pro srážecí přehřátí bývá teplota na výstupu 15 °C až 30 °C nad mezí sytosti.⁶⁾

2. Ohřátí napájecí vody v kondenzátoru ucpávkových par

Závisí na množství páry unikající ucpávkami, které bývá v rozmezí $0,4\%$ až $1,2\%$. Odpovídající ohřátí v kondenzátoru ucpávkových par je 2 °C až 7 °C .⁵⁾

Tlaková ztráta mezi turbínou a kondenzátorem

Velikost ζ bývá $0,05$ až $0,10$; rychlost páry v hrdle kondenzátoru c je $70\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ až $120\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.⁷⁾

- | | |
|---------------------------------|----------------------|
| 1) [1] Chapter 2; [6] Tab. 51-1 | 5) [9] Kap. 1.5.2 |
| 2) [6] Tab. 51-1, Obr. 51.6 | 6) [7] Kap. 1.4 |
| 3) [8] Kap. 3.4.3 | 7) [10] vztah (55.2) |
| 4) [6] Tab. 51-1 | |

4.1.1.2 Přihřívání páry a expanze v ST a NT dílu

Pro potrubí přihřívání páry mezi výstupem vysokotlakového dílu a přihřívákem a mezi přihřívákem a vstupem středotlakového dílu se uvažuje souhrnná ztráta Δp_m z rozmezí podle Tab. 4-1. Tlak p_{m2} na vstupu do ST dílu

$$p_{m2} = p_m - \Delta p_m \quad (41.10)$$

Určíme entalpii i_{m2} přihřáté páry odpovídající tlaku p_{m2} a teplotě t_m , které nám definují počáteční bod expanzní linie v ST+NT dílu. Entalpii výstupní páry pro bezeztrátový průběh i_{es} dostaneme z i - s diagramu pro $s = \text{konst.}$ Termodynamická účinnost respektující ztráty během expanze v ST a NT dílu dosahuje poněkud vyšších hodnot oproti termodynamické účinnosti VT dílu, neboť při nižším tlaku páry jsou menší okrajové ztráty tvořící významnou složku celkových ztrát, a to navzdory tomu, že u posledních nízkotlakových stupních turbíny se uplatní ztráty prací lopatek v mokré páře. Velikost termodynamické účinnosti pro středotlakové a nízkotlakové stupně bývá v rozmezí podle Tab. 4-1. Společně zpracují ST a NT díl turbíny izentropický tepelný spád

$$h_{s,ST+NT} = i_{m2} - i_{es} \quad (41.11)$$

Obvodová rychlost oběžných kol středotlakových a nízkotlakových stupňů musí být analogicky jako u vysokotlakových stupňů brána s ohledem na dovolené namáhání. Předpokládáme ji s uvážením podle [6] 5.1.3. V souladu s rovnicí (32.8) lze pak vypočítat izentropický tepelný spád $h_{s,st}^{ST+NT}$, jenž zpracuje jeden turbínový stupeň. Z jeho velikosti se určí celkový počet středotlakových a nízkotlakových stupňů

$$z_{ST+NT} = \frac{h_{s,ST+NT}}{h_{s,st}^{ST+NT}} \quad (41.12)$$

Výsledný počet stupňů nám slučuje ST díl a NT díl v jediný fiktivní díl. Z důvodu značného objemového průtoku páry ke konci expanze na turbíně je ovšem proveden NT díl jako dvouproudý, tudíž středotlakový díl a nízkotlakový díl budou odděleně situovány. Předpokládáme, že oba díly budou mít rovnoměrně rozdělené tepelné spády na jednotlivé stupně. Místo, kde dojde k rozdělení výše zmíněného fiktivního dílu, bude určeno topným odběrem pro regenerační ohřívák NTO 4, který je podle schématu umístěn ve výstupním hrdle ST dílu.

Při účinnosti $\eta_{td,i}^{ST+NT}$ zpracují oba stupně skutečný celkový tepelný spád

$$h_{ST+NT} = h_{s,ST+NT} \cdot \eta_{td,i}^{ST+NT} \quad (41.13)$$

Velikost entalpie páry opouštějící turbínu pak

$$i_e = i_{m2} - h_{ST+NT} \quad (41.14)$$

Na jednom středotlakovém i nízkotlakovém stupni se zpracuje skutečný tepelný spád

$$h_{st}^{ST+NT} = \frac{h_{ST+NT}}{z_{ST+NT}} \quad (41.15)$$

Přistoupíme k návrhu expanze ve ST dílu a NT dílu. Za n -tým stupněm bude entalpie i_{en} , tlak p_{en} a teplota t_{en} , přičemž platí

$$i_{e1} = i_{m2} - h_{st}^{ST+NT}, \quad (41.16)$$

$$i_{en} = i_{e(n-1)} - h_{st}^{ST+NT}, \quad (41.17)$$

$$i_{e17} = i_{e16} - h_{st}^{ST+NT} = i_e. \quad (41.18)$$

Tlak p_{en} (teplotu t_{en}) lze získat v průsečíku expanzní křivky a příslušné entalpie i_{en} .

4.1.2 Umístění odběrů regeneračního ohřevu

Kromě kladného vlivu na tepelnou účinnost oběhu se regenerační ohřev příznivě promítá i do termodynamické účinnosti turbíny, díky zmenšení objemového průtoku posledními stupni turbíny a tím menší ztrátou výstupní rychlostí. Tepelné schéma je koncipováno s osmi regeneračními ohříváky využívajícími topnou odběrovou páru z turbíny, z nichž je pět ohříváků nízkotlakových, dále ve směru toku napájecí vody do kotle následuje směšovací ohřívák plnicí zároveň funkci odplynění napájecí vody. Z jeho prostoru je napájecí voda čerpána napájecím čerpadlem, které ji uděluje vhodný tlak pro průtok dvěma vysokotlakovými ohříváky a systémem kotle k turbíně. Oba vysokotlakové ohříváky mají srážecí přehřátí. Jejich účelem je zmenšit nepříznivý vliv vysokého přehřátí páry, při kterém dochází k nevratnému sdílení tepla. Ve srážecí tyto ztráty zmenšujeme tím, že přiřadíme přehřáté páře napájecí vodu s co nejvyšší teplotou. Tu odebíráme z hlavního proudu napájecí vody již maximálně ohřátou za nejvyšším vysokotlakovým ohřívákem v poměrném množství 15 až 20%. V zapojení daném obr. 40.1 ji dále rozdělíme škrťací clonou zvlášť pro každý srážecí přehřátí a ohřátou ji vracíme zpět do hlavního proudu před kotel.

Mezi ohříváky NTO 2 a NTO 3 je zařazen kondenzátor ucpávkových par, ve kterém je využito teplo páry, která axiálně uniká ucpávkami mezi rotorem a tělesem turbíny. Tato pára se zkondenzovaná přepouští před sací hrdlo kondenzátního čerpadla.

4.1.2.1 Předběžný návrh regeneračního ohřevu

Celkové ohřátí v regeneračních ohřívácích je dáno rozdílem teplot napájecí vody před vstupem do kotle a teploty kondenzátu na výstupu z kondenzátoru. V našem případě je teplota napájecí vody prakticky určena odběrem topné páry pro nejvyšší ohřívák VTO 2, který, jak je běžné u oběhů s přihříváním, je umístěn přímo na výstupu z vysokotlakového dílu turbíny, kde má pára tlak p_m . Tlakovou ztrátu Δp_{o8} v potrubí přivádějícím topnou páru od turbíny k ohříváku VTO 2 použijeme z Tab. 4-1. Zmenšením hodnoty tlaku p_m o tuto ztrátu obdržíme tlak v ohříváku VTO 2

$$p_8 = p_m - \Delta p_{o8}. \quad (41.19)$$

Tomuto tlaku odpovídá teplota sytosti topné páry

$$t''_8 = t''(p_8). \quad (41.20)$$

Teplota napájecí vody na výstupu z ohříváku VTO 2 t_{2k8} je oproti teplotě sytosti topné páry nižší o koncový teplotní rozdíl Δt_{28} ohříváku VTO 2

$$t_{2k8} = t''_8 - \Delta t_{28}. \quad (41.21)$$

Velikosti koncových teplotních rozdílů regeneračních ohříváků závisí na teplotě a tlaku topné páry, viz Tab. 4-1.

Teplotu kondenzátu na výstupu z kondenzátoru stanovíme jako teplotu syté kapaliny pro tlak v kondenzátoru. Tlak p_k v kondenzátoru je menší oproti tlaku p_e ve výstupním hrdle turbíny o tlakovou ztrátu respektující vliv hydraulických odporů přestupního potrubí mezi výstupním hrdlem turbíny a kondenzátorem.

Vyjadřuje ji empirický vztah [10] (55.2)

$$\Delta p = p_e - p_k = \zeta \left(\frac{c}{c_n} \right)^2 p_k, \quad (41.22)$$

kde ζ se volí (Tab. 4-1), $c_n = 100 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a rychlost páry na vstupu do kondenzátoru c bývá v praxi v rozmezí dle Tab. 4-1. Následně určíme teplotu kondenzátu

$$t_k = t'(p_k). \quad (41.23)$$

Budeme-li předpokládat, že teplo, které topná pára odevzdává v systému regeneračních ohříváků, se s tlakem odběrové páry téměř nemění, je nejvýhodnější rozdělit ohřátí napájecí vody na jednotlivé ohříváky rovnoměrně. Skutečné ohřátí je však závislé na rozdělení spádu v turbíně na její stupně, protože odběr topné páry se vždy umísťuje za vhodný turbínový stupeň. Proto nepřipadá v praxi na každý ohřívák stejné ohřátí. Skutečnost, že se ohřátí přizpůsobí požadavkům turbíny, však nesnižuje zisk na tepelné účinnosti oběhu, neboť závislost tepelné účinnosti na rozdělení ohřátí má dostatečně ploché průběhy. Předběžně tedy stanovíme ohřátí pro jeden ohřívák pro rovnoměrné ohřátí

$$\Delta t_k = \frac{t_{2k8} - t_k - \Delta t_{\text{KU}}}{m}, \quad (41.24)$$

kde Δt_{KU} je ohřátí napájecí vody v kondenzátoru ucpávkových par a odhaduje se podle množství unikající ucpávkové páry dle Tab. 4-1.

Nyní je při znalosti teplotního spádu na ohřívácích možné předběžně stanovit i všechny teploty za ohříváky t_{2ki} a teploty před ohříváky t_{1ki} , kde i značí pořadové číslo ohříváku od nejnižšího NTO 1 ($i = 1$) po VTO 2 ($i = 8$) dle vztahů

$$t_{2ki} = t_{1ki} + \Delta t_k, \quad (41.25)$$

$$t_{1ki} = t_{2k(i-1)}, \quad (41.26)$$

a to s respektováním výjimky pro zvýšení teploty napájecí vody v KU mezi ohříváky NTO 2 a NTO 3. Z takto vypočtených teplot t_{2ki} a při uvažování vhodných koncových teplotních rozdílů Δt_{2i} (Tab. 4-1) určíme jednotlivé teploty sytosti odběrových topných par t''_i

$$t''_i = t_{2ki} + \Delta t_{2i}. \quad (41.27)$$

Výjimku tvoří směšovací ohřívák – odplyňovák O, v němž je předpokládáno dokonalé smíšení a tedy nulový koncový teplotní rozdíl. Teplotě sytosti t''_i pak odpovídá tlak topné páry v ohříváku

$$p_i = p(t''_i) \quad (41.28)$$

a jeho navýšením o vhodnou tlakovou ztrátu v přívodním potrubí od turbíny (Tab. 4-1) získáme návrhový odběrový tlak na turbíně

$$p_{oi} = p_i + \Delta p_{oi}. \quad (41.29)$$

4.1.2.2 Určení indiferentního bodu

Umístění regeneračních odběrů na ST dílu a NT dílu nelze volit zcela libovolně. Na expanzní linii za přihříváním existuje tzv. indiferentní bod, jež je nutné určit. Pro bilanci zisku na tepelné účinnosti oběhu vlivem regenerace totiž platí, že odběr umístěný nad indiferentním bodem by tepelnou účinnost oběhu zmenšoval v důsledku nevhodně velkého teplotního spádu na regeneračním ohříváku. Docházelo by k nevratnému sdílení tepla, s nímž jsou spojeny tepelné ztráty. Naopak odběr kdekoliv pod tímto bodem bude mít na tepelnou účinnost kladný vliv. Odběr umístěný pak v samotném indiferentním bodu se do tepelné účinnosti nepromítne. Polohu indiferentního bodu určíme následovně – vypočítáme tepelnou účinnost expanze ve vysokotlakovém dílu turbíny

$$\eta_t^{VT} = \frac{i_a - i_m}{i_a - i'_m}, \quad (41.30)$$

kde i'_m je entalpie syté kapaliny pro tlak p_m . Hodnotou účinnosti η_t^{VT} vynásobíme přírůstek entalpie daný přehříváním ($i_{m2} - i_m$) a dostaneme tepelný spád h_{ind}

$$h_{ind} = \eta_t^{VT} (i_{m2} - i_m), \quad (41.31)$$

který určuje polohu indiferentního bodu na expanzní linii jeho entalpií i_{ind}

$$i_{ind} = i_{m2} - h_{ind}. \quad (41.32)$$

4.1.2.3 Skutečné parametry regeneračního ohřevu

Po stanovení návrhových odběrových tlaků a indiferentního bodu lze zvolit vhodná odběrová místa za stupni turbíny. Podmínkou je, aby byl první odběr (pro ohřívák VTO 1) umístěn pod indiferentním bodem. Po výběru odběrových tlaků je další postup řešení regeneračního inverzní k úloze 4.1.2.1. Nejdříve určíme tlaky v ohřívácích, které budou nižší o tlakovou ztrátu v přívodním potrubí

$$p_i = p_{oi} - \Delta p_{oi}. \quad (41.33)$$

Tlaku v ohříváku odpovídá teplota sytosti topné páry

$$t''_i = t''(p_i). \quad (41.34)$$

Stanovíme jednotlivé teploty napájecí vody na výstupu z ohříváků, jež budou nižší o koncové teplotní rozdíly

