

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PROTITLAKOVÁ PARNÍ TURBINA

BACKPRESSURE STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ZDENĚK KUBIŠ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/13

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Zdeněk Kubiš

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Protitlaková parní turbína

v anglickém jazyce:

Backpressure Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte teplárenskou jednotělesovou parní turbínu o výkonu 60 MW pro dvoustupňový ohřev topné vody.

Návrh bude zpracován pro následující parametry:

množství admisní páry $m_1 = 70 \text{ kg/s}$

tlak admisní páry $p_1 = 75 \text{ bar(a)}$

teplota admisní / přehřáté páry $t_1 = 480 \text{ °C}$

minimální vstupní teplota topné vody $t_{1-DH1} = 45 \text{ °C}$

maximální vstupní teplota topné vody $t_{1-DH1} = 55 \text{ °C}$

minimální výstupní teplota topné vody $t_{2-DH2} = 80 \text{ °C}$

maximální výstupní teplota topné vody $t_{2-DH2} = 95 \text{ °C}$

teplota napájecí vody $t_n \approx 135 \text{ °C}$

Cíle diplomové práce:

Regulace turbíny je dýzová s pevným tlakem. Parní turbínu navrhněte s výstupem dolů do topného ohříváků. Turbína je určena pro kogenerační cyklus a nemá žádné přídavné technologické odběry páry. Regenerace se sestává ze dvou NT ohříváků, odplynováku s napájecí nádrží. Systémy regenerace a teplofikace jsou zcela odděleny, tj, do regenerace přichází kondenzát z teplofikačních ohříváků.

Otáčky turbíny a další nespecifikované parametry cyklu vhodně zvolte. Volbu otáček turbíny zdůvodněte.

Vypracujte bilanční schéma turbíny pro provozy s ohřátím topné vody 55/95°C a 45/80°C pro plné množství admisní páry. Vypracujte bilanční schéma turbíny pro provoz s ohřátím topné vody 50/85°C a pro 80% množství admisní páry.

Seznam odborné literatury:

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

Škopek,J.:Parní turbína, ZČU Plzeň 2007

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 19.10.2012



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

ABSTRAKT

Tématem diplomové práce je návrh jednotělesové parní turbíny o výkonu 60 MW pro dvoustupňový ohřev topné vody. Turbína je určena pro kogenerační cyklus, má čtyři neregulované odběry a výstup dolů do topného ohříváku. Nejprve je proveden tepelný výpočet turbíny pro provoz se 100 % páry. Dále je vypracován detailní návrh průtočného kanálu spolu s pevnostním výpočtem lopatek a rozváděcích kol. V závěru práce jsou porovnány požadované provozní podmínky a uvedena příslušná bilanční schémata. Součástí práce je také výkres turbíny v podélném řezu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Protitlaková parní turbína, bilanční schéma, průtočná část, pevnostní výpočet

ABSTRACT

The theme of the master's thesis is to design a 60 MW single-casing steam turbine for the two-stage district water heating. The turbine is designed for cogeneration cycle, has four uncontrolled extractions and the outlet down to the heater. First, there is the thermodynamic calculation of the turbine operation with 100 % steam mass flow. Further, the detailed design of flow part with the strength calculation of blades and diaphragms is drawn. By the end of the thesis, the required operations are compared and corresponding heat balancing diagrams are listed. The thesis also includes a turbine longitudinal section.

KEYWORDS

Backpressure steam turbine, heat balancing diagram, flow part, strength calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KUBIŠ, Z. *Protitlaková parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojínského inženýrství, 2013. 79 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Protitlaková parní turbína* vypracoval samostatně, na základě odborných konzultací a s využitím odborné literatury a zdrojů uvedených v seznamu na konci práce.

24. května 2013

Bc. Zdeněk Kubiš

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za jeho ochotu a vstřícnost, hlavně ale za jeho přednášky, které ve mně prohloubily zájem o obor parních turbin. Dále pak Ing. Norbertu Weberovi ze společnosti Doosan Škoda Power za odborné vedení a cenné připomínky. Děkuji také svým rodičům za podporu během celého vysokoškolského studia.

Obsah

ÚVOD	13
1 TEPELNÝ VÝPOČET TURBINY	14
1.1 Průběh expanze v turbině.....	14
1.2 Tepelný výpočet systému teplofikace.....	16
1.2.1 Výpočet parametrů páry pro OTV1	16
1.2.2 Výpočet parametrů páry pro OTV2.....	17
1.2.3 Redukčně-chladicí stanice	17
1.3 Tepelný výpočet systému regenerace	18
1.3.1 Výpočet parametrů páry pro NTO1	20
1.3.2 Výpočet parametrů páry pro NTO2.....	21
1.3.3 Výpočet parametrů páry pro odplynovák s napájecí nádrží	22
1.4 Výpočet množství páry v jednotlivých odběrech.....	23
1.4.1 Poměrné velikosti odběrů	23
1.4.2 Skutečné množství páry v jednotlivých odběrech	25
1.5 Tepelný výkon topného systému	25
1.6 Výkon turbíny	26
2 VOLBA OTÁČEK TURBINY	27
3 NÁVRH PRŮTOČNÉ ČÁSTI TURBINY	27
3.1 Výpočet základních parametrů průtočného kanálu.....	28
3.1.1 Použité vzorce.....	28
3.1.2 Tabulka vypočtených hodnot	32
3.1.3 Lopatkový plán	34
3.1.4 Shrnutí základních parametrů turbíny	34
3.1.5 Expanzní čára turbíny.....	36
3.2 Volba profilů a délek lopatek.....	37
3.2.1 Rychlostní trojúhelníky	37
3.2.2 Profily lopatek	41
3.2.3 Parametry páry za jednotlivými lopatkovými řadami	45
3.2.4 Délky lopatek.....	47
3.3 Pevnostní výpočet	49
3.3.1 Namáhání oběžných lopatek.....	49
3.3.2 Namáhání rozváděcích kol	57

3.4	Kritické otáčky rotoru	61
4	TEPELNÝ VÝPOČET TURBINY – nenávrhové stavy.....	62
5	BILANČNÍ SCHÉMATA	64
	ZÁVĚR.....	69
	Seznam použitých zdrojů	70
	Seznam příloh.....	70
	Seznam použitých zkratek a symbolů	71
	PŘÍLOHY	72

ÚVOD

Tématem diplomové práce je protitlaková parní turbina pro teplárenské účely, přičemž teplo je dodáváno ve formě horké vody. Turbina je součástí kogeneračního cyklu, jedná se tedy o kombinovanou výrobu elektřiny a tepla, při níž dochází k efektivnímu využití tepelné energie obsažené v páře (na rozdíl od čistě kondenzační turbíny, kdy je část mařena v kondenzátoru). Avšak velkou nevýhodou této koncepce je to, že výroba elektřiny a tepla je spolu jednoznačně spjata – elektrický výkon turbíny je přímo závislý na požadavcích tepelné sítě a nelze jej libovolně měnit.

Cílem práce je pro zadané množství a parametry admisní páry (70 kg/s, tlak 75 bar a teplota 480 °C) a požadované teploty topné vody navrhnout jednotělesovou turbínu o výkonu 60 MW. Turbina má čtyři neregulované odběry: první tři jsou vedeny do systému regenerace (napájecí nádrž s odplynovákem a dva nízkotlaké ohříváky), poslední odběr, resp. výstup z turbíny, slouží pro dvoustupňový ohřev topné vody.

Pro uvedené zapojení musí být vypracováno bilanční schéma, které slouží jako podklad pro následující výpočty. V první řadě je třeba zvolit otáčky turbíny a typ lopatkování – tyto dvě skutečnosti mají zásadní vliv na celou konstrukční koncepci stroje. Vlastní návrh turbíny potom spočívá v rozdělení tepelného spádu (dán vstupními a výstupními parametry páry) mezi „rozumný“ počet stupňů, volbě jejich průměrů a délek lopatek. Důležité je určení termodynamické účinnosti a ověření dosažení požadovaného elektrického výkonu. Součástí práce je rovněž pevnostní výpočet, po němž již bylo možné rozkreslit základní tvar průtočného kanálu.

1 TEPELNÝ VÝPOČET TURBINY

Hlavním cílem tepelného výpočtu je určení parametrů a hmotnostních toků páry (resp. vody) ve všech místech tepelného oběhu, ve kterém turbina pracuje. Nejdůležitější jsou potom stavy páry a její průtočná množství na začátku a na konci expanze, stejně tak v jednotlivých odběrech, jenž slouží jako podklad pro návrh průtočné části turbiny.

Zadání diplomové práce (DP) ukládá vypracovat bilanční schéma turbiny pro provoz s ohřátím topné vody 55/95 °C a 45/80 °C pro plné množství admisní páry. Jelikož ale není známo, který provoz je zákazníkem preferován, bude v této části práce vypracován tepelný výpočet pro provoz s ohřátím topné vody 50/85 °C pro 100 % páry (Bilanční schéma č.1 v kap. 5), pro který bude následně celá turbina navržena s nejvyšší účinností.

Celý výpočet byl prováděn v programu Microsoft Excel 2007 s doplňkem „X Steam Tables“ [1s], pomocí kterého byly určeny parametry v jednotlivých místech tepelného oběhu. Hodnoty veličin, které bylo třeba volit (např. tlakové ztráty) byly konzultovány ve společnosti Doosan Škoda Power (DŠP) nebo brány z [1].

1.1 Průběh expanze v turbině

Průběh expanze v turbině prozatím znázorňuje zjednodušená expanzní čára turbiny – Obr. 1.2. Pro její sestavení je třeba stanovit začátek a konec expanze a také odhadnout vnitřní termodynamickou účinnost turbiny. Po návrhu průtočné části bude sestavena nová expanzní čára zohledňující skutečné účinnosti a stavy páry v jednotlivých úsecích turbiny.

Ze zadání DP jsou známy parametry páry (tlak a teplota) na přírubě spouštěcího rychlouzávěrného ventilu (SRV). Ovšem samotná expanze v turbině začíná až po průchodu páry tímto a následně regulačními ventily (RV), tzn. na vstupu do rozváděcího kola regulačního stupně. V těchto ventilech dochází vlivem škrcení ke ztrátám a tedy k mírnému snížení vstupních parametrů (izoentalpický děj – hodnota entalpie uvažována stejná jako před samotným škrcením).

Parametry páry před SRV:

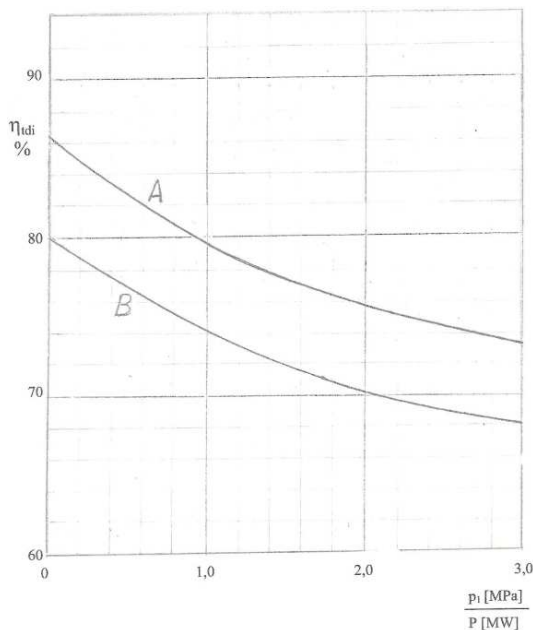
tlak: $p_0 = 75 \text{ bar}$
teplota: $t_0 = 480 \text{ °C}$

Parametry páry za RV (začátek expanze):

entalpie: $i_0(p_0; t_0) = 3356,0 \text{ kJ/kg}$
tlaková ztráta: $\Delta p_{z0} = 3,5 \%$
tlak: $p'_0 = p_0 \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_{z0}}{100}\right) = 75 \cdot \left(1 - \frac{3,5}{100}\right) = 72,375 \text{ bar}$
teplota: $t'_0(p'_0; i_0) = 478,6 \text{ °C}$
měrný objem: $v'_0(p'_0; i_0) = 0,0449 \text{ m}^3/\text{kg}$
entropie: $s_0(p_0; i_0) = 6,713 \text{ kJ/kgK}$

Tlak na konci expanze je u protitlakové turbiny obecně dán potřebami odběratele páry. V tomto případě, jelikož se jedná o teplotěnskou turbínu, je pára na výstupu z turbiny použita k ohřevu topné vody v systému teplofikace. Tlak na výstupu z turbiny tedy odpovídá teplotě sytosti páry v ohříváku topné vody OTV1 zvýšený o tlakové ztráty ve výstupním hrdle turbiny.

Pro určení entalpie páry na výstupu z turbíny (v další části práce také v jednotlivých odběrech) a znázornění průběhu expanze je nutné odhadnout vnitřní termodynamickou účinnost turbíny. Pro tento účel byla hodnota účinnosti odečtena z nomogramu na Obr. 1.1.



Křivka A platí pro dvoutělesové a bohatě vyložené turbíny
B pro levnější turbíny s Curtisovým stupněm

$$\frac{p_1 [\text{MPa}]}{P [\text{MW}]} = \frac{7,2375}{60} = 0,12$$

Křivka A

$$\eta_{tdi} = 85,4 \%$$

Obr. 1.1 Vnitřní termodynamická účinnost turbíny v závislosti na poměru vstupního tlaku páry a výkonu [1]

Parametry páry na výstupu z turbíny (konec expanze):

tlak:

$$p'_{OTV1} = 0,325 \text{ bar (výpočet popsán v kap. 1.2.1)}$$

iz. entalpie:

$$i_{OTV1,iz} (p'_{OTV1}; s_0) = 2274,4 \text{ kJ/kg}$$

iz. spád:

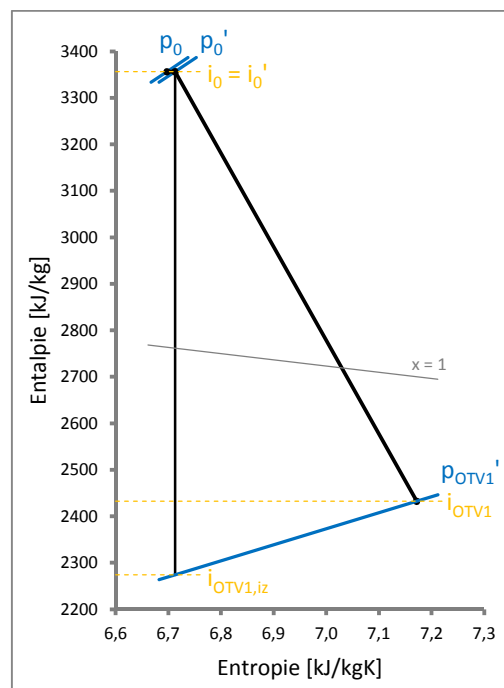
$$h_{0-OTV1,iz} = i_0 - i_{OTV1,iz} = 3356,0 - 2274,4 = 1081,6 \text{ kJ/kg}$$

skutečný spád:

$$h_{0-OTV1} = h_{0-OTV1,iz} \cdot \eta_{tdi} = 1081,6 \cdot 0,854 = 923,7 \text{ kJ/kg}$$

entalpie:

$$i_{OTV1} = i_0 - h_{0-OTV1} = 3356,0 - 923,7 = 2432,3 \text{ kJ/kg}$$



Obr. 1.2 Zjednodušená expanzní čára turbíny

1.2 Tepelný výpočet systému teplofikace

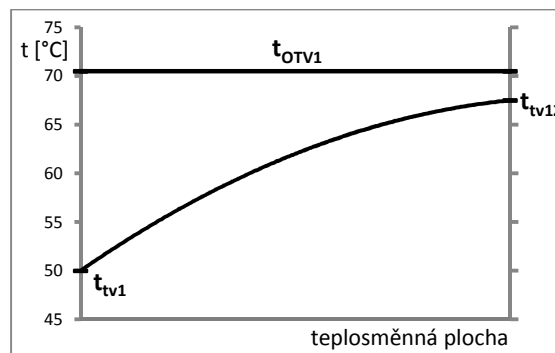
Turbína má být navržena pro dvoustupňový ohřev topné vody; systém teplofikace tedy sestává ze dvou ohříváků topné vody (OTV). Výstup z turbíny je veden dolů do OTV1, pára pro OTV2 je přivedena z posledního odběru turbíny. Kondenzáty z jednotlivých ohříváků přicházejí po smísení do systému regenerace.

Celkové ohřátí topné vody je dáno její vstupní a výstupní teplotou a bude rozděleno rovnoměrně mezi oba ohříváky.

vstupní teplota topné vody:	$t_{tv1} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$
výstupní teplota topné vody:	$t_{tv2} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$
celkové ohřátí topné vody:	$\Delta t_{tv} = t_{tv2} - t_{tv1} = 85 - 50 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$
ohřátí topné vody v 1 OTV:	$\Delta t_{tv(1 \text{ OTV})} = \frac{\Delta t_{tv}}{2} = \frac{35}{2} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$

1.2.1 Výpočet parametrů páry pro OTV1

Vychází se ze znalosti průběhu teplot pracovních látek v povrchovém parním ohříváku vody – Obr. 1.3. Nejprve je nutné zvolit koncový teplotní rozdíl mezi teplotou vody na výstupu z ohříváku a teplotou páry na mezi sytosti. Této teplotě odpovídá tlak, při kterém pára kondenzuje; tlak páry v místě odběru je potom navýšen o tlakové ztráty vznikající v potrubí mezi turbínou a ohřívákem.



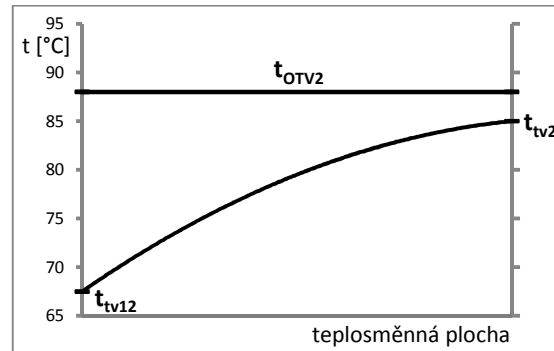
Obr. 1.3 Průběh teplot v OTV1

teplota topné vody před OTV1:	$t_{tv1} = 50,0 \text{ }^\circ\text{C}$
entalpie topné vody před OTV1:	$i_{tv1}(t_{tv1}; x=0) = 209,3 \text{ kJ/kg}$
teplota topné vody za OTV1:	$t_{tv12} = t_{tv1} + \Delta t_{tv(1 \text{ OTV})} = 50,0 + 17,5 = 67,5 \text{ }^\circ\text{C}$
entalpie topné vody za OTV1:	$i_{tv12}(t_{tv12}; x=0) = 282,5 \text{ kJ/kg}$
koncový teplotní rozdíl:	$\delta_{OTV1} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$
teplota páry na mezi sytosti:	$t_{OTV1} = t_{tv12} + \delta_{OTV1} = 67,5 + 3 = 70,5 \text{ }^\circ\text{C}$
tlak páry odpovídající t_{OTV1} :	$p_{OTV1}(t_{OTV1}) = 0,319 \text{ bar}$
tlaková ztráta v potrubí k odběru:	$\Delta p_{zOTV1} = 2 \%$
tlak páry v místě odběru:	$p'_{OTV1} = \frac{p_{OTV1}}{\left(1 - \frac{\Delta p_{zOTV1}}{100}\right)} = \frac{0,319}{\left(1 - \frac{2}{100}\right)} = 0,325 \text{ bar}$
entalpie páry v místě odběru:	$i_{OTV1} = 2432,3 \text{ kJ/kg}$ (výpočet popsán v kap. 1.1)
teplota páry v místě odběru:	$t'_{OTV1}(p'_{OTV1}; i_{OTV1}) = 71,0 \text{ }^\circ\text{C}$
měrný objem páry v místě odběru:	$v'_{OTV1}(p'_{OTV1}; i_{OTV1}) = 4,4399 \text{ m}^3/\text{kg}$
entalpie kondenzátu z OTV1:	$i'_{OTV1}(t_{OTV1}; x=0) = 295,1 \text{ kJ/kg}$

1.2.2 Výpočet parametrů páry pro OTV2

Ohřívák topné vody OTV2 je důležitým prvkem celého tepelného oběhu – pára zde ohřívá topnou vodu na konečnou výstupní teplotu požadovanou provozovatelem tepelné sítě. Tato teplota, spolu s odpovídajícím průtokem topné vody, musí být dodržena ve všech předem dohodnutých provozech. To je třeba zohlednit i při návrhu průtočného kanálu turbíny.

Výpočet parametrů páry je analogický s OTV1. Průběh teplot je znázorněn na Obr. 1.4.



Obr. 1.4 Průběh teplot v OTV2

teplota topné vody před OTV2:	$t_{tv12} = 67,5 \text{ °C}$
entalpie topné vody před OTV2:	$i_{tv12} = 282,5 \text{ kJ/kg}$
teplota topné vody za OTV2:	$t_{tv2} = 85,0 \text{ °C}$
entalpie topné vody za OTV2:	$i_{tv2} (t_{tv2}; x=0) = 355,9 \text{ kJ/kg}$
koncový teplotní rozdíl:	$\delta_{OTV2} = 3 \text{ °C}$
teplota páry na mezi sytosti:	$t_{OTV2} = t_{tv2} + \delta_{OTV2} = 85,0 + 3 = 88,0 \text{ °C}$
tlak páry odpovídající t_{OTV2} :	$p_{OTV2} (t_{OTV2}) = 0,650 \text{ bar}$

tlaková ztráta v potrubí k odběru: $\Delta p_{zOTV2} = 2 \%$

tlak páry v místě odběru: $p'_{OTV2} = \frac{p_{OTV2}}{\left(1 - \frac{\Delta p_{zOTV2}}{100}\right)} = \frac{0,650}{\left(1 - \frac{2}{100}\right)} = 0,663 \text{ bar}$

iz. entalpie v místě odběru: $i_{OTV2,iz} (p'_{OTV2}; s'_0) = 2373,5 \text{ kJ/kg}$

iz. spád k odběru: $h_{0-OTV2,iz} = i_0 - i_{OTV2,iz} = 3356,0 - 2373,5 = 982,6 \text{ kJ/kg}$

skutečný spád k odběru: $h_{0-OTV2} = h_{0-OTV2,iz} \cdot \eta_{tdi} = 982,6 \cdot 0,854 = 839,1 \text{ kJ/kg}$

entalpie páry v místě odběru: $i_{OTV2} = i_0 - h_{0-OTV2} = 3356,0 - 839,1 = 2516,9 \text{ kJ/kg}$

teplota páry v místě odběru: $t'_{OTV2} (p'_{OTV2}; i_{OTV2}) = 88,5 \text{ °C}$

měrný objem páry v místě odběru: $v_{OTV2} (p'_{OTV2}; i_{OTV2}) = 2,3342 \text{ m}^3/\text{kg}$

entalpie kondenzátu z OTV2: $i'_{OTV2} (t_{OTV2}; x = 0) = 368,6 \text{ kJ/kg}$

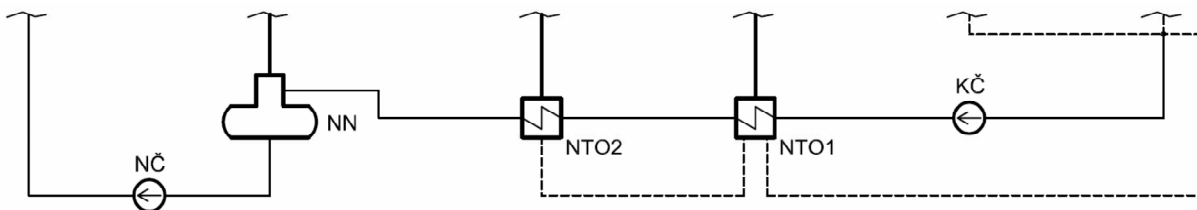
1.2.3 Redukčně-chladicí stanice

Z důvodu zabezpečení dodávky tepla i v případě havarijního odstavení turbíny je bilanční schéma doplněno o redukčně-chladicí stanici. Ta umožňuje dodávat páru odpovídajících parametrů, tj. tlaku a teploty, do obou teplofikačních ohříváků přímo z kotle a po nezbytně nutnou dobu tak zajistit zákazníkem požadované parametry topné vody.

1.3 Tepelný výpočet systému regenerace

Systém regenerace slouží ke zvýšení teploty napájecí vody vstupující do kotle a tím i ke zvýšení tepelné účinnosti celého oběhu. Dle zadání DP se skládá ze dvou nízkotlakých ohříváků (NTO) a odplynováku s napájecí nádrží (NN). Topná pára požadovaných parametrů je pro tyto výměníky přivedena z prvních tří odběrů v turbině.

Hlavní kondenzát je topnou parou postupně ohříván z teploty t_{k1} před NTO1 až na teplotu t_{NN} v napájecí nádrži. Tento teplotní rozdíl je rovnoměrně rozdělen mezi oba NTO a NN. Kondenzát z NTO2 je vlivem tlakového spádu kaskádován do NTO1, dále pak do uzlu, ve kterém se mísí s kondenzáty ze systému teplofikace. Schéma zapojení systému regenerace je znázorněno na Obr. 1.5.



Obr. 1.5 Schéma zapojení systému regenerace

Aby bylo možné stanovit celkové ohřátí hl. kondenzátu a následný výpočet parametrů páry pro jednotlivé výměníky v regeneraci, je nutné určit teploty t_{NN} a t_{k1} . Jelikož jsou ale v této fázi práce známy pouze teploty (resp. entalpie) kondenzátů přicházejících z teplofikačních ohříváků a teplota napájecí vody daná zadáním DP, bude celý výpočet proveden iteračně.

Nejprve je nutné teploty t_{NN} a t_{k1} , dále také poměrné velikosti odběrů, odhadnout, a stanovit přírůstky tlaků v napájecím a kondenzátním čerpadle; po určení skutečných odběrových množství (viz kap. 1.4) dojde ke zpřesnění celého výpočtu.

