



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBÍNA 70 MW

CONDENSING STEAM TURBINE 70 MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Bezděk

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jakub Bezděk**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**
Akademický rok: 2015/16

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

Kondenzační parní turbína 70 MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte jednotělesovou kondenzační turbínu o výkonu 70MW bez přihřívání páry do spalovny odpadů s regenerací, procesními odběry a axiálním výstupem do kondenzátoru, chlazeného mořskou vodou pro zadané parametry:

Elektrický výkon na svorkách generátoru $P_e = 70 \text{ MW}$

Tlak admisní páry $p_1 = 60,5 \text{ bar(a)}$

Teplota admisní páry $t_1 = 440 \text{ °C}$

Druhý neregulovaný odběr: $p_{o2} = 18,0 \text{ bar(a)}$, $m_{o2} = 40,1 \text{ t/h}$

První neregulovaný odběr: $p_{o1} = 4,5 \text{ bar(a)}$, $m_{o1} = 23,5 \text{ t/h}$

Počet ohříváků pro regeneraci (vč. NN) $n = 4$

Teplota napájecí vody $t_{NV} = 191 \text{ °C}$

Teplota chladicí vody $t_{ch} = 15,0 \text{ °C}$

Průtok chladicí vody $m_{ch} = 13390 \text{ t/h}$

Otáčky turbíny $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Cíle diplomové práce:

Turbína je určena pro spalovnu odpadů a musí umět pokrývat plně kondenzační provoz.
Vhodně zvolte typ regulace turbíny, za předpokladu pevného vstupního tlaku. Další nespecifikované parametry cyklu vhodně zvolte.
Parní turbínu uvažujte s axiálním výstupem do vodou chlazeného kondenzátoru.
Vypracujte bilanční schémata pro plně kondenzační a 60% provoz s regenerací a také plně odběrový provoz.
Proveďte základní dimenzovací výpočty.
Nakreslete podélný řez turbínovým dílem.

Seznam literatury:

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM Brno 2009
Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM Brno 2004
Kadrnožka, J.: Tepelné elektrárny a teplárny, SNTL Praha 1980
Škopek, J.: Parní turbína, tepelný a pevnostní výpočet, ZČU Plzeň, 2007
Firemní literatura Doosan Škoda Power

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Tématem diplomové práce je navrhnout jednotělesovou kondenzační parní turbínu o výkonu 70 MW bez přehřívání páry do spalovny odpadů. Turbína má mít odběry pro regeneraci, dva procesní odběry a axiální výstup do kondenzátoru chlazeného mořskou vodou.

Klíčová slova

Kondenzační turbína, průtočná část, pevnostní výpočet

Abstract

Subject of this master's thesis is to design 70 MW single-casing steam turbine for the incineration plant without reheating steam. The turbine has uncontrolled extraction points for another technology and axial flow outlet.

Keywords

Condensing steam turbine, flow part, strength calculation

Bibliografická citace

BEZDĚK, J. *Kondenzační parní turbína 70 MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 79 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jan Fiedler, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2016

.....

Jakub Bezděk

Poděkování

Chtěl bych poděkovat především své rodině, která mě podporovala během celého studia. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za jeho ochotu a rady. Také bych rád poděkoval Ing. Zdeňku Kubišovi z Doosan Škoda Power za jeho cenné rady z praxe.