$$t_{2ki} = t''_i - \Delta t_{2i}. \quad (41.35)$$

4.1.2.4 Ohřátí napájecí vody v napájecím čerpadle

Napájecí čerpadlo čerpá napájecí vodu z odplynováku a dopravuje ji dvěma vysokotlakovými ohříváky do kotle. Umístění napáječky se řídí požadavkem zabránění kavitace. Sací výška je kladná, dosahuje se jí dostatečně vysokou polohou ohříváku. Sací tlak, resp. entalpie napájecí vody před stlačením jsou stejné jako tlak, resp. entalpie v odplynováku. Stanovíme entropii napájecí vody s'_6

$$s'_6 = s'(p_6). \quad (41.36)$$

Výtlačný tlak napáječky musí odpovídat uvažovanému tlaku admisní páry pro turbínu při respektování tlakových ztrát. Ty vznikají v potrubí, vysokotlakových ohřívácích, kotli a souboru ventilů a dalších armatur. Tlakovou ztrátu Δp_z navrhujeme podle Tab. 4-1, výtlačný tlak p_n poté vypočteme

$$p_n = p_a + \Delta p_z. \quad (41.37)$$

Po izentropickém stlačení bude ve výstupním hrdle napáječky entalpie i_{ns}

$$i_{ns} = i(p_n, s'_6) \quad (41.38)$$

a izentropickému stlačení odpovídá rozdíl entalpií napájecí vody mezi sacím a výstupním hrdlem napáječky

$$\Delta i_{ns} = i_{ns} - i_6. \quad (41.39)$$

Napáječka má jistou účinnost η_{nc} podle obvyklých hodnot dle Tab. 4-1. Jejím vlivem bude skutečné stlačení dáno entalpií Δi_n

$$\Delta i_n = \frac{\Delta i_{ns}}{\eta_{nc}}. \quad (41.40)$$

Pak entalpie za napájecím čerpadlem $i_{nč}$

$$i_{nč} = i_6 + \Delta i_n \quad (41.41)$$

a jí a velikosti tlaku p_n bude odpovídat teplota t_{1k7} , tedy teplota před ohřívákem VTO 1

$$t_{1k7} = t(p_n, i_{nč}). \quad (41.42)$$

Nyní můžeme stanovit ohřátí napájecí vody připadající na jednotlivé regenerační ohříváky

$$\Delta t_{ki} = t_{2ki} - t_{1ki}, \quad (41.43)$$

$$t_{1ki} = t_{2k(i-1)}. \quad (41.44)$$

Tímto krokem jsou ve všech významných uzlech oběhu známy kvalitativní parametry pracovní látky, tedy měrné entalpie, teplota a tlak. Zbývá pouze poslední, zato zvláště směrodatná hodnota, kterou je teplota napájecí vody. Abychom ji mohli určit, potřebujeme nejprve vyřešit hmotnostní bilanci vysokotlakových ohříváků.

4.1.3 Stanovení hmotnostních průtoků páry v oběhu

Známe-li již skutečný tepelný spád, jaký zpracovává turbína při požadovaném (zadaném) výkonu, můžeme přistoupit k určení hmotnostního průtoku pracovní látky. Jak vidno z obr. 40.1, hmotnostní průtok nelze jednoduše určit pomocí vztahu (36.2), neboť tepelné schéma je vlivem regeneračního ohřevu složitější, hmotnostní průtok páry turbínou postupně klesá tak, jak je odebírána pro ohříváky. Úkolem je vypočítat jednotlivé hmotnostní průtoky páry všemi větvemi tepelného schématu. Obecně je možné sestavit soustavu hmotnostních a energetických rovnic, jejímž řešením přímo získáme hledané hmotnostní průtoky. Protože však při složitějším tepelném schématu je počet neznámých a tedy počet rovnic relativně velký, je tento postup pracný a poněkud nepřehledný, protože jednotlivé veličiny v jeho průběhu ztrácejí do značné míry svůj fyzikální význam. Účelnější je zvolit v některé větvi oběhu jednotkový průtok, sestavit postupně energetické bilance pro jednotlivé uzly schématu a počítat hmotnostní průtoky v poměrných hodnotách. Jednotkový průtok $1 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ se obvykle s výhodou zvolí v potrubí za kotlem, kde protéká hlavní hmotnostní průtok páry, a pro regenerační ohříváky získáme poměrná množství odběrové páry z rovnic jejich energetické bilance.

Vzhledem k řešení odvádění kondenzátu topné páry v zadaném tepelném schématu na obr. 40.1, kde je kondenzát u vysokotlakových ohříváků přepouštěn kaskádováním do odplyňováku, zatímco u nízkotlakových ohříváků je použit kombinovaný způsob přečerpávání a přepouštění, bude nejjednodušší začít bilancování u nejvýše položeného ohříváku VTO 2, do něhož žádný kondenzát nepřichází. Při odluhu v kotli a kvůli ztrátám pracovní látky v oběhu se do kondenzátoru zavádí přídatná voda upravená v demineralizační stanici v množství $0,02 \cdot Q_{mp}$, kde Q_{mp} je hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny, neboli celková spotřeba páry. Z odplyňováku tedy napájecí čerpadlo protlačí do kotle poměrný průtok $1,02 \cdot Q_{mp}$. Rovnice energetické (tepelné) bilance ohříváku vychází z porovnání tepelných energií všech látek do ohříváku vstupujících s tepelnými energiemi všech látek z ohříváku vystupujících. Zapojení jednotlivých ohříváků se od sebe mírně liší.

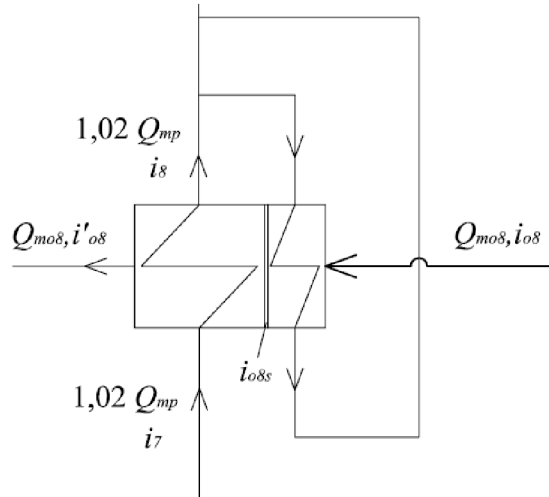
4.1.3.1 Ohřívák VTO 2

Ohřívák VTO 2 s předřazeným srážecem přehřátí je na obr. 41.1. Důvod použití srážecí přehřátí byl objasněn již dříve v úvodu části 4.1.2. Obr. 41.2 představuje průběh teplot v ohříváku VTO 2. Teplota topné páry na rozhraní srážecí a hlavní teplosměnné plochy ohříváku bývá nad mezí sytosti, aby ve srážeci nedocházelo ke kondenzaci topné páry. Rozdíl Δt_p se volí v rozmezí uváděném v Tab. 4-1. Pro bilanci vstupního a výstupního tepla platí

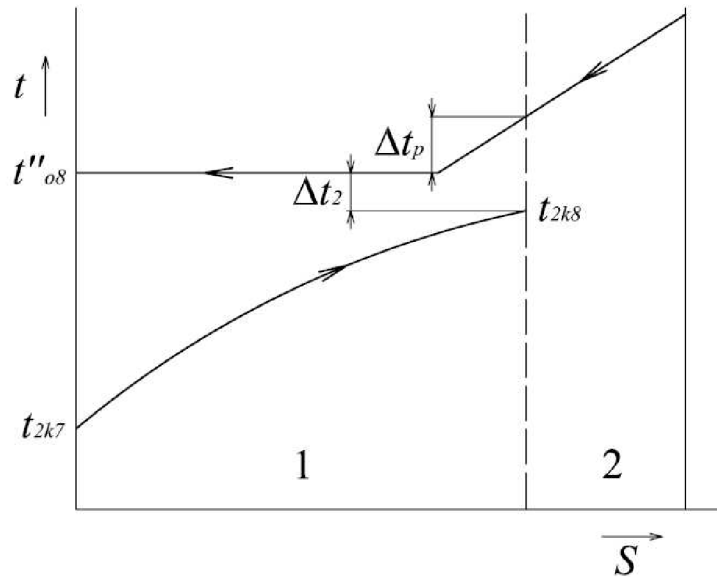
$$Q_{mo8} \cdot i_{o8s} + 1,02 \cdot Q_{mp} \cdot i_7 = 1,02 \cdot Q_{mp} \cdot i_8 + Q_{mo8} \cdot i'_{o8}$$

a vyjádřeno s účinností ohříváku

$$Q_{mo8} \cdot (i_{o8s} - i'_{o8}) \cdot \eta_{VTO2} = 1,02 \cdot Q_{mp} \cdot (i_8 - i_7).$$



Obr. 41.1 Ohřívák VTO 2



Obr. 41.2 Průběh teplot pro ohřívák VTO 2 se srážecem přehřátí
1 – kondenzační část, 2 – srážec přehřátí

Účinnost η_{VTO2} zahrnuje vliv částečného sdílení tepla z ohříváku do okolí. Doporučené hodnoty uvažovaných účinností ohříváků uvádí Tab. 4-1. Vyjádříme množství odběrové páry

$$Q_{mo8} = \frac{1,02 \cdot Q_{mp} \cdot (i_8 - i_7)}{(i_{o8s} - i'_{o8}) \cdot \eta_{VTO2}} \quad (41.45)$$

4.1.3.2 Ohřívák VTO 1

Do ohříváku VTO 1 je zaveden kondenzát z ohříváku VTO 2 a po předání tepla odchází společně s kondenzátem páry z ohříváku VTO 1 do směšovacího ohříváku O. Bilanční rovnice vstupů a výstupů ohříváku VTO 1 má tvar

$$Q_{mo7} \cdot i_{o7s} + 1,02 \cdot Q_{mp} \cdot i_{nc} + Q_{mo8} \cdot i'_{o8} = 1,02 \cdot Q_{mp} \cdot i_7 + Q_{mo7} \cdot i'_{o7} + Q_{mo8} \cdot i'_{o7},$$

po úpravě a se zavedením účinnosti

$$Q_{mo7} \cdot (i_{o7s} - i'_{o7}) \cdot \eta_{VTO1} + Q_{mo8} \cdot (i'_{o8} - i'_{o7}) = 1,02 \cdot Q_{mp} \cdot (i_7 - i_{nč})$$

a množství odběrové páry

$$Q_{mo7} = \frac{1,02 \cdot Q_{mp} \cdot (i_7 - i_{nč}) - Q_{mo8} \cdot (i'_{o8} - i'_{o7})}{(i_{o7s} - i'_{o7}) \cdot \eta_{VTO1}} \quad (41.46)$$

4.1.3.3 Entalpie napájecí vody na vstupu do kotle

Poté, co jsme určili poměrné hmotnostní průtoky odběrové páry pro vysokotlakové ohříváky, je možné stanovit entalpii a teplotu napájecí vody na vstupu do kotle, neboť můžeme vypočítat tepelný zisk sdílením tepla z přehřáté topné páry do napájecí vody ve srážecích ohříváku VTO

$$\Delta i_p = \frac{Q_{mo8} \cdot (i_{o8} - i_{o8s}) + Q_{mo7} \cdot (i_{o7} - i_{o7s})}{1,02 \cdot Q_{mp}} \quad (41.47)$$

Entalpii napájecí vody poté určíme

$$i_{nv} = i_8 + \Delta i_p \quad (41.48)$$

Teplotu napájecí vody na vstupu do kotle stanovíme

$$t_{nv} = t(i_{nv}, p_n) \quad (41.49)$$

Přestože zde přijímáme zjednodušení tím, že páře za ohřívákem VTO 2 přiřadíme výtlačný tlak napájecího čerpadla a nebereme v úvahu tlakovou ztrátu, k níž dochází ve vysokotlakových ohřívácích, dopouštíme se chyby v řádu jednotek promile, neboť závislost teploty napájecí vody na tlaku je v této oblasti značně plochá.