Napájecí čerpadlo

Tlak před napájecím čerpadlem (NČ) je roven tlaku v napájecí nádrži. Tlak za NČ musí být takový, aby se po odečtení tlakových ztrát na trase mezi NČ a přírubou SRV (ztráty v potrubí napájecí vody, v kotli, v parním potrubí mezi kotlem a turbinou) dosáhlo požadované hodnoty tlaku na vstupu do turbíny. Tento je určen ze vztahu používaného ve společnosti DŠP. Účinnost NČ je uvažována 80 %.

teplota napájecí vody:	$t_{nv} = 135,0 \text{ } ^\circ\text{C}$
tlak za NČ:	$p_{N\check{C}} = 1,25 \cdot p_0 + 12 = 1,25 \cdot 75 + 12 = 105,75 \text{ bar}$
entalpie za NČ:	$i'_{N\check{C}}(p_{N\check{C}}; t_{nv}) = 574,6 \text{ kJ/kg}$
teplota v NN:	$t_{NN} = 133,4 \text{ } ^\circ\text{C}$ (zprěsněný odhad po iteraci)
tlak v NN:	$p_{NN}(t_{NN}) = 2,988 \text{ bar}$
přírůstek tlaku v NČ:	$\Delta p_{N\check{C}} = p_{N\check{C}} - p_{NN} = 105,75 - 2,988 = 102,762 \text{ bar}$
přírůstek entalpie v NČ [2]:	$\Delta i_{N\check{C}} = \frac{\Delta p_{N\check{C}} \cdot v_{N\check{C}}(p_{N\check{C}}; t_{nv})}{\eta_{N\check{C}}} = \frac{102,762 \cdot 10^2 \cdot 0,00107}{0,8} = 13,7 \text{ kJ/kg}$
entalpie v NN:	$i'_{NN} = i'_{N\check{C}} - \Delta i_{N\check{C}} = 574,6 - 13,7 = 560,9 \text{ kJ/kg}$
zároveň musí platit:	$i'_{NN}(t_{NN}; x = 0) = 560,9 \text{ kJ/kg}$

Kondenzátní čerpadlo

Tlak před kondenzátním čerpadlem (KČ) je roven nejnižšímu tlaku v uzlu, ve kterém se všechny kondenzáty mísí, tzn. tlaku v OTV1. Tlak za KČ musí odpovídat tlaku v NN navýšenému o tlakové ztráty na trase mezi KČ a NN (po konzultaci voleny 10 bar). Účinnost KČ je uvažována 80 %.

teplota hl. kondenzátu před NTO1:

$$t_{k1} = 80,9 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (zpřesněný odhad po iteraci)}$$

tlak za KČ:

$$p_{KČ} = p_{NN} + 10 = 2,988 + 10 = 12,988 \text{ bar}$$

entalpie za KČ:

$$i'_{KČ} (p_{KČ}; t_{k1}) = 339,6 \text{ kJ/kg}$$

teplota před KČ:

$$t_{KČ*} = t_{k1} = 80,9 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (zanedbatelné ohřátí v KČ)}$$

tlak před KČ:

$$p_{KČ*} = p_{OTV1} = 0,319 \text{ bar}$$

přírůstek tlaku v KČ:

$$\Delta p_{KČ} = p_{KČ} - p_{KČ*} = 12,988 - 0,319 = 12,669 \text{ bar}$$

přírůstek entalpie v KČ [2]:

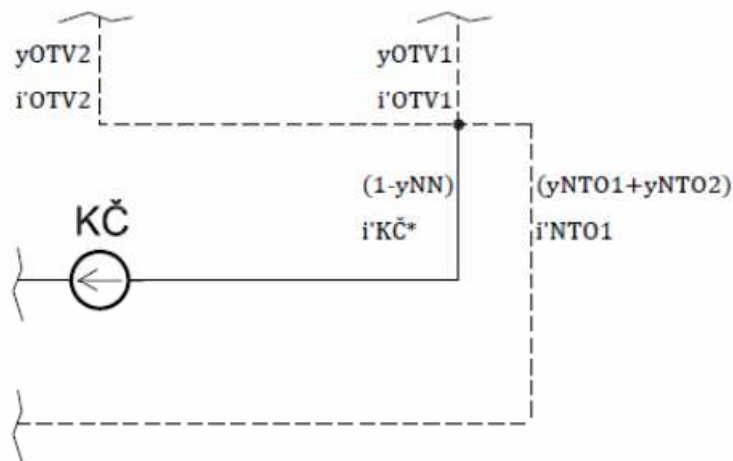
$$\Delta i_{KČ} = \frac{\Delta p_{KČ} \cdot v_{KČ} (p_{KČ}; t_{k1})}{\eta_{KČ}} = \frac{12,669 \cdot 10^2 \cdot 0,00103}{0,8} = 1,6 \text{ kJ/kg}$$

entalpie před KČ:

$$i'_{KČ*} = i'_{KČ} - \Delta i_{KČ} = 339,6 - 1,6 = 338,0 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} \text{zároveň musí platit: } i'_{KČ*} &= \frac{y_{OTV2} \cdot i'_{OTV2} + y_{OTV1} \cdot i'_{OTV1} + (y_{NTO1} + y_{NTO2}) \cdot i'_{NTO1}}{(1 - y_{NN})} = \\ &= \frac{0,45 \cdot 368,6 + 0,4524 \cdot 295,1 + (0,0314 + 0,0331) \cdot 424,9}{(1 - 0,0332)} = \\ &= 338,0 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

- vychází se z tepelné bilance uzlu, ve kterém se všechny kondenzáty mísí (Obr. 1.6)



Obr. 1.6 Tepelná bilance uzlu

ROZDĚLENÍ CELKOVÉHO OHŘÁTÍ HLAVNÍHO KONDENZÁTU

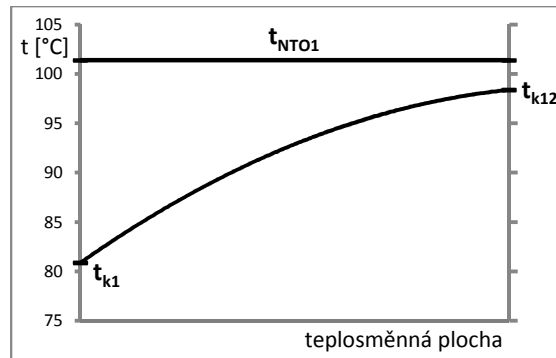
celkové ohřátí hl. kondenzátu: $\Delta t_k = t_{NN} - t_{k1} = 133,4 - 80,9 = 52,5 \text{ }^\circ\text{C}$

ohřátí hl. kondenzátu v 1 NTO: $\Delta t_{k(1 \text{ NTO})} = \frac{\Delta t_k}{3} = \frac{52,5}{3} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Nyní je již možné přistoupit k samotnému výpočtu parametrů páry pro jednotlivé výměníky v regeneraci – viz následující tři podkapitoly.

1.3.1 Výpočet parametrů páry pro NTO1

Nízkotlaké ohříváky jsou stejně jako ohříváky topné vody povrchové výměníky, ve kterých přenos tepla probíhá kondenzací páry na teplosměnné ploše. Výpočet parametrů páry je tedy analogický např. s OTV2 v systému teplofikace. Průběh teplot je znázorněn na Obr. 1.7.



Obr. 1.7 Průběh teplot v NTO1

teplota hl. kondenzátu před NTO1: $t_{k1} = 80,9 \text{ °C}$ (výpočet popsán v úvodu kap. 1.3)

entalpie hl. kondenzátu před NTO1: $i_{k1} = 339,6 \text{ kJ/kg}$ (výpočet popsán v úvodu kap. 1.3)

teplota hl. kondenzátu za NTO1: $t_{k12} = t_{k1} + \Delta t_k (1 \text{ NTO}) = 80,9 + 17,5 = 98,4 \text{ °C}$

entalpie hl. kondenzátu za NTO1: $i_{k12} (t_{k12}; x=0) = 412,3 \text{ kJ/kg}$

koncový teplotní rozdíl: $\delta_{NTO1} = 3 \text{ °C}$

teplota páry na mezi sytosti: $t_{NTO1} = t_{k12} + \delta_{NTO1} = 98,4 + 3 = 101,4 \text{ °C}$

tlak páry odpovídající t_{NTO1} : $p_{NTO1} (t_{NTO1}) = 1,065 \text{ bar}$

tlaková ztráta v potrubí k odběru: $\Delta p_{zNTO1} = 4,5 \%$

tlak páry v místě odběru: $p'_{NTO1} = \frac{p_{NTO1}}{\left(1 - \frac{\Delta p_{zNTO1}}{100}\right)} = \frac{1,065}{\left(1 - \frac{4,5}{100}\right)} = 1,116 \text{ bar}$

iz. entalpie v místě odběru: $i_{NTO1,iz} (p'_{NTO1}; s_0) = 2450,8 \text{ kJ/kg}$

iz. spád k odběru: $h_{0-NTO1,iz} = i_0 - i_{NTO1,iz} = 3356,0 - 2450,8 = 905,2 \text{ kJ/kg}$

skutečný spád k odběru: $h_{0-NTO1} = h_{0-NTO1,iz} \cdot \eta_{tdi} = 905,2 \cdot 0,854 = 773,1 \text{ kJ/kg}$

entalpie páry v místě odběru: $i_{NTO1} = i_0 - h_{0-NTO1} = 3356,0 - 773,1 = 2583,0 \text{ kJ/kg}$

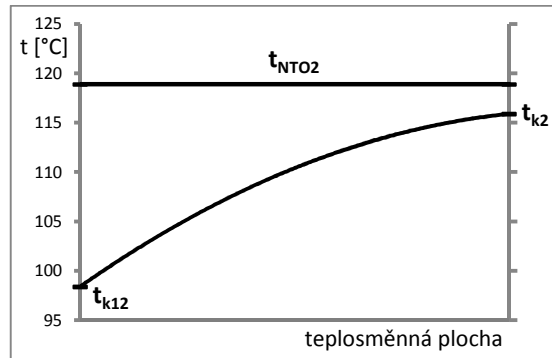
teplota páry v místě odběru: $t'_{NTO1} (p'_{NTO1}; i_{NTO1}) = 102,7 \text{ °C}$

měrný objem páry v místě odběru: $v_{NTO1} (p'_{NTO1}; i_{NTO1}) = 1,4635 \text{ m}^3/\text{kg}$

entalpie kondenzátu z NTO1: $i'_{NTO1} (t_{NTO1}; x = 0) = 424,9 \text{ kJ/kg}$

1.3.2 Výpočet parametrů páry pro NTO2

Výpočet parametrů páry je analogický s NTO1. Průběh teplot je znázorněn na Obr. 1.8.



Obr. 1.8 Průběh teplot v NTO2

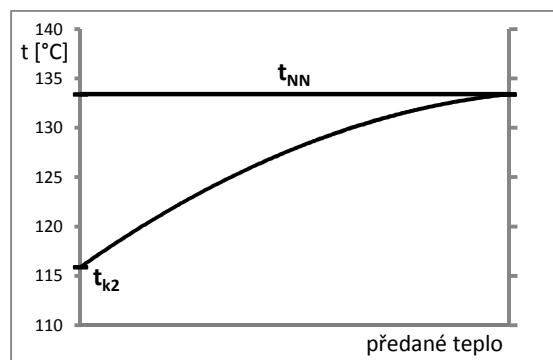
teplota hl. kondenzátu před NTO2:	$t_{k12} = 98,4 \text{ } ^\circ\text{C}$
entalpie hl. kondenzátu před NTO2:	$i_{k12} = 412,3 \text{ kJ/kg}$
teplota hl. kondenzátu za NTO2:	$t_{k2} = t_{k12} + \Delta t_{k(1 \text{ NTO})} = 98,4 + 17,5 = 115,9 \text{ } ^\circ\text{C}$
entalpie hl. kondenzátu za NTO2:	$i_{k2} (t_{k2}; x=0) = 486,3 \text{ kJ/kg}$
koncový teplotní rozdíl:	$\delta_{\text{NTO2}} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$
teplota páry na mezi sytosti:	$t_{\text{NTO2}} = t_{k2} + \delta_{\text{NTO2}} = 115,9 + 3 = 118,9 \text{ } ^\circ\text{C}$
tlak páry odpovídající t_{NTO2} :	$p_{\text{NTO2}} (t_{\text{NTO2}}) = 1,918 \text{ bar}$
tlaková ztráta v potrubí k odběru:	$\Delta p_{z\text{NTO2}} = 4,5 \%$
tlak páry v místě odběru:	$p'_{\text{NTO2}} = \frac{p_{\text{NTO2}}}{\left(1 - \frac{\Delta p_{z\text{NTO2}}}{100}\right)} = \frac{1,918}{\left(1 - \frac{4,5}{100}\right)} = 2,008 \text{ bar}$
iz. entalpie v místě odběru:	$i_{\text{NTO2},iz} (p'_{\text{NTO2}}; s'_0) = 2544,0 \text{ kJ/kg}$
iz. spád k odběru:	$h_{0-\text{NTO2},iz} = i_0 - i_{\text{NTO2},iz} = 3356,0 - 2544,0 = 812,0 \text{ kJ/kg}$
skutečný spád k odběru:	$h_{0-\text{NTO2}} = h_{0-\text{NTO2},iz} \cdot \eta_{\text{tdi}} = 812,0 \cdot 0,854 = 693,4 \text{ kJ/kg}$
entalpie páry v místě odběru:	$i_{\text{NTO2}} = i_0 - h_{0-\text{NTO2}} = 3356,0 - 693,4 = 2662,6 \text{ kJ/kg}$
teplota páry v místě odběru:	$t'_{\text{NTO2}} (p'_{\text{NTO2}}; i_{\text{NTO2}}) = 120,3 \text{ } ^\circ\text{C}$
měrný objem páry v místě odběru:	$v_{\text{NTO2}} (p'_{\text{NTO2}}; i_{\text{NTO2}}) = 0,8648 \text{ m}^3/\text{kg}$
entalpie kondenzátu z NTO2:	$i'_{\text{NTO2}} (t_{\text{NTO2}}; x = 0) = 499,1 \text{ kJ/kg}$

1.3.3 Výpočet parametrů páry pro odplyňovák s napájecí nádrží

Odplyňovák s napájecí nádrží (NN) je směšovací výměník. Přenos tepla zde neprobíhá na teplosměnné ploše, ale přímým stykem páry s hlavním kondenzátem; koncový teplotní rozdíl je tedy roven nule. Průběh teplot je znázorněn na Obr. 1.9.

Hlavním úkolem odplyňováku je zvýšení teploty přiváděného kondenzátu na bod varu, při kterém dochází k vypuzování ve vodě rozpuštěných plynů. Odplyněný kondenzát potom opouští napájecí nádrž jako napájecí voda do kotle.

Pozn.: V praxi se odsávané nezkondenzované plyny (brýdové páry), stejně tak jakékoliv ostatní úniky a ztráty kondenzátu či páry v celém systému, nahrazují odpovídajícím množstvím přídavné vody. S tímto však po konzultaci a dle zvyklostí ve společnosti DŠP nebude dále počítáno (nejsou-li definovány žádné úniky, množství přídavné vody se uvažuje nulové).



Obr. 1.9 Průběh teplot v NN

teplota hl. kondenzátu před NN: $t_{k2} = 115,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$
entalpie hl. kondenzátu před NN: $i_{k2} = 486,3 \text{ kJ/kg}$
teplota v NN: $t_{NN} = 133,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (výpočet popsán na začátku kap. 1.3)
(rovněž ale také: $t_{NN} = t_{k2} + \Delta t_{k(1 \text{ NTO})} = 115,9 + 17,5 = 133,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$)
tlak v NN: $p_{NN}(t_{NN}) = 2,988 \text{ bar}$

tlaková ztráta v potrubí k odběru: $\Delta p_{zNN} = 10 \%$

tlak páry v místě odběru: $p'_{NN} = \frac{p_{NN}}{\left(1 - \frac{\Delta p_{zNN}}{100}\right)} = \frac{2,988}{\left(1 - \frac{10}{100}\right)} = 3,320 \text{ bar}$

iz. entalpie v místě odběru: $i_{NN,iz}(p'_{NN}; s'_0) = 2629,1 \text{ kJ/kg}$

iz. spád k odběru: $h_{0-NN,iz} = i_0 - i_{NN,iz} = 3356,0 - 2629,1 = 726,9 \text{ kJ/kg}$

skutečný spád k odběru: $h_{0-NN} = h_{0-NN,iz} \cdot \eta_{tdi} = 726,9 \cdot 0,854 = 620,8 \text{ kJ/kg}$

entalpie páry v místě odběru: $i_{NN} = i_0 - h_{0-NN} = 3356,0 - 620,8 = 2735,2 \text{ kJ/kg}$

teplota páry v místě odběru: $t'_{NN}(p'_{NN}; i_{NN}) = 139,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

měrný objem páry v místě odběru: $v'_{NN}(p'_{NN}; i_{NN}) = 0,5547 \text{ m}^3/\text{kg}$

entalpie kondenzátu z NN: $i'_{NN}(t_{NN}; x = 0) = 560,9 \text{ kJ/kg}$

1.4 Výpočet množství páry v jednotlivých odběrech

Nejprve bude proveden výpočet poměrných velikostí odběrů, kdy se velikost hmotnostního toku páry do turbíny uvažuje 1 kg/s. Následně bude dopočítáno skutečné množství páry v jednotlivých odběrech, které odpovídá zadanému množství admisní páry.

1.4.1 Poměrné velikosti odběrů

Vychází se z tepelné bilance jednotlivých výměníků v oběhu (Obr. 1.10 až 1.14); ztráty tepla do okolí ve výměnících jsou po konzultaci ve společnosti DŠP zanedbány, jejich účinnost se bez újmy na přesnosti výpočtu uvažuje 100 %.

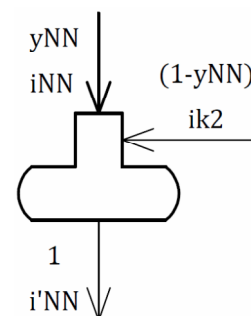
1) Odplyňovák s napájecí nádrží

tepelná bilance NN:

$$y_{NN} \cdot i_{NN} + (1 - y_{NN}) \cdot i_{k2} = 1 \cdot i'_{NN}$$

poměrná velikost odběru pro NN:

$$y_{NN} = \frac{i'_{NN} - i_{k2}}{i_{NN} - i_{k2}} = \frac{560,9 - 486,3}{2735,2 - 486,3} = 0,0332$$



Obr. 1.10 Tepelná bilance NN

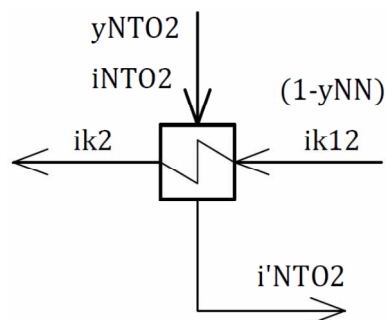
2) Regenerační ohřívák NTO2

tepelná bilance NTO2:

$$y_{NTO2} \cdot (i_{NTO2} - i'_{NTO2}) = (1 - y_{NN}) \cdot (i_{k2} - i_{k12})$$

poměrná velikost odběru pro NTO2:

$$y_{NTO2} = \frac{(1 - y_{NN}) \cdot (i_{k2} - i_{k12})}{(i_{NTO2} - i'_{NTO2})} = \frac{(1 - 0,0332) \cdot (486,3 - 412,3)}{(2662,6 - 499,1)} = 0,0331$$

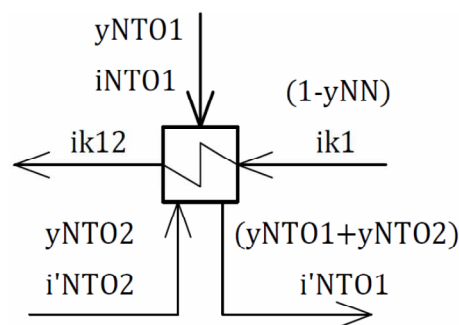


Obr. 1.11 Tepelná bilance NTO2

3) Regenerační ohřívák NTO1

tepelná bilance NTO1:

$$y_{NTO1} \cdot (i_{NTO1} - i'_{NTO1}) + y_{NTO2} \cdot (i'_{NTO2} - i'_{NTO1}) = (1 - y_{NN}) \cdot (i_{k12} - i_{k1})$$



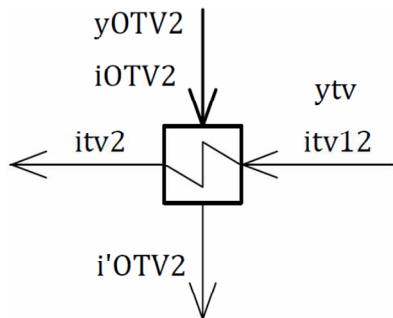
Obr. 1.12 Tepelná bilance NTO1

poměrná velikost odběru pro NTO1:

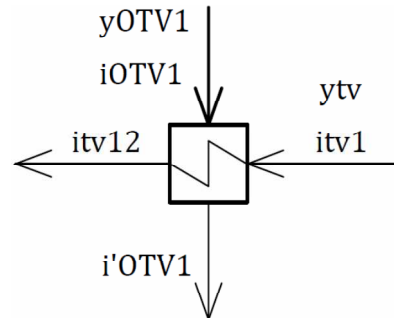
$$y_{NTO1} = \frac{(1 - y_{NN}) \cdot (i_{k12} - i_{k1}) - y_{NTO2} \cdot (i'_{NTO2} - i'_{NTO1})}{(i_{NTO1} - i'_{NTO1})} =$$

$$= \frac{(1 - 0,0332) \cdot (412,3 - 339,6) - 0,0331 \cdot (499,1 - 424,9)}{(2583,0 - 424,9)} = 0,0314$$

4) Teplofikační ohříváky OTV2 a OTV1



Obr. 1.13 Tepelná bilance OTV2



Obr. 1.14 Tepelná bilance OTV1

tepelná bilance OTV2: $y_{OTV2} \cdot (i_{OTV2} - i'_{OTV2}) = y_{tv} \cdot (i_{tv2} - i_{tv12})$

tepelná bilance OTV1: $y_{OTV1} \cdot (i_{OTV1} - i'_{OTV1}) = y_{tv} \cdot (i_{tv12} - i_{tv1})$

(y_{tv} [-] – poměrné množství topné vody)

- 2 rovnice o 3 neznámých → substituce: $y_{OTV1} = 1 - y_{NN} - y_{NTO2} - y_{NTO1} - y_{OTV2}$

potom

poměrná velikost odběru pro OTV2:

$$y_{OTV2} = \frac{(1 - y_{NN} - y_{NTO2} - y_{NTO1}) \cdot (i_{OTV1} - i'_{OTV1})}{(i_{OTV2} - i'_{OTV2}) + (i_{OTV1} - i'_{OTV1})} =$$

$$= \frac{(1 - 0,0332 - 0,0331 - 0,0314) \cdot (2432,3 - 295,1)}{(2516,9 - 368,6) + (2432,3 - 295,1)} = 0,45$$

poměrná velikost odběru pro OTV1:

$$y_{OTV1} = 1 - y_{NN} - y_{NTO2} - y_{NTO1} - y_{OTV2} =$$

$$= 1 - 0,0332 - 0,0331 - 0,0314 - 0,45 = 0,4524$$

1.4.2 Skutečné množství páry v jednotlivých odběrech

zadané množství admisní páry: $m_p = 70 \text{ kg/s}$

množství páry v odběru pro NN:

$$m_{NN} = m_p \cdot y_{NN} = 70 \cdot 0,0332 = 2,3208 \text{ kg/s}$$

množství páry v odběru pro NTO2:

$$m_{NTO2} = m_p \cdot y_{NTO2} = 70 \cdot 0,0331 = 2,3159 \text{ kg/s}$$

množství páry v odběru pro NTO1:

$$m_{NTO1} = m_p \cdot y_{NTO1} = 70 \cdot 0,0314 = 2,1987 \text{ kg/s}$$

množství páry v odběru pro OTV2:

$$m_{OTV2} = m_p \cdot y_{OTV2} = 70 \cdot 0,45 = 31,5 \text{ kg/s}$$

množství páry v odběru pro OTV1:

$$m_{OTV1} = m_p \cdot y_{OTV1} = 70 \cdot 0,4524 = 31,6646 \text{ kg/s}$$

1.5 Tepelný výkon topného systému

Tepelný výkon topného systému je jednoznačně určen průtokem a celkovým ohřátím topné vody. Průtok se opět stanoví pomocí poměrného množství, které odpovídá 1 kg/s páry na vstupu do turbíny, dle tepelné bilance teplofikačních ohříváků (viz kap. 1.4.1). Celkové ohřátí topné vody je dáno její vstupní a požadovanou výstupní teplotou.

poměrné množství topné vody:

$$y_{tv} = \frac{y_{OTV2} \cdot (i_{OTV2} - i'_{OTV2})}{(i_{tv2} - i_{tv12})} = \frac{0,45 \cdot (2516,9 - 368,6)}{(355,9 - 282,5)} = 13,17$$

množství topné vody:

$$m_{tv} = m_p \cdot y_{tv} = 70 \cdot 13,17 = 921,99 \text{ kg/s}$$

celkové ohřátí topné vody: $\Delta t_{tv} = t_{tv2} - t_{tv1} = 85 - 50 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Tepelný výkon topného systému:

$$P_t = m_{tv} \cdot c_p \cdot \Delta t_{tv} = \frac{921,99 \cdot 4,187 \cdot 35}{1000} = 135,11 \text{ MW}_t,$$

kde $c_p = 4,187 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ - měrná tepelná kapacita vody

1.6 Výkon turbíny

Výpočet výkonu turbíny je důležitý z hlediska ověření dosažení požadovaného výkonu zadáním DP. Nejprve bude určen tzv. vnitřní výkon turbíny, který je dán hmotnostními toky páry v jednotlivých úsecích turbíny a odpovídajícími entalpickými spády mezi odběry. Skutečný výkon celého turbosoustrojí bude nižší o mechanické ztráty (zejména v ložiscích) a ztráty v elektrickém generátoru.