Obsah

Úvod	11
1 Vnitřní termodynamická účinnost, tepelný spád turbíny	12
1.1 Vstupní parametry páry do turbíny	12
1.2 Vnitřní termodynamická účinnost	13
1.3 Výstupní parametry páry z turbíny	13
2 Tepelné schéma turbíny	16
2.1 Parametry VTO a napájecího čerpadla	17
2.2 Parametry napájecí nádrže a odplyňováku	18
2.3 Parametry NTO2	19
2.4 Parametry NTO1 a kondenzátního čerpadla	21
2.5 Poměrné velikosti odběrů pro ohříváky	22
2.6 Množství páry na vstupu do turbíny	23
2.7 Skutečné velikosti odběrů pro ohříváky	24
2.8 Hmotnostní průtoky páry turbínou	24
2.9 i-s diagram turbíny s odběry	25
3 Rozměry průtočné části turbíny	26
3.1 Výpočet rozměrů průtočné části	26
3.2 Lopatkový plán	32
4 Rychlostní trojúhelníky	33
5 Profily lopatek	37
6 Pevnostní výpočet	41
6.1 Namáhání oběžných lopatek	41
6.1.1 Namáhání ohybem	41
6.1.2 Namáhání tahem	43
6.1.3 Celkové namáhání	44
6.2 Závěsy oběžných lopatek	47
6.2.1 Závěs typu T	47
6.2.2 Rozvidlený závěs	50
6.3 Namáhání rozváděcích stupňů	52
6.3.1 Namáhání rozváděcích kol	52
6.3.2 Namáhání rozváděcích lopatek	55
7 Kritické otáčky rotoru	58
8 Dimenzování průměru potrubí	59

9	Regulace turbíny	60
10	Provozní režimy turbíny.....	61
10.1	Plně kondenzační provoz	61
10.2	Provoz s 60 % hmotnostního průtoku páry.....	61
10.3	Provoz při plně odběrovém režimu.....	62
10.4	Charakteristiky rychlostního poměru $(u/c_0)_p$	64
10.5	Pevnostní výpočet.....	66
11	Bilanční schémata	68
12	Závěr	71
	Seznam literatury.....	72
	Seznam zkratk a symbolů.....	73
	Přílohy	74

Úvod

Cílem diplomové práce je navrhnout jednotělesovou kondenzační turbínu o výkonu 70 MW do spalovny odpadů. Lopatkování bylo zvoleno akční neboli rovnotlaké a to proto, že Doosan Škoda Power se zaměřuje na tento typ lopatkování. Otáčky turbíny byly zvoleny na standartní hodnotě 3000 min^{-1} pro alternátory s jednou pólovou dvojicí. Základní parametry zadané pro výpočet turbíny jsou tlak 6,05 MPa a teplota 440 °C admisní páry na vstupu do turbíny. Předpoklad je pevný vstupní tlak admisní páry. Turbína má mít regenerační ohřev se čtyřmi ohříváky včetně napájecí nádrže s odplynovákem, tedy čtyři neregulované odběry pro regeneraci, tak aby byla dosažena teplota napájecí vody 191 °C . Součástí turbíny mají být i dva neregulované procesní odběry pro navazující technologii s požadovaným tlakem a hmotnostním průtokem páry. Turbína má mít axiální výstup do kondenzátoru chlazeného mořskou vodou o hmotnostním průtoku 13390 t/h a teplotě vody 15 °C .

Samotný výpočet je rozdělen do několika hlavních částí, kde je proveden výpočet tepelného bilančního schématu, základních parametrů průtočné části a především pevnostní výpočet. Ten nám rozhoduje o tom, jestli je turbína provozuschopná a pomáhá nám získat další důležité parametry průtočné části. Ze zadání vyplývá, že turbína musí zvládat jak plně kondenzační provoz, provoz se sníženým hmotnostním tokem páry do turbíny a také plně odběrový provoz. Pro tyto všechny provozové režimy je potřeba udělat pevnostní výpočet, aby byla ověřena správnost nadimenzování průtočné části, což by jinak mohlo v opačném případě znamenat zhavarování turbíny. Výstupem diplomové práce je rovněž výkres s podélným řezem navržené turbíny.

Všechny výpočty byly prováděny v programu MS Excel 2016. To značně zjednodušovalo výpočetní proces, především v okamžicích, kdy byly výsledné hodnoty počítány iteračně. Pro výpočty bylo využito i programu XSteam v2.6, díky kterému byly získávány parametry vody a páry.