4.1.3.4 Směšovací ohřívák – odplyňovák O

Kondenzáty topné páry z obou vysokotlakových ohříváků se přivádí přepouštěním do odplyňováku. Hmotnostní průtok napájecí vody před odplyňovákem je o tyto odběry nižší

$$Q_{mo6} \cdot i_{o6} \cdot \eta_O + (Q_{mo7} + Q_{mo8}) \cdot i'_{o7} + (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot i_5 = 1,02 \cdot Q_{mp} \cdot i'_{o6},$$

úpravou

$$Q_{mo6} \cdot (i_{o6} \cdot \eta_O - i_5) + (Q_{mo7} + Q_{mo8}) \cdot (i'_{o7} - i_5) = 1,02 \cdot Q_{mp} \cdot (i'_{o6} - i_5),$$

poté množství odběrové páry pro odplyňovák je

$$Q_{mo6} = \frac{1,02 \cdot Q_{mp} \cdot (i'_{o6} - i_5) - (Q_{mo7} + Q_{mo8}) \cdot (i'_{o7} - i_5)}{i_{o6} \cdot \eta_O - i_5} \quad (41.50)$$

4.1.3.5 Ohřívák NTO 5

Z obr. 40.1 je zřejmé, že situace pro bilanci je zcela obdobná jako u VTO 2 s tím rozdílem, že zde není srážecí přehřátí. Kondenzát je přepouštěn do následujícího nižšího ohříváku NTO 4.

$$Q_{mo5} \cdot i_{o5} + (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot i_4 = (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot i_5 + Q_{mo5} \cdot i'_{o5}.$$

Při uvažování účinnosti dostaneme

$$Q_{mo5} \cdot (i_{o5} - i'_{o5}) \cdot \eta_{NTO5} = (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot (i_5 - i_4)$$

a odběr páry pro ohřívák NTO 5

$$Q_{mo5} = \frac{(1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot (i_5 - i_4)}{(i_{o5} - i'_{o5}) \cdot \eta_{NTO5}}. \quad (41.51)$$

4.1.3.6 Ohřívák NTO 4

Ohřívák NTO 4 má zapojení podobné ohříváku VTO 1, do proudu napájecí vody před ohřívák NTO 4 je ovšem přečerpáván z ohříváku NTO 3 smíšený kondenzát topných par odběrů 3,4,5. V rovnici tepelné bilance jsou pak na levé straně čtyři členy představující vstupy do ohříváku

$$\begin{aligned} Q_{mo4} \cdot i_{o4} + Q_{mo5} \cdot i'_{o5} + (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i_3 + \sum_3^5 Q_{moi} \cdot i'_{o3} = \\ = (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot i_4 + (Q_{mo4} + Q_{mo5}) \cdot i'_{o4} \end{aligned}$$

a zavedením účinnosti při separování členů vystupujících u odběru pro ohřívák NTO 4

$$\begin{aligned} Q_{mo4} \cdot [(i_{o4} - i'_{o4}) \cdot \eta_{NTO4} + i'_{o3} - i_3] + Q_{mo5} \cdot (i'_{o5} - i'_{o4} + i'_{o3} - i_3) + \\ + (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot i_3 + Q_{mo3} \cdot (i'_{o3} - i_3) = (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot i_4, \end{aligned}$$

následně vyjádříme odběrové množství

$$Q_{mo4} = \frac{(1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot (i_4 - i_3) - Q_{mo5} \cdot (i'_{o5} - i'_{o4} + i'_{o3} - i_3) - Q_{mo3} \cdot (i'_{o3} - i_3)}{(i_{o4} - i'_{o4}) \cdot \eta_{NTO4} + i'_{o3} - i_3} \quad (41.52)$$

4.1.3.7 Ohřívák NTO 3

Ohřívák NTO 3 má základní bilanční rovnici vstupů a výstupů

$$\begin{aligned} Q_{mo3} \cdot i_{o3} + (Q_{mo4} + Q_{mo5}) \cdot i'_{o4} + (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i_{KU} = \\ = (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i_3 + \sum_3^5 Q_{moi} \cdot i'_{o3}, \end{aligned}$$

separací entalpií u odběru pro ohřívák NTO 3 s uvažováním jeho účinnosti dostaneme

$$\begin{aligned} Q_{mo3} \cdot [(i_{o3} - i'_{o3}) \cdot \eta_{NTO3} + i_3 - i_{KU}] + Q_{mo4} \cdot (i'_{o4} - i'_{o3} + i_3 - i_{KU}) + \\ + Q_{mo5} \cdot (i'_{o4} - i'_{o3} + i_3 - i_{KU}) = (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot (i_3 - i_{KU}) \end{aligned}$$

a z tohoto vztahu úpravou obdržíme odběrové množství topné páry

$$Q_{mo3} = \frac{(1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_6^8 Q_{moi}) \cdot (i_3 - i_{KU}) - Q_{mo5} \cdot (i'_{o4} - i'_{o3} + i_3 - i_{KU}) - Q_{mo4} \cdot (i'_{o4} - i'_{o3} + i_3 - i_{KU})}{(i_{o3} - i'_{o3}) \cdot \eta_{NTO3} + i_3 - i_{KU}}. \quad (41.53)$$

4.1.3.8 Ohřívák NTO 2

Totožné zapojení jaké je u ohříváku NTO 5 má ohřívák NTO 2:

$$Q_{mo2} \cdot i_{o2} + (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i_1 = (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i_2 + Q_{mo2} \cdot i'_{o2},$$

při respektování účinnosti ohříváku a s úpravou

$$Q_{mo2} \cdot (i_{o2} - i'_{o2}) \cdot \eta_{NTO2} = (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot (i_2 - i_1),$$

dostaneme odběrové množství

$$Q_{mo2} = \frac{(1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot (i_2 - i_1)}{(i_{o2} - i'_{o2}) \cdot \eta_{NTO2}}. \quad (41.54)$$

4.1.3.9 Ohřívák NTO 1

Kondenzát odběru ohříváku NTO 1 je přepouštěn s kondenzátem z ohříváku NTO 2 přímo do kondenzátoru. Rovnice tepelné bilance ohříváku NTO 1

$$Q_{mo1} \cdot i_{o1} + (1,02 \cdot Q_m - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i'_k + Q_{mo2} \cdot i'_{o2} = (1,02 \cdot Q_m - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i_1 + (Q_{mo2} + Q_{mo1}) \cdot i'_{o1}$$

a úpravou se zavedením účinnosti ohříváku dostaneme

$$Q_{mo1} \cdot (i_{o1} - i'_{o1}) \eta_{NTO1} + Q_{mo2} \cdot (i'_{o2} - i'_{o1}) = (1,02 \cdot Q_m - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot (i_1 - i'_k),$$

následně odběrové množství páry

$$Q_{mo1} = \frac{(1,02 \cdot Q_m - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot (i_1 - i'_k) - Q_{mo2} \cdot (i'_{o2} - i'_{o1})}{(i_{o1} - i'_{o1}) \eta_{NTO1}}. \quad (41.55)$$

V předchozích vztazích pro výpočty hmotnostních průtoků odběrové páry Q_{moi} (i zastupuje číslo ohříváku, resp. zároveň číslo odběru pro ohřívák dle obr. 40.1)

- i_{ois} značí entalpii přehřáté páry na vstupu do vysokotlakového ohříváku sniženou o teplo předané ve srážeci a má hodnotu podle výše zmíněné hodnoty Δt_p ,
- i_{oi} představuje entalpii odběrové páry,
- i'_{oi} je entalpie kondenzátu topné páry podle tlaku v ohříváku,
- i_1 značí entalpii napájecí vody za i -tým ohřívákem, u NTO uvažujeme sytou kapalinu; u směšovacího ohříváku při nulovém koncovém teplotním rozdílu platí $i_6 = i'_{o6}$, pro VTO platí mezi entalpií, teplotou a tlakem napájecí vody úvaha zmíněná pro vztah (41.49)
- i_{KU} je entalpie za kondenzátorem ucpávkových par a určíme ji $i_{KU} = i'(t_{1k3})$
- i'_k představuje entalpii kondenzátu na výstupu z kondenzátoru: $i'_k = i'(p_k)$.

Z jednotlivých rovnic tepelné bilance stanovíme poměrná množství odběrové páry

$$y_i = \frac{Q_{\text{moi}}}{Q_{\text{mp}}} \quad (41.56)$$

4.1.3.10 Celková spotřeba páry

Nyní přistoupíme k výpočtu celkové spotřeby páry v oběhu Q_{mp} . Vyjdeme z rovnice (36.2), v níž však bude potřeba modifikovat měrnou práci w_i , kterou pára koná na turbíně. V našem případě nejen kvůli regeneračním odběrům, které postupně snižují hmotnostní průtok turbínou, ale i vlivem ztrát páry ucpávkami a realizací přihřívání musíme chápat celkový tepelný spád na turbíně jako součet dílčích tepelných spádů. Pro případ nezmenšujícího se hmotnostního průtoku (bez odběrů a ucpávkových ztrát) platí při přihřívání

$$w_i = h_{\text{VT}} + h_{\text{ST+NT}} = (i_a - i_m) + (i_{m2} - i_c),$$

měrná práce je dána součtem tepelných spádů turbínových dílů. V případě n -odběrů páry o entalpii i_{oi} během expanze v poměrném množství y_i

$$w_i = (i_a - i_m) + (i_{m2} - i_c) - \sum_{i=1}^n y_i (i_{oi} - i_c) \quad (41.57)$$

Měrná práce bude tedy nižší o součet nevyužitých tepelných spádů, které by teoreticky konalo odběrové (ztrátové) množství páry na turbíně za místem odběru (úniku ucpávkou). Dosadíme vyjádřenou práci do vztahu (36.2) a stanovíme celkovou spotřebu páry

$$Q_{\text{mp}} = \frac{P_{\text{eko}}}{w_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g} \quad (41.58)$$

Běžné mechanické účinnosti turbosoustrojí a účinnosti alternátorů jsou uvedeny v Tab. 4-1 a závisí na velikosti jmenovitého výkonu. V praxi je zvykem vykazovat celkovou spotřebu páry v hodinovém množství ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$)

$$Q_{\text{mp}}^{\text{h}} = 3600 \cdot Q_{\text{mp}} \quad (41.59)$$

V předchozím postupu určené poměrné hmotnostní průtoky topných par použijeme pro vyčíslení absolutních hmotnostních průtoků

$$Q_{\text{moi}} = y_i \cdot Q_{\text{mp}}^{\text{h}} \quad (41.60)$$

a vyhodnotíme celkové množství páry použité pro regenerační ohřev ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$)

$$Q_{\text{mr}} = Q_{\text{mp}}^{\text{h}} \sum_{i=1}^8 y_i = \sum_{i=1}^8 Q_{\text{moi}} \quad (41.61)$$

Hmotnostní průtok páry v přihříváku spočítáme

$$Q_{\text{mpř}} = Q_{\text{mp}} - y_{u1} \cdot Q_{\text{mp}} - Q_{\text{mo8}}, \quad (41.62)$$

kde y_{u1} je poměrné množství páry unikající ucpávkou přední části turbíny (obr. 40.1).

Ve výstupním hrdle turbíny je hmotnostní průtok páry na konci expanze

$$Q_{\text{me}} = Q_{\text{mp}} - Q_{\text{mr}} \quad (41.63)$$

Celkové množství unikající ucpávkové páry

$$Q_{\text{mu}} = y_u \cdot Q_{\text{mp}}^{\text{h}}, \quad (41.64)$$

zde y_u představuje celkové poměrné množství páry unikající ucpávkami turbíny (obr. 40.1).

Ke kvalitativním parametrům pracovní látky jsme tímto přiřadili pro každou důležitou větev, resp. uzel tepelného oběhu i parametry kvantitativní – hmotnostní průtoky.

4.1.3.11 Kondenzátor ucpávkových par

Zbývá upřesnit, jaké skutečné ohřátí připadá na kondenzátor ucpávkových par. Energetická bilanční rovnice KU má tvar

$$\begin{aligned} Q_{mu1} \cdot i_a + Q_{mu2} \cdot i_m + Q_{mu3} \cdot i_{m2} + (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i_2 = \\ = (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i_{KU,s} + Q_{mu1} \cdot i'_a + Q_{mu2} \cdot i'_m + Q_{mu3} \cdot i'_{m2}. \end{aligned}$$

V tomto vztahu Q_{mu1} , Q_{mu2} a Q_{mu3} představují jednotlivé unikající ucpávkové množství ($Q_{mui} = y_{ui} \cdot Q_{mp}$), i'_a , i'_m , i'_{m2} jsou entalpie kondenzátů ucpávkových par příslušející tlaku daného ucpávkového úniku a $i_{KU,s}$ skutečnou hodnotu entalpie napájecí vody na výstupu z KU. Vyjádříme ji

$$i_{KU,s} = \frac{Q_{mu1} \cdot i_a + Q_{mu2} \cdot i_m + Q_{mu3} \cdot i_{m2} + (1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}) \cdot i_2 - Q_{mu1} \cdot i'_a + Q_{mu2} \cdot i'_m + Q_{mu3} \cdot i'_{m2}}{1,02 \cdot Q_{mp} - \sum_3^8 Q_{moi}}. \quad (41.65)$$

A její velikosti bude odpovídat skutečná teplota za KU t_{2KU} při měrné tepelné kapacitě vody c

$$t_{2KU} = \frac{i_{KU,s}}{c} \quad (41.66)$$

Potom skutečné ohřátí $\Delta t_{KU,s}$ v KU získáme

$$\Delta t_{KU,s} = t_{2KU} - t_{2k2}. \quad (41.67)$$

Změní se nám rovněž ohřátí napájecí vody v ohříváku NTO 3, které je

$$\Delta t_{k3} = t_{2k3} - t_{2KU}. \quad (41.68)$$

4.1.4 Určení energeticko-hospodářských ukazatelů

Samotné kvalitativní a kvantitativní parametry pracovní látky v oběhu nám stále popisují tepelný oběh s parní turbínou z hlediska absolutního. Abychom vyjádřili efektivnost oběhu ve veličinách hodných porovnání se jinými tepelnými oběhy, použijeme energeticko-hospodářské ukazatele, které byly stručně probrány v kapitole 3.8.

4.1.4.1 Tepelná vnitřní účinnost

Celkové měrné teplo přivedené do oběhu v kotli bude dáno součtem tepla přivedeného při vypařování i přehřívání a přihřívání páry

$$q_1 = (i_a - i_{nv}) + (i_{m2} - i_m) \cdot (1 - \sum_{i=1}^n y_i), \quad (41.69)$$

přičemž je nutné zohlednit, že do přihříváku již neproudí stejný hmotnostní průtok páry jako na vstupu do vysokotlakového tělesa, ale tento je menší o ucpávkovou ztrátu a regenerační odběr (obr. 40.1).