Množství páry v jednotlivých úsecích turbíny:

$$\begin{aligned}
 \text{úsek I (0-NN):} & \quad m_I = m_p = 70 \text{ kg/s} \\
 \text{úsek II (NN-NTO2):} & \quad m_{II} = m_I - m_{NN} = 70 - 2,3208 = 67,6792 \text{ kg/s} \\
 \text{úsek III (NTO2-NTO1):} & \quad m_{III} = m_{II} - m_{NTO2} = 67,6792 - 2,3159 = 65,3633 \text{ kg/s} \\
 \text{úsek IV (NTO1-OTV2):} & \quad m_{IV} = m_{III} - m_{NTO1} = 65,3633 - 2,1987 = 63,1646 \text{ kg/s} \\
 \text{úsek V (OTV2-OTV1):} & \quad m_V = m_{IV} - m_{OTV2} = 63,1646 - 31,5 = 31,6646 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

Entalpické spády mezi odběry:

$$\begin{aligned}
 \text{úsek I (0-NN):} & \quad h_I = i_0 - i_{NN} = 3356,0 - 2735,2 = 620,8 \text{ kJ/kg} \\
 \text{úsek II (NN-NTO2):} & \quad h_{II} = i_{NN} - i_{NTO2} = 2735,2 - 2662,6 = 72,7 \text{ kJ/kg} \\
 \text{úsek III (NTO2-NTO1):} & \quad h_{III} = i_{NTO2} - i_{NTO1} = 2662,6 - 2583,0 = 79,6 \text{ kJ/kg} \\
 \text{úsek IV (NTO1-OTV2):} & \quad h_{IV} = i_{NTO1} - i_{OTV2} = 2583,0 - 2516,9 = 66,0 \text{ kJ/kg} \\
 \text{úsek V (OTV2-OTV1):} & \quad h_V = i_{OTV2} - i_{OTV1} = 2516,9 - 2432,3 = 84,6 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Vnitřní výkon turbíny:

$$P_i = \sum_{j=1}^V m_j \cdot h_j = 60427 \text{ kW}$$

- po konzultaci ve společnosti DŠP byly voleny následující hodnoty:

$$\begin{aligned}
 \text{mechanické ztráty:} & \quad Z_m = 200 \text{ kW (dle podobné turbíny)} \\
 \text{účinnost el. generátoru:} & \quad \eta_g = 98,5 \%
 \end{aligned}$$

Skutečný výkon turbosoustrojí (na svorkách el. generátoru):

$$P_{sv} = (P_i - Z_m) \cdot \eta_g = \frac{(60427 - 200) \cdot 0,985}{1000} = 59,32 \text{ MW}_e$$

Zde uvedený postup výpočtu slouží především k porovnávání výkonu v jednotlivých provozech; po přepočtu se skutečnou účinností turbíny a vypracování bilančních schémat pro požadované provozy bude toto uvedeno v závěrečné části práce (výsledky shrnuty v kap. 4).

Pozn.: Přesná hodnota by správně měla vycházet z výpočtu vnitřního výkonu v návrhu průtočné části turbíny, který počítá se skutečnými množstvými páry a entalpickými spády v jednotlivých stupních. Ovšem aby bylo porovnání hodnot výkonu v jednotlivých provozech relevantní, bude potom výpočet s mírným zkrácením prováděn dle postupu v této kapitole.

2 VOLBA OTÁČEK TURBINY

Před samotným návrhem průtočné části turbiny je třeba stanovit její otáčky. Ty mají zásadní vliv na celou koncepci stroje – s rostoucími otáčkami klesá počet stupňů, celkové rozměry a znamená to tedy i levnější turbínu. V případě použití rychlootáčkové turbíny je třeba do celkových nákladů započítat i cenu převodovky. Volba otáček se potom stává problémem technicko-ekonomickým a je nutné nalézt nejoptimálnější řešení.

Počet otáček turbíny je dán především otáčkami poháněného stroje, v tomto případě otáčkami el. generátoru. Dle vztahu pro frekvenci v síti

$$f = \frac{p \cdot n}{60} \quad [\text{s}^{-1}],$$

kde p [-] - počet pólparů generátoru,
 n [min^{-1}] - počet otáček generátoru,

potom otáčky generátoru s jedním pólparem pracujícím do sítě o frekvenci 50 Hz vycházejí 3000 min^{-1} [3].

Pro možnost použití vyšších otáček je rozhodujícím hlediskem hodnota maximálního přeneseného výkonu převodovkou. Při volbě otáček bylo také přihlédnuto k typovým turbínám společnosti DŠP z brožury [4], ze které byl vybrán model ŠKODA MTD40 s obdobnými parametry jako turbína zadaná v této DP. Limit výkonu, do kterého je používána převodovka je 55 MW a proto volím otáčky turbíny **3000 min^{-1}** .

3 NÁVRH PRŮTOČNÉ ČÁSTI TURBINY

Nejdůležitější částí parní turbíny je její průtočná část (průtočný kanál), která se skládá z jednotlivých stupňů, přičemž každý stupeň je tvořen statorovou a rotorovou řadou lopatek. Zadání DP je ze společnosti DŠP, je proto zvoleno akční (rovnotlakové) lopatkování, které vychází z mnohaleté tradice tohoto výrobce – jedná se tedy o diskovou koncepci. Statorové (rozváděcí) lopatky jsou součástí rozváděcích kol, která jsou v horizontální rovině dělená a vsazena do horní, resp. spodní části turbinové skříně. Rotorové (oběžné) lopatky jsou vsazeny do oběžných kol (disků) rotoru.

Při průchodu páry průtočným kanálem dochází k transformaci její tepelné energie (reprezentované entalpií) na energii mechanickou v podobě otáčejícího se rotoru turbíny. Pára v každém stupni nejprve expanduje v rozváděcí lopatkové mříži, ve které se její tepelná energie přeměňuje na energii kinetickou – pokles entalpie a zvýšení rychlosti. Proud páry o vysoké rychlosti následně vstupuje do oběžné lopatkové mříže, ve které je jeho kinetická energie přenášena na rotor.

Návrh průtočné části turbíny je komplexní úkol, který bude rozdělen do několika dílčích celků. Nejprve budou určeny základní parametry průtočného kanálu (volba průměrů, výpočet účinnosti atd.), následně budou zvoleny vhodné profily a délky lopatek, kdy dojde k další optimalizaci původního návrhu. Nakonec bude provedena kontrola zvolených lopatek z pevnostního hlediska a určeny kritické otáčky rotoru.

3.1 Výpočet základních parametrů průtočného kanálu

Výsledkem této kapitoly bude stanovení základních rozměrů průtočného kanálu (průměry lopatkování a délky rozváděcích lopatek jednotlivých stupňů), které budou zobrazeny na lopatkovém plánu (podkapitola 3.1.3). Dalším důležitým výstupem bude výpočet skutečné účinnosti a vnitřního výkonu celé turbíny (podkap. 3.1.4). Nakonec bude v i-s diagramu znázorněn průběh expanze páry v turbíně zohledňující účinnost regulačního stupně i průměrné hodnoty účinností všech stupňů v daných úsecích mezi odběry (podkap. 3.1.5).

Při návrhu nové turbíny jsou často využívány již vyrobené modely obdobné koncepce pracující se srovnatelnými parametry páry, které slouží jako předloha pro aktuální zadání. Dle tohoto bylo postupováno i v této práci, kdy při prvotním návrhu byly voleny patní průměry také podle „vzorové turbíny“. Dalšími parametry, které bylo třeba volit, byl rychlostní poměr (ohled na co nejvyšší účinnost stupně) a výstupní úhel z rozváděcích lopatek (ohled na minimální délku lopatky). Ostatní parametry vycházejí ze vztahů z [1, 3] a jsou vypsány v podkap. 3.1.1 a seřazeny tak, aby odpovídaly vypočteným hodnotám v podkap. 3.1.2.

Celý výpočet průtočné části byl propojen s tepelným výpočtem (kap. 1) a probíhal iteračně; tzn., že po určení skutečné účinnosti a skutečných tlaků za stupni před jednotlivými odběry bylo původní bilanční schéma zpětně přepočítáno, čímž se mírně změnily množství páry v jednotlivých odběrech a došlo tedy rovněž ke zpřesnění výpočtu průtočné části. Vhodnou kombinací patních průměrů a rychlostních poměrů bylo zvoleno nejoptimálnější řešení, které nejvíce odpovídá zadání – přepočtené bil. schéma je uvedeno v kap. 5 na Obr. 5.2.

3.1.1 Použité vzorce

Parametry páry před stupněm (na vstupu do rozváděcího kola):

- 1. stupeň: parametry páry na vstupu do turbíny (viz kap. 1.1)
- další stupně: parametry páry na výstupu z oběžného kola předchozího stupně

hmotnostní průtok:	m	[kg/s]
- dle jednotlivých úseků turbíny (viz kap. 1.6)		
entalpie:	i_0	[kJ/kg]
tlak:	p_0	[MPa]
teplota:	t_0	[°C]
měrný objem:	v_0	[m ³ /kg]
entropie:	s_0	[kJ/kgK]
suchost:	x_0	[–]

Patní průměr lopatkování: D_p [m] *VOLENO*

Střední průměr lopatkování:

$$D_s = D_p + L_p \quad [\text{m}] \quad (\text{určení } L_p \text{ uvedeno dále})$$

Obvodová rychlost (na D_s):

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \quad [\text{m/s}],$$

kde $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ - otáčky turbíny (viz kap. 2)

Rychlostní poměr na D_p : $\left(\frac{u}{c_0}\right)_p [-]$ *VOLENO*

Rychlostní poměr na D_s :

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_s = \left(\frac{u}{c_0}\right)_p \cdot \frac{D_s}{D_p} [-]$$

Izoentropická výstupní rychlost z rozv. kola:

$$c_0 = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_s} \text{ [m/s]}$$

Skutečná výst. rychlost z rozv. kola:

$$c_1 = \varphi \cdot c_0 \text{ [m/s]},$$

kde $\varphi = 0,971$ - rychlostní ztrátový součinitel pro rozv. lopatky (voleno)

Iz. spád zpracovaný ve stupni:

$$h_{iz} = \frac{c_0^2}{2000} \text{ [kJ/kg]}$$

Pozn.: V této fázi práce je počítáno s čistě rovnotlakovým stupněm, kdy je celý spád zpracován v rozv. kole (tlak před i za oběžným kolem je stejný, tzn. $p_1 = p_2$); stupeň reakce $R_p > 0$ je zaveden až v kap. 3.2.

Iz. entalpie za rozv. kolem:

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz} \text{ [kJ/kg]}$$

Ztráta v rozv. kole:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} \text{ [kJ/kg]}$$

Entalpie za rozv. kolem:

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 \text{ [kJ/kg]}$$

Měrný objem za rozv. kolem:

$$v_1 (p_2; i_1) \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (\text{určení } p_2 \text{ uvedeno dále)}$$

Výst. úhel z rozváděcích lopatek: $\alpha_1 [^\circ]$ *VOLENO*

Délka rozv. lopatky při totálním ostříku:

- vychází z rovnice kontinuity aplikované na výstupní průřez rozv. lopatek

$$L_t = \frac{m \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \text{ [m]},$$

kde $\varepsilon_r = 0,9$ - kontrakční součinitel zohledňující tloušťku výstupní hrany rozv. lopatky (voleno)

Optimální délka rozv. lopatky:

$$L_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot D_s \cdot L_t}{1,26 \cdot n_{\text{ostř}} + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^2}} \quad [\text{m}],$$

kde $n_{\text{ostř}} = 1$ - zohledňuje dělení parciálního ostříku

Parciálnost:

$$\varepsilon = \frac{L_t}{L_{\text{opt}}} \quad [-]$$

Redukovaná délka rozv. lopatky:

- porovnávací kritérium pro volbu parciálního ostříku (fiktivní délka lopatky, s níž by se při totálním ostříku dosáhlo stejné účinnosti jako při parciálním ostříku s délkou L_{opt})

$$L_{\text{red}} = \frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s}{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \cdot \frac{1}{L_{\text{opt}}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n_{\text{ostř}}}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s + 14,97 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3} \quad [\text{m}]$$

Skutečná délka rozv. lopatky L_p [m]:

$L_{\text{red}} > L_t$ volen parciální ostřík; potom $L_p = L_{\text{opt}}$

$L_{\text{red}} < L_t$ volen totální ostřík; potom $L_p = L_t$

Pozn.: 1) Po konzultaci ve společnosti DŠP byla skutečná délka rozv. lopatky u regulačního stupně volena tak, aby bylo dosaženo co největší parciálnosti (max. cca 0,9 s ohledem na nutné konstrukční rozestupy mezi jednotlivými dýzovými skupinami) a délka lopatky byla alespoň 18 mm.

2) Jelikož je u dalších stupňů za reg. stupněm volen totální ostřík, hodnota L_{red} má pouze informativní charakter a skutečná délka L_p je potom u všech stupňů rovna L_t .

Typ lopatek:

$\frac{L_p}{D_s} \leq 0,1$ válcové lopatky (označení V)

$\frac{L_p}{D_s} > 0,1$ zkroucené lopatky (označení Z)

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky:

$$\eta_{\infty} = 3,74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \quad [-]$$

Ztráta konečnou délkou lopatky (pro těsněný stupeň):

$$Z_L = \eta_{\infty} \cdot \frac{0,0029}{L_p} \quad [-]$$

Ztráta parciálním ostřikem:

$$Z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \quad [-]$$

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek:

$$Z_v = \frac{0,0377}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3 \quad [-]$$

Ztráta rozdílnou roztečí lopatek (rozvějířením):

$$Z_{rozv} = 0,5 \cdot \left(\frac{L_p}{D_s}\right)^2 \quad [-]$$

Ztráta třením disku:

$$Z_{VK} = 0,003 \cdot \frac{D}{L_t} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3 \quad [-]$$

Oprava na odchýlný průměr (platí pro $D_s < 1$ m):

$$\Delta\eta_D = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \quad [-]$$

Ztráta vlivem vlhkosti páry:

$$Z_x = 1 - x_0 \quad [-]$$

Termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_\infty - (Z_L + Z_p + Z_v + Z_{rozv} + Z_{VK} + \Delta\eta_D + Z_x) \quad [-]$$

Užitečný spád zpracovaný ve stupni:

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_{ST} = m \cdot h \quad [\text{kW}]$$

Parametry páry za stupněm (na výstupu z oběžného kola):

entalpie:	$i_2 = i_0 - h$	[kJ/kg]
tlak:	$p_2 (i_{1iz}; s_0)$	[MPa]
teplota:	$t_2 (p_2; i_2)$	[°C]
měrný objem:	$v_2 (p_2; i_2)$	[m ³ /kg]
entropie:	$s_2 (p_2; i_2)$	[kJ/kgK]
suchost:	$x_2 (p_2; i_2)$	[-]

3.1.2 Tabulka vypočtených hodnot

ÚSEK		RS	I								
STUPEŇ			1	2	3	4	5	6	7	8	9
m	kg/s	70	70	70	70	70	70	70	70	70	
i_0	kJ/kg	3356,03	3306,67	3270,76	3233,87	3196,09	3157,38	3117,83	3076,17	3032,35	
p_0	MPa	7,2375	5,8563	5,0743	4,3730	3,7467	3,1899	2,6972	2,2503	1,8498	
t_0	°C	478,63	450,76	431,06	410,91	390,34	369,32	347,89	325,35	301,67	
v_0	m ³ /kg	0,0449	0,0536	0,0603	0,0681	0,0773	0,0881	0,1009	0,1168	0,1368	
s_0	kJ/kgK	6,713	6,738	6,749	6,761	6,772	6,783	6,794	6,805	6,817	
x_0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
D_p	m	0,98	0,9	0,905	0,91	0,915	0,92	0,94	0,96	0,98	
D_s	m	0,998	0,925	0,933	0,941	0,95	0,959	0,983	1,008	1,035	
u	m/s	156,77	145,30	146,56	147,81	149,23	150,64	154,41	158,34	162,58	
$(u/c_0)_p$	-	0,42	0,475	0,475	0,475	0,475	0,475	0,475	0,475	0,475	
$(u/c_0)_s$	-	0,4277	0,4882	0,4897	0,4912	0,4932	0,4951	0,4967	0,4988	0,5017	
c_0	m/s	366,52	297,62	299,28	300,93	302,58	304,24	310,85	317,47	324,08	
c_1	m/s	355,89	288,99	290,60	292,20	293,81	295,42	301,84	308,26	314,68	
h_{iz}	kJ/kg	67,17	44,29	44,78	45,28	45,78	46,28	48,31	50,39	52,51	
i_{1iz}	kJ/kg	3288,87	3262,38	3225,98	3188,59	3150,31	3111,10	3069,51	3025,78	2979,84	
z_0	kJ/kg	3,84	2,53	2,56	2,59	2,62	2,65	2,76	2,88	3,00	
i_1	kJ/kg	3292,70	3264,92	3228,54	3191,18	3152,93	3113,74	3072,27	3028,66	2982,84	
v_1	m ³ /kg	0,0531	0,0601	0,0679	0,0770	0,0878	0,1006	0,1164	0,1363	0,1616	
α_1	°	14	13	13	13	13	13	13	13	13	
L_t	mm	15,290	24,729	27,549	30,825	34,616	39,075	43,183	48,274	54,611	
L_{opt}	mm	46,765	50,667	53,345	56,286	59,431	62,915	66,091	69,749	73,889	
ϵ	-	0,849	1	1	1	1	1	1	1	1	
L_{red}	mm	35,674	39,161	40,767	42,490	44,288	46,225	48,045	50,083	52,321	
L_p	mm	18	25	28	31	35	39	43	48	55	
L_p/D_s	-	0,018	0,027	0,030	0,033	0,037	0,041	0,044	0,048	0,053	
<i>typ lopatek</i>		V	V	V	V	V	V	V	V	V	
η_{se}	-	0,9155	0,9345	0,9346	0,9347	0,9348	0,9349	0,9350	0,9350	0,9350	
Z_L	-	0,1475	0,1084	0,0968	0,0874	0,0775	0,0695	0,0631	0,0565	0,0493	
Z_p	-	0,0154	0	0	0	0	0	0	0	0	
Z_v	-	0,0022	0	0	0	0	0	0	0	0	
Z_{rozv}	-	0,0002	0,0004	0,0005	0,0005	0,0007	0,0008	0,0010	0,0011	0,0014	
Z_{VK}	-	0,0153	0,0131	0,0119	0,0109	0,0099	0,0089	0,0084	0,0078	0,0072	
$\Delta\eta_D$	-	0,0000	0,0018	0,0016	0,0014	0,0012	0,0010	0,0004	0	0	
Z_x	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
η_{tdi}	-	0,7349	0,8108	0,8238	0,8344	0,8456	0,8546	0,8622	0,8696	0,8771	
h	kJ/kg	49,36	35,91	36,89	37,78	38,71	39,55	41,65	43,82	46,06	
P_{sT}	kW	3455,2	2513,8	2582,4	2644,8	2709,7	2768,6	2915,8	3067,5	3224,2	
i_2	kJ/kg	3306,67	3270,76	3233,87	3196,09	3157,38	3117,83	3076,17	3032,35	2986,29	
p_2	MPa	5,8563	5,0743	4,3730	3,7467	3,1899	2,6972	2,2503	1,8498	1,4954	
t_2	°C	450,76	431,06	410,91	390,34	369,32	347,89	325,35	301,67	276,81	
v_2	m ³ /kg	0,0536	0,0603	0,0681	0,0773	0,0881	0,1009	0,1168	0,1368	0,1621	
s_2	kJ/kgK	6,738	6,749	6,761	6,772	6,783	6,794	6,805	6,817	6,829	
x_2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

Tab. 3.1a Základní parametry průtočného kanálu

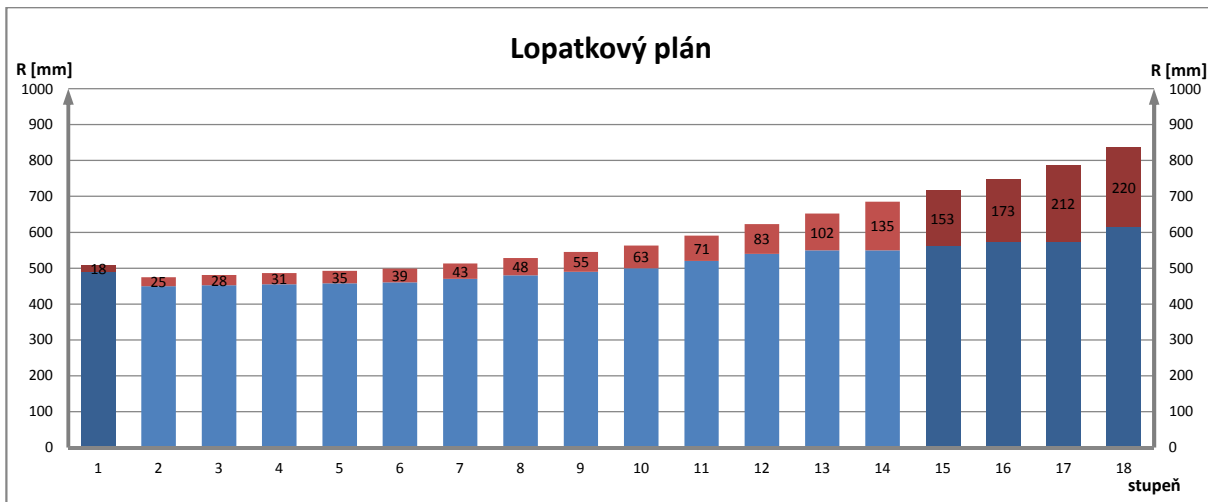
ÚSEK		I					II	III	IV	V
STUPEŇ		10	11	12	13	14	15	16	17	18
m	kg/s	70	70	70	70	70	67,873	65,942	63,567	34,678
i_0	kJ/kg	2986,29	2937,98	2885,43	2828,44	2767,66	2705,30	2634,70	2565,99	2502,37
p_0	MPa	1,4954	1,1864	0,9116	0,6746	0,4797	0,3303	0,2110	0,1316	0,0818
t_0	°C	276,81	250,78	222,50	191,89	159,42	136,84	121,91	107,47	94,08
v_0	m ³ /kg	0,1621	0,1951	0,2406	0,3054	0,4000	0,5473	0,8142	1,2394	1,8972
s_0	kJ/kgK	6,829	6,841	6,854	6,869	6,885	6,901	6,922	6,948	6,980
x_0	-	-	-	-	-	-	0,9889	0,9663	0,9458	0,9279
D_p	m	1	1,04	1,08	1,1	1,1	1,125	1,15	1,15	1,23
D_s	m	1,063	1,111	1,163	1,202	1,235	1,278	1,323	1,362	1,45
u	m/s	166,98	174,52	182,68	188,81	193,99	200,75	207,82	213,94	227,77
$(u/c_0)_p$	-	0,475	0,475	0,475	0,47	0,465	0,445	0,455	0,465	0,415
$(u/c_0)_s$	-	0,5049	0,5074	0,5115	0,5136	0,5221	0,5055	0,5234	0,5507	0,4892
c_0	m/s	330,69	343,92	357,15	367,63	371,59	397,11	397,01	388,48	465,56
c_1	m/s	321,10	333,95	346,79	356,97	360,81	385,60	385,50	377,21	452,06
h_{iz}	kJ/kg	54,68	59,14	63,78	67,58	69,04	78,85	78,81	75,46	108,37
i_{iz}	kJ/kg	2931,61	2878,84	2821,66	2760,86	2698,62	2626,45	2555,89	2490,54	2393,99
z_0	kJ/kg	3,13	3,38	3,65	3,86	3,95	4,51	4,50	4,31	6,19
i_1	kJ/kg	2934,74	2882,22	2825,30	2764,72	2702,57	2630,96	2560,39	2494,85	2400,19
v_1	m ³ /kg	0,1944	0,2397	0,3044	0,3986	0,5466	0,8128	1,2361	1,8904	3,6298
α_1	°	13	13	13	13	13	16	19	23	18
L_t	mm	62,689	71,113	83,054	102,244	135,007	143,636	173,616	211,719	219,782
L_{opt}	mm	78,771	83,795	90,079	99,764	112,476	121,497	127,946	131,924	158,794
ϵ	-	1	1	1	1	1	1	1	1	1
L_{red}	mm	54,868	57,560	60,765	65,287	70,584	74,845	77,177	78,077	89,797
L_p	mm	63	71	83	102	135	153	173	212	220
L_p/D_s	-	0,059	0,064	0,071	0,085	0,109	0,120	0,131	0,156	0,152
<i>typ lopatek</i>		V	V	V	V	Z	Z	Z	Z	Z
η_∞	-	0,9349	0,9348	0,9345	0,9343	0,9332	0,9349	0,9329	0,9254	0,9346
Z_L	-	0,0430	0,0382	0,0327	0,0266	0,0200	0,0177	0,0156	0,0127	0,0123
Z_p	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z_v	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z_{rozv}	-	0,0018	0,0020	0,0025	0,0036	0,0060	0,0072	0,0085	0,0121	0,0115
Z_{VK}	-	0,0065	0,0061	0,0056	0,0048	0,0039	0,0034	0,0033	0,0032	0,0023
$\Delta\eta_D$	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Z_x	-	0	0	0	0	0	0,0111	0,0337	0,0542	0,0721
η_{tdi}	-	0,8836	0,8884	0,8937	0,8994	0,9033	0,8954	0,8718	0,8432	0,8363
h	kJ/kg	48,31	52,54	57,00	60,78	62,36	70,60	68,71	63,62	90,64
P_{ST}	kW	3381,9	3678,1	3989,8	4254,4	4365,1	4791,9	4530,6	4044,4	3143,1
i_2	kJ/kg	2937,98	2885,43	2828,44	2767,66	2705,30	2634,70	2565,99	2502,37	2411,73
p_2	MPa	1,1864	0,9116	0,6746	0,4797	0,3303	0,2110	0,1316	0,0818	0,0395
t_2	°C	250,78	222,50	191,89	159,42	136,84	121,91	107,47	94,08	75,56
v_2	m ³ /kg	0,1951	0,2406	0,3054	0,4000	0,5473	0,8142	1,2394	1,8972	3,6499
s_2	kJ/kgK	6,841	6,854	6,869	6,885	6,901	6,922	6,948	6,980	7,031
x_2	-	-	-	-	-	0,9889	0,9663	0,9458	0,9279	0,9035

Tab. 3.1b Základní parametry průtočného kanálu

3.1.3 Lopatkový plán

Lopatkový plán na Obr. 3.1 je schematické zobrazení průtočného kanálu v meridiálním řezu, ve kterém jsou pro názornost uvedeny i délky rozváděcích lopatek (v mm).

Při návrhu průtočné části turbíny bylo snahou dosáhnout co nejmenšího počtu stupňů (vliv na ložiskovou vzdálenost, ekonomické důvody). Dalším hlediskem bylo, aby tvar průtočného kanálu byl dostatečně plynulý a proud páry nebyl nepříznivě ovlivňován výraznými odskoky průměrů mezi jednotlivými stupni.



Obr. 3.1 Lopatkový plán

Průtočná část tedy sestává z 18 stupňů; první stupeň je regulační s parciálním ostřikem, za 14. až 16. stupněm jsou regenerační odběry, za posledními dvěma stupni jsou odběry teplofikační.

3.1.4 Shrnutí základních parametrů turbíny

V Tab. 3.2 jsou shrnuty nejdůležitější parametry navržené turbíny – vnitřní výkon a termodynamická účinnost. Tabulka je rozdělena na regulační stupeň (RS) a jednotlivé úseky mezi odběry, což slouží jako podklad pro přesnější znázornění průběhu expanze v kap. 3.1.5.