1 Vnitřní termodynamická účinnost, tepelný spád turbíny

Zadané parametry admisní páry před turbínou musí být poníženy o ztráty ve spouštěcím (rychlozávěrném) a regulačním ventilu. Tlaková ztráta na těchto ventilech nelze určit výpočtem, proto musí být volena dle zkušeností s podobnými turbínami. Škrčení je izoentalpický děj, díky neměnné entalpii můžeme určit ostatní parametry za ventily.

V kondenzátoru za turbínou známe pouze teplotu chladicí vody na vstupu a průtok slané mořské vody. Bylo zvoleno ohřátí chladicí vody v kondenzátoru, což je rozdíl teploty vody na výstupu a vstupu do kondenzátoru a koncový teplotní rozdíl, což je rozdíl teploty kondenzace páry a teploty chladicí vody na výstupu z kondenzátoru dle [1]. Výpočet tlakové ztráty mezi výstupem turbíny a kondenzátorem byl proveden na základě odhadnuté výstupní rychlosti páry v hrdle kondenzátoru.

Vnitřní termodynamickou účinnost turbíny v tomto okamžiku neznáme, proto byla předběžně určena z obrázku 2.1 podle poměru tlaku na vstupu do turbíny a elektrického výkonu generátoru. Z odhadnuté účinnosti lze stanovit skutečný tepelný spád na turbíně a parametry páry na výstupu z turbíny.

1.1 Vstupní parametry páry do turbíny

Parametry páry před ventily

$$p_0 = 6,05 \text{ MPa}$$

$$t_0 = 440 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_0 = f(p_0; t_0) = 3277,55 \text{ kJ/kg}$$

Zvolená tlaková ztráta

$$\Delta p_z = 4 \%$$

Tlak páry za ventily

$$p_1 = p_0 \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_z}{100}\right) = 6,05 \cdot \left(1 - \frac{4}{100}\right) = 5,808 \text{ MPa}$$

Pro izoentalpický děj platí

$$i_1 = i_0 = 3277,55 \text{ kJ/kg}$$

Parametry páry za ventily na vstupu do turbíny

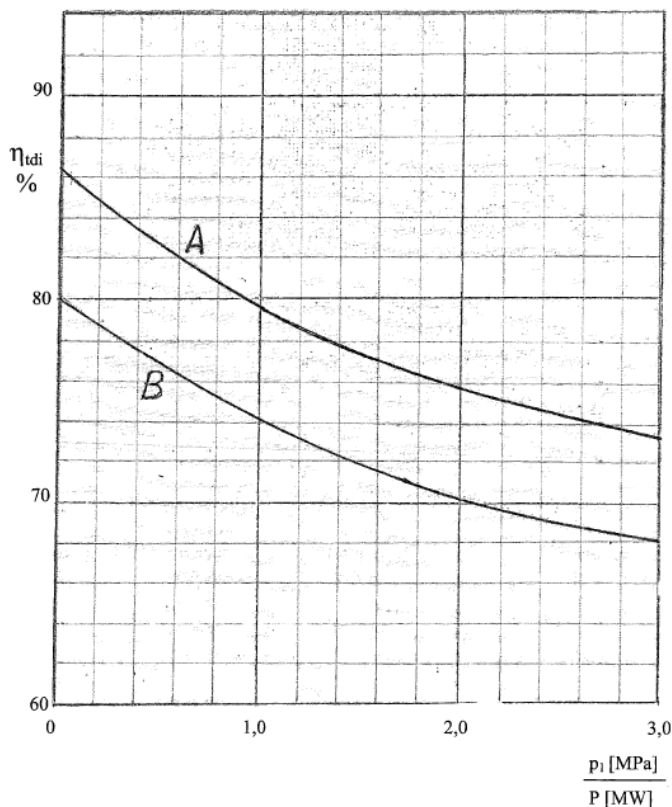
$$t_1 = f(p_1; i_1) = 438,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 0,0529 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 6,701 \text{ kJ/kg}$$

1.2 Vnitřní termodynamická účinnost

Zvolení vnitřní termodynamické účinnosti turbíny podle obrázku 2.1 a poměru tlaku páry na vstupu do turbíny a elektrického výkonu generátoru. Křivka A platí pro dvoutělesové a bohatě vyložené turbíny a křivka B platí pro levnější turbíny s Curtisovým stupněm.