Pro určení tepelné vnitřní účinnosti uplatníme rovnici (38.1); v upraveném tvaru

$$\eta_{ti} = \frac{w_i}{q_1}.$$

Dosažením za měrnou práci z rovnice (41.57) získáme

$$\eta_{ti} = \frac{(i_a - i_m) + (i_{m2} - i_e) - \sum_{i=1}^n y_i (i_{oi} - i_e)}{(i_a - i_{nv}) + (i_{m2} - i_m) \cdot (1 - \sum_{i=1}^n y_i)}. \quad (41.70)$$

4.1.4.2 Svorková tepelná účinnost

Pro stanovení svorkové tepelné účinnosti vyjdeme ze vztahu (38.3)

$$\eta_{tsv} = \frac{P_{eko}}{\Phi_1} = \frac{P_{eko}}{q_1 \cdot Q_{mp}} = \frac{Q_{mp} \cdot w_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{q_1 \cdot Q_{mp}} = \eta_{ti} \cdot \eta_m \cdot \eta_g. \quad (41.71)$$

4.1.4.3 Měrná svorková spotřeba páry

Měrná svorková spotřeba páry je definována rovnicí (38.11), pro vyčíslení jednotkou ($\text{kg.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$) bude platit

$$m_{psv} = \frac{Q_{mp}^h}{P_{eko}} \quad (41.72)$$

4.1.4.4 Měrná svorková spotřeba tepla

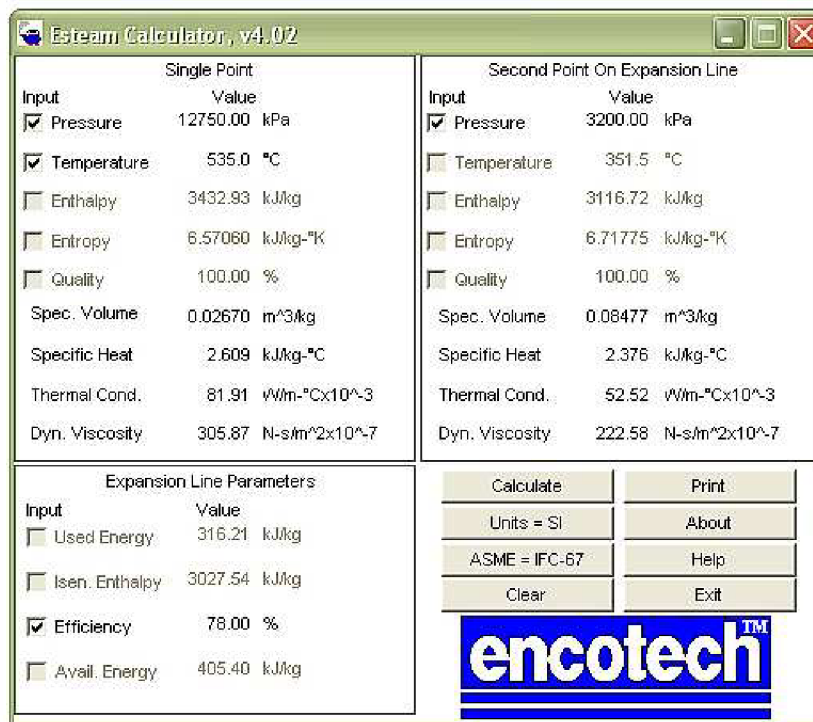
Měrnou svorkovou spotřebu nám určuje vztah (38.13), pro formu výsledku v ($\text{kJ.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$)

$$q_{sv} = \frac{q_1 \cdot Q_{mp}^h}{P_{eko}} = \frac{3600}{\eta_{tsv}}. \quad (41.73)$$

4.2 Číselný výpočet

4.2.0 Určování stavů páry

V tepelném oběhu prochází pracovní látka fázemi kapalnou, plynnou a velmi často je ve stavu koexistence těchto dvou fází. Ve speciálním případě, nachází-li se na mezní křivce, pak můžeme pro odečtení hledaného parametru, jímž je nejčastěji měrná entalpie, použít tabulek vody a páry na mezi sytosti (např. [6] Tab. D 6, Tab. D 7). Během expanze pára přechází ze stavu přehřátí do zmíněné dvoufázové oblasti mokré páry. I v této oblasti jsou stavy páry v závislosti na tlaku a teplotě popsány tabulkami ([6] Tab. D 8), avšak kromě toho, že by při jejich použití pro výpočet bylo nutné mezi řadou hodnot interpolovat, především bychom se dopouštěli vlivem nelinearit nepřesností a postup by byl zdlouhavý. Grafické řešení pro oblast expanze na turbíně nabízí *i-s* diagram. I při určování stavů páry pomocí *i-s* diagramu je ovšem výpočet zatížen chybami danými nepřesným odečítáním. Výhodou *i-s* diagramu přesto zůstává jeho názornost na průběh termodynamických dějů. Z hlediska přesnosti a rovněž snadnosti použití je optimálním řešením výpočetní program, který umožňuje stanovovat všechny hodnoty veličin pracovní látky na základě dvou parametrů (v obecném případě) v různých stavech pracovní látky a se značnou přesností. Takovým programem je například Esteam Calculator v4.02 společnosti EncotechTM [11]. Jeho uživatelské prostředí je na obr. 42.1. Program umožňuje nejen dopočítat parametry pracovní látky v bodě zadaném dvěma parametry, ale i určit její nový stav po proběhnutí termodynamického děje (např. expanzi páry v turbíně mezi dvěma stavy). V levém horním obdélníku zadáme počáteční bod děje (Single Point), definovaný některými dvěma veličinami (tlakem, teplotou, entalpií, entropií, suchostí). Vyplníme-li v sousedním obdélníku tlak, případně teplotu a stanovíme tak druhý bod (Second Point), do kterého se látka dostane, určí program dostupný izoentropický spád entalpií (Available Energy) mezi těmito dvěma stavy a vyčíslí jej ve spodním obdélníku (Expansion Line Parametres). Zde můžeme zadat termodynamickou účinnost děje (Efficiency) mezi dvěma stavy látky a definujeme-li druhý bod, dopočítá program kromě zbývajících neznámých hodnot veličin v druhém bodě i skutečný rozdíl entalpií. Díky snadnému ovládání a přesnosti programu Esteam Calculator se tepelný výpočet kvalitativních parametrů pracovní látky zefektivní.



Obr. 42.1 – Uživatelské prostředí programu Esteam Calculator v4.02

Během použití programu Esteam Calculator v4.02 při řešení výpočtu tepelného oběhu bude na tuto skutečnost v dalším textu odkázáno značkou [11].

4.2.1 Výpočet expanze v turbíně

4.2.1.1 Expanze ve VT dílu turbíny

Entalpie páry na vstupu do turbíny

$$i_a = i(12,75 \text{ MPa}, 535 \text{ }^\circ\text{C}) = 3433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [11]$$

a její entropie

$$s_a = s(12,75 \text{ MPa}, 535 \text{ }^\circ\text{C}) = 6,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}. \quad [11]$$

Entalpii na konci izoentropické expanze ve vysokotlakovém dílu turbíny stanovíme

$$i_{ms} = i(3,2 \text{ MPa}, 6,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) = 3028 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}. \quad [11]$$

Izoentropický spád ve vysokotlakovém dílu podle vztahu (41.1)

$$h_{s,VT} = 3433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 3028 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 405 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Vzhledem k použití Curtisova stupně pro regulaci výkonu turbíny bude termodynamická účinnost vysokotlakového dílu poněkud nižší, v souladu s Tab. 4-1 lze předpokládat $\eta_{td,i}^{VT} = 0,78$. Pak pára po expanzi ve vysokotlakovém dílu má entalpii dle vztahu (41.2)

$$i_m = 3433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - (3433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 3028 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \cdot 0,78 = 3117 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Podle konstrukčních návrhů a jejich variant, které u použití Curtisova stupně jsou v praxi omezeny na několik typických řešení, zvolíme střední průměr Curtisova kola $D = 1,1$ m. Tomu při synchronních otáčkách turbosoustrojí 50 s^{-1} odpovídá obvodová rychlost v souladu s rovnicí (41.3)

$$u = \pi \cdot 1,1 \text{ m} \cdot 50 \text{ s}^{-1} = 172,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Pro optimální účinnost dle [9] 6.1, Obr. 3 bude rychlostní poměr Curtisova stupně $u/c_s = 0,22$. Ze vztahu (41.4) vypočteme výtokovou rychlost z oběžného kola při izoentropickém průběhu expanze

$$c_s = \frac{172,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}{0,22} = 785,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Této výtokové rychlosti odpovídá podle rovnice (41.5) izoentropický spád zpracovaný v Curtisově stupni

$$h_{s,C} = \frac{(785,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2}{2} = 308,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

a s použitím vztahu (41.6) pak entalpie na výstupu z Curtisova stupně pro izoentropickou expanzi

$$i_{es,C} = 3433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 308,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 3125 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Při termodynamické účinnosti Curtisova stupně $\eta_{td,i}^C = 0,68$ (Tab. 4-1) připadá na Curtisův stupeň skutečný tepelný spád podle vztahu (41.7)

$$h_C = 308,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,68 = 209,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

a entalpie výstupní páry za oběžným kolem Curtisova stupně podle rovnice (41.8)

$$i_{e,C} = 3433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 209,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 3223 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Z hlediska namáhání oběžných kol bude vhodná obvodová rychlost pro vysokotlakové stupně [6] 5.1.3 $140 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Stanovíme ideální izoentropický tepelný spád na jednom vysokotlakovém stupni s použitím rovnice (32.8)

$$h_{s,st}^{VT} = 2 \cdot (140 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 = 39,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Počet vysokotlakových stupňů stanovíme dle vztahu (41.9)

$$z_{VT} = \frac{405 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{39,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 10,3.$$

Za dvourychlostním Curtisovým stupněm, který zpracovává spád ekvivalentní čtyřem stupňům rovnolakovým, budeme uvažovat sedm rovnolakových stupňů.

4.2.1.2 Přehřívání páry a expanze ST a NT dílu

Tlaková ztráta mezi výstupem vysokotlakového dílu a přehřívákem a mezi přehřívákem a vstupem středotlakového dílu bude z rozmezí podle Tab. 4-1, $\Delta p_m = 0,3 \text{ MPa}$. Tlak páry na vstupu do středotlakového dílu určíme z rovnice (41.10)

$$p_{m2} = 3,2 \text{ MPa} - 0,3 \text{ MPa} = 2,9 \text{ MPa}.$$

Přehřátá pára před středotlakovým dílem je o entalpii

$$i_{m2} = i(2,9 \text{ MPa}, 535 \text{ }^\circ\text{C}) = 3535 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad [11]$$

a její entropie

$$s_{m2} = s(2,9 \text{ MPa}, 535 \text{ }^\circ\text{C}) = 7,35 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}. \quad [11]$$

Entalpie za turbínou za předpokladu ideální izoentropické expanze

$$i_{es} = i(4 \text{ kPa}, 7,35 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) = 2214 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}. \quad [11]$$

Izoentropický tepelný spád na středotlakovém a nízkotlakovém dílu určíme dle rovnice (41.11)

$$h_{s,ST+NT} = 3535 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 2214 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 1321 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Vhodná obvodová rychlost oběžných kol středotlakových a nízkotlakových stupňů bude podle [6] 5.1.3 rovna $200 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Ze vztahu (32.8) spočítáme izoentropický tepelný spád připadající na jeden stupeň

$$h_{s,st}^{ST+NT} = 2 \cdot (200 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1})^2 = 80 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

A celkový počet středotlakových a nízkotlakových stupňů stanovený pomocí vztahu (41.12)

$$z_{ST+NT} = \frac{1321 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{80 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 16,5.$$

Ve středotlakové a nízkotlakové části turbíny bude 17 rovnolakových stupňů.

Vnitřní termodynamická účinnost středotlakového a nízkotlakového dílu v souladu s Tab. 4-1 je 0,86. Skutečný tepelný spád využitý v středotlakovém a nízkotlakovém dílu dle rovnice (41.13) pak

$$h_{ST+NT} = 1321 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,86 = 1136 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Pára ve výstupním hrdle turbíny bude mít entalpii, jíž stanovíme ze vztahu (41.14)

$$i_e = 3535 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 1136 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 2399 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Skutečný tepelný spád využitý na jednom stupni podle vztahu (41.15) určíme

$$h_{st}^{ST+NT} = \frac{1136 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{17} = 66,82 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

S použitím vztahů (41.16), (41.17) a (41.18) vypočteme entalpie expandující páry za jednotlivými stupni.

Entalpie za prvním stupněm ze vztahu (41.16)

$$i_{e1} = 3535 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 66,82 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \doteq 3468 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

postupným aplikováním rovnice (41.17) až po entalpii za šestnáctým stupněm

$$i_{e16} = 2533 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 66,82 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \doteq 2466 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

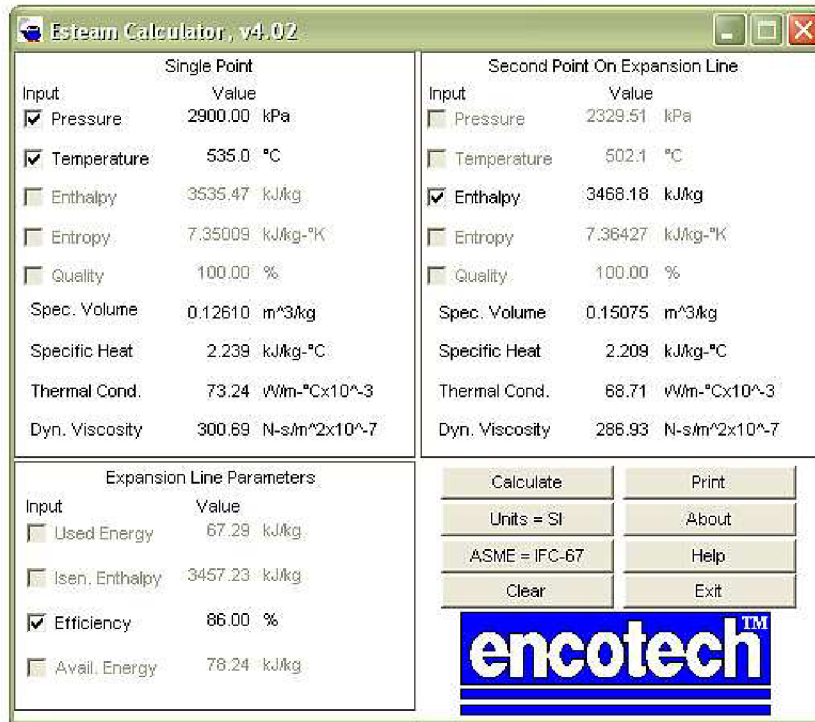
a entalpie za sedmnáctým stupněm

$$i_{e17} = 2466 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 66,82 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \doteq 2399 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = i_e.$$

Průběh expanze s entalpiemi za jednotlivými stupni středotlakového a nízkotlakového dílu je v Tab. 4-2.