Použité vzorce

Vnitřní výkon daného úseku:

$$P_i = \sum_{j=1}^z P_{STj} \quad [\text{kW}], \quad z - \text{počet stupňů v daném úseku}$$

Užitečný spád zpracovaný v daném úseku:

$$H = \sum_{j=1}^z h_j \quad [\text{kJ/kg}]$$

Iz. spád zpracovaný v daném úseku:

$$H_{iz} = i_0 - i_{2iz} \quad [\text{kJ/kg}],$$

kde i_0 [kJ/kg] – entalpie na začátku expanze v daném úseku
 $i_{2iz}(p_2; s_0)$ [kJ/kg] – iz. entalpie na konci expanze v daném úseku

Termodynamická účinnost daného úseku:

$$\eta_{tdi} = \frac{H}{H_{iz}} \cdot 100 \quad [\%]$$

Součinitel zpětně využitelného tepla (reheat factor):

$$r_f = \frac{\sum h_{iz} - H_{iz}}{H_{iz}} \quad [-],$$

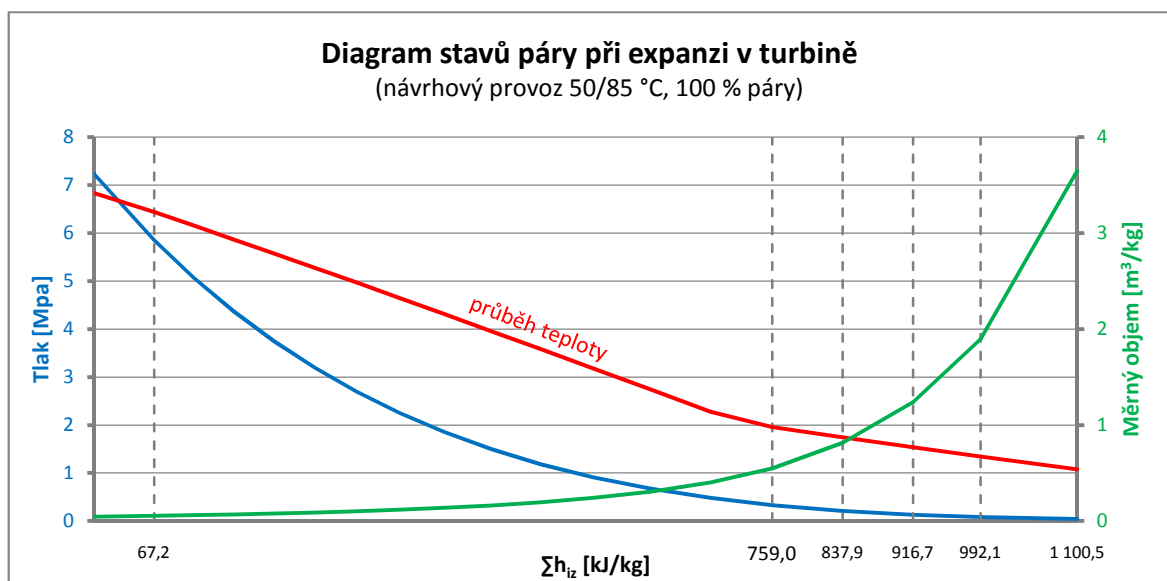
kde $\sum h_{iz} = \sum_{j=1}^Z h_{izj}$ [kJ/kg] – součet iz. spádů zpracovaných jednotlivými stupni v daném úseku

ÚSEK		RS	I	II	III	IV	V	Σ
P_i	kW	3455,2	42096,1	4791,9	4530,6	4044,4	3143,1	62061,4
H	kJ/kg	49,36	601,37	70,60	68,71	63,62	90,64	944,30
$\sum h_{iz}$	kJ/kg	67,17	691,85	78,85	78,81	75,46	108,37	1100,51
i_0	kJ/kg	3356,03	3306,67	2705,30	2634,70	2565,99	2502,37	3356,03
i_{2iz}	kJ/kg	3288,86	2638,34	2626,45	2555,89	2490,54	2394,00	2300,66
H_{iz}	kJ/kg	67,18	668,33	78,85	78,81	75,45	108,37	1055,38
η_{tdi}	%	73,48	89,98	89,54	87,18	84,32	83,64	89,48
r_f	-	0	0,0352	0	0	0	0	

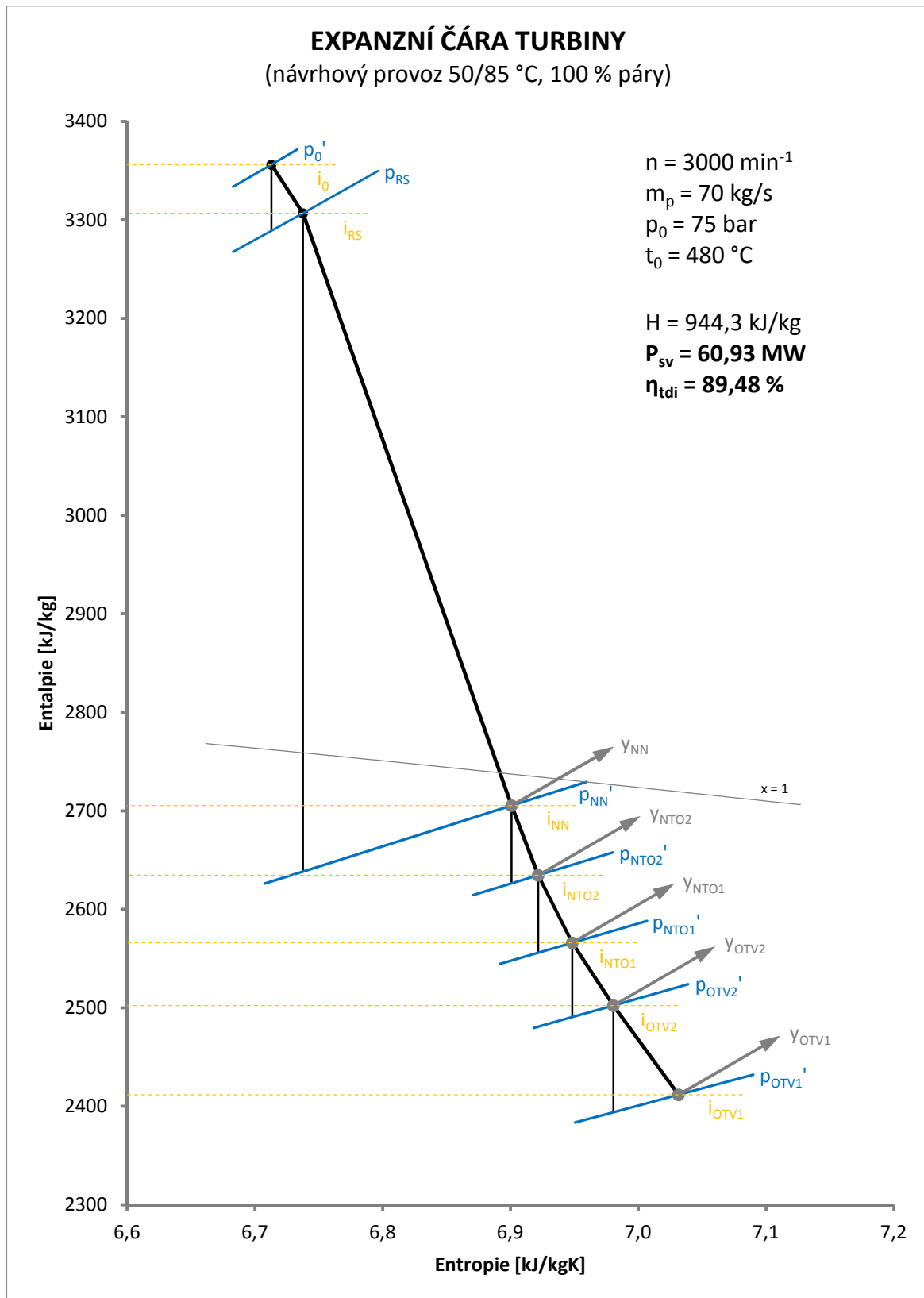
Tab. 3.2 Shrnutí základních parametrů turbíny

Oproti původně odhadnuté účinnosti 85,4 % byla skutečná účinnost po detailním výpočtu průtočné části stanovena na **89,48 %**. Výkon celého turbosoustrojí je potom 60,93 MW_e.

Na Obr. 3.2 je znázorněn průběh stavových veličin (tlaku, měrného objemu a teploty) v závislosti na zpracovaném entalpickém spádu v jednotlivých stupních při expanzi páry v turbíně. Svislé čáry v grafu oddělují regulační stupeň a jednotlivé úseky mezi odběry.



Obr. 3.2 Diagram stavů páry při expanzi v turbíně

3.1.5 Expanzní čára turbíny

Obr. 3.3 Expanzní čára turbíny

3.2 Volba profilů a délek lopatek

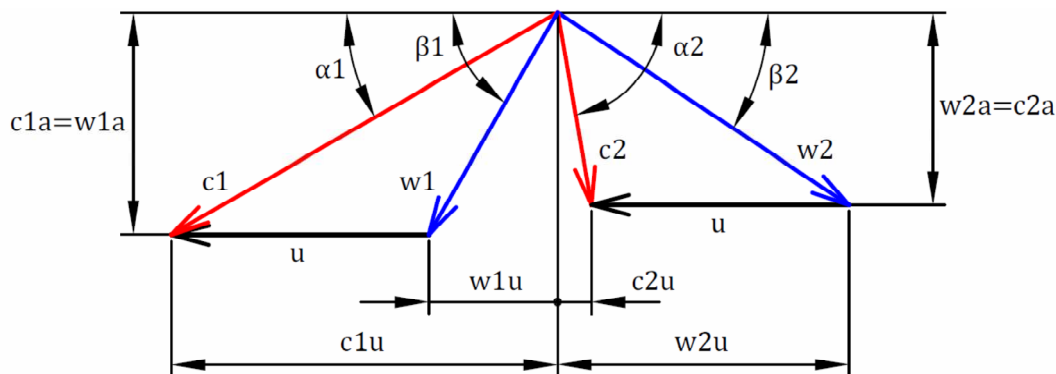
Cílem této kapitoly bude na základě rychlostních trojúhelníků a charakteru proudění v lopatkových mřížích (kontrola Machova čísla) zvolit nejvhodnější profily lopatek. V závěrečné části budou po výpočtu parametrů páry za jednotlivými lopatkovými řadami stanoveny délky oběžných lopatek, případně upraveny i délky rozváděcích lopatek.

3.2.1 Rychlostní trojúhelníky

Rychlostní trojúhelník je grafické znázornění jednotlivých rychlostí v lopatkovém kanálu stupně. Výpočet vychází z [1], označení rychlostí a úhlů je na Obr. 3.4, pod nímž jsou uvedeny použité vzorce. V Tab. 3.3 jsou seřazeny vypočtené hodnoty a následně také graficky zobrazeny.

V této fázi práce již nebude počítáno s čistě rovnotlakovým stupněm. V praxi se z důvodu zlepšení proudění v oběžné lopatkové mříži zavádí mírná reakce (zrychlující proud je stabilnější a vykazuje menší ztráty); na druhé straně s rostoucím stupněm reakce roste i rozdíl tlaků působících na disk oběžného kola, což vyžaduje lepší těsnění na vnějším i vnitřním průměru stupně [5]. Po konzultaci ve společnosti DŠP byla hodnota stupně reakce na patě lopatky u všech stupňů stanovena na 0,03.

U relativně krátkých lopatek lze výpočet s dostatečnou přesností provádět pouze na středním průměru lopatkování. U posledních pěti stupňů, kde jsou použity lopatky zkroucené, budou všechny hodnoty uvažovány na patním průměru (jedná se o určité zjednodušení; detailní výpočet zkroucených lopatek, u kterých se po výšce lopatky výrazně mění obvodová rychlost a dochází ke značnému rozvějření, je nad rámec zadání DP).



Obr. 3.4 Rychlostní trojúhelníky (označení rychlostí a úhlů)

Použité vzorce

Stupeň reakce na D_p : R_p [-] *VOLENO*

Stupeň reakce na D_s :

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s}\right)^{2 \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1)^2} \cdot (1 - R_p) \quad [-]$$

Obvodová rychlost:

- válcové lopatky: $u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60}$ [m/s]

- zkroucené lopatky: $u = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60}$ [m/s]

Úhel absolutní rychlosti c_1 : α_1 [°] (voleno v kap. 3.1)

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot h_{iz}} \quad [\text{m/s}]$$

Axiální složka rychlosti c_1 :

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad [\text{m/s}]$$

Axiální složka rychlosti w_1 :

$$w_{1a} = c_{1a} \quad [\text{m/s}]$$

Obvodová složka rychlosti c_1 :

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

Obvodová složka rychlosti w_1 :

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

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} \quad [\text{m/s}]$$

Úhel relativní rychlosti w_1 :

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right) \quad [^\circ]$$

Rychlostní ztrátový součinitel pro oběžné lopatky:

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 \quad [-]$$

Úhel relativní rychlosti w_2 : β_2 [°] *VOLENO* podle úhlu β_1 daného profilu (viz podkap. 3.2.2)

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_s \cdot h_{iz}} \quad [\text{m/s}]$$

Axiální složka rychlosti w_2 :

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad [\text{m/s}]$$

Axiální složka rychlosti c_2 :

$$c_{2a} = w_{2a} \quad [\text{m/s}]$$

Obvodová složka rychlosti w_2 :

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

Obvodová složka rychlosti c_2 :

$$c_{2u} = w_{2u} - u \quad [\text{m/s}]$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} \quad [\text{m/s}]$$

Úhel absolutní rychlosti c_2 :

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2u}}{c_2}\right) \quad [^\circ]$$

Tabulka vypočtených hodnot

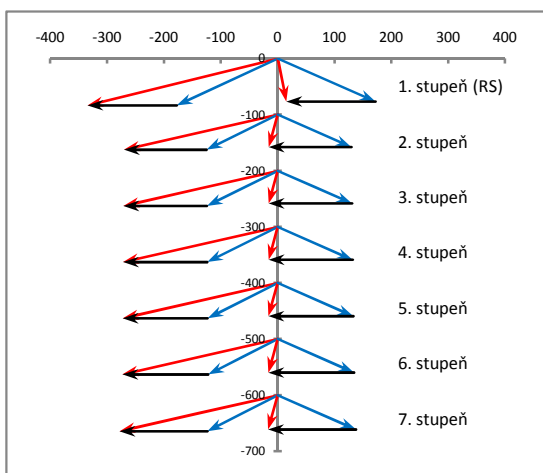
ÚSEK		RS	I							
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7	8	9
D_p	m	0,98	0,9	0,905	0,91	0,915	0,92	0,94	0,96	0,98
D_s	m	0,998	0,925	0,933	0,941	0,95	0,959	0,983	1,008	1,035
h_{iz}	kJ/kg	67,17	44,29	44,78	45,28	45,78	46,28	48,31	50,39	52,51
typ lopatek		V	V	V	V	V	V	V	V	V
R_p	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	-	0,0608	0,0764	0,0815	0,0865	0,0930	0,0995	0,1046	0,1111	0,1203
u	m/s	156,77	145,30	146,56	147,81	149,23	150,64	154,41	158,34	162,58
α_1	°	14	13	13	13	13	13	13	13	13
c_1	m/s	344,89	277,73	278,51	279,29	279,81	280,34	285,61	290,63	295,14
c_{1a}	m/s	83,44	62,48	62,65	62,83	62,94	63,06	64,25	65,38	66,39
w_{1a}	m/s	83,44	62,48	62,65	62,83	62,94	63,06	64,25	65,38	66,39
c_{1u}	m/s	334,65	270,61	271,37	272,13	272,64	273,15	278,29	283,18	287,58
w_{1u}	m/s	177,88	125,31	124,81	124,32	123,41	122,51	123,88	124,84	125,00
w_1	m/s	196,48	140,02	139,65	139,29	138,54	137,79	139,55	140,92	141,54
β_1	°	25,1	26,5	26,7	26,8	27,0	27,2	27,4	27,6	28,0
ψ	-	0,870	0,873	0,873	0,874	0,874	0,874	0,875	0,875	0,876
β_2	°	24	24	24	24	24	24	24	24	24
w_2	m/s	188,26	141,79	142,98	144,17	145,50	146,83	150,46	154,24	158,30
w_{2a}	m/s	76,57	57,67	58,16	58,64	59,18	59,72	61,20	62,74	64,39
c_{2a}	m/s	76,57	57,67	58,16	58,64	59,18	59,72	61,20	62,74	64,39
w_{2u}	m/s	171,99	129,53	130,62	131,70	132,92	134,13	137,46	140,91	144,62
c_{2u}	m/s	15,22	-15,76	-15,94	-16,11	-16,31	-16,51	-16,95	-17,43	-17,96
c_2	m/s	78,07	59,79	60,30	60,81	61,38	61,96	63,50	65,11	66,85
α_2	°	78,8	105,3	105,3	105,4	105,4	105,4	105,5	105,5	105,6

Tab. 3.3a Rychlostní trojúhelníky

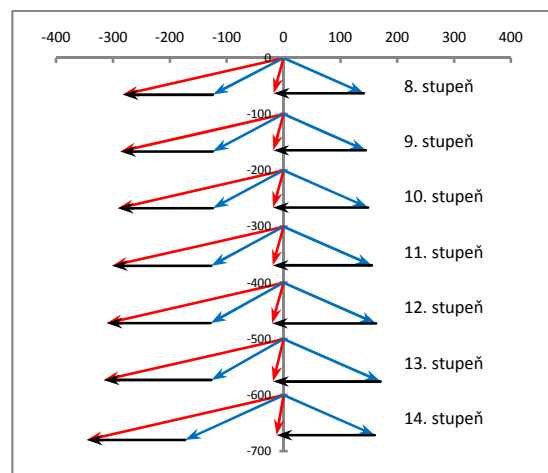
ÚSEK		I					II	III	IV	V
STUPEŇ		10	11	12	13	14	15	16	17	18
D_p	m	1	1,04	1,08	1,1	1,1	1,125	1,15	1,15	1,23
D_s	m	1,063	1,111	1,163	1,202	1,235	1,278	1,323	1,362	1,45
h_{iz}	kJ/kg	54,68	59,14	63,78	67,58	69,04	78,85	78,81	75,46	108,37
typ lopatek		V	V	V	V	Z	Z	Z	Z	Z
R_p	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	-	0,1305	0,1382	0,1504	0,1724	0,2116	0,2233	0,2341	0,2598	0,2674
u	m/s	166,98	174,52	182,68	188,81	172,79	176,71	180,64	180,64	193,21
α_1	°	13	13	13	13	13	16	19	23	18
c_1	m/s	299,42	310,02	319,65	324,75	355,36	379,77	379,67	371,51	445,23
c_{1a}	m/s	67,35	69,74	71,91	73,05	79,94	104,68	123,61	145,16	137,58
w_{1a}	m/s	67,35	69,74	71,91	73,05	79,94	104,68	123,61	145,16	137,58
c_{1u}	m/s	291,75	302,08	311,45	316,42	346,25	365,06	358,99	341,98	423,44
w_{1u}	m/s	124,77	127,56	128,77	127,62	173,46	188,34	178,35	161,33	230,23
w_1	m/s	141,79	145,38	147,49	147,05	190,99	215,48	217,00	217,03	268,21
β_1	°	28,4	28,7	29,2	29,8	24,7	29,1	34,7	42,0	30,9
ψ	-	0,877	0,877	0,878	0,879	0,870	0,878	0,894	0,906	0,888
β_2	°	24	24	24	24	24	24	28	28	28
w_2	m/s	162,51	169,80	177,65	186,33	175,29	198,55	203,61	205,78	248,71
w_{2a}	m/s	66,10	69,06	72,26	75,79	71,30	80,76	95,59	96,61	116,76
c_{2a}	m/s	66,10	69,06	72,26	75,79	71,30	80,76	95,59	96,61	116,76
w_{2u}	m/s	148,46	155,12	162,30	170,22	160,13	181,39	179,78	181,69	219,60
c_{2u}	m/s	-18,51	-19,40	-20,39	-18,59	-12,65	4,67	-0,87	1,05	26,39
c_2	m/s	68,64	71,73	75,08	78,03	72,41	80,89	95,59	96,61	119,71
α_2	°	105,6	105,7	105,8	103,8	100,1	86,7	90,5	89,4	77,3

Tab. 3.3b Rychlostní trojúhelníky

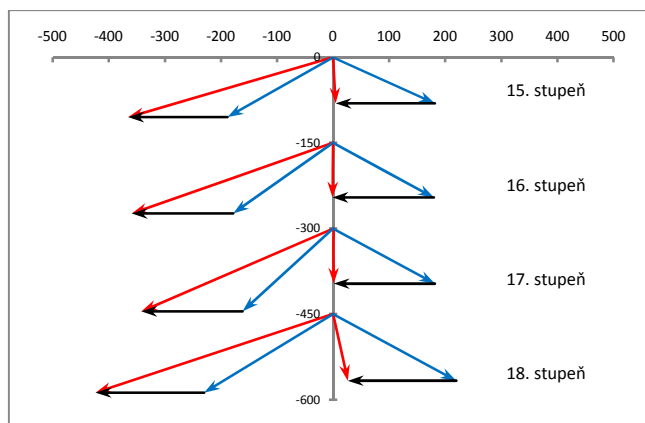
Na Obr. 3.5 (osy v m/s) jsou dané rychlostní trojúhelníky jednotlivých stupňů znázorněny graficky. Z důvodu plynulé návaznosti výstupního proudu páry ze stupně do rozváděcích lopatek stupně následujícího (omezený rozsah úhlu α_0 – viz Tab. 3.4 v podkap. 3.2.2) bylo snahou, aby se úhel absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek přibližoval 90° .



Obr. 3.5a Rychlostní trojúhelníky



Obr. 3.5b Rychlostní trojúhelníky



Obr. 3.5c Rychlostní trojúhelníky

3.2.2 Profily lopatek

Volba profilů bude provedena na základě původně zvolených úhlů α_1 u rozváděcích lopatek, resp. vypočtených úhlů β_1 u oběžných lopatek, a to z katalogu profilů v Příloze č. 1. V jednotlivých lopatkových mřížích musí být také zkontrolována Machova čísla, podle nichž se dané profily dělí do čtyř skupin:

typ	A	$0,7 < Ma < 0,9$	(podzvukové proudění),
	B	$0,9 < Ma < 1,15$	(transsonické),
	C	$1,1 < Ma < 1,3$	(nadzvukové),
	D	$1,1 < Ma < 1,5$	(rozšiřující se, Lavalovy dýzy).

Nyní budou uvedeny použité vzorce a významy jednotlivých veličin vypsanych v Tab. 3.4 (rozváděcí lopatky – indexy „r“), resp. v Tab. 3.5 (oběžné lopatky – indexy „o“). Na Obr. 3.6 je potom znázorněno uspořádání profilů v lopatkových mřížích.

Machova čísla

Rychlost páry na výstupu z lopatkové mříže:

$$c_1 \text{ [m/s]}, \quad \text{resp.} \quad w_2 \text{ [m/s]} \quad (\text{viz podkap. 3.2.1})$$

Rychlost zvuku (určena pomocí [1s]):

$$\text{- přehřátá pára:} \quad a(p;t) \text{ [m/s]}$$

$$\text{- mokrá pára:} \quad a = a(p; x = 0) + x(p; i) \cdot [a(p; x = 1) - a(p; x = 0)] \text{ [m/s]}$$

(určení p, t, i uvedeno v podkap. 3.2.3)

Machovo číslo:

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1} \text{ [-]}, \quad \text{resp.} \quad Ma_2 = \frac{w_2}{a_2} \text{ [-]}$$

Ve všech kontrolovaných místech vycházejí Machova čísla menší než 0,8 – proudění je podzvukové, volím tedy profily typu A.

Charakteristiky profilů

délka tětiny profilu: (b_r) [cm], resp. (b_o) [cm]

plocha profilu na patním průměru: (S_o) [cm²]

ohybový průřezový modul profilu: (W_{0min}) [cm³]

optimální poměrná rozteč lopatek: t_{opt} [-] *VOLENO* z daného rozsahu

úhel nastavení profilu v lopatkové mříži:

$$\gamma_r = \arccos\left(\frac{B_r}{(b_r)}\right) [^\circ], \quad \text{resp.} \quad \gamma_o = \arccos\left(\frac{B_o}{(b_o)}\right) [^\circ],$$

kde $B = 2,5$ cm - šířka lopatky (axiální stavební délka)

Počet a rozteč lopatek

rozteč lopatek:

$$(t'_r) = t_{opt} \cdot (b_r) \text{ [mm]}, \quad \text{resp.} \quad (t'_o) = t_{opt} \cdot (b_o) \text{ [mm]}$$

počet lopatek:

$$(z_r) = \frac{\pi \cdot D_s}{(t'_r)} \cdot \varepsilon \text{ [-]}, \quad \text{resp.} \quad (z_o) = \frac{\pi \cdot D_s}{(t'_o)} \text{ [-]}$$

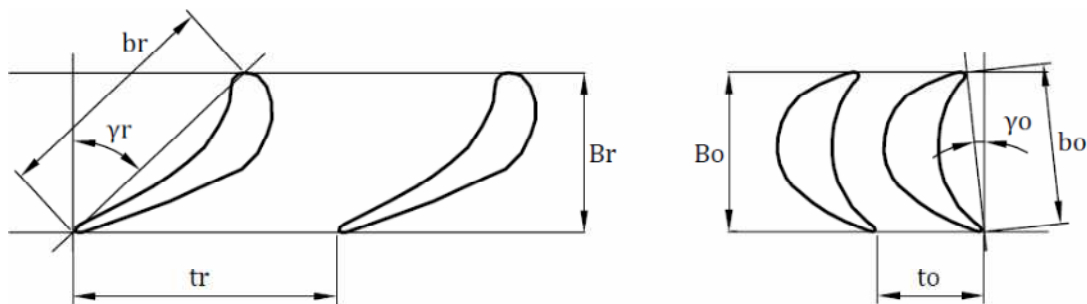
Počet rozváděcích lopatek se úměrně s ε snižuje a je zaokrouhlen na liché číslo (nesoudělné číslo v počtu rozváděcích a oběžných lopatek vzdaluje frekvenci budících sil, jejichž zdrojem je úplav páry za rozv. lopatkami, mimo vlastní frekvenci lopatek – opatření kvůli rezonanci); počet oběžných lopatek se zaokrouhluje na číslo sudé (výrobní důvody).

skutečná rozteč lopatek:

$$(t_r) = \frac{\pi \cdot D_s}{(z_r)} \text{ [mm]}, \quad \text{resp.} \quad (t_o) = \frac{\pi \cdot D_s}{(z_o)} \text{ [mm]}$$

Pozn.: 1) Hodnoty uvedené v závorkách platí pro lopatky o šířce 25 mm. Aby však lopatky vyhovovaly z pevnostního hlediska, dojde ještě k případné korekci jejich šířek (viz kap. 3.3). Potřebné charakteristiky profilů (b , S_o , W_{0min}) budou potom podle nové šířky přepočteny a následně stanoveny skutečné počty lopatek s odpovídajícími roztečemi.

2) U posledních pěti stupňů (zkroucené lopatky) bude opět počítáno s patním průměrem.



Obr. 3.6 Parametry charakterizující profil v lopatkové mříži

ÚSEK		RS	I								
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7	8	9	
c_1	m/s	344,89	277,73	278,51	279,29	279,81	280,34	285,61	290,63	295,14	
a_1	m/s	631,97	626,03	618,24	610,09	601,59	592,67	583,01	572,59	561,34	
Ma_1	-	0,546	0,444	0,450	0,458	0,465	0,473	0,490	0,508	0,526	
<i>označení profilu</i>		<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	
rozsah α_1	°	13 - 14	13 - 14	13 - 14	13 - 14	13 - 14	13 - 14	13 - 14	13 - 14	13 - 14	
rozsah α_0	°	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	
rozsah t_{opt}	-	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	
(b_r)	cm	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	
(S_0)	cm ²	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	
(W_{0min})	cm ³	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	
t_{opt}	cm ²	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	
γ_r	cm ³	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	
(t'_r)	mm	41,20	41,20	41,20	41,20	41,20	41,20	41,20	41,20	41,20	
(z_r)	-	65	71	73	73	73	75	75	77	79	
(t_r)	mm	48,24	40,93	40,15	40,50	40,88	40,17	41,18	41,13	41,16	

Tab. 3.4a Profily rozváděcích lopatek

ÚSEK		I					II	III	IV	V
STUPEŇ		10	11	12	13	14	15	16	17	18
c_1	m/s	299,42	310,02	319,65	324,75	355,36	379,77	379,67	371,51	445,23
a_1	m/s	549,16	535,41	519,95	502,78	500,60	518,70	535,62	550,17	569,57
Ma_1	-	0,545	0,579	0,615	0,646	0,710	0,732	0,709	0,675	0,782
<i>označení profilu</i>		<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-15A</i>	<i>S-90-18A</i>	<i>S-90-18A</i>	<i>S-90-22A</i>	<i>S-90-18A</i>
rozsah α_1	°	13 - 14	13 - 14	13 - 14	13 - 14	13 - 14	16 - 20	16 - 20	20 - 24	16 - 20
rozsah α_0	°	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120
rozsah t_{opt}	-	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,85	0,70 - 0,80	0,70 - 0,80	0,70 - 0,80	0,70 - 0,80
(b_r)	cm	5,15	5,15	5,15	5,15	5,15	4,71	4,71	4,5	4,71
(S_0)	cm ²	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	2,72	2,72	2,35	2,72
(W_{0min})	cm ³	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,333	0,333	0,265	0,333
t_{opt}	cm ²	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
γ_r	cm ³	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	57,9	57,9	56,3	57,9
(t'_r)	mm	41,20	41,20	41,20	41,20	41,20	37,68	37,68	36,00	37,68
(z_r)	-	83	85	89	93	85	95	97	101	103
(t_r)	mm	40,24	41,06	41,05	40,60	40,66	37,20	37,25	35,77	37,52

Tab. 3.4b Profily rozváděcích lopatek

ÚSEK		I									
STUPEŇ		RS	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w_2	m/s		188,26	141,79	142,98	144,17	145,50	146,83	150,46	154,24	158,30
a_2	m/s		632,15	625,82	617,97	609,75	601,16	592,14	582,37	571,80	560,35
Ma_2	-		0,298	0,227	0,231	0,236	0,242	0,248	0,258	0,270	0,283
<i>označení profilu</i>			<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>
rozsah β_2	°		19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24
rozsah β_1	°		25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40
rozsah t_{opt}	-		0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68
(b_o)	cm		2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
(S_o)	cm ²		1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
(W_{0min})	cm ³		0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234
t_{opt}	-		0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
γ_o	°		12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4
(t_o')	mm		16,64	16,64	16,64	16,64	16,64	16,64	16,64	16,64	16,64
(z_o)	-		190	176	178	178	180	182	186	192	196
(t_o)	mm		16,50	16,51	16,47	16,61	16,58	16,55	16,60	16,49	16,59

Tab. 3.5a Profily oběžných lopatek

ÚSEK		I					II	III	IV	V
STUPEŇ		10	11	12	13	14	15	16	17	18
w_2	m/s	162,51	169,80	177,65	186,33	175,29	198,55	203,61	205,78	248,71
a_2	m/s	547,92	533,86	517,94	500,00	499,10	516,82	534,00	548,72	566,73
Ma_2	-	0,297	0,318	0,343	0,373	0,351	0,384	0,381	0,375	0,439
<i>označení profilu</i>		<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-30-21A</i>	<i>R-35-25A</i>	<i>R-35-25A</i>	<i>R-35-25A</i>
rozsah β_2	°	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	22 - 28	22 - 28	22 - 28
rozsah β_1	°	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	30 - 50	30 - 50	30 - 50
rozsah t_{opt}	-	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,58 - 0,68	0,55 - 0,65	0,55 - 0,65	0,55 - 0,65
(b_o)	cm	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,54	2,54	2,54
(S_o)	cm ²	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,62	1,62	1,62
(W_{0min})	cm ³	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,168	0,168	0,168
t_{opt}	-	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,6	0,6	0,6
γ_o	°	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	10,2	10,2	10,2
(t_o')	mm	16,64	16,64	16,64	16,64	16,64	16,64	15,24	15,24	15,24
(z_o)	-	202	210	220	228	208	214	238	238	254
(t_o)	mm	16,53	16,62	16,61	16,56	16,61	16,52	15,18	15,18	15,21

Tab. 3.5b Profily oběžných lopatek

3.2.3 Parametry páry za jednotlivými lopatkovými řadami

Pro další výpočty je třeba znát parametry páry mezi rozváděcí a oběžnou lopatkovou řadou. Ty budou stanoveny na základě vyčíslení energetických ztrát, které vycházejí z již zvoleného stupně reakce a rychlostních ztrátových součinitelů pro rozv., resp. oběžné lopatky.

Pozn.: Parametry páry za oběžnou lopatkovou řadou by měly teoreticky odpovídat parametrům páry za celým stupněm, které byly určeny v kap. 3.1. Mírná odchylka, která nemá vliv na přesnost výpočtu, je způsobena odlišnou metodikou výpočtu.

Použité vzorce

Izoentropický spád zpracovaný v rozváděcí lopatkové řadě:

- válcové lopatky: $h_{iz}^{RL} = (1 - R_s) \cdot h_{iz} \quad [kJ/kg]$

- zkroucené lopatky: $h_{iz}^{RL} = (1 - R_p) \cdot h_{iz} \quad [kJ/kg]$

Energetické ztráty v rozv. lopatkové řadě [3]:

$$Z^{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}^{RL} \quad [kJ/kg]$$

Parametry páry za rozv. lopatkovou řadou:

iz. entalpie: $i_{1iz}^{RL} = i_0 - h_{iz}^{RL} \quad [kJ/kg]$

entalpie: $i_1^{RL} = i_{1iz}^{RL} + Z^{RL} \quad [kJ/kg]$

tlak: $p_1^{RL} (i_{1iz}^{RL}; s_0) \quad [MPa]$

teplota: $t_1^{RL} (p_1^{RL}; i_1^{RL}) \quad [°C]$

měrný objem: $v_1^{RL} (p_1^{RL}; i_1^{RL}) \quad [m^3/kg]$

entropie: $s_1^{RL} (p_1^{RL}; i_1^{RL}) \quad [kJ/kgK]$

Izoentropický spád zpracovaný v oběžné lopatkové řadě:

- válcové lopatky: $h_{iz}^{OL} = R_s \cdot h_{iz} \quad [kJ/kg]$

- zkroucené lopatky: $h_{iz}^{OL} = R_p \cdot h_{iz} \quad [kJ/kg]$

Energetické ztráty v oběžné lopatkové řadě [3]:

$$Z^{OL} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000} \quad [kJ/kg]$$

Parametry páry za oběžnou lopatkovou řadou:

iz. entalpie: $i_{2iz}^{OL} = i_1^{RL} - h_{iz}^{OL} \quad [kJ/kg]$

tlak: $p_2^{OL} (i_{2iz}^{OL}; s_1^{RL}) \quad [MPa]$

- ostatní parametry analogicky jako u rozváděcí lopatkové řady

Tabulka vypočtených hodnot

ÚSEK		RS	I							
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7	8	9
h_{iz}	kJ/kg	67,17	44,29	44,78	45,28	45,78	46,28	48,31	50,39	52,51
R_p	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	-	0,0608	0,0764	0,0815	0,0865	0,0930	0,0995	0,1046	0,1111	0,1203
h_{iz}^{RL}	kJ/kg	63,08	40,91	41,13	41,36	41,52	41,68	43,26	44,79	46,19
Z^{RL}	kJ/kg	3,61	2,34	2,35	2,36	2,37	2,38	2,47	2,56	2,64
i_{1iz}^{RL}	kJ/kg	3292,95	3265,77	3229,63	3192,51	3154,57	3115,70	3074,57	3031,38	2986,16
i_1^{RL}	kJ/kg	3296,56	3268,11	3231,98	3194,87	3156,94	3118,08	3077,04	3033,94	2988,80
p_1^{RL}	MPa	5,9339	5,1310	4,4271	3,7979	3,2388	2,7433	2,2941	1,8913	1,5350
t_1^{RL}	°C	447,06	430,32	410,50	390,21	369,55	348,44	326,19	302,87	278,47
v_1^{RL}	m ³ /kg	0,0525	0,0595	0,0672	0,0762	0,0867	0,0992	0,1147	0,1339	0,1583
s_1^{RL}	kJ/kgK	6,718	6,741	6,753	6,765	6,776	6,787	6,798	6,810	6,822
h_{iz}^{OL}	kJ/kg	4,09	3,39	3,65	3,91	4,26	4,60	5,06	5,60	6,32
Z^{OL}	kJ/kg	4,68	2,33	2,31	2,30	2,27	2,23	2,29	2,32	2,33
i_{2iz}^{OL}	kJ/kg	3292,47	3264,72	3228,33	3190,95	3152,68	3113,48	3071,98	3028,34	2982,48
i_2^{OL}	kJ/kg	3297,15	3267,05	3230,64	3193,25	3154,95	3115,71	3074,27	3030,66	2984,81
p_2^{OL}	MPa	5,8563	5,0743	4,3731	3,7469	3,1900	2,6972	2,2504	1,8499	1,4955
t_2^{OL}	°C	446,84	429,52	409,55	389,13	368,28	346,98	324,52	300,93	276,17
v_2^{OL}	m ³ /kg	0,0532	0,0602	0,0680	0,0771	0,0879	0,1008	0,1166	0,1365	0,1619
s_2^{OL}	kJ/kgK	6,724	6,744	6,756	6,768	6,780	6,791	6,802	6,814	6,826

Tab. 3.6a Parametry páry za jednotlivými lopatkovými řadami

ÚSEK		I					II	III	IV	V
STUPEŇ		10	11	12	13	14	15	16	17	18
h_{iz}	kJ/kg	54,68	59,14	63,78	67,58	69,04	78,85	78,81	75,46	108,37
R_p	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	-	0,1305	0,1382	0,1504	0,1724	0,2116	0,2233	0,2341	0,2598	0,2674
h_{iz}^{RL}	kJ/kg	47,54	50,97	54,18	55,93	66,97	76,48	76,45	73,19	105,12
Z^{RL}	kJ/kg	2,72	2,91	3,10	3,20	3,83	4,37	4,37	4,18	6,01
i_{1iz}^{RL}	kJ/kg	2938,75	2887,01	2831,25	2772,51	2700,69	2628,82	2558,25	2492,80	2397,25
i_1^{RL}	kJ/kg	2941,46	2889,92	2834,35	2775,71	2704,52	2633,19	2562,62	2496,98	2403,25
p_1^{RL}	MPa	1,2236	0,9463	0,7069	0,5097	0,3341	0,2139	0,1335	0,0830	0,0404
t_1^{RL}	°C	252,94	225,18	195,32	163,94	137,24	122,35	107,90	94,48	76,11
v_1^{RL}	m ³ /kg	0,1898	0,2328	0,2935	0,3801	0,5411	0,8029	1,2202	1,8659	3,5568
s_1^{RL}	kJ/kgK	6,834	6,847	6,861	6,876	6,894	6,912	6,933	6,960	6,998
h_{iz}^{OL}	kJ/kg	7,14	8,17	9,59	11,65	2,07	2,37	2,36	2,26	3,25
Z^{OL}	kJ/kg	2,33	2,44	2,49	2,46	4,44	5,33	4,71	4,23	7,60
i_{2iz}^{OL}	kJ/kg	2934,33	2881,75	2824,75	2764,06	2702,45	2630,82	2560,26	2494,72	2400,00
i_2^{OL}	kJ/kg	2936,66	2884,19	2827,24	2766,51	2706,89	2636,15	2564,97	2498,95	2407,61
p_2^{OL}	MPa	1,1865	0,9118	0,6748	0,4798	0,3303	0,2110	0,1316	0,0818	0,0395
t_2^{OL}	°C	250,20	221,95	191,37	158,92	136,84	121,91	107,47	94,08	75,56
v_2^{OL}	m ³ /kg	0,1948	0,2402	0,3050	0,3994	0,5477	0,8147	1,2387	1,8940	3,6424
s_2^{OL}	kJ/kgK	6,838	6,852	6,866	6,882	6,905	6,925	6,946	6,971	7,019

Tab. 3.6b Parametry páry za jednotlivými lopatkovými řadami

3.2.4 Délky lopatek

Délky rozváděcích lopatek již byly určeny a jsou zobrazeny na lopatkovém plánu v kap. 3.1.3.

Skutečná délka rozváděcí lopatky: $L_{RL} = L_p$ [m]

Jedná se o její výstupní hranu; délka vstupní hrany je volena stejná (na výkrese bude potom v některých případech z důvodu plynulosti průtočného kanálu korigován jejich sklon).

Pro výpočet délek oběžných lopatek bude nejprve použita rovnice kontinuity aplikovaná na jejich vstupní, resp. výstupní průřez, vycházející z původně zvolených úhlů α_1 , resp. β_2 . Takto vypočtené hodnoty jsou ovšem pouze informativní; v praxi se skutečné délky oběžných lopatek oproti rozváděcím zvětšují o tzv. přesah, jejich vstupní i výstupní hrana je stejná.

Následně musí být provedena kontrola a korekce úhlů α_1 , resp. β_2 – tzn. zvolit vhodnější profily lopatek. Touto optimalizací (především posledních stupňů, kdy bylo třeba dodržet požadované parametry topné vody také při provozu s 80 % páry – viz kap. 4) tak byly stanoveny konečné délky rozváděcích i oběžných lopatek – Tab. 3.7.

Délka vstupní hrany oběžné lopatky (z rovnice kontinuity):

$$L'_{OL1} = \frac{m \cdot v_1^{RL}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot c_{1a}} \quad [\text{m}]$$

Skutečná délka vstupní hrany oběžné lopatky:

$$L_{OL1} = L_{RL} + \Delta \quad [\text{mm}],$$

kde $\Delta = 2 \text{ mm}$ - přesah lopatek (voleno)

Kontrola úhlu α_1 podle skutečné délky L_{OL1} :

$$c'_{1a} = \frac{m \cdot v_1^{RL}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot L_{OL1}} \quad [\text{m/s}] \quad \rightarrow \quad \alpha'_1 = \arcsin \frac{c'_{1a}}{c_1} \quad [^\circ]$$

Délka výstupní hrany oběžné lopatky (z rovnice kontinuity):

$$L'_{OL2} = \frac{m \cdot v_2^{OL}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot w_{2a}} \quad [\text{m}]$$

Skutečná délka výstupní hrany oběžné lopatky:

$$L_{OL2} = L_{OL1} \quad [\text{mm}],$$

Kontrola úhlu β_2 podle skutečné délky L_{OL2} :

$$w'_{2a} = \frac{m \cdot v_2^{OL}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot L_{OL2}} \quad [\text{m/s}] \quad \rightarrow \quad \beta'_2 = \arcsin \frac{w'_{2a}}{w_2} \quad [^\circ]$$

ÚSEK		RS								
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7	8	9
L_{RL}	mm	18	25	28	31	35	39	43	48	55
L_{OL1}'	mm	18,4	25,5	28,5	31,9	35,9	40,6	44,9	50,3	57,0
L_{OL1}	mm	20	27	30	33	37	41	45	50	57
c_{1a}'	m/s	76,68	59,02	59,45	60,74	61,10	62,49	64,17	65,79	66,44
α_1'	°	12,8	12,3	12,3	12,6	12,6	12,9	13,0	13,1	13,0
L_{OL2}'	mm	20,3	27,9	31,0	34,6	38,7	43,6	48,0	53,5	60,1
L_{OL2}	mm	20	27	30	33	37	41	45	50	57
w_{2a}'	m/s	77,74	59,64	60,13	61,50	61,94	63,44	65,27	67,07	67,94
β_2'	°	24,4	24,9	24,9	25,2	25,2	25,6	25,7	25,8	25,4

Tab. 3.7a Délky lopatek

ÚSEK		I					II	III	IV	V
STUPEŇ		10	11	12	13	14	15	16	17	18
L_{RL}	mm	63	71	83	102	135	153	173	212	220
L_{OL1}'	mm	65,6	74,4	86,9	107,2	135,7	144,1	174,0	212,2	218,7
L_{OL1}	mm	65	73	85	104	137	155	175	214	222
c_{1a}'	m/s	68,00	71,07	73,50	75,29	79,18	97,30	122,92	143,93	135,52
α_1'	°	13,1	13,3	13,3	13,4	12,9	14,8	18,9	22,8	17,7
L_{OL2}'	mm	68,6	77,5	89,8	108,5	154,0	189,5	228,4	323,6	263,9
L_{OL2}	mm	65	73	85	104	137	155	175	214	222
w_{2a}'	m/s	69,79	73,32	76,38	79,10	80,14	98,73	124,78	146,10	138,78
β_2'	°	25,4	25,6	25,5	25,1	27,2	29,8	37,8	45,2	33,9

Tab. 3.7b Délky lopatek

3.3 Pevnostní výpočet

Kapitola bude rozdělena na dvě části: nejprve budou zkontrolovány oběžné lopatky a jejich závěsy, poté bude provedena kontrola rozváděcích kol spolu s rozv. lopatkami. V první fázi bude počítáno s šířkami lopatek 25 mm; s ohledem na dovolené namáhání pak budou šířky korigovány (zvětšeny nebo v případě předdimenzování zmenšeny). Výpočet vychází z [1].

3.3.1 Namáhání oběžných lopatek

3.3.1.1 *Oběžné lopatky*

Namáhání oběžných lopatek je dvojího druhu: ohybem – od obvodové síly odpovídající výkonu stupně připadajícího na jednu lopatku, a tahem – od odstředivých sil všech hmot nacházejících se nad kontrolovaným průřezem profilu. Výsledky jsou shrnuty v Tab. 3.8.

Přepočet charakteristik profilů podle skutečné šířky oběžné lopatky B_o [mm]

délka tětiny profilu:
$$b_o = \frac{B_o}{\cos \gamma_o} \quad [\text{mm}]$$

plocha profilu na patním průměru:
$$S_o = (S_o) \cdot \left(\frac{B_o}{25}\right)^2 \quad [\text{cm}^2]$$

ohybový průřezový modul profilu:
$$W_{o\text{min}} = (W_{o\text{min}}) \cdot \left(\frac{B_o}{25}\right)^3 \quad [\text{cm}^3]$$

Skutečný počet a rozteč lopatek

- analogicky jako pro lopatky o šířce 25 mm v kap. 3.2.2

NAMÁHÁNÍ OHYBEM

Krouticí moment na jednu lopatku:
$$M_k = \frac{P_{ST}}{\omega} \cdot \frac{1}{z'_o} \quad [\text{Nm}],$$

kde	$P_{ST} \quad [\text{W}]$	- vnitřní výkon stupně (viz kap. 3.1)
	$z'_o = z_o \cdot \varepsilon \quad [-]$	- počet ostříkнутých lopatek
	$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 314,16 \text{ s}^{-1}$	- úhlová rychlost

Obvodová síla na jednu lopatku:

- válcové lopatky:
$$F_u = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} \quad [\text{N}]$$

- zkroucené lopatky:
$$F_u = \frac{2 \cdot M_k}{D_p} \quad [\text{N}]$$

Ohybový moment na jednu lopatku:
$$M_o = F_u \cdot \frac{L_{OL}}{2} \quad [\text{Nm}],$$

kde $L_{OL} \quad [\text{m}]$ - délka oběžné lopatky (viz kap. 3.2.4)

Napětí v ohybu:
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{o\text{min}}} \quad [\text{MPa}]$$

Dovolené napětí v ohybu (dle zvyklostí ve společnosti DŠP):

$$\sigma_{\text{DOV}} = 20 \text{ MPa} \quad \text{pro řadové stupně}$$

$$\sigma_{\text{DOV}} = 16 \text{ MPa} \quad \text{pro regulační stupeň, stupeň poslední a každý stupeň před odběrem}$$

NAMÁHÁNÍ TAHEM

$$\text{Hmotnost listu lopatky:} \quad m_L = \rho_{\text{ocel}} \cdot S_0 \cdot L_{\text{OL}} \quad [\text{kg}],$$

$$\text{kde} \quad \rho_{\text{ocel}} = 7850 \text{ kg/m}^3 \quad \text{- hustota materiálu lopatky}$$

$$\text{Odstředivá síla listu lopatky:} \quad O_L = m_L \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2 \quad [\text{N}],$$

$$\text{kde} \quad \omega' = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot n}{60} = 345,58 \text{ s}^{-1} \quad \text{- úhlová rychlost (uvažováno 10% navýšení otáček)}$$

$$\text{Hmotnost jedné bandáže:} \quad m_b = \rho_{\text{ocel}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_b}{z_0} \cdot b \right) \cdot v_b \quad [\text{kg}],$$

$$\text{kde} \quad b = B_0 \quad [\text{m}] \quad \text{- šířka bandáže}$$

$$v_b \quad [\text{m}] \quad \text{- výška bandáže (voleno)}$$

$$D_b = D_s + L_{\text{OL}} + v_b \quad [\text{m}] \quad \text{- střední průměr bandáže}$$

$$\text{Odstředivá síla jedné bandáže:} \quad O_b = m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega'^2 \quad [\text{N}]$$

$$\text{Odstředivá síla na jednu lopatku:} \quad O_{(L+b)} = O_L + O_b \quad [\text{N}]$$

$$\text{Napětí v tahu:} \quad \sigma_t = \frac{O_{(L+b)}}{S_0} \cdot k \quad [\text{MPa}],$$

$$\text{kde} \quad k \quad [-] \quad \text{- součinitel odlehčení}$$

(odečteno z Přílohy č. 2; pro válcové lopatky platí: $k = 1$)

CELKOVÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t \quad [\text{MPa}]$$

Celkové napětí musí být menší než napětí dovolené σ_{DOV} [MPa]; to je vyčteno z katalogu materiálů v Příloze č. 3. Hlavním určujícím faktorem pro volbu materiálu je teplota prostředí, ve kterém lopatky pracují; jejich povrchovou teplotu t_p^{OL} je možné uvažovat asi o 50 °C nižší, než je teplota páry:

$$t_p^{\text{OL}} = t_1^{\text{RL}} - 50 \quad [^\circ\text{C}],$$

$$\text{kde} \quad t_1^{\text{RL}} \quad [^\circ\text{C}] \quad \text{- teplota páry za rozv. lopatkovou řadou (viz kap. 3.2.3).}$$

Při volbě materiálu oběžných lopatek, stejně tak jejich šířek, bylo nutné zohlednit také jednotlivá namáhání závěsů lopatek (viz následující podkapitola), které představují další rotující hmoty a mají tedy nemalý vliv na namáhání celé lopatky.