Tlaky páry za stupni je možné určit v průsečíku expanzní čáry na dané hodnotě entalpie za příslušným stupněm pomocí diagramu i - s . Protože však izobary v i - s diagramu nejsou odstupňovány lineárně, je pro přesnost vhodnější využití výpočetního programu [11]. Určení tlaku za prvním turbínovým stupněm středotlakového dílu ilustruje obr. 42.2. Analogickým postupem stanovíme tlaky páry za dalšími

stupni, když při vstupních parametrech páry (Single Point) 2900 kPa a 535 °C a vnitřní termodynamické účinnosti (Efficiency) 0,86 budeme definovat stav páry za n -tým stupněm známou entalpií i_{en} . Tyto jsou uvedeny v Tab. 4-2.



Obr. 42.2 – Stanovení tlaku v odběrovém místě

Tab. 4-2 – Expanze páry v turbíně - tlaky a entalpie za turbínovými stupni

	parametry za n -tým stupněm	entalpie i_{en} (kJ.kg ⁻¹)	tlak p_{en} (kPa)	teplota t_{en} (°C)
	vstupní pára	3535,0	2900	535
stupně n	1	3468,2	2330	502
	2	3401,4	1854	469
	3	3334,5	1458	436
	4	3267,7	1131	403
	5	3200,9	863,6	369
	6	3134,1	648,2	335
	7	3067,2	476,9	301
	8	3000,4	342,6	267
	9	2933,6	239,5	232
	10	2866,8	161,9	197
	11	2799,9	105,1	162
	12	2733,1	65,69	127
	13	2666,3	39,97	91,0
	14	2599,5	23,62	63,7
	15	2532,7	13,51	51,8
	16	2465,8	7,470	40,3
	17	2399,0	4,000	28,9

4.2.2 Umístění odběrů regeneračního ohřevu

4.2.2.1 Předběžný návrh regeneračního ohřevu

Ze vztahu (41.19) stanovíme tlak v ohříváku VTO 2 pro tlakovou potrubní ztrátu 8 % (Tab. 4-1)

$$p_8 = 0,92 \cdot 3200 \text{ kPa} = 2944 \text{ kPa} .$$

Odpovídající teplota sytosti topné páry v ohříváku je

$$t''_8 = t''(2944 \text{ kPa}) = 232,8 \text{ }^\circ\text{C} . \quad [11]$$

Při uvažovaném koncovém teplotním rozdílu pro ohřívák VTO 2 ve výši 4,5 °C (dle Tab. 4-1) určíme teplotu napájecí vody na výstupu z ohříváku ze vztahu (41.21)

$$t_{2k8} = 232,8 \text{ }^\circ\text{C} - 4,5 \text{ }^\circ\text{C} = 228,3 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Použijeme rovnici (41.22) pro stanovení tlakové ztráty mezi výstupním hrdlem turbíny a vstupem kondenzátoru. Podle Tab. 4-1 je $\zeta = 0,08$, $c = 110 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

$$\Delta p = 0,08 \cdot \left(\frac{110 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}}{100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}} \right) = 0,39 \text{ kPa}$$

a tedy tlak v kondenzátoru

$$p_k = 4 \text{ kPa} - 0,39 \text{ kPa} = 3,61 \text{ kPa} .$$

Určíme teplotu kondenzátu na výstupu z kondenzátoru

$$t_k = t'(3,61 \text{ kPa}) = 27,2 \text{ }^\circ\text{C} . \quad [11]$$

Pro rovnoměrné ohřátí napájecí vody bude připadat na jeden ohřívák spád podle vztahu (41.24); ohřátí v kondenzátoru ucpávkových par předpokládáme 6 °C (Tab. 4-1).

$$\Delta t_k = \frac{(228,3 - 27,2 - 6) \text{ }^\circ\text{C}}{8} = 24,4 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Použijeme rovnic (41.25) a (41.26) pro určení teplot napájecí vody v regeneračním systému.

$$t_{2k7} = 228,3 \text{ }^\circ\text{C} - 24,4 \text{ }^\circ\text{C} = 203,9 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t_{2k6} = 203,9 \text{ }^\circ\text{C} - 24,4 \text{ }^\circ\text{C} = 179,5 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t_{2k5} = 179,5 \text{ }^\circ\text{C} - 24,4 \text{ }^\circ\text{C} = 155,1 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t_{2k4} = 155,1 \text{ }^\circ\text{C} - 24,4 \text{ }^\circ\text{C} = 130,8 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t_{2k3} = 130,8 \text{ }^\circ\text{C} - 24,4 \text{ }^\circ\text{C} = 106,4 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t_{2k2} = 106,4 \text{ }^\circ\text{C} - 24,4 \text{ }^\circ\text{C} - 6 \text{ }^\circ\text{C} = 76,0 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t_{2k1} = 76,0 \text{ }^\circ\text{C} - 24,4 \text{ }^\circ\text{C} = 51,6 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Koncové teplotní rozdíly pro jednotlivé ohříváky (Tab. 4-1) jsou

$$\Delta t_{27} = 4,0 \text{ }^\circ\text{C} , \quad \Delta t_{26} = 0 \text{ }^\circ\text{C} , \quad \Delta t_{25} = 2,2 \text{ }^\circ\text{C} , \quad \Delta t_{24} = 2,1 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$\Delta t_{23} = 2,0 \text{ }^\circ\text{C} , \quad \Delta t_{22} = 1,9 \text{ }^\circ\text{C} , \quad \Delta t_{21} = 1,8 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Stanovíme teploty sytosti topných par v ohřívácích podle vztahu (41.27)

$$t''_7 = 203,9 \text{ }^\circ\text{C} + 4,0 \text{ }^\circ\text{C} = 207,9 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t''_6 = 179,5 \text{ }^\circ\text{C} + 0 \text{ }^\circ\text{C} = 179,5 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t''_5 = 155,1 \text{ }^\circ\text{C} + 2,2 \text{ }^\circ\text{C} = 157,3 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t''_4 = 130,8 \text{ }^\circ\text{C} + 2,1 \text{ }^\circ\text{C} = 132,9 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t''_3 = 106,4 \text{ }^\circ\text{C} + 2,0 \text{ }^\circ\text{C} = 108,4 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t''_2 = 76,0 \text{ }^\circ\text{C} + 1,9 \text{ }^\circ\text{C} = 77,9 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$t''_1 = 51,6 \text{ }^\circ\text{C} + 1,8 \text{ }^\circ\text{C} = 53,4 \text{ }^\circ\text{C} .$$

Odpovídající tlaky odběrové topné páry

$$\begin{aligned} p_7 &= p(207,9 \text{ }^\circ\text{C}) = 1829 \text{ kPa}, & p_6 &= p(179,5 \text{ }^\circ\text{C}) = 991,2 \text{ kPa}, \\ p_5 &= p(157,3 \text{ }^\circ\text{C}) = 576,4 \text{ kPa}, & p_4 &= p(132,9 \text{ }^\circ\text{C}) = 294,3 \text{ kPa}, \\ p_3 &= p(108,4 \text{ }^\circ\text{C}) = 135,7 \text{ kPa}, & p_2 &= p(77,9 \text{ }^\circ\text{C}) = 43,45 \text{ kPa}, \\ p_1 &= p(53,4 \text{ }^\circ\text{C}) = 14,57 \text{ kPa}. \end{aligned}$$

[11]

V potrubí regeneračních odběrů od turbíny k ohřívákům činí tlakové ztráty (Tab. 4-1)

$$\begin{aligned} \Delta p_{o7} &= 8 \%, & \Delta p_{o6} &= 8 \%, & \Delta p_{o5} &= 7 \%, & \Delta p_{o4} &= 7 \%, \\ \Delta p_{o3} &= 6 \%, & \Delta p_{o2} &= 5 \%, & \Delta p_{o1} &= 5 \%. \end{aligned}$$

Z rovnice (41.29) následně stanovíme návrhové odběrové tlaky

$$\begin{aligned} p_{o7} &= \frac{1829 \text{ kPa}}{0,92} = 1988 \text{ kPa}, \\ p_{o6} &= \frac{991,2 \text{ kPa}}{0,92} = 1077 \text{ kPa}, \\ p_{o5} &= \frac{576,4 \text{ kPa}}{0,93} = 619,8 \text{ kPa}, \\ p_{o4} &= \frac{294,3 \text{ kPa}}{0,93} = 316,5 \text{ kPa}, \\ p_{o3} &= \frac{135,7 \text{ kPa}}{0,94} = 144,4 \text{ kPa}, \\ p_{o2} &= \frac{43,45 \text{ kPa}}{0,95} = 45,74 \text{ kPa}, \\ p_{o1} &= \frac{14,57 \text{ kPa}}{0,95} = 15,34 \text{ kPa}. \end{aligned}$$

4.2.2.2 Určení indiferentního bodu

Určíme tepelnou účinnost expanze ve vysokotlakovém dílu turbíny v souladu s rovnicí (41.30), entalpie syté kapaliny pro tlak p_m

$$i'_m = i'(3,2 \text{ MPa}) = 1025 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, \quad [11]$$

dosazením do rovnice (41.30)

$$\eta_t^{\text{VT}} = \frac{3433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 3117 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{3433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 1025 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 0,13.$$

Polohu indiferentního bodu vypočteme pomocí vztahů (41.31) a (41.32)

$$i_{\text{ind}} = 3535 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - (3535 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 3117 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \cdot 0,13 = 3481 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

4.2.2.3 Skutečné parametry regeneračního ohřevu

Použijeme Tab. 4-2 pro porovnání návrhových tlaků a tlaků expandující páry za turbínovými stupni a zvolíme vhodné odběrové tlaky. Namísto je uvážit, že optimálního zisku na tepelné účinnosti dosáhneme tehdy, když ohřátí v ohřívácích bude blízké rovnoměrnému a zároveň skutečnost, že efektivnější je volit odběr páry o tlaku nižším než návrhovém, a to zvláště tehdy, je-li pára v přehřátém stavu a v regeneračním ohříváku pak dochází k nevratnému sdílení tepla. Zároveň musí být každý odběr umístěn na turbíně až za určeným indiferentním bodem.

Vhodné odběrové tlaky podle výše uvedeného jsou

$$p_{o7} = 1854 \text{ kPa}, p_{o6} = 863,6 \text{ kPa}, p_{o5} = 476,9 \text{ kPa}, p_{o4} = 239,5 \text{ kPa},$$

$$p_{o3} = 105,1 \text{ kPa}, p_{o2} = 39,97 \text{ kPa}, p_{o1} = 13,51 \text{ kPa}.$$

Pro výpočet tlaků topné páry v jednotlivých ohřívácích použijeme vztah (41.33) a tlaková ztráta zůstává stejná jako v předběžném návrhu výše

$$p_7 = 0,92 \cdot 1854 \text{ kPa} = 1706 \text{ kPa},$$

$$p_6 = 0,92 \cdot 863,6 \text{ kPa} = 794,5 \text{ kPa},$$

$$p_5 = 0,93 \cdot 476,9 \text{ kPa} = 443,5 \text{ kPa},$$

$$p_4 = 0,93 \cdot 239,5 \text{ kPa} = 222,7 \text{ kPa},$$

$$p_3 = 0,94 \cdot 105,1 \text{ kPa} = 98,79 \text{ kPa},$$

$$p_2 = 0,95 \cdot 39,97 \text{ kPa} = 37,97 \text{ kPa},$$

$$p_1 = 0,95 \cdot 13,51 \text{ kPa} = 12,83 \text{ kPa}.$$

Určíme teploty sytosti topné páry

$$t''_7 = t''(1706 \text{ kPa}) = 204,4 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t''_6 = t''(794,5 \text{ kPa}) = 170,1 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t''_5 = t''(443,5 \text{ kPa}) = 147,4 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t''_4 = t''(222,7 \text{ kPa}) = 123,7 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t''_3 = t''(98,79 \text{ kPa}) = 99,3 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t''_2 = t''(37,97 \text{ kPa}) = 74,6 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t''_1 = t''(12,83 \text{ kPa}) = 50,8 \text{ }^\circ\text{C}$$
[11]

Stanovíme jednotlivé teploty napájecí vody na výstupu z ohříváků, které budou nižší o koncové teplotní rozdíly podle rovnice (41.35)

$$t_{2k7} = 204,4 \text{ }^\circ\text{C} - 4,0 \text{ }^\circ\text{C} = 200,4 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_{2k6} = 170,1 \text{ }^\circ\text{C} - 0 \text{ }^\circ\text{C} = 170,1 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{2k5} = 147,4 \text{ }^\circ\text{C} - 2,2 \text{ }^\circ\text{C} = 145,2 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_{2k4} = 123,7 \text{ }^\circ\text{C} - 2,1 \text{ }^\circ\text{C} = 121,6 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{2k3} = 99,3 \text{ }^\circ\text{C} - 2,0 \text{ }^\circ\text{C} = 97,3 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_{2k2} = 74,6 \text{ }^\circ\text{C} - 1,9 \text{ }^\circ\text{C} = 72,7 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{2k1} = 50,8 \text{ }^\circ\text{C} - 1,8 \text{ }^\circ\text{C} = 49,0 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4.2.2.4 Ohřátí napájecí vody v napájecím čerpadle

Entropie a entalpie napájecí vody v sacím hrdle napáječky odpovídají tlaku v odplynováku podle vztahu (41.36)

$$s'_6 = s'(794,5 \text{ kPa}) = 2,043 \text{ kJ} \cdot \text{kg} \cdot \text{K}^{-1},$$

$$i'_6 = i'(794,5 \text{ kPa}) = 719,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$
[11]

Určíme výtláčný tlak napáječky z rovnice (41.37) pro uvažovanou tlakovou ztrátu ve vysokotlakových ohřívácích, kotli a armaturách ve výši 40 % (Tab. 4-1)

$$p_n = 1,4 \cdot 12,75 \text{ MPa} = \underline{\underline{17,85 \text{ MPa}}}.$$

Po izoentropickém stlačení je ve výstupním hrdle entalpie v souladu se vztahem (41.38)

$$i_{ns} = i(17,85 \text{ MPa}, 2,043 \text{ kJ} \cdot \text{kg} \cdot \text{K}^{-1}) = 738,53 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$
[11]