Tabulka vypočtených hodnot

ÚSEK		RS		I						
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7	8	9
D_p	m	0,98	0,9	0,905	0,91	0,915	0,92	0,94	0,96	0,98
D_s	m	0,998	0,925	0,933	0,941	0,95	0,959	0,983	1,008	1,035
L_{OL}	mm	20	27	30	33	37	41	45	50	57
B_o	mm	30	20	20	20	20	20	25	25	25
b_o	mm	30,72	20,48	20,48	20,48	20,48	20,48	25,6	25,6	25,6
S_0	cm ²	2,66	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,85	1,85	1,85
W_{0min}	cm ³	0,404	0,120	0,120	0,120	0,120	0,120	0,234	0,234	0,234
t_o'	mm	19,97	13,31	13,31	13,31	13,31	13,31	16,64	16,64	16,64
z_o	-	158	220	222	224	226	228	186	192	196
t_o	mm	19,84	13,21	13,20	13,20	13,21	13,21	16,60	16,49	16,59
P_{ST}	kW	3455,2	2513,8	2582,4	2644,8	2709,7	2768,6	2915,8	3067,5	3224,2
z_o'	-	134,2	220	222	224	226	228	186	192	196
M_k	Nm	81,94	36,37	37,03	37,58	38,16	38,65	49,90	50,85	52,36
F_u	N	164,22	78,6	79,4	79,9	80,3	80,6	101,5	100,9	101,2
M_o	Nm	1,64	1,06	1,19	1,32	1,49	1,65	2,28	2,52	2,88
σ_o	MPa	4,06	8,86	9,94	11,00	12,41	13,79	9,76	10,78	12,32
σ_{ODOV}	MPa	16	20	20	20	20	20	20	20	20
m_L	kg	0,0418	0,0251	0,0279	0,0307	0,0344	0,0381	0,0654	0,0726	0,0828
$\sum m_L$	kg	6,6	5,5	6,2	6,9	7,8	8,7	12,2	13,9	16,2
O_L	N	2492,4	1386,1	1553,4	1723,4	1950,8	2182,1	3835,9	4370,5	5115,8
b	mm	30	20	20	20	20	20	25	25	25
v_b	mm	6	6	6	6	6	6	6	6	6
D_b	m	1,024	0,958	0,969	0,98	0,993	1,006	1,034	1,064	1,098
m_b	kg	0,0288	0,0129	0,0129	0,0129	0,0130	0,0131	0,0206	0,0205	0,0207
$\sum m_b$	kg	4,5	2,8	2,9	2,9	2,9	3,0	3,8	3,9	4,1
O_b	N	1759,1	737,2	747,4	757,6	771,0	784,4	1269,7	1302,4	1358,7
$O_{(L+b)}$	N	4251,5	2123,2	2300,8	2481,0	2721,7	2966,5	5105,5	5672,9	6474,4
k	-	1	1	1	1	1	1	1	1	1
σ_t	MPa	15,96	17,93	19,43	20,95	22,99	25,05	27,60	30,66	35,00
σ_c	MPa	24,08	35,66	39,31	42,96	47,80	52,64	47,12	52,22	59,64
t_p^{OL}	°C	397,1	380,3	360,5	340,2	319,6	298,4	276,2	252,9	228,5
<i>materiál</i>		<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>
σ_{DOV}	MPa	123	123	137	157	157	172	172	172	172

Tab. 3.8a Namáhání oběžných lopatek

ÚSEK		I					II	III	IV	V
STUPEŇ		10	11	12	13	14	15	16	17	18
D_p	m	1	1,04	1,08	1,1	1,1	1,125	1,15	1,15	1,23
D_s	m	1,063	1,111	1,163	1,202	1,235	1,278	1,323	1,362	1,45
L_{OL}	mm	65	73	85	104	137	155	175	214	222
B_o	mm	25	25	25	30	40	45	50	55	50
b_o	mm	25,6	25,6	25,6	30,72	40,96	46,08	50,8	55,88	50,8
S_0	cm ²	1,85	1,85	1,85	2,66	4,74	5,99	6,48	7,84	6,48
W_{0min}	cm ³	0,234	0,234	0,234	0,404	0,958	1,365	1,344	1,789	1,344
t_o'	mm	16,64	16,64	16,64	19,97	26,62	29,95	30,48	33,53	30,48
z_o	-	202	210	220	190	130	118	120	108	128
t_o	mm	16,53	16,62	16,61	19,87	26,58	29,95	30,11	33,45	30,19
P_{ST}	kW	3381,9	3678,1	3989,8	4254,4	4365,1	4791,9	4530,6	4044,4	3143,1
z_o'	-	202	210	220	190	130	118	120	108	128
M_k	Nm	53,29	55,75	57,73	71,27	106,88	129,26	120,18	119,20	78,16
F_u	N	100,3	100,4	99,3	118,6	194,3	229,8	209,0	207,3	127,1
M_o	Nm	3,26	3,66	4,22	6,17	13,31	17,81	18,29	22,18	14,11
σ_o	MPa	13,93	15,65	18,03	15,25	13,89	13,05	13,61	12,40	10,50
σ_{oDOV}	MPa	20	20	20	20	16	16	16	16	16
m_L	kg	0,0944	0,1060	0,1234	0,2175	0,5093	0,7293	0,8902	1,3172	1,1293
Σm_L	kg	19,1	22,3	27,2	41,3	66,2	86,1	106,8	142,3	144,5
O_L	N	5991,6	7032,9	8572,3	15609,8	37559,9	55655,0	70323,0	107121,3	97773,4
b	mm	25	25	25	30	40	45	50	55	50
v_b	mm	6	7	7	7	8	8	8	8	8
D_b	m	1,134	1,191	1,255	1,313	1,38	1,441	1,506	1,584	1,68
m_b	kg	0,0208	0,0245	0,0246	0,0358	0,0838	0,1084	0,1238	0,1591	0,1295
Σm_b	kg	4,2	5,1	5,4	6,8	10,9	12,8	14,9	17,2	16,6
O_b	N	1406,2	1740,7	1844,9	2805,9	6903,0	9328,7	11132,8	15052,7	12988,0
$O_{(L+b)}$	N	7397,8	8773,6	10417,2	18415,7	44462,9	64983,7	81455,8	122174,0	110761,4
k	-	1	1	1	1	1,12	1,15	1,24	1,33	1,36
σ_t	MPa	39,99	47,42	56,31	69,13	105,15	124,68	155,87	207,24	232,46
σ_c	MPa	67,84	78,73	92,37	99,63	132,93	150,78	183,09	232,04	253,46
t_p^{OL}	°C	202,9	175,2	145,3	113,9	87,2	72,4	57,9	44,5	26,1
<i>materiál</i>		<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>PAK 1.6</i>	<i>P-AK 1 TD</i>	<i>P-AK 1 TD</i>	<i>P-AK 1 TD</i>	<i>P-AK 1 TD</i>
σ_{DOV}	MPa	172	186	186	186	196	275	275	275	275

Tab. 3.8b Namáhání oběžných lopatek

3.3.1.2 Závěsy oběžných lopatek

Pro účely DP byly v AutoCADu navrženy dva typy závěsů: typ „T“ (Obr. 3.7), a rozvidlený (Obr. 3.8) – pro regulační stupeň (proměnlivost namáhání od parciálního ostříku) a více namáhané závěsy posledních stupňů, u kterých vlivem větší odstředivé síly (širší lopatky na větších průměrech) závěsy typu „T“ již nevyhovují. Výsledky jsou shrnuty v Tab. 3.9.

Použité vzorce

Těžištní průměr závěsu: $D_{Tz} = D_p - 2 \cdot t \quad [\text{m}],$

kde t [m] - vzdálenost těžiště závěsu od paty lopatky
(určeno pomocí AutoCADu)

Těžištní rozteč závěsu: $t_T = \frac{\pi \cdot D_{Tz}}{z_o} \quad [\text{m}]$

Hmotnost závěsu: $m_z = \rho_{\text{ocel}} \cdot S_z \cdot t_T \quad [\text{kg}],$

kde S_z [m²] - plocha závěsu (určeno pomocí AutoCADu)

Odstředivá síla závěsu: $O_z = m_z \cdot \frac{D_{Tz}}{2} \cdot \omega'^2 \quad [\text{N}]$

Celková odstředivá síla na jednu lopatku: $O_{\text{celk}} = O_L + O_b + O_z \quad [\text{N}]$

ZÁVĚSY typu „T“ (2. až 13. stupeň)

Plocha závěsu namáhaná tahem: $A_\sigma = a \cdot t_T \quad [\text{mm}^2]$

smykem: $A_\tau = 2 \cdot b \cdot t_T \quad [\text{mm}^2]$

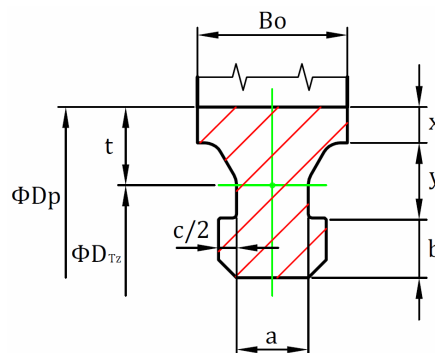
otlačení: $A_p = c \cdot t_T \quad [\text{mm}^2]$

Namáhání závěsu tahem: $\sigma = \frac{O_{\text{celk}}}{A_\sigma} < \sigma_{\text{DOV}} \quad [\text{MPa}]$

smykem: $\tau = \frac{O_{\text{celk}}}{A_\tau} < \tau_{\text{DOV}} = 0,65 \cdot \sigma_{\text{DOV}} \quad [\text{MPa}]$

otlačení: $p = \frac{O_{\text{celk}}}{A_p} < p_{\text{DOV}} = 1,5 \cdot \sigma_{\text{DOV}} \quad [\text{MPa}],$

kde σ_{DOV} [MPa] - dovolené napětí (viz předchozí podkapitola)



Obr. 3.7 Závěs oběžné lopatky – typ „T“

ROZVIDLENÉ ZÁVĚSY (RS, 14. až 18. stupeň)

Plocha závěsu namáhaná tahem: $A_{\sigma} = (t_T - d_k) \cdot (2 \cdot b_1 + b_2) \quad [\text{mm}^2]$,

kde d_k [mm] - průměr kolíku

Plocha kolíku namáhaná smykem: $A_{\tau k} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot n_v \cdot n_k \quad [\text{mm}^2]$,

kde $n_v = 3$ - počet rozvidlení

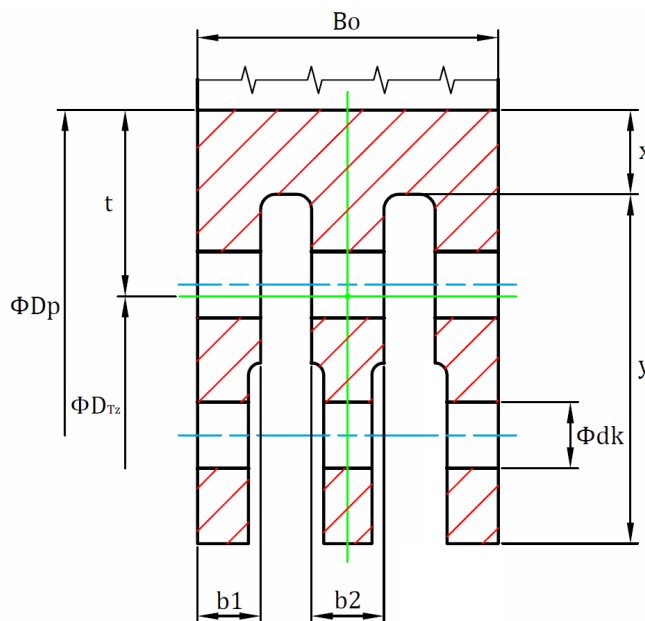
$n_k = 2$ - počet kolíků

otlačení: $A_{pk} = d_k \cdot (2 \cdot b_1 + b_2) \quad [\text{mm}^2]$

Namáhání závěsu tahem: $\sigma = \frac{O_{\text{celk}}}{A_{\sigma}} < \sigma_{\text{DOV}} \quad [\text{MPa}]$

Namáhání kolíku smykem: $\tau_k = \frac{O_{\text{celk}}}{A_{\tau k}} < \tau_{\text{DOV}} = 0,65 \cdot \sigma_{\text{DOV}} \quad [\text{MPa}]$

otlačení: $p_k = \frac{O_{\text{celk}}}{A_{pk}} < p_{\text{DOV}} = 1,5 \cdot \sigma_{\text{DOV}} \quad [\text{MPa}]$



Obr. 3.8 Závěs oběžné lopatky – rozvidlený

Pozn.: V Tab. 3.9 jsou uvedeny i celkové hmotnosti lopatkování v jednotlivých stupních m_{celk} [kg] (součet hmotností všech oběžných lopatek daného stupně zahrnující vlastní list lopatky, bandáž a závěs); ty budou dále využity pro výpočet kritických otáček rotoru v kap. 3.4.

Tabulka vypočtených hodnot

USEK	I												
	STUPĚŇ	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
B ₀	mm	20	20	20	20	20	25	25	25	25	25	25	30
x	mm	4	4	4	4	4	6	6	6	6	6	6	8
y	mm	10	10	10	10	10	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	15
a	mm	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	12	12	12	12	12	12	14,4
b	mm	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10	10	12
c	mm	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	6	6	6	6	6	6	7,2
t	mm	10,07	10,07	10,07	10,07	10,07	13,07	13,07	13,07	13,07	13,07	13,07	15,96
S _z	mm ²	296,9	296,9	296,9	296,9	296,9	493,4	493,4	493,4	493,4	493,4	493,4	734,4
D _p	mm	900	905	910	915	920	940	960	980	1000	1040	1080	1100
D _{tz}	mm	879,9	884,9	889,9	894,9	899,9	913,9	933,9	953,9	973,9	1013,9	1053,9	1068,1
t	mm	12,56	12,52	12,48	12,44	12,40	15,44	15,28	15,29	15,15	15,17	15,05	17,66
m _z	kg	0,0293	0,0292	0,0291	0,0290	0,0289	0,0598	0,0592	0,0592	0,0587	0,0587	0,0583	0,1018
Σm _z	kg	6,4	6,5	6,5	6,6	6,6	11,1	11,4	11,6	11,8	12,3	12,8	19,3
O _z	N	1538,6	1542,1	1545,6	1549,2	1552,8	3262,0	3299,9	3372,5	3411,0	3556,1	3667,6	6493,6
O _{celk}	N	3661,8	3842,9	4026,6	4270,9	4519,3	8367,5	8972,7	9846,9	10808,7	12329,6	14084,7	24909,2
M _{celk}	kg	14,8	15,5	16,3	17,3	18,3	27,1	29,2	31,9	35,1	39,7	45,4	67,5
A _c	mm ²	120,6	120,2	119,8	119,4	119,0	185,2	183,4	183,5	181,8	182,0	180,6	254,3
A _t	mm ²	201,0	200,3	199,7	199,0	198,4	308,7	305,6	305,8	302,9	303,3	301,0	423,8
A _p	mm ²	60,3	60,1	59,9	59,7	59,5	92,6	91,7	91,7	90,9	91,0	90,3	127,2
σ	MPa	30,36	31,97	33,61	35,77	37,97	45,18	48,93	53,67	59,47	67,74	77,99	97,95
σ _{DOV}	MPa	123	137	157	157	172	172	172	172	172	186	186	186
T	MPa	18,22	19,18	20,17	21,46	22,78	27,11	29,36	32,20	35,68	40,65	46,80	58,77
T _{DOV}	MPa	80	89	102	102	112	112	112	112	112	121	121	121
p	MPa	60,72	63,94	67,22	71,53	75,94	90,35	97,87	107,34	118,94	135,49	155,99	195,90
p _{DOV}	MPa	184,5	205,5	235,5	235,5	258	258	258	258	258	279	279	279

Tab. 3.9a Namáhání závěsů oběžných lopatek – typ „T“

ÚSEK		RS	I	II	III	IV	V
STUPEŇ		1	14	15	16	17	18
B ₀	mm	30	40	45	50	55	50
x	mm	10	12	12	14	15	14
y	mm	34	46	52	58	63	58
b ₁	mm	6,5	8,5	9,5	10,5	11,5	10,5
b ₂	mm	7,5	10	11	12	13,5	12
d _k	mm	6,5	8,5	9	11	11,5	11
t	mm	18,60	24,78	27,51	30,95	33,72	30,95
S _Z	mm ²	892,9	1555,4	1902,2	2382,8	2857,6	2382,8
D _p	mm	980	1100	1125	1150	1150	1230
D _{TZ}	mm	942,8	1050,4	1070,0	1088,1	1082,6	1168,1
t _T	mm	18,75	25,39	28,49	28,49	31,49	28,67
m _Z	kg	0,1314	0,3100	0,4254	0,5328	0,7064	0,5363
Σm _Z	kg	20,8	40,3	50,2	63,9	76,3	68,6
O _Z	N	7396,7	19441,1	27177,5	34619,3	45661,8	37403,5
O _{celk}	N	11648,2	63904,0	92161,3	116075,1	167835,8	148164,9
m _{celk}	kg	31,9	117,4	149,0	185,6	235,7	229,8
A _σ	mm ²	251,0	455,9	584,6	577,1	729,6	583,1
A _{Tk}	mm ²	398,2	680,9	763,4	1140,4	1246,4	1140,4
A _{pk}	mm ²	133,3	229,5	270,0	363,0	419,8	363,0
σ	MPa	46,40	140,17	157,65	201,15	230,02	254,10
σ_{DOV}	MPa	123	196	275	275	275	275
T_k	MPa	29,25	93,85	120,72	101,78	134,65	129,92
T_{DOV}	MPa	80	127	179	179	179	179
p	MPa	87,42	278,45	341,34	319,77	399,85	408,17
p_{DOV}	MPa	184,5	294	412,5	412,5	412,5	412,5

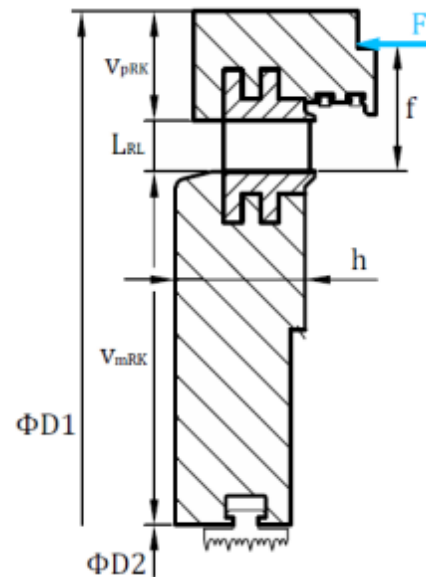
Tab. 3.9b Namáhání závěsů oběžných lopatek – rozvidlený

3.3.2 Namáhání rozváděcích kol

3.3.2.1 Rozváděcí kola

Namáhání rozváděcích kol (RK) je značně složité – jedná se o půlené kruhové desky uložené po celém vnějším obvodu, jejichž tuhost je navíc snížena vsazenými rozváděcími lopatkami. Rozdíl tlaků před a za RK způsobuje jejich ohybové namáhání a dochází tak k jejich průhybu.

Na Obr. 3.9 je zobrazen průřez RK; jeho členitost je pro účely DP zanedbána a v níže uvedených vztazích pro maximální napětí a průhyb bude jako šířka RK uvažována šířka mezistěny v jejím nejširším místě. Výsledky jsou potom shrnuty v Tab. 3.10.



Obr. 3.9 Rozváděcí kolo

Použití vzorce

Maximální napětí: $\sigma_{\max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \frac{R^2}{h^2}$ [MPa],

kde φ [-] - součinitel pro výpočet namáhání RK
(odečteno z Přílohy č. 4)

$\Delta p = p_0 - p_1^{RL}$ [MPa] - přetlak od rozdílu tlaků před a za RK

$R = \frac{D_1}{2}$ [mm] - vnější poloměr RK

h [mm] - šířka RK VOLENO s ohledem především na y_{\max}

Maximální průhyb: $y_{\max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R^4}{E \cdot h^3}$ [mm],

kde μ [-] - součinitel pro výpočet průhybu RK
(odečteno z Přílohy č. 5)

E [MPa] - modul pružnosti v tahu
(odečteno z Přílohy č. 6)

Maximální napětí musí být menší než napětí dovolené σ_{DOV} [MPa]; to je vyčteno z katalogu materiálů v Příloze č. 3. Materiál rozváděcích kol byl volen analogicky jako u oběžných lopatek, jejich povrchová teplota je ovšem vyšší:

$$t_p^{RK} = t_0 - 50 \text{ [}^\circ\text{C]},$$

kde t_0 [°C] - teplota páry na vstupu do rozv. kola (viz kap. 3.1).

Velikost maximálního průhybu je určující pro volbu axiální vůle mezi rozváděcím kolem a diskem rotoru a neměla by přesáhnout doporučenou hodnotu:

$$y_{DOV} = 0,002 \cdot R \text{ [mm]}.$$

Tabulka vypočtených hodnot

ÚSEK		RS	I							
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7	8	9
L _{RL}	mm	18	25	28	31	35	39	43	48	55
V _{pRK}	mm	47	55	60	60	60	60	60	60	60
V _{mRK}	mm	90	191,3	193,8	196,3	198,8	201,3	211,3	221,3	231,3
D ₁	m	1,12	1,07	1,081	1,092	1,105	1,118	1,146	1,176	1,21
D ₂	m	0,8	0,517	0,517	0,517	0,517	0,517	0,517	0,517	0,517
φ	-	1,3	2,127	2,154	2,154	2,167	2,167	2,241	2,259	2,28
μ	-	0,6	1,296	1,311	1,311	1,324	1,324	1,344	1,354	1,369
E	MPa	188800	191700	193800	195800	197300	198500	200000	201900	203500
Δp	MPa	1,3036	0,7253	0,6471	0,5751	0,5079	0,4466	0,4030	0,3589	0,3147
R	mm	560	535	540,5	546	552,5	559	573	588	605
h	mm	60	73	71	68	67	64	64	63	62
σ _{max}	MPa	147,62	82,86	80,78	79,86	74,84	73,83	72,40	70,64	68,33
t _p ^{RK}	°C	428,6	400,8	381,1	360,9	340,3	319,3	297,9	275,3	251,7
materiál		15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5
σ _{DOV}	MPa	172	172	172	172	196	196	207	207	207
y _{max}	mm	1,886	1,033	1,044	1,088	1,056	1,110	1,114	1,151	1,190
y _{DOV}	mm	1,120	1,070	1,081	1,092	1,105	1,118	1,146	1,176	1,210

Tab. 3.10a Namáhání rozváděcích kol

ÚSEK		I					II	III	IV	V
STUPEŇ		10	11	12	13	14	15	16	17	18
L _{RL}	mm	63	71	83	102	135	153	173	212	220
V _{pRK}	mm	60	65	65	65	70	135	155	225	280
V _{mRK}	mm	241,3	261,3	281,3	291,3	291,3	303,8	316,3	316,3	356,3
D ₁	m	1,246	1,312	1,376	1,434	1,51	1,701	1,806	2,024	2,23
D ₂	m	0,517	0,517	0,517	0,517	0,517	0,517	0,517	0,517	0,517
φ	-	2,3	2,38	2,427	2,461	2,479	2,52	2,564	2,636	2,722
μ	-	1,386	1,45	1,514	1,537	1,547	1,556	1,575	1,593	1,649
E	MPa	205500	207500	209600	211700	213300	215400	216000	216700	217500
Δp	MPa	0,2718	0,2400	0,2048	0,1649	0,1455	0,1164	0,0774	0,0486	0,0414
R	mm	623	656	688	717	755	850,5	903	1012	1115
h	mm	61	62	63	61	62	72	64	71	70
σ _{max}	MPa	65,21	63,95	59,27	56,07	53,50	40,93	39,53	26,03	28,57
t _p ^{RK}	°C	226,8	200,8	172,5	141,9	109,4	86,8	71,9	57,5	44,1
materiál		15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5	15 128,5
σ _{DOV}	MPa	207	207	214	214	214	220	220	220	220
y _{max}	mm	1,217	1,303	1,325	1,394	1,439	1,179	1,432	1,047	1,413
y _{DOV}	mm	1,246	1,312	1,376	1,434	1,510	1,701	1,806	2,024	2,230

Tab. 3.10b Namáhání rozváděcích kol

Pozn.: Maximální průhyb rozváděcího kola u regulačního stupně vyšel vyšší než dovolený, což ale není problém – celé RK je vsazeno do dostatečně tuhého vnitřního tělesa turbíny.

3.3.2.2 Rozváděcí lopatky

Nejvíce namáhané místo rozváděcí lopatky je na její patě, kde vzniká maximální ohybový moment. Ten je vyvozen silou od přetlaku působící v místě uložení rozváděcího kola. Výsledky jsou shrnuty v Tab. 3.11.

Přepočet charakteristik profilů podle skutečné šířky rozváděcí lopatky B_r [mm]

délka tětiny profilu:
$$b_r = \frac{B_r}{\cos \gamma_r} \quad [\text{mm}]$$

plocha profilu na patním průměru:
$$S_0 = (S_0) \cdot \left(\frac{B_r}{25}\right)^2 \quad [\text{cm}^2]$$

ohybový průřezový modul profilu:
$$W_{0\text{min}} = (W_{0\text{min}}) \cdot \left(\frac{B_r}{25}\right)^3 \quad [\text{cm}^3]$$

Skutečný počet a rozteč lopatek

- analogicky jako pro lopatky o šířce 25 mm v kap. 3.2.2

NAMÁHÁNÍ OHYBEM

Síla od přetlaku na jednu lopatku:
$$F = \Delta p \cdot A \cdot \frac{1}{z_r} \quad [\text{N}],$$

kde
$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \quad [\text{m}^2] \quad \text{- plocha, na kterou působí přetlak}$$

$$z_r \quad [-] \quad \text{- počet rozváděcích lopatek}$$

Rozložení síly do hlavních os momentu setrvačnosti profilu (Obr. 3.10):

- osa J_{max} :
$$F' = F \cdot \sin \gamma_r \quad [\text{N}] \quad (\perp k J_{\text{min}})$$

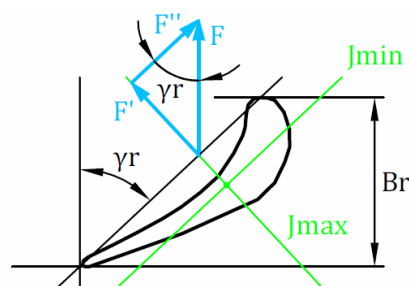
- osa J_{min} :
$$F'' = F \cdot \cos \gamma_r \quad [\text{N}] \quad (\perp k J_{\text{max}})$$

Ohybový moment na jednu lopatku:
$$M_o = F' \cdot f \quad [\text{Nm}],$$

kde f [m] - rameno působící síly (viz Obr. 3.9 v předchozí podkapitole)

Napětí v ohybu:
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{0\text{min}}} < \sigma_{\text{DOV}} \quad [\text{MPa}],$$

kde σ_{DOV} [MPa] - dovolené napětí
 (analogicky jako u rozváděcích kol; přičemž povrchová teplota rozv. lopatek $t_p^{\text{RL}} = t_p^{\text{RK}}$)



Obr. 3.10 Rozložení síly působící na rozváděcí lopatku

Tabulka vypočtených hodnot

ÚSEK		RS	I								
STUPEŇ		1	2	3	4	5	6	7	8	9	
D_p	m	0,98	0,9	0,905	0,91	0,915	0,92	0,94	0,96	0,98	
D_s	m	0,998	0,925	0,933	0,941	0,95	0,959	0,983	1,008	1,035	
L_{RL}	mm	18	25	28	31	35	39	43	48	55	
B_r	mm	55	50	47	45	45	42	42	40	40	
b_r	mm	113,3	103	96,82	92,7	92,7	86,52	86,52	82,4	82,4	
S_0	cm ²	15,97	13,20	11,66	10,69	10,69	9,31	9,31	8,45	8,45	
W_{0min}	cm ³	4,792	3,600	2,990	2,624	2,624	2,134	2,134	1,843	1,843	
t_r^*	mm	90,64	82,40	77,46	74,16	74,16	69,22	69,22	65,92	65,92	
z_r	-	31	37	39	41	41	45	45	49	51	
t_r	mm	101,14	78,54	75,16	72,10	72,79	66,95	68,63	64,63	63,76	
A	m ²	0,4825	0,6889	0,7075	0,7263	0,7487	0,7714	0,8212	0,8759	0,9396	
F	N	20291,6	13505,5	11740,3	10187,1	9274,9	7655,8	7354,7	6416,6	5798,8	
F'	N	17740,4	11807,5	10264,2	8906,3	8108,8	6693,2	6430,0	5609,9	5069,7	
f	mm	60	67	70	73	77	81	85	90	97	
M_0	Nm	1064,42	791,10	718,49	650,16	624,38	542,15	546,55	504,89	491,76	
σ_0	MPa	222,14	219,75	240,29	247,74	237,91	254,09	256,15	273,92	266,80	
t_p^{RL}	°C	428,6	400,8	381,1	360,9	340,3	319,3	297,9	275,3	251,7	
materiál		15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	
σ_{DOV}	MPa	251	251	251	251	267	267	282	282	282	

Tab. 3.11a Namáhání rozváděcích lopatek

ÚSEK		I									
STUPEŇ		10	11	12	13	14	15	16	17	18	
D_p	m	1	1,04	1,08	1,1	1,1	1,125	1,15	1,15	1,23	
D_s	m	1,063	1,111	1,163	1,202	1,235	1,278	1,323	1,362	1,45	
L_{RL}	mm	63	71	83	102	135	153	173	212	220	
B_r	mm	40	42	40	40	45	57	53	60	59	
b_r	mm	82,4	86,52	82,4	82,4	92,7	107,388	99,852	108	111,156	
S_0	cm ²	8,45	9,31	8,45	8,45	10,69	14,14	12,22	13,54	15,15	
W_{0min}	cm ³	1,843	2,134	1,843	1,843	2,624	3,947	3,173	3,663	4,377	
t_r^*	mm	65,92	69,22	65,92	65,92	74,16	85,91	79,88	86,40	88,92	
z_r	-	51	51	57	59	47	43	47	43	45	
t_r	mm	65,48	68,44	64,10	64,00	73,53	82,19	76,87	84,02	85,87	
A	m ²	1,0091	1,1417	1,2768	1,4048	1,5805	2,0622	2,3514	3,0072	3,6955	
F	N	5378,0	5373,1	4587,2	3926,7	4894,2	5582,4	3874,5	3399,2	3397,5	
F'	N	4701,9	4697,5	4010,5	3433,0	4278,8	4731,1	3283,7	2826,4	2879,4	
f	mm	105	118	130	149	182	253	293	402	465	
M_0	Nm	493,70	554,31	521,36	511,52	778,75	1196,97	962,12	1136,20	1338,93	
σ_0	MPa	267,85	259,78	282,86	277,52	296,73	303,27	303,23	310,15	305,90	
t_p^{RL}	°C	226,8	200,8	172,5	141,9	109,4	86,8	71,9	57,5	44,1	
materiál		15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	
σ_{DOV}	MPa	282	282	299	299	299	314	314	314	314	

Tab. 3.11b Namáhání rozváděcích lopatek

3.4 Kritické otáčky rotoru

Aby byl zaručen klidný chod turbíny a předešlo se tak případným haváriím, musejí být provozní otáčky dostatečně vzdáleny od tzv. kritických otáček rotoru. Podle vzájemné velikosti kritických a provozních otáček se rotory rozdělují na dvě skupiny:

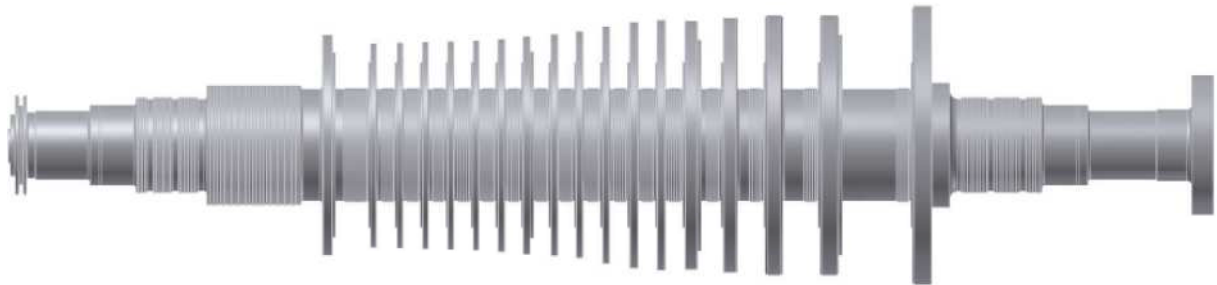
- tuhé rotory $n_k > n_{\text{prov}}$,
- elastické rotory $n_k < n_{\text{prov}}$.