Ideální spád entalpie na napáječe se určí z rovnice (41.39)

$$\Delta i_{ns} = 738,53 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 719,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 18,84 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Při účinnosti napáječky 0,8 (Tab. 4-1) je vzrůst entalpie podle vztahu (41.40)

$$\Delta i_n = \frac{18,84 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{0,8} = 23,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

a pak entalpie za napájecím čerpadlem pomocí rovnice (41.41)

$$i_{nc} = 719,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + 23,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = 743,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Určíme odpovídající teplotu napájecí vody po stlačení dle vztahu (41.42)

$$t_{1k7} = t(17,85 \text{ MPa}, 743,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) = \underline{\underline{173,4 \text{ } ^\circ\text{C}}}. \quad [11]$$

Můžeme stanovit ohřátí připadající na jednotlivé regenerační ohříváky dle rovnic (41.43) a (41.44)

$$\Delta t_{k8} = t_{2k8} - t_{1k8} = 228,3 \text{ } ^\circ\text{C} - 200,4 \text{ } ^\circ\text{C} = 27,9 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{k7} = t_{2k7} - t_{1k7} = 200,4 \text{ } ^\circ\text{C} - 173,4 \text{ } ^\circ\text{C} = 27,0 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{k6} = t_{2k6} - t_{1k6} = 170,1 \text{ } ^\circ\text{C} - 145,2 \text{ } ^\circ\text{C} = 24,9 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{k5} = t_{2k5} - t_{1k5} = 145,2 \text{ } ^\circ\text{C} - 121,6 \text{ } ^\circ\text{C} = 23,6 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{k4} = t_{2k4} - t_{1k4} = 121,6 \text{ } ^\circ\text{C} - 97,3 \text{ } ^\circ\text{C} = 24,3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{k3} = t_{2k3} - t_{1k3} = 97,3 \text{ } ^\circ\text{C} - 78,7 \text{ } ^\circ\text{C} = 18,6 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{k2} = t_{2k2} - t_{1k2} = 72,7 \text{ } ^\circ\text{C} - 49,0 \text{ } ^\circ\text{C} = 23,7 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{k1} = t_{2k1} - t_{1k1} = 49,0 \text{ } ^\circ\text{C} - 27,2 \text{ } ^\circ\text{C} = 21,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

V Tab. 4-3 jsou tučně vyznačena odběrová místa. Shrnutí všech kvalitativních parametrů regeneračního ohřevu udávají Tab. 4-4a, resp. Tab. 4-4b.

4.2.3 Výpočet hmotnostních průtoků páry v oběhu

Účinnost vysokotlakových ohříváků uvažujeme 0,97, pro nízkotlakové ohříváky 0,98 (Tab. 4-1). U srážeců přehřátí je teplota na rozhraní srážecí a samotné teplosměnné plochy vysokotlakového ohříváku 20 °C nad mezí sytosti (Tab. 4-1).

Určíme entalpie potřebné pro výpočet. Entalpie za srážecí přehřátí [11]

$$i_{o8s} = i(2944 \text{ kPa}, 232,8 \text{ } ^\circ\text{C} + 20 \text{ } ^\circ\text{C}) = 2866,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_{o7s} = i(1706 \text{ kPa}, 204,4 \text{ } ^\circ\text{C} + 20 \text{ } ^\circ\text{C}) = 2849,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Entalpie odběrových topných par (Tab. 4-3, Tab. 4-4a)

$$i_{o8} = i_m = 3117,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, \quad i_{o7} = i_{e2} = 3401,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_{o6} = i_{e5} = 3200,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, \quad i_{o5} = i_{e7} = 3067,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_{o4} = i_{e9} = 2933,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, \quad i_{o3} = i_{e11} = 2799,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_{o2} = i_{e13} = 2666,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, \quad i_{o1} = i_{e15} = 2532,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Entalpie kondenzátů topných par [11]

$$i'_{o8} = i'(2944 \text{ kPa}) = 1003,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, \quad i'_{o7} = i'(1706 \text{ kPa}) = 872,62 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i'_{o6} = i'(794,5 \text{ kPa}) = 719,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, \quad i'_{o5} = i'(443,5 \text{ kPa}) = 620,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i'_{o4} = i'(222,7 \text{ kPa}) = 519,30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, \quad i'_{o3} = i'(98,79 \text{ kPa}) = 416,07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i'_{o2} = i'(37,97 \text{ kPa}) = 312,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}, \quad i'_{o1} = i'(12,83 \text{ kPa}) = 212,60 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Tab. 4-3 – Expanze páry v turbíně - umístění odběrů

	parametry za n -tým stupněm	entalpie i_{en} (kJ.kg ⁻¹)	tlak p_{en} (kPa)	teplota t_{en} (°C)	díl turbíny	stav páry
		vstupní pára	3535,0	2900		
stupeň n	1	3468,2	2330	502	středotlakový	přehřátá pára
	2	3401,4	1854	469		
	3	3334,5	1458	436		
	4	3267,7	1131	403		
	5	3200,9	863,6	369		
	6	3134,1	648,2	335		
	7	3067,2	476,9	301		
	8	3000,4	342,6	267		
	9	2933,6	239,5	232		
	10	2866,8	161,9	197	nizkotlakový	mokrá pára
	11	2799,4	105,1	162		
	12	2733,1	65,69	127		
	13	2666,3	39,97	91,0		
	14	2599,5	23,62	63,7		
	15	2532,7	13,51	51,8		
	16	2465,8	7,470	40,3		
	17	2399,0	4,000	28,9		

(pozn.: parametry páry tučně výtiskně přísluší jednotlivým parním odběrům)

Tab. 4-4a – Regenerační ohřev - parametry topné páry

	i	návrhový odběrový tlak p_{oi} (kPa)	skutečný odběrový tlak p_{oi} (kPa)	odběr za n -tým stupněm ST+NT dílu	tlaková ztráta v potrubí Δp_{oi} (%)	tlak topné páry v ohříváku p_i (kPa)	teplota sytosti páry v ohříváku t''_i (°C)
VTO 2	8	3200	3200	VT->ST	8	2944	232,8
VTO 1	7	2015	1854	2.	8	1706	204,4
O	6	1093	863,6	5.	8	794,5	170,1
NTO 5	5	628,4	476,9	7.	7	443,5	147,4
NTO 4	4	319,6	239,5	9.	7	222,7	123,7
NTO 3	3	145,8	105,1	11.	6	98,79	99,30
NTO 2	2	46,25	39,97	13.	5	37,97	74,60
NTO 1	1	15,37	13,51	15.	5	12,83	50,80

Tab. 4-4b – Regenerační ohřev – parametry napájecí vody

	<i>i</i>	koncový teplotní rozdíl Δt_{2i} (°C)	teplota před ohřívákem t_{1ki} (°C)	teplota za ohřívákem t_{2ki} (°C)	ohřátí v ohříváku Δt_{ki} (°C)
VTO 2	8	4,5	200,4	228,3	27,9
VTO 1	7	4,0	173,4	200,4	27,0
O	6	0	145,2	170,1	24,9
NTO 5	5	2,2	121,6	145,2	23,6
NTO 4	4	2,1	97,3	121,6	24,3
NTO 3	3	2,0	77,8	97,3	19,5
NTO 2	2	1,9	49,0	72,7	23,7
NTO 1	1	1,8	27,2	49,0	21,8

(pozn.: velikosti teplot t_{1k3} a Δt_{k3} podléhají pozdější aktualizaci v souladu se vztahy (41.66) a (41.68))

Entalpie napájecí vody za ohříváky [11]

$$i_8 = i(17,85 \text{ MPa}, 228,3 \text{ °C}) = 986,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_7 = i(17,85 \text{ MPa}, 200,4 \text{ °C}) = 861,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_6 = i'_{o6} = 719,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_5 = i'(145,2 \text{ °C}) = 611,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_4 = i'(121,6 \text{ °C}) = 510,56 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_3 = i'(97,3 \text{ °C}) = 407,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_2 = i'(72,7 \text{ °C}) = 304,38 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i_1 = i'(49,0 \text{ °C}) = 205,08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Entalpie napájecí vody za kondenzátorem ucpávkových par [11]

$$i_{ku} = i'(78,7 \text{ °C}) = 329,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Entalpie kondenzátu na výstupu z kondenzátoru [11]

$$i'_k = i'(27,2 \text{ °C}) = 114,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Výpočtové entalpie, vztažené k ohřívákům, shrnuje Tab. 4-5.

Tab. 4-5 – Entalpie pro výpočet ohřívání

	<i>i</i>	i_{oi} (kJ.kg ⁻¹)	i'_{oi} (kJ.kg ⁻¹)	i_i (kJ.kg ⁻¹)
VTO 2	8	3117,0	1003,4	986,04
VTO 1	7	3401,4	872,62	861,15
O	6	3200,9	719,69	719,69
NTO 5	5	3067,2	620,86	611,55
NTO 4	4	2933,6	519,30	510,56
NTO 3	3	2799,4	416,07	407,58
NTO 2	2	2666,3	312,43	304,38
NTO 1	1	2532,7	212,60	205,08

Při výpočtu poměrných množství odběrů uvažujeme za kotlem celkový hmotnostní průtok páry 1 kg.s⁻¹.

4.2.3.1 Ohřívák VTO 2

Vyjdeme ze vztahu (41.45)

$$Q_{\text{mo8}} = \frac{1,02 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (986,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 861,15 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1})}{(2866,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 1003,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \cdot 0,97},$$

$$Q_{\text{mo8}} = 0,0705 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$y_8 = \underline{\underline{7,05 \%}}.$$

4.2.3.2 Ohřívák VTO 1

Použijeme rovnici (41.46)

$$Q_{\text{mo7}} = \frac{1,02 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (861,15 - 743,24) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,0705 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (1003,4 - 872,62) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2849,0 - 872,62) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,97},$$

$$Q_{\text{mo7}} = 0,0579 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$y_7 = \underline{\underline{5,79 \%}}.$$

4.2.3.3 Entalpie napájecí vody na vstupu do kotle

Teplný zisk sdílením tepla z přehřátých par ve srážecích tepla podle vztahu (41.47) je

$$\Delta i_p = \frac{0,0705 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (3117,0 - 2866,1) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + 0,0579 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (3401,4 - 2849,0) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{1,02 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}},$$

$$\Delta i_p = 48,693 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Entalpie napájecí vody na vstupu do kotle z rovnice (41.48)

$$i_{\text{nv}} = 986,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + 48,693 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = \underline{\underline{1034,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}}.$$

A jí odpovídající teplota napájecí vody

$$t_{\text{nv}} = t(17,85 \text{ MPa}, 1034,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) = \underline{\underline{238,9 \text{ }^\circ\text{C}}}.$$

4.2.3.4 Směšovací ohřívák – odplyňovák O

Uplatníme vztah (41.50)

$$Q_{\text{mo6}} = \frac{1,02 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (719,69 - 611,55) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - (0,0579 + 0,0705) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (872,62 - 611,55) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{3200,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,98 - 611,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}},$$

$$Q_{\text{mo6}} = 0,0304 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$y_6 = \underline{\underline{3,04 \%}}.$$

4.2.3.5 Ohřívák NTO 5

Odběr páry pro ohřívák je v souladu se vztahem (41.51)

$$Q_{mo5} = \frac{[1,02 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} - (0,0304 + 0,0579 + 0,0705) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}] \cdot (611,55 - 510,56) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(3067,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 620,86 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \cdot 0,98},$$

$$Q_{mo5} = 0,0363 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$y_5 = \underline{\underline{3,63 \%}}.$$

4.2.3.6 Ohříváky NTO 4 a NTO 3

Protože mezi ohříváky NTO 4 a NTO 3 je kombinováno přečerpávání a přepouštění topných kondenzátů, dostáváme pro tyto dva ohříváky soustavu rovnic (41.52) a (41.53):

pro ohřívák NTO 4 platí

$$Q_{mo4} = \frac{[1,02 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} - (0,0304 + 0,0579 + 0,0705) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}] (510,56 - 407,58) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2933,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 519,30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \cdot 0,98 + 416,07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 407,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} +,$$

$$+ \frac{-0,0363 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (620,86 - 519,30 + 416,07 - 407,58) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2933,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 519,30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \cdot 0,98 + 416,07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 407,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} +,$$

$$+ \frac{-Q_{mo3} \cdot (416,07 - 407,58) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2933,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 519,30 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}) \cdot 0,98 + 416,07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 407,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

a pro ohřívák NTO 3

$$Q_{mo3} = \frac{[1,02 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} - (0,0304 + 0,0579 + 0,0705) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}] \cdot (407,58 - 329,55) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2799,4 - 416,07) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,98 + 407,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 329,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} +,$$

$$+ \frac{-0,0363 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (519,30 - 416,07 + 407,58 - 329,55) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2799,4 - 416,07) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,98 + 407,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 329,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} +,$$

$$+ \frac{-Q_{mo4} (519,30 - 416,07 + 407,58 - 329,55) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2799,4 - 416,07) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,98 + 407,58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 329,55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}},$$

po úpravě získáme pro ohřívák NTO 4

$$Q_{mo4} = \frac{0,8612 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 88,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,0363 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 110,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - Q_{mo3} \cdot 8,49 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{2374,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

a ohřívák NTO 3

$$Q_{mo3} = \frac{0,8612 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 78,03 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,0363 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot 181,26 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - Q_{mo4} \cdot 181,26 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{2413,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}.$$

Ve výsledku pro ohřívák NTO 4

$$Q_{mo4} = 0,0304 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$y_4 = \underline{\underline{3,04 \%}}.$$

Resp. ohřívák NTO 3

$$Q_{mo3} = 0,0228 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$y_3 = \underline{\underline{2,28 \%}}.$$

4.2.3.7 Ohřívák NTO 2

Podle vztahu (41.54) odběr ohříváku NTO 2

$$Q_{mo2} = \frac{1,02 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (304,38 - 205,08) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2666,3 - 312,43) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,98} +$$

$$+ \frac{-(0,0228 + 0,0304 + 0,0363 + 0,0304 + 0,0579 + 0,0705) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (304,38 - 205,08) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2666,3 - 312,43) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,98}$$

$$Q_{mo2} = 0,0332 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$y_2 = \underline{\underline{3,32 \%}}.$$

4.2.3.8 Ohřívák NTO 1

Odběr pro ohřívák NTO 1 z rovnice (41.55) je

$$Q_{mo1} = \frac{1,02 \cdot 1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (205,08 - 114,04) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,0332 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (312,43 - 212,60) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2532,7 - 212,60) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,98} +$$

$$+ \frac{-(0,0228 + 0,0304 + 0,0363 + 0,0304 + 0,0579 + 0,0705) \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot (205,08 - 114,04) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{(2532,7 - 212,60) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,98}$$

$$Q_{mo1} = 0,0294 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1},$$

$$y_1 = \underline{\underline{2,94 \%}}.$$

4.2.3.9 Celková spotřeba páry v oběhu

Měrnou práci vykonanou v turbíně stanovíme podle vztahu (41.57). Ucpávková ztráta z čelní části vysokotlakového dílu je 0,4 % Q_{mp} , na jeho výstupu je 0,2 % Q_{mp} a z čelní části středotlakového dílu 0,2 % Q_{mp} ; viz rovněž obr. 40.1.

$$w_i = (3433 - 3117) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + (3535 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} +$$

$$-0,004 \cdot [(3433 - 3117) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + (3535 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] - 0,004 \cdot (3535 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} +$$

$$-0,0705 \cdot (3535 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,0579 \cdot (3401 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,0304 \cdot (3201 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} +$$

$$-0,0363 \cdot (3067 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,0304 \cdot (2934 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,0228 \cdot (2799 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} +$$

$$-0,0332 \cdot (2666 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,0294 \cdot (2533 - 2399) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$w_i = \underline{\underline{1217 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}}.$$

Dosadíme vypočtenou měrnou práci do vztahu (41.58) pro určení *celkové spotřeby páry*. Mechanická účinnost turbíny je 0,995; alternátor má účinnost 0,985 (Tab. 4-1).

$$Q_{mp} = \frac{100 \text{ MW}}{1217 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 0,995 \cdot 0,985},$$

$$Q_{mp} = \underline{\underline{83,84 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}},$$

resp. stanovíme *hodinovou celkovou spotřebu páry* dle rovnice (41.59)

$$Q_{mp} = 3600 \cdot 83,84 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1},$$

$$Q_{mp} = \underline{\underline{301,823 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}}.$$

Ze vztahu (41.60) určíme jednotlivé *odběry topných par* pro ohříváky

$$Q_{mo8} = 0,0705 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{21279 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}},$$

$$Q_{mo7} = 0,0579 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{17482 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}},$$

$$Q_{mo6} = 0,0304 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{9175,4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}},$$

$$Q_{mo5} = 0,0363 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{10956 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}},$$

$$Q_{mo4} = 0,0304 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{9175,4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}},$$

$$Q_{mo3} = 0,0228 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{6881,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}},$$

$$Q_{mo2} = 0,0332 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{10021 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}},$$

$$Q_{mo1} = 0,0294 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{8873,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}}.$$

Celkové množství odebírané páry pro regenerační ohříváky podle rovnice (41.61)

$$Q_{mr} = 21279 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} + 17482 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} + 9175,4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} + 10956 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} + 9175,4 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} + 6881,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} + 10021 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} + 8873,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1},$$

$$Q_{mr} = 93844 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1},$$

$$Q_{mr} = \underline{\underline{93,844 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}}.$$

V procentním vyjádření

$$y_o = \frac{93844 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}{301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}} = 0,311,$$

$$y_o = \underline{\underline{31,1 \%}}.$$

Hmotnostní průtok páry v přihříváku podle vztahu (41.62)

$$Q_{mpř} = 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} - 0,004 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} - 21279 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1},$$

$$Q_{mpř} = 279337 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1},$$

$$Q_{mpř} = \underline{\underline{279,337 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}}.$$

Hmotnostní průtok páry ve výstupním hrdle turbíny ze vztahu (41.63)

$$Q_{me} = 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} - 93844 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1},$$

$$Q_{me} = 207979 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1},$$

$$Q_{me} = \underline{\underline{207,979 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}}.$$

Množství páry unikající ucpávkami pomocí rovnice (41.64)

$$Q_{mu} = 0,008 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = \underline{\underline{2414,6 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}}.$$

4.2.3.10 Ohřátí v kondenzátoru ucpávkových par

Ze vztahu (41.65) stanovíme skutečnou entalpii napájecí vody za KU; předtím určíme entalpie kondenzátů ucpávkových par i'_a, i'_m, i'_{m2} [11]

$$i'_a = i'(12,75 \text{ MPa}) = 1522 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i'_m = i'(3200 \text{ kPa}) = 1025 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$i'_{m2} = i'(2900 \text{ kPa}) = 999,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

$$\begin{aligned} i_{KU,s} = & \frac{0,004 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot 3433 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + 0,002 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot 3117 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{1,02 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} - 74949,9 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}} +, \\ & + \frac{0,002 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot 3535 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + (1,02 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} - 74949,9 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}) \cdot 304,38 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{1,02 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} - 74949,9 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}} +, \\ & + \frac{-0,004 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot 1522 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} - 0,002 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot 1025 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{1,02 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} - 74949,9 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}} +, \\ & + \frac{-0,002 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \cdot 999,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{1,02 \cdot 301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} - 74949,9 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}, \\ i_{KU,s} = & 326,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}. \end{aligned}$$

Této entalpii odpovídající teplotu za KU podle (41.66) získáme

$$t_{2KU} = \frac{326,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{4,195 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ \text{C}^{-1}} = \underline{\underline{77,8 \text{ } ^\circ \text{C}}} = t_{1k3}.$$

Skutečné ohřátí v KU je v souladu s rovnicí (41.67)

$$\Delta t_{KU,s} = 77,8 \text{ } ^\circ \text{C} - 72,7 \text{ } ^\circ \text{C} = 5,1 \text{ } ^\circ \text{C}.$$

Ohřátí napájecí vody v ohříváku NTO 3 ze vztahu (41.68)

$$\Delta t_{k3} = 97,3 \text{ } ^\circ \text{C} - 77,8 \text{ } ^\circ \text{C} = \underline{\underline{19,5 \text{ } ^\circ \text{C}}}.$$

4.2.4 Výpočet energeticko-hospodářských ukazatelů

4.2.4.1 Tepelná vnitřní účinnost

Určíme celkové měrné teplo, které se přivádí do oběhu v kotli, podle vztahu (41.69) a dle výše uvedených ucpávkových ztrát je

$$q_1 = (3433,0 - 1034,7) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} + (3535,0 - 3117,0) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot (1 - 0,004 - 0,002 - 0,0705),$$
$$q_1 = 2784,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Stanovíme tepelnou vnitřní účinnost z rovnice (41.70)

$$\eta_{ti} = \frac{1217,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}{2784,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} = 0,437,$$

$$\eta_{ti} = \underline{\underline{43,7 \%}}.$$

4.2.4.2 Svorková tepelná účinnost

Použijeme rovnici (41.71) pro výpočet svorkové tepelné účinnosti

$$\eta_{tsv} = 0,437 \cdot 0,995 \cdot 0,985 = 0,428,$$

$$\eta_{tsv} = \underline{\underline{42,8 \%}}.$$

4.2.4.3 Měrná svorková spotřeba páry

Podle vztahu (41.72) je měrná spotřeba páry

$$m_{psv} = \frac{301823 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}}{100 \cdot 10^6 \text{ W}} = 3,02 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{h}^{-1},$$

$$m_{psv} = \underline{\underline{3,02 \text{ kg} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}}}.$$

4.2.4.4 Měrná svorková spotřeba tepla

Stanovíme měrnou svorkovou spotřebu tepla ze vztahu (41.73)

$$q_{sv} = \frac{3600}{0,428} = \underline{\underline{8411 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}}}.$$

5 ZÁVĚR

5.0.1 Přehled výsledků výpočtu

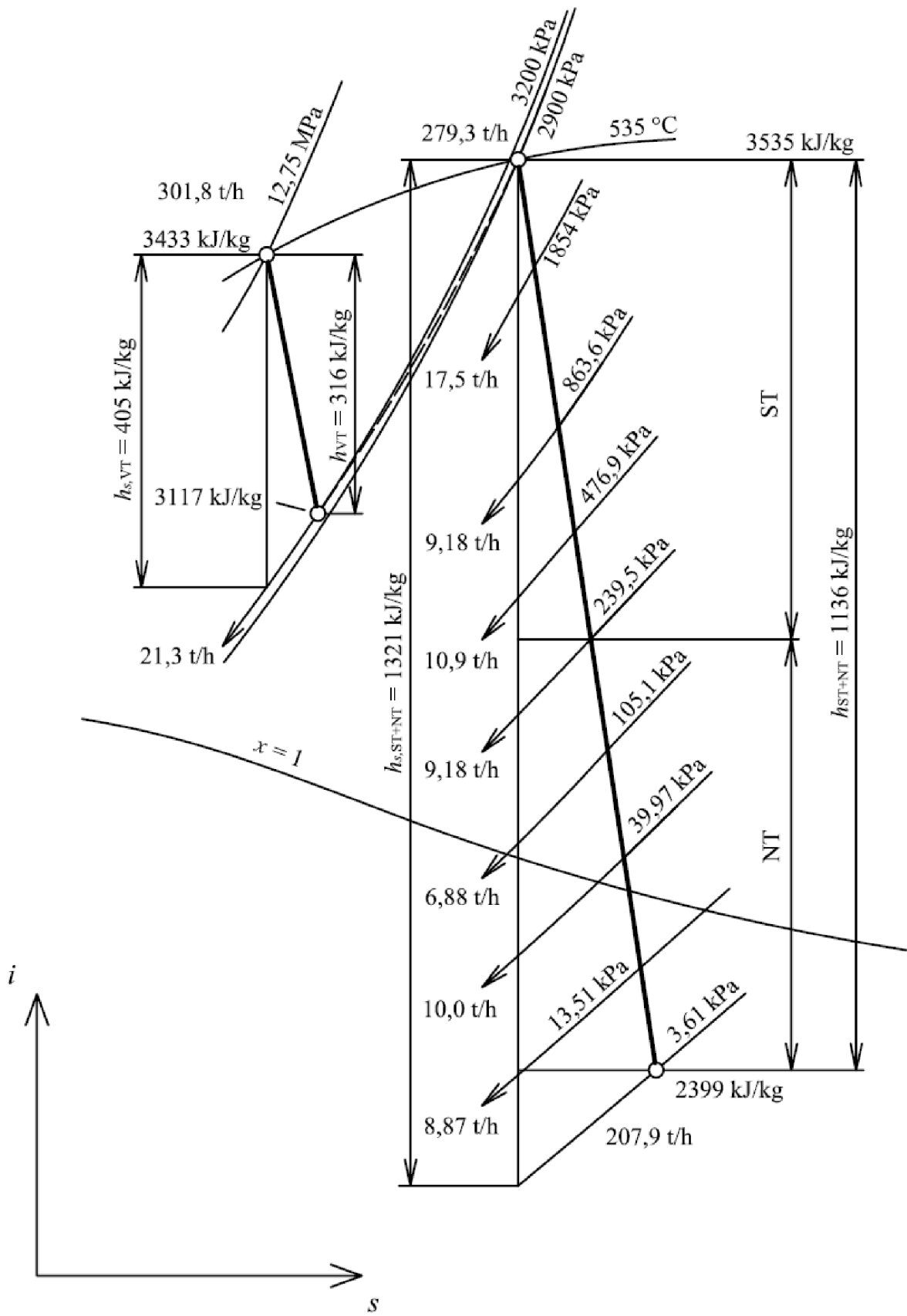
Shrnutí všech významných parametrů oběhu udává Tab. 5-0. Průběh expanze v turbíně v *i-s* diagramu s vyznačenými tepelnými spády a s umístěním odběrů topných par pro regenerační ohříváky představuje obr. 50.1. Tepelné schéma oběhu s důležitými hodnotami veličin v uzlech a větvích tepelného schématu je na obr. 50.2.