Přesný výpočet kritických otáček je značně komplikovaný (závislost na hmotnosti a tuhosti rotoru, způsobu uložení celé turbíny,...); pro jejich orientační určení je však možné využít následujícího vztahu [1]:

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_0}{L}\right)^2}{\sqrt{G}} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{515}{4,6}\right)^2}{\sqrt{\frac{11686}{4,6}}} = 1865 \text{ min}^{-1},$$

kde d_0 [mm] - maximální průměr hřídele,
 L [m] - ložisková vzdálenost,
 $G = m_{\text{rot}} + m_{\text{lop}}$ [kg] - celková hmotnost rotoru,

$m_{\text{rot}} = 10378 \text{ kg}$ - hmotnost vlastního rotoru s oběžnými disky,
 (určeno pomocí modelu vytvořeného v programu Autodesk Inventor – Obr. 3.11)
 $m_{\text{lop}} = 1308 \text{ kg}$ - hmotnost lopatkování.
 (součet hmotností lopatkování všech stupňů – viz kap. 3.3.1.2)



Obr. 3.11 Model rotoru s oběžnými disky

Kritické otáčky by se měly pohybovat asi na 70 % otáček provozních, přičemž by z hlediska přípustného statického průhybu hřídele neměly podkročit hodnotu 50 %:

$$\frac{n_k}{n_{\text{prov}}} = \frac{1865}{3000} \cdot 100 = 62,2 \%$$

$$y = \left(\frac{300}{n_k}\right)^2 = \left(\frac{300}{1865}\right)^2 \cdot 10 = 0,259 \text{ mm} \quad - \text{Föpplův vztah pro průhyb [1].}$$

Detailní výkres celé turbíny v podélném řezu je v příloženém výkresu, k rychlému nahlédnutí je ve zmenšené verzi uveden také v Příloze č. 7.

4 TEPELNÝ VÝPOČET TURBINY – nenávrhové stavy

Turbina byla navržena pro provoz s ohřátím topné vody 50/85 °C pro 100 % páry, ve kterém dosahuje nejvyšší účinnosti – 89,48 %. Pro všechny ostatní provoz, kdy s každou odchylkou od návrhových poměrů dochází k jejímu poklesu, bude návrhové bilanční schéma (Obr. 5.2 v kap. 5) přepočteno a stanoven výkon turbiny a topného systému v uvedených provezech – porovnání v Tab. 4.1 (postup výpočtu a významy veličin viz kap. 1).

PROVOZY 55/95 °C a 45/80 °C pro 100 % páry

Výpočet probíhal analogicky jako v kap. 1, pouze s tím rozdílem, že byla uvažována nižší účinnost; ta byla po konzultaci ve společnosti DŠP odhadnuta na 89,18 % (podle parametrů topné vody v uvedených provezech se bude výrazněji měnit zatížení pouze několika posledních stupňů, na celkové účinnosti turbiny se to však příliš neprojeví). Bilanční schémata jsou uvedena v kap. 5: Obr. 5.3 pro 55/95 °C, resp. Obr. 5.4 pro 45/80 °C.

PROVOZ 50/85 °C pro 80 % páry

Rovněž v tomto provozu bylo počítáno se sníženou účinností turbiny. Při absenci detailního vyčíslení ztrát nebo přesné spotřební charakteristiky byla její účinnost opět odhadnuta, a to na 87,08 % (pokles oproti návrhovému stavu o 2,4 %).

Tlak páry v jednotlivých odběrech, resp. za jakýmkoliv stupněm, je určen jejím průtočným množstvím – při poklesu průtoku tedy dojde i k poklesu tlaku. Při jistých zjednodušeních lze použít následujícího vztahu [2]:

$$\frac{m^2}{m_j^2} = \frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1j}^2 - p_{2j}^2},$$

kde	m [kg/s]	- hmotnostní průtok,
	p_1 [MPa]	- tlak páry na vstupu do daného úseku turbiny (tlak v odběru),
	p_2 [MPa]	- tlak páry na výstupu z daného úseku turbiny,
	index j	- parametry při návrhovém stavu.

Při určování tlaků v jednotlivých odběrech se postupuje „odzadu“; z uvedeného vzorce se vyjádří hledaný tlak p_1 , přičemž tlak na výstupu z turbiny (ve vzorci p_2) je dán teplotou topné vody na výstupu z OTV1.

Stejně jako turbina, jsou i jednotlivé ohříváky dimenzovány na jmenovité parametry; při sníženém množství páry turbinou v nich tedy také dochází ke změně návrhových poměrů. Proto bylo ve výpočtu, po konzultaci ve společnosti DŠP, uvažováno s koncovými teplotními rozdíly 2,8 °C (pokles oproti návrhovému stavu o 0,2 °C).

Z již známých tlaků byly dále zpětně dopočítány všechny parametry páry, resp. vody, v celém tepelném oběhu. Bilanční schéma pro tento provoz je uvedeno v kap. 5 na Obr. 5.5.

PROVOZ		55/95 °C, 100 % páry			50/85 °C, 100 % páry *			45/80 °C, 100 % páry		
ÚSEK		m	h	P _i	m	h	P _i	m	h	P _i
		kg/s	kJ/kg	kW	kg/s	kJ/kg	kW	kg/s	kJ/kg	kW
0 – NN		70	648,2	45377	70	651,2	45586	70	648,2	45377
NN – NTO2		68,01	62,9	4280	67,87	68,0	4618	67,45	83,2	5615
NTO2 – NTO1		66,02	69,3	4578	65,94	67,8	4472	64,90	91,1	5911
NTO1 – OTV2		64,10	46,6	2989	63,57	64,7	4112	62,44	78,6	4905
OTV2 – OTV1		32,16	99,1	3189	34,68	92,5	3209	31,34	89,3	2798
Σ			926,3	60413		944,3	61997		990,4	64605
P _{sv}	MW _e	59,31			60,87			63,44		
m _{tv}	kg/s	804,87			787,34			893,82		
P _t	MW _t	134,80			133,63			130,98		

* návrhový provoz (celkové ohřátí topné vody: $\Delta t_{tv} = 40,5 \text{ °C}$)

Tab. 4.1a Shrnutí tepelného výpočtu turbíny (100 % páry)

PROVOZ		50/85 °C, 80 % páry		
ÚSEK		m	h	P _i
		kg/s	kJ/kg	kW
0 – NN		56	667,1	37359
NN – NTO2		54,36	64,4	3502
NTO2 – NTO1		52,90	64,2	3393
NTO1 – OTV2		51,16	61,0	3122
OTV2 – OTV1		25,65	86,1	2209
Σ			942,8	49585
P _{sv}	MW _e	48,64		
m _{tv}	kg/s	742,45		
P _t	MW _t	108,80		

Tab. 4.1b Shrnutí tepelného výpočtu turbíny (80 % páry)

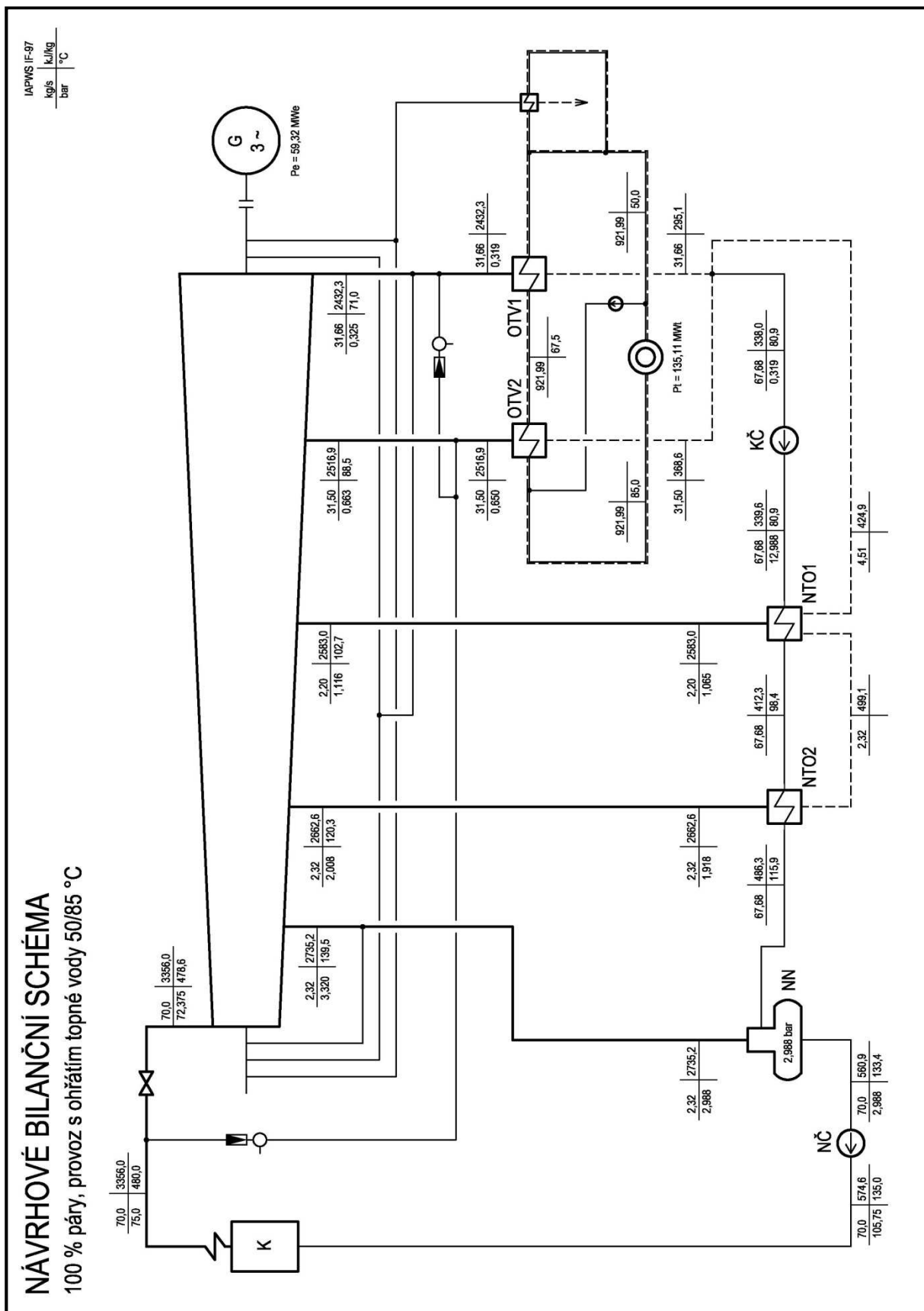
Jelikož se jedná o teplotenskou turbínu, je obecně prioritou, aby před vlastní výrobou elektrické energie byly splněny dohodnuté závazky na dodávku tepla. To znamená, že ve všech uvedených provozech musí být dodržena požadovaná výstupní teplota topné vody při odpovídajícím průtoku v tepelné síti. Tuto podmínku bylo třeba respektovat i při návrhu průtočné části turbíny.

Oproti původnímu návrhu bylo kvůli výše zmíněným požadavkům nutné provést určité změny. Poslední stupně byly přepočítány tak, aby se při 80 % provozu dostalo požadované výstupní teploty topné vody alespoň 85 °C; spády na jednotlivé stupně musely být vhodně přerozděleny – úpravou příslušných patních průměrů a rychlostních poměrů, opět s ohledem na co nejvyšší účinnost a také na relativně rovnoměrné zatížení jednotlivých stupňů.

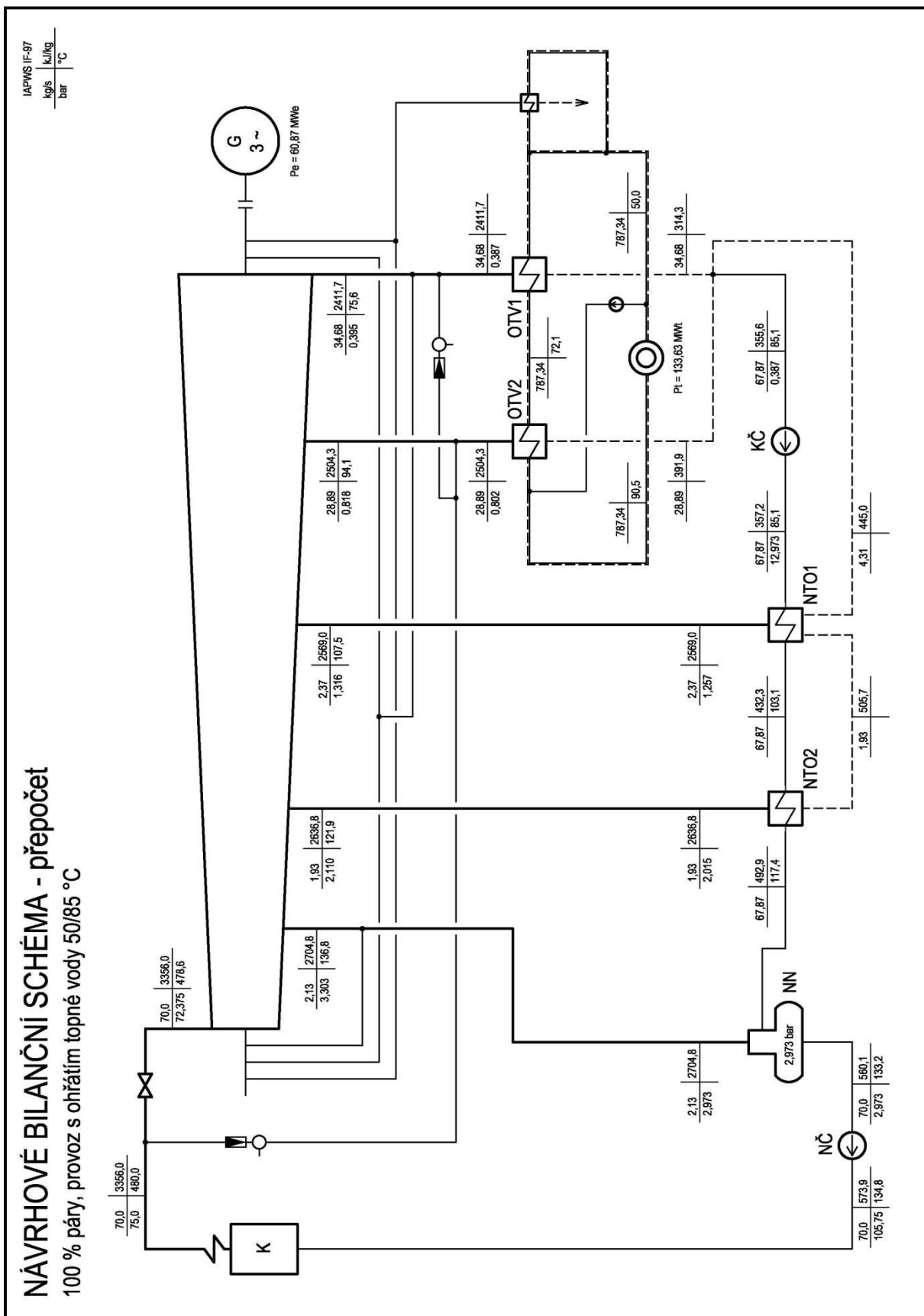
Tato změna však vedla k vyšší výstupní teplotě topné vody při návrhovém provozu (90,5 °C), čímž se zbytečně snižuje využitelný výkon turbíny. Jako možné řešení tohoto problému byl zvolen *by-pass teplofikačních ohříváků na trase topné vody*, kdy přívodem určitého množství neohřívané vody lze docílit požadované teploty na výstupu.

Pozn.: Detailní řešení této situace je nad rámec DP; teplota na výstupu při návrhovém provozu je tedy 90,5 °C.

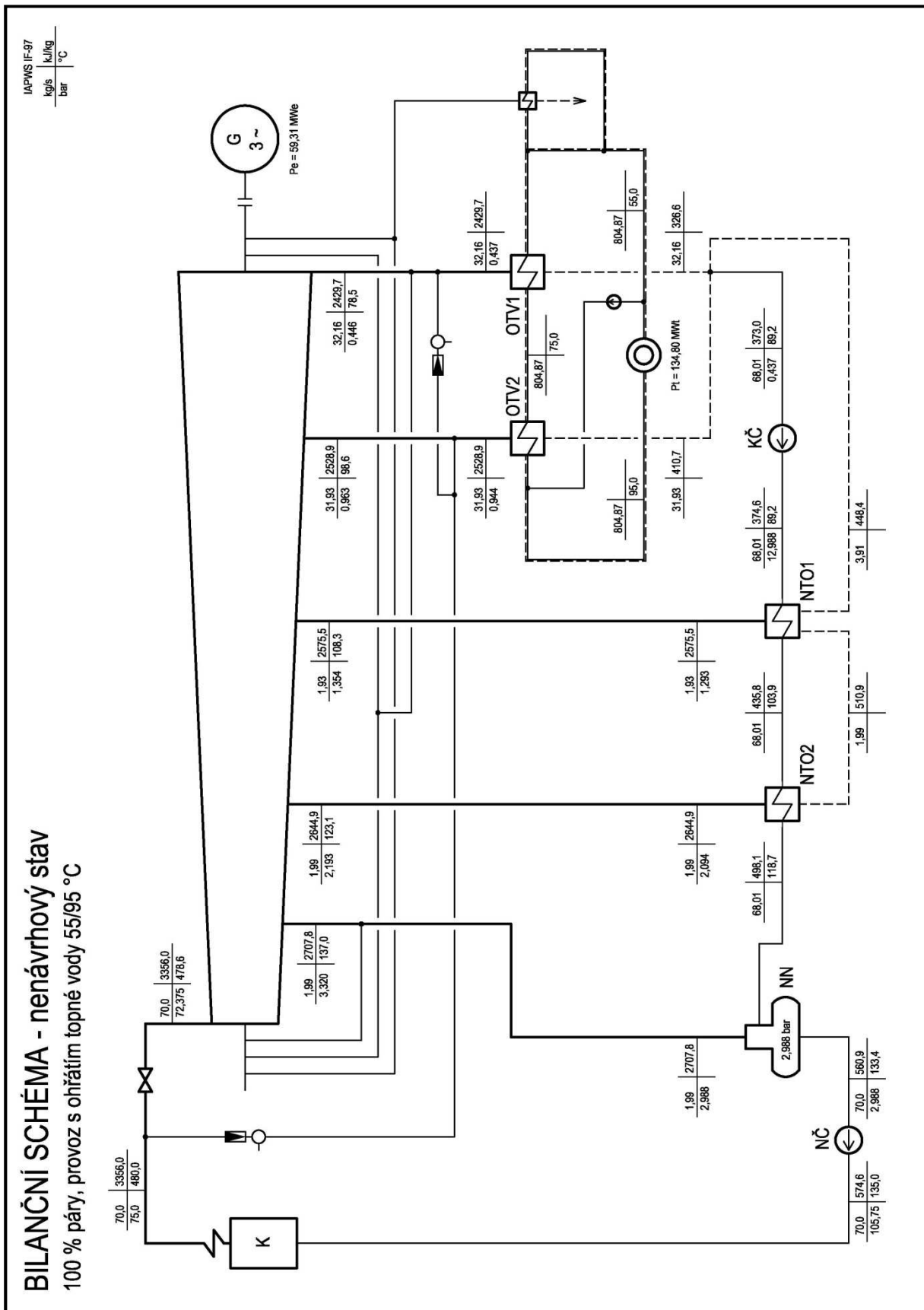
5 BILANČNÍ SCHÉMATA



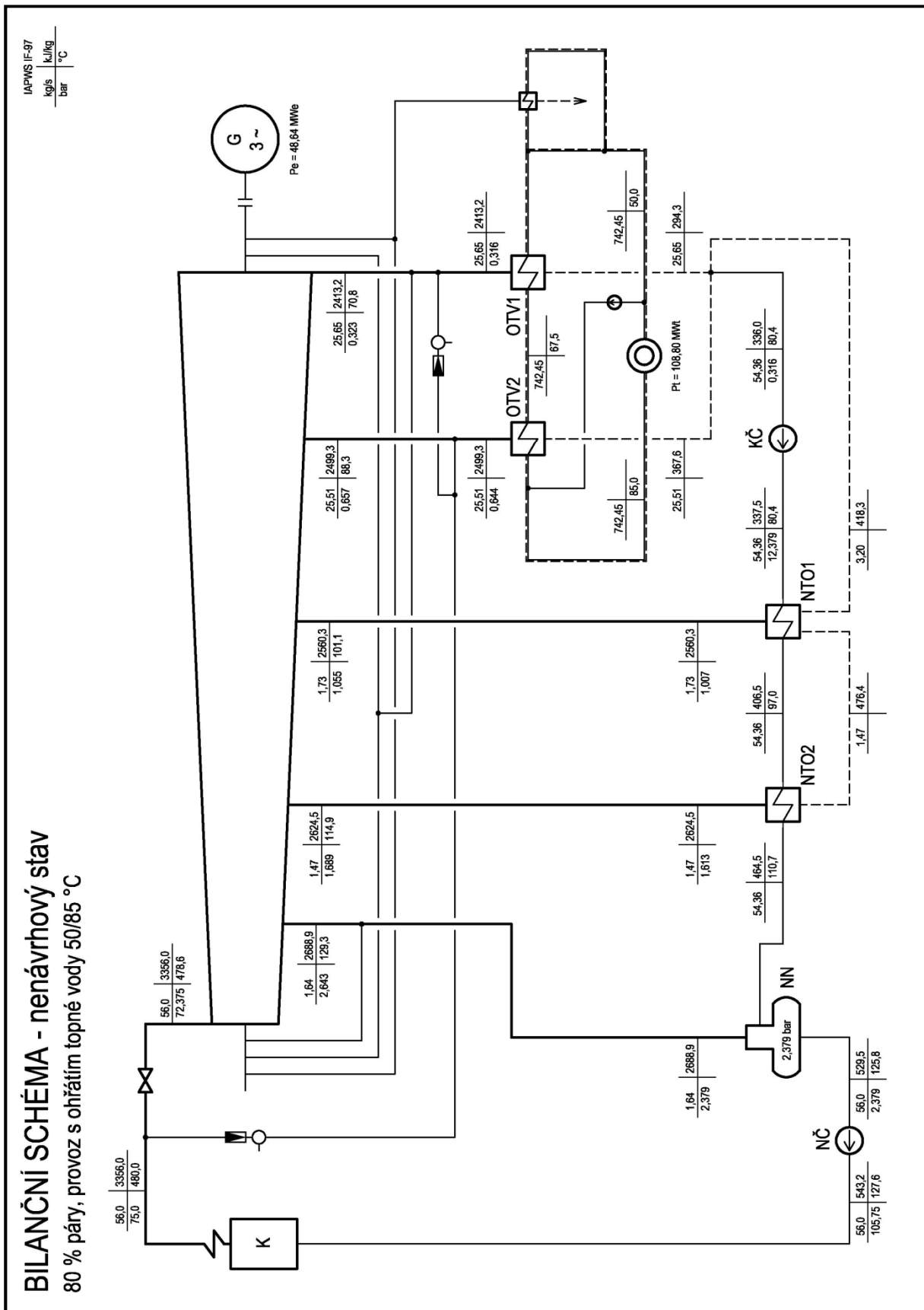
Obr. 5.1 Bilanční schéma č. 1



Obr. 5.2 Bilanční schéma č. 2



Obr. 5.3 Bilanční schéma č. 3



Obr. 5.5 Bilanční schéma č. 5

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout jednotělesovou 60 MW parní turbínu pro dvoustupňový ohřev topné vody, pracující s parametry páry danými zadáním. Výpočet byl rozdělen do čtyř hlavních částí: v kap. 1 je popsán postup tepelného výpočtu turbíny, dále jsou zvoleny její otáčky, vlastní návrh průtočné části je vypracován v kap. 3. Přepočet pro nenávrhové stavy spolu se vzájemným porovnáním jednotlivých provozů je uveden v kap. 4. Všechna bilanční schémata jsou zvlášť zobrazena v kap. 5.

Jak již bylo uvedeno na začátku práce, turbína byla navržena pro provoz s ohřátím topné vody $50/85\text{ °C}$ pro 100 % páry (není známo, který ze dvou 100% provozů je zákazníkem preferován), ve kterém dosahuje nejvyšší účinnosti – 89,48 %. Elektrický výkon turbíny byl stanoven na $60,87\text{ MW}_e$, tepelný výkon topného systému na $133,63\text{ MW}_t$. Otáčky turbíny byly zvoleny 3000 min^{-1} .

Ve třetí kapitole, která tvoří nejdůležitější část práce, jsou shrnuty veškeré parametry turbíny. Na lopatkovém plánu je schematicky zobrazen průtočný kanál s celkovým počtem 18 stupňů. Dále je znázorněn průběh expanze páry v turbíně, v němž je možné vidět nižší účinnost regulačního stupně a posledních čtyř stupňů mezi odběry. Po určení základních rozměrů a volbě lopatkových profilů byl proveden pevnostní výpočet; kontrolovány byly oběžné lopatky a jejich závěsy, rozváděcí kola i rozváděcí lopatky. Nakonec byly orientačně určeny kritické otáčky rotoru – asi 62 % otáček provozních, což lze z hlediska klidného chodu turbíny považovat za dostatečnou rezervu.

V závěrečné části práce (kap. 4) jsou porovnány požadované provozování, ve kterých má turbína pracovat. Z uvedené tabulky (100 % páry) vyplývá, že při vyšších parametrech topné vody klesá el. výkon turbíny; to jen potvrzuje již zmíněnou nevýhodu protitlakové turbíny s výstupem do teplofikace – vzájemnou závislost mezi výrobou elektřiny a tepla. Při provozu s ohřátím topné vody $50/85\text{ °C}$ pro 80 % páry, kdy je množství na vstupu do turbíny řízeno pomocí skupinové regulace, vychází el. výkon turbíny $48,64\text{ MW}_e$ a tepelný výkon topného systému $108,80\text{ MW}_t$.

Seznam použitých zdrojů

- [1] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: Tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007, 107 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [2] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných central: Návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [3] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [4] *Produkty a zákaznické služby* [online]. Doosan Škoda Power. [cit. 2013-04-21]. Dostupné z: http://org-www.doosan.com/skodapower/attach_files/brochure/czech/cz_products_service.pdf
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [1s] Excel Engineering. *X Steam tables for MS Excel* [online]. 2006 [cit. 2013-04-21]. Dostupné z: <http://xsteam.sourceforge.net/>

Seznam příloh

- Příloha č. 1: Katalog profilů lopatek [1]
- Příloha č. 2: Součinitel odlehčení u zkroucených lopatek [1]
- Příloha č. 3: Katalog materiálů [1]
- Příloha č. 4: Součinitel φ pro výpočet namáhání rozváděcího kola [1]
- Příloha č. 5: Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcího kola [1]
- Příloha č. 6: Modul pružnosti v tahu [1]
- Příloha č. 7: Náhled výkresu turbíny
- Příloha č. 8: *VÝKRES A1 – podélný řez (DP 2013 – 115762)*

Seznam použitých zkratek a symbolů

DP	diplomová práce
DŠP	Doosan Škoda Power
KČ	kondenzátní čerpadlo
NČ	napájecí čerpadlo
NN	odplyňovák s napájecí nádrží
NTO	nízkotlaký ohřívák
OTV	ohřívák topné vody
RK	rozdávěcí kolo
RS	regulační stupeň
RV	regulační ventil
SRV	spouštěcí rychlouzávěrný ventil
bil.	bilanční
el.	elektrický
hl.	hlavní
iz.	izoentropický
reg.	regulační
rozv.	rozdávěcí
výst.	výstupní

Pozn.: Významy jednotlivých symbolů a veličin jsou uvedeny přímo v textu, vždy u příslušné kapitoly.

PŘÍLOHY

Příloha č. 1: Katalog profilů lopatek

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	α_1 (°)	α_0 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_r (cm)	S_0 (cm ²)	J_0^{min} (cm ⁴)	W_0^{min} (cm ³)
S - 90 - 09A	8 až 11	70 až 120	0,72 až 0,85	do 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
S - 90 - 12A	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	do 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
S - 90 - 15A	13 až 14	70 až 120	0,70 až 0,85	do 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
S - 90 - 18A	16 až 20	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,71	2,72	0,243	0,333
S - 90 - 22A	20 až 24	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
S - 90 - 27A	24 až 30	70 až 120	0,65 až 0,75	do 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
S - 90 - 33A	30 až 36	70 až 120	0,62 až 0,75	do 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
S - 90 - 38A	35 až 42	70 až 120	0,60 až 0,73	do 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
S - 55 - 15A	12 až 18	45 až 75	0,72 až 0,87	do 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
S - 55 - 20A	17 až 23	45 až 75	0,70 až 0,85	do 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
S - 45 - 25A	21 až 28	35 až 65	0,60 až 0,75	do 0,90	4,58	3,3	0,703	0,536
S - 60 - 30A	27 až 34	45 až 85	0,52 až 0,70	do 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
S - 65 - 20A	17 až 23	45 až 85	0,60 až 0,75	do 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
S - 70 - 25A	22 až 28	55 až 90	0,50 až 0,67	do 0,90	4,5	1,86	0,242	0,235
S - 90 - 12B	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	0,85 až 1,15	5,66	3,31	0,388	0,42
S - 90 - 15B	13 až 17	70 až 120	0,70 až 0,85	0,85 až 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
S - 90 - 12D	10 až 14	70 až 120	0,58 až 0,68	1,40 až 1,80	4,09	2,3	0,237	0,324
S - 90 - 15D	13 až 17	70 až 120	0,55 až 0,65	1,40 až 1,70	4,2	2	0,153	0,238

 α_0 vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

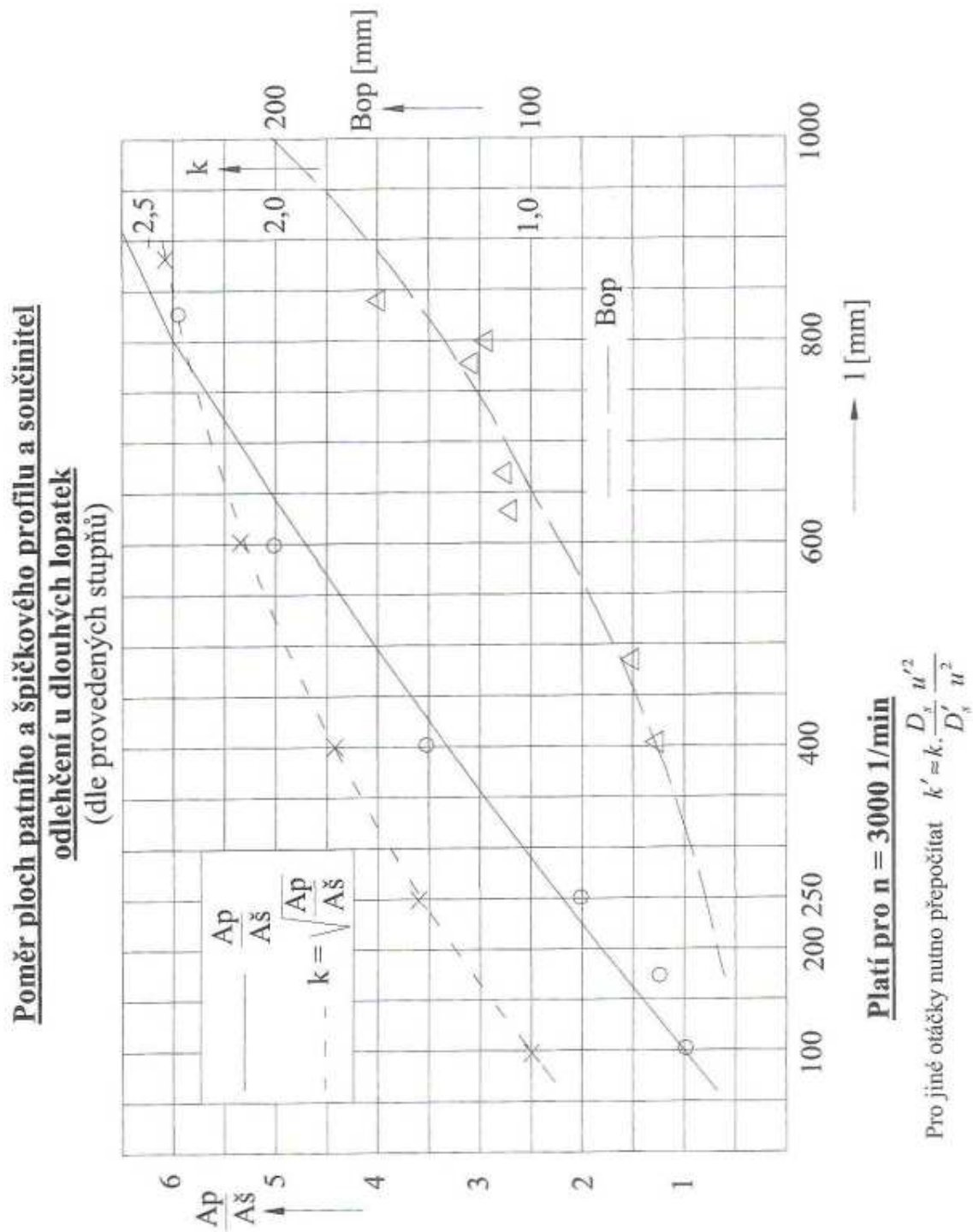
Označení Profilu	β_2 (°)	β_1 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	J_0^{min} (cm ⁴)	W_0^{min} (cm ³)
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A _k	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A _k	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B _k	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm

(jen pro oběžné lopatky)

Typ A (podzvukové) pro $M < 0,7 - 0,9$ B (transonické) $0,9 < M < 1,15$ C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$ D (rozšiřující se, Lavalovy dýzy) $M > 1,3 - 1,5$

Příloha č. 2: Součinitel odlehčení u zkroucených lopatek



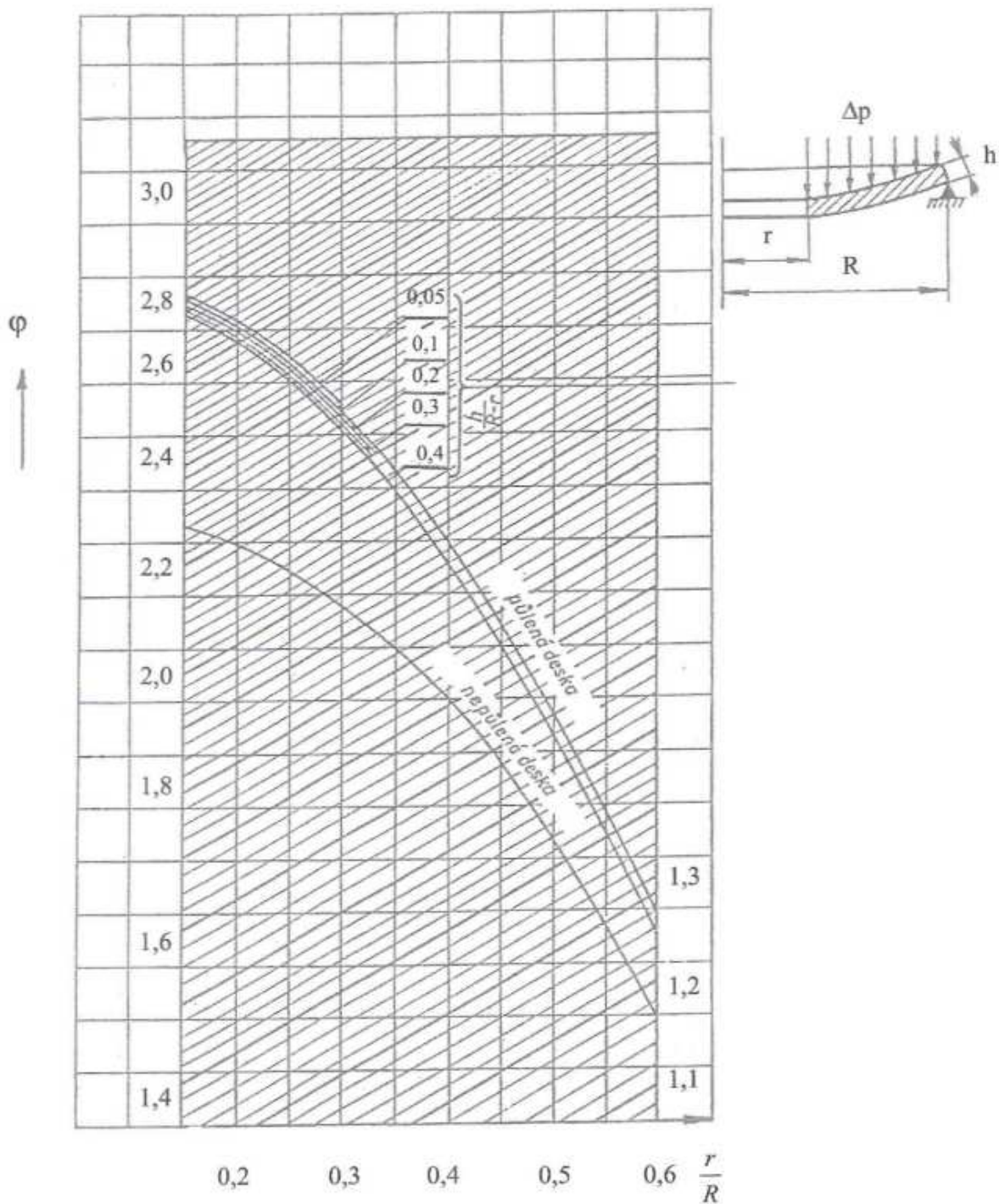
Příloha č. 3: Katalog materiálů

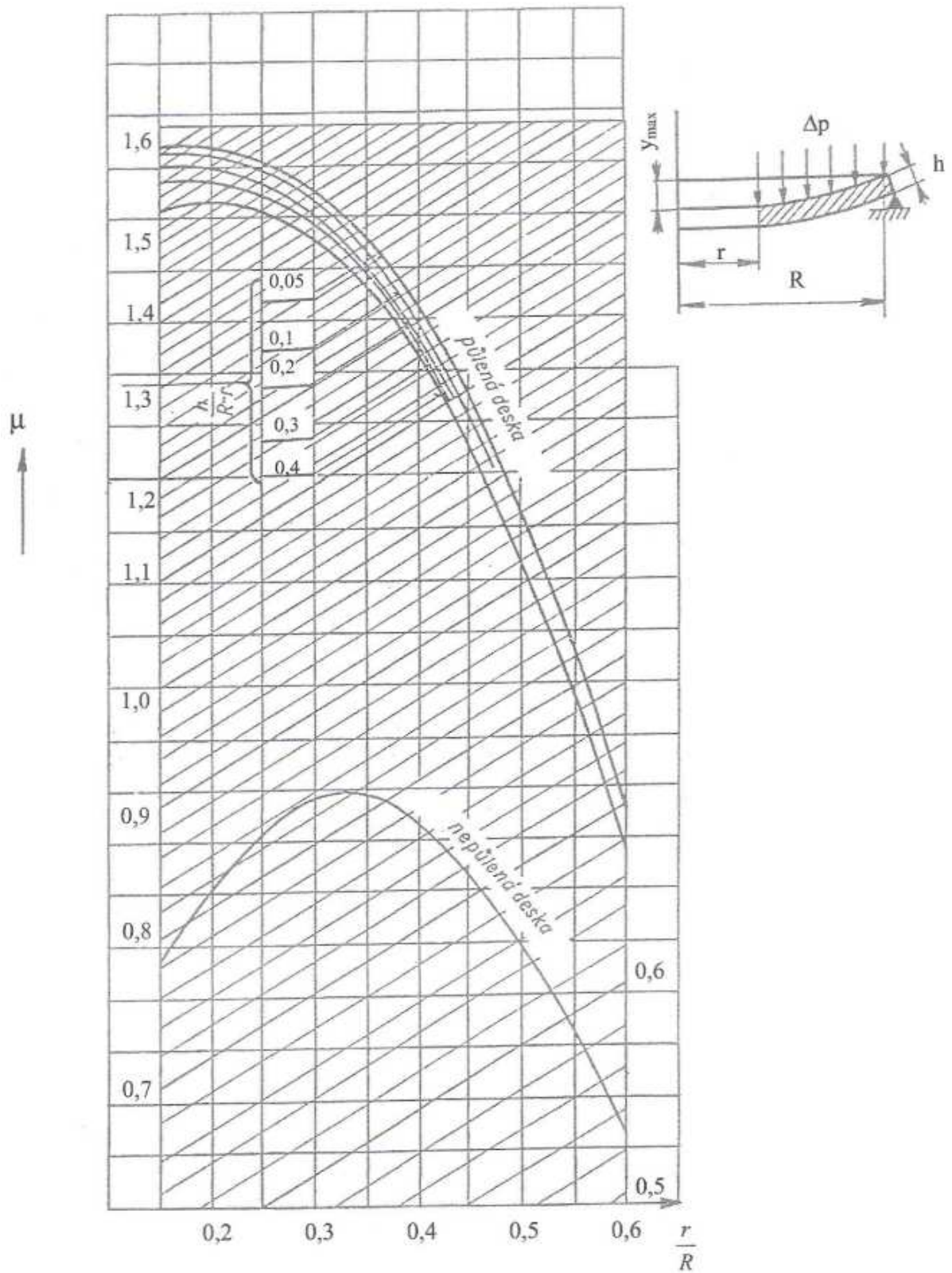
*ident	název mater.	Sqkm	Tmax	S20	100	200	300	350	400	420	440	460	480	500	510	520	530	540	550	→T	E20	100	200	300	400	500	600	*		
00101	15 128.5	363.	550	181	172	159	147	139	135	132	128	125	121	109	84	75	66	56	50	44	214	211	208	197	188	178	166	* poznámky až do konce		
00102	11 523.1	304.	400	152	132	118	103	93	87	62											210	210	208	197	188			* plechy, výkrovky i nad 400° C		
00103	422747.6	410	550	216	196	181	172	167	164	162	160	152	125	100	80	71	65	57	50	44	213	211	204	193	186	177	167	* plechy, výkrovky i do 400° C		
00104	422744.6	284	550	142	137	132	127	123	118	113	109	105	101	98	83	72	61	51	43	36	213	210	204	197	188	179	168	* odlitky i nad 400° C		
00105	422742.6	314	500	157	142	127	115	108	103	98	96	94	86	78	59						212	209	203	196	187	176	164	* odlitky i nad 400, do 500° C i do 8 tun		
00106	422713.5	245.	400	123	113	98	83	69	59	49											212	208	202	193	184			* odlitky i do 400° C		
00107	422904.5	294	350	147	132	118	108	103													216	211	204	196	187			* korozivzd. (pro jaderné 220)		
00108	SN 422903.6	360	400	180	145	140	135	132	131	130											214	209	202	193	182			* korozivzd. (pro jaderné 1000)		
00109	422425	245.	59	59	59	59	59														126	124	121	119				* slitna i do 250° C		
00201	15 128.5	274	550	220	214	207	196	172	172	172	153	133	133	133	86	86	59	59	59	59									* tyče, vt profily i nad 400° C	
00202	15 335.3	392	550	314	229	282	267	251	251	251	212	212	172	172	172	133	133	94	94	94									* tyče, vt profily i nad 400° C	
00203	17 021.2	274	400	220	204	188	180	172	172	172																			* tyče, st profily i do 400° C	
00204	422745	319	550	255	245	240	235	220	220	220	208	208	134	134	88	88	59	59	59	59									* přesné odlitky u starých strojů	
00205	SN 422903	360	400	284	231	223	216	208	208	208																			* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00206	422904	294	400	235	220	206	191	186	186	186																			* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00207	422905	245.	400	196	180	169	161	153	153	153																			* rozv. lop. zalité v šedé litině (NT)	
00208	Alstih.C51R-J	441	550	353	328	309	279	258	258	258	231	231	147	147	147	115	115	88	88	88									* Alstihom, nahraza 15 335	
00301	15 335.9	490	550	196	186	176	157	147	142	137	133	129	123	113	103	98	93	88	82	76									*	
00302	15 320.9	490	550	196	186	176	157	147	142	137	133	129	123	108	83	70	59	50	42	35									* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
00303	16 236.6	539	550	216	201	186	167	157	155	152	142	132	123	108	93	86	78	72	65	57									* VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00304	16 431.6	588	500	235	216	196	176	167	162	157	152	137	118	98	73														*	
00305	16 431.9	637	500	255	235	216	196	186	181	176	172	137	118	98	73														*	
00306	16 444.6(9)	735	420	294	279	255	230	216	196	176	147																		* disky skládaných rotorů	
00307	16 536.6	686	420	276	260	235	216	206	191	176	147																		* disky svař. NT rotorů, běžně používaná	
00308	16 536.6 a	314	420	314	299	276	245	230	206	176	147																		* disky do šířky 500 mm	
00401	PAK 1.6	490	460	196	186	172	157	137	123	88	69	53	37																	
00402	PAK 1.6 vyk.	539	420	216	206	186	172	152	132	98	78																			
00403	PAK 2MV.7	570	550	230	221	211	201	191	186	181	176	172	167	162	142	123	103	88	74	59										
00404	P-AK 1 TD	686	200	275	260	245																								
00501	15 320.9	588	550	157	150	144	125	115	110	105	102	99	96	82	63	52	44	37	31	26										

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

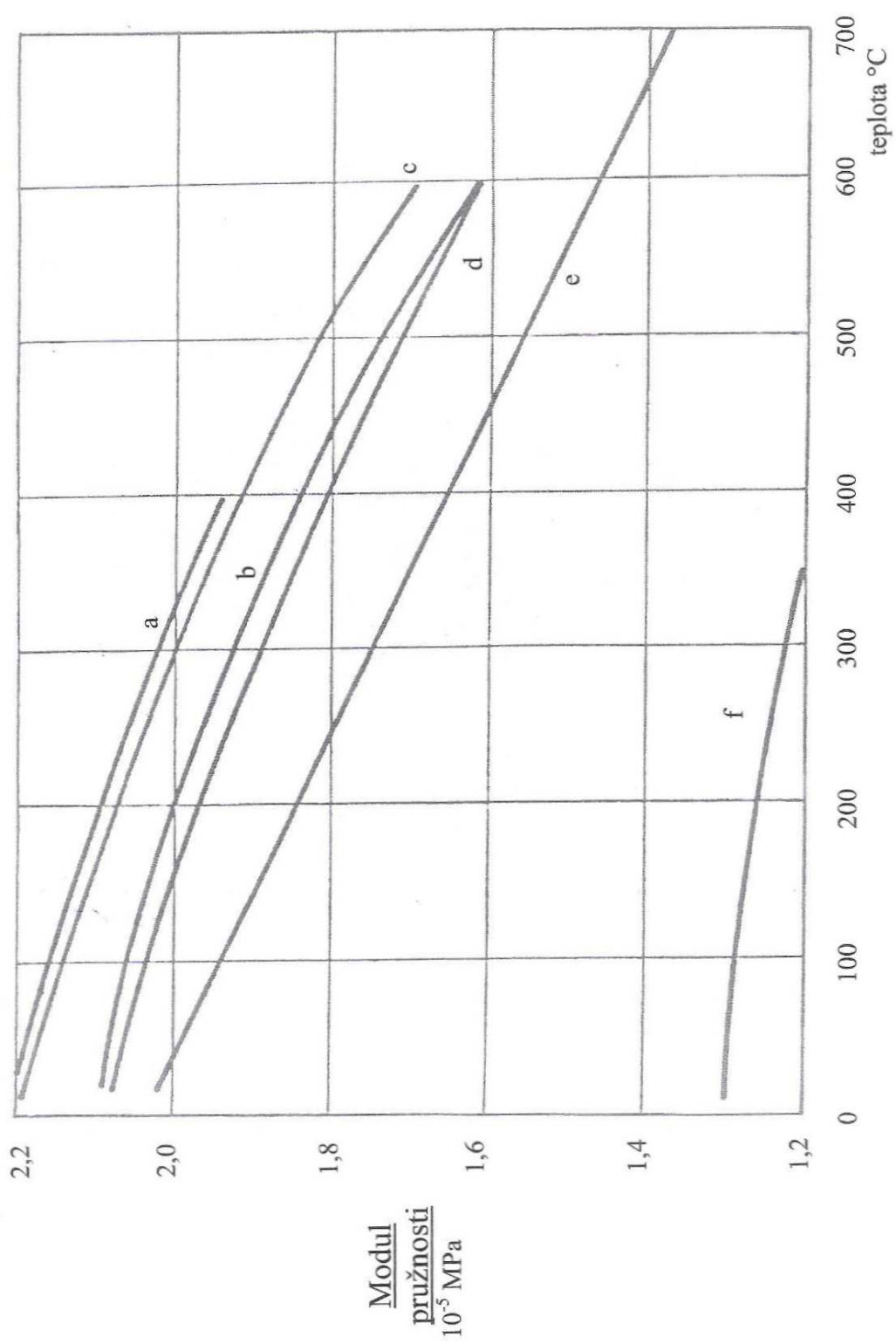
kolíky

Příloha č. 4: Součinitel φ pro výpočet namáhání rozváděcího kola



Příloha č. 5: Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcího kola

Příloha č. 6: Modul pružnosti v tahu



a, b – uhlíkové oceli 500 – 600 Mpa, c – ocel 0,3 C, 0,11 Ni, 0,07 Cr, d – ocel 0,35 C, 4,21 Ni, 1,22 Cr,
 e – austenitická ocel 18 Cr, 8 Ni, stabilizovaná Ti, f – litina