Tab. 5-0 – Shrnutí zásadních parametrů oběhu

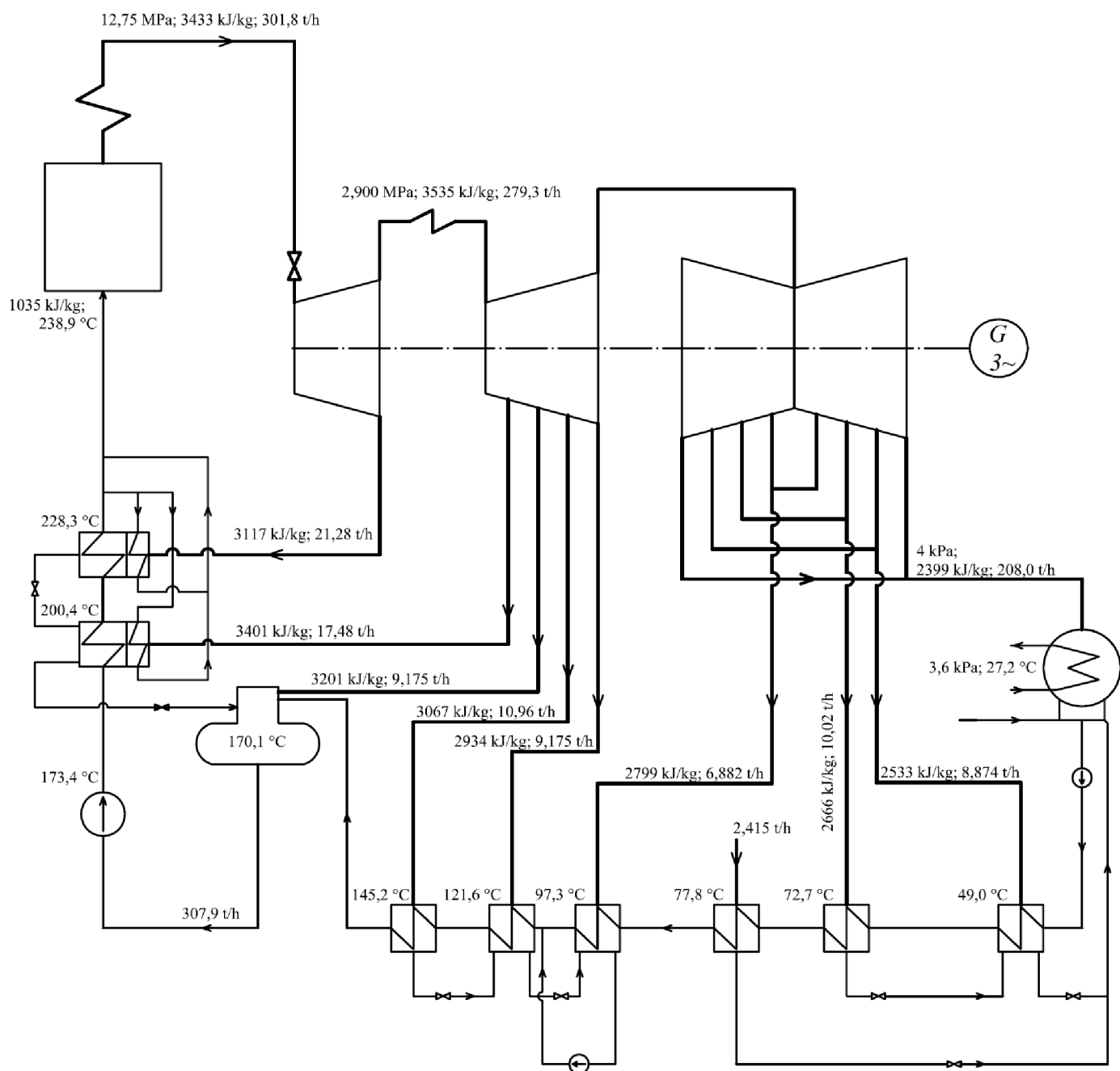
ZADANÉ PARAMETRY OBĚHU		
ekonomický výkon	P_{eko}	100 MW
tlak vstupní páry	p_a	12,75 MPa
teplota vstupní páry	t_a	535 °C
tlak přihřívání (na výstupu z VT dílu)	p_m	3200 kPa
teplota přihřívání (na vstupu do ST dílu)	t_m	535 °C
tlak ve výstupním hrdle turbíny	p_e	4 kPa
VYPOČTENÉ PARAMETRY OBĚHU		
celková spotřeba páry	Q_{mp}	301,8 t.h ⁻¹
množství páry pro regenerační ohřev	$\Sigma Q_{mo\%}$	31,1 %
teplota kondenzátu v kondenzátoru	t_k	27,2 °C
tlak v kondenzátoru	p_k	3,610 kPa
teplota napájecí vody na vstupu do kotle	t_{nv}	238,9 °C
tlak napájecí vody ve výtlačném hrdle NČ	p_n	17,85 MPa
svorková tepelná účinnost oběhu	η_{tsv}	42,8 %
měrná svorková spotřeba páry	m_{psv}	3,02 kg.kW ⁻¹ .h ⁻¹
měrná svorková spotřeba tepla	q_{sv}	8411 kJ.kW ⁻¹ .h ⁻¹

5.1 Zhodnocení a přínos práce

Dle zadání bylo požadováno provést tepelný výpočet daného tepelného oběhu s kondenzační turbínou 100 MW pracující v oběhu, kde je energie přiváděna v parním kotli. Celková spotřeba páry v oběhu je 301,8 t.h⁻¹. V tomto množství se pára z kotle zavádí do turbíny. Expanze páry v turbíně (obr. 50.1) probíhá v Curtisově regulačním stupni a sedmi rovnotlakových stupních VT dílu. Při výstupu páry z VT dílu je odběr pro ohřívák VTO 2. Po přehřátí v kotli pokračuje pára v množství 279,3 t.h⁻¹ expanzí v sedmnácti rovnotlakových stupních ST a NT dílu. Za vybranými turbínovými stupni (Tab. 4-3) je dále situováno sedm neregulovaných odběrů pro ostatní regenerační ohříváky (viz obr. 50.1 a obr. 50.2). Hmotnostní průtok páry ve výstupním hrdle turbíny je o tyto odběry nižší a vychází 207,9 t.h⁻¹. Měrný objem páry na výstupu z turbíny činí 32,6 m³.kg⁻¹ při suchosti 0,94, zatímco měrný objem páry před turbínou je 0,027 m³.kg⁻¹ [11]. Během expanze dojde tedy přibližně k dvanáctisetnásobnému zvětšení měrného objemu páry. Tlak v kondenzátoru při tlakové ztrátě mezi výstupním hrdlem turbíny a vstupem do kondenzátoru je 3,61 kPa a teplota kondenzující páry při tomto tlaku činí 27,2 °C. Kondenzát z kondenzátoru se čerpá přes systém NTO do odplyňovaku a odtud je napájecím čerpadlem protlačěn přes vysokotlakové ohříváky zpět do kotle.



Obr. 50.1 – Expanze páry v turbíně



Obr. 50.2 – Tepelné schéma s parametry pracovní látky v oběhu

Regenerační ohříváky využívají topnou páru odebranou z turbíny v množství 31,1 % z celkové spotřebované páry (tj. $93,7 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$). Relativně největší odběr 7,05 % ($21,28 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$) má ohřívák VTO 2 a pak ohřívák VTO 1 5,79 % ($17,48 \text{ t}\cdot\text{h}^{-1}$), což se může na první pohled zdát jako neefektivní s ohledem na vysoké přehřátí odebrané páry. Zde je ale třeba uvážit několik faktorů ovlivňujících tuto velikost. Na oba vysokotlakové ohříváky připadá ve srovnání s ostatními ohříváky rovněž vyšší tepelný spád, kromě toho díky ohřátí části vody ve srážecích přehřátí je teplota za smíšením tohoto proudu vody s hlavním proudem napájecí vody dále o $10,6 \text{ °C}$ vyšší (viz obr. 50.2). Při velikosti teploty napájecí vody na vstupu do kotle (odpovídající prakticky místu odběru páry pro VTO 2), která musí vyhovovat optimu z hlediska vlivu regenerace na tepelnou účinnost oběhu a vhodné teplotě v odplyňovaku (s ohledem na proces odplynění napájecí vody), je celkové ohřátí připadající na vysokotlaké ohříváky víceméně

předem určeno. Použitím tří vysokotlakových ohříváků bychom dosáhli nižšího ohřátí na jeden výměník, což by teoreticky mělo tepelnou účinnost dále zvýšit. Z důvodu značných pořizovacích nákladů na zařízení vysokotlakových teplosměnných výměníků se však jeví výhodnější použití dvou ohříváků s větším spádem teplot. Odběr pro směšovací ohřívák O je ve srovnání s VTO nízký (3,04 %), a to především z důvodu energetického využití kondenzátů z VTO. Odběrová množství ekvivalentní odplynováků pak vycházejí pro jednotlivé ohříváky NTO. Rozdíly mezi nimi jsou dány použitým způsobem odvádění kondenzátů topných par. Malá množství odběrů NTO ve srovnání s VTO (např. NTO 3 – 2,28 %) zapříčiňuje ovšem i skutečnost, že hmotnostní průtok ohřívání napájecí vody je v systému NTO nižší. Teploty napájecí vody za jednotlivými ohříváky viz obr. 50.2.

V kondenzátoru ucpávkových par se voda ohřívá využitím tepla ucpávkové páry, která uniká v množství $2,4 \text{ t.h}^{-1}$ netěsnostmi mezi rotorem a tělesem turbíny. Odplynění napájecí vody probíhá ve směšovacím ohříváku při teplotě $170,1 \text{ }^\circ\text{C}$. Odtud je voda dopravována napájecím čerpadlem do kotle, tlak ve výtláčném hrdle NČ činí $17,85 \text{ MPa}$. Ztráty pracovní látky v oběhu (zejména odluhem v kotli) se kryjí zaváděním upravené vody do kondenzátoru v množství 2 %. Hmotnostní průtok vody od odplynováků přes NČ do kotle poté vychází $307,9 \text{ t.h}^{-1}$. Po ohřátí vody ve VTO a srážecích vstupuje zpět do kotle napájecí voda o teplotě $238,9 \text{ }^\circ\text{C}$.

Počítaný parní oběh vykazuje při uvažovaném použití dnes běžně dostupných zařízení a technologií (Tab. 4-1) vnitřní tepelnou účinnost, resp. svorkovou účinnost oběhu 43,7 %; resp. 42,8 %. Jedná se o standardní hodnoty, s nimiž jsou provozovány kondenzační turbosoustrojí o výkonu 100 MW. Vypočtená měrná spotřeba páry vztažená ke svorkám generátoru je $3,02 \text{ kg.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$ a měrné svorkové teplo pak $8,4 \text{ MJ.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}$.

Celý číselný výpočet tepelného schématu je díky využití výpočetního programu [11] proveden oproti běžnému postupu práce s tabulkami a *i-s* diagramem efektivněji a prakticky není zatížen chybou, která by jinak kumulativně vznikala při nepřesném určování kvalitativních parametrů páry.

Závěrem lze konstatovat, že byly nejen splněny zadané cíle - řešení konkrétního tepelného schématu, ale zároveň byl v části 4.1 Obecný postup při jeho tvorbě kladen důraz na vypracování tak, aby z něj bylo možné vycházet při výpočtu obdobných tepelných oběhů s kondenzační turbínou. Tomuto účelu poslouží zároveň Tab. 4-1, jež shrnuje potřebné parametry zařízení, které se během výpočtu předpokládají. V ní uvedené hodnoty korespondují i s aktuálně provozovanými moderními parními oběhy.

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

ABB	– Asea Brown Boveri (Německo, Švýcarsko, Švédsko; mj. výrobce turbín)
G	– Generátor
GE	– General Electric Company (U.S.A.; mj. výrobce turbín)
KU	– Kondenzátor ucpávkových par
LMZ	– Leningradskij Metaličeskij Zavod (SSSR, někdejší výrobce turbín – dnes SM - Silovye Mašiny)
M	– Mezipřehřívák
MHI	– Mitsubishi Heavy Industries (Japonsko, mj. výrobce turbín)
NČ	– Napájecí čerpadlo
NT	– Nízkotlakový díl turbíny
NTO	– Nízkotlakový ohřívák
O	– Směšovací ohřívák - odplyňovák
P	– Přehřívák
ST	– Středotlakový díl turbíny
TO	– Topný ohřívák
V	– Výparník
VT	– Vysokotlakový díl turbíny
VTO	– Vysokotlakový ohřívák

SEZNAM ZNAČEK POUŽITÝCH VELIČIN

Značka	Veličina	Značka jednotky
A	plocha průřezu	m^2
D	průměr	m
F	síla	N
P	výkon	W
Q_m	hmotnostní tok	$kg.s^{-1}$
c	absolutní rychlost	$m.s^{-1}$
c	měrná tepelná kapacita	$J.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$
g	gravitační zrychlení	$m.s^{-2}$
h	tepelný spád	$J.kg^{-1}$
i	měrná entalpie	$J.kg^{-1}$
m	hmotnost	kg
m_p	měrná spotřeba páry	$kg.W^{-1}.s^{-1}$
m	počet ohříváků	-
n	otáčky	s^{-1}
p	tlak	Pa
q	měrné teplo	$J.kg^{-1}$
q	měrná spotřeba tepla	$J.W^{-1}.s^{-1}$
q_n	výhřevnost paliva	$J.kg^{-1}$
r	stupeň reakce	-
s	měrná entropie	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
t	Celsiova teplota	$^{\circ}C$
t	čas	s
u	obvodová rychlost	$m.s^{-1}$
w	měrná technická práce	$J.kg^{-1}$
w	relativní rychlost	$m.s^{-1}$
x	suchost páry	-
y	poměrné množství páry	-
z	výška	m
z	počet turbínových stupňů	-
Φ	tepelný tok	W
α	úhel	$^{\circ}$
β	úhel	$^{\circ}$
ζ	poměrné ztráty	-
ζ	ztrátový součinitel	-
η	účinnost	-
μ_v	poměrné množství chladicí vody	-

POUŽITÉ PROSTŘEDKY A LITERATURA

- [1] LEYZEROVICH, A. S.: *Steam Turbines for Modern Fossil-Fuel Power Plants*. Pub. Lilburn: The Fairmont Press, 2008. ISBN 0-88173-548-5.
- [2] LEYZEROVICH, A. S.: *Steam turbines: how big they can get?* © 1st of August 2007, [cit. 2008-10-26]. Modern Power Systems, <<http://www.modernpowersystems.com/storyprint.asp?sc=2045723>>.
- [3] ŠČEGLJAJEV, A. V.: *Parní turbíny, Teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. Vyd. Praha: SNTL, 1983. DT 621.165.
- [4] LEYZEROVICH, A. S.: *Wet-Steam Turbines*. Pub. Tulsa, Oklahoma: Penwell Corporation, 2005. ISBN 1-59370-032-6.
- [5] RAČEK, J.: *Technická mechanika. Mechanika tekutin a termomechanika*. 3. Vyd. Brno: Nakladatelství Novotný 2007. ISBN 978-80-214-3368-7.
- [6] RAČEK, J.: *Strojní zařízení elektráren. Podklady pro cvičení*. 3. Vyd. Brno: Nakladatelství Novotný 2007. ISBN 978-80-214-3389-2.
- [7] AMBROŽ, J.: *Parní turbíny a kondenzace*. Vyd. ČVUT Praha, 1980. 829601.
- [8] KADRNOŽKA, J.: *Tepelné elektrárny a teplárny*. Vyd. Praha: SNTL, 1984. DT 621.311.22/.25.
- [9] KADRNOŽKA, J.: *Parní turbíny a kondenzace*. Vyd. VUT Brno, 1987. 55-597-87.
- [10] RAČEK, J.: *Strojní zařízení elektráren*. 3. Vyd. Brno: Nakladatelství Novotný 2007. ISBN 978-80-214-3388-2.
- [11] ENCOTECH INC. *Esteam Calculator* [počítačový program]. Ver. 4.02. [USA], 2007. [cit. 2009-05-21]. Dostupné z URL <http://www.encotech.com/esteam.php>. DEMO verze zdarma.