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

$$\frac{p_1 \text{ [MPa]}}{P \text{ [MW]}} = \frac{5,808}{70} = 0,08$$

Odečtená vnitřní termodynamická účinnost turbíny

$$\eta_{tdi} = 87 \%$$

1.3 Výstupní parametry páry z turbíny

Zadané parametry kondenzace ze zadání jsou teplota chladící vody na vstupu do kondenzátoru a hmotnostní průtok chladící vody

$$t_{ch1} = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{ch} = 13390 \text{ t/h}$$

Zvoleno ohřátí chladící vody v kondenzátoru, které je závislé na tom, jestli je kondenzátor jednocestný nebo dvoucestný a jaké množství chladící vody kondenzátorem

protéká. Pro náš případ, kdy je kondenzátor chlazen velkým průtokem slané mořské vody, byla zvoleno ohřátí poměrně malé

$$\Delta t_{ch} = t_{ch2} - t_{ch1} = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výsledná teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru

$$t_{ch2} = t_{ch1} + \Delta t_{ch} = 15 + 6 = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Zvolen koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru

$$\delta_{tk} = 9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Poté je teplota kondenzace rovna

$$t_k = t_{ch2} + \delta_{tk} = 21 + 9 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_k = f(t_k; x = 1) = 4,2 \text{ kPa}$$

Zvoleno podchlazení kondenzátu, ke kterému dochází ve skutečném neideální kondenzátoru

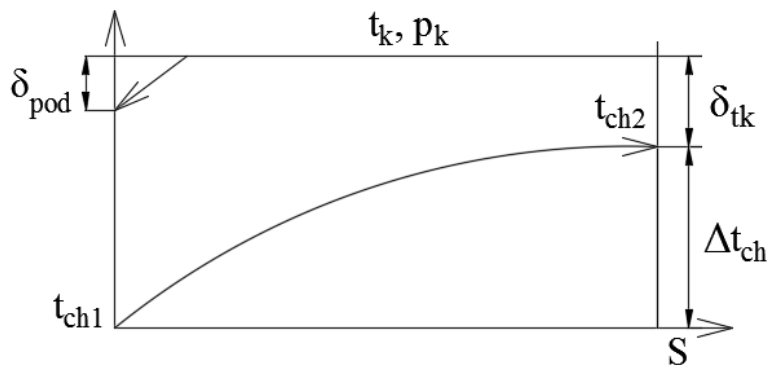
$$\delta_{pod} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota kondenzátu vystupujícího z kondenzátoru

$$t'_k = t_k - \delta_{pod} = 30 - 3 = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie kondenzátu

$$i_k = f(t'_k; x = 0) = 113,20 \text{ kJ/kg}$$



Obrázek 1.2 - Průběh teplot v kondenzátoru

Výpočet tlakové ztráty ve výstupní části turbíny

$$\Delta p = \zeta \left(\frac{c}{100} \right)^2 p_k = 0,1 \cdot \left(\frac{120}{100} \right)^2 4,3 = 0,6 \text{ kPa}$$

kde c je rychlost páry v hrdle kondenzátoru. Rychlost zvolena 120 m/s [1].

Ztrátový součinitel ζ zvolen 0,1.

Výpočet tlaku na výstupu z turbíny

$$p_2 = p_k + \Delta p = 4,3 + 0,6 = 4,9 \text{ kPa}$$

Entalpie páry na výstupu z turbíny při izoentropickém ději

$$i_{2,iz} = f(p_2; s_1) = 2039,38 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropický tepelný spád

$$h_{iz} = i_1 - i_{2,iz} = 3277,55 - 2039,38 = 1238,18 \text{ kJ/kg}$$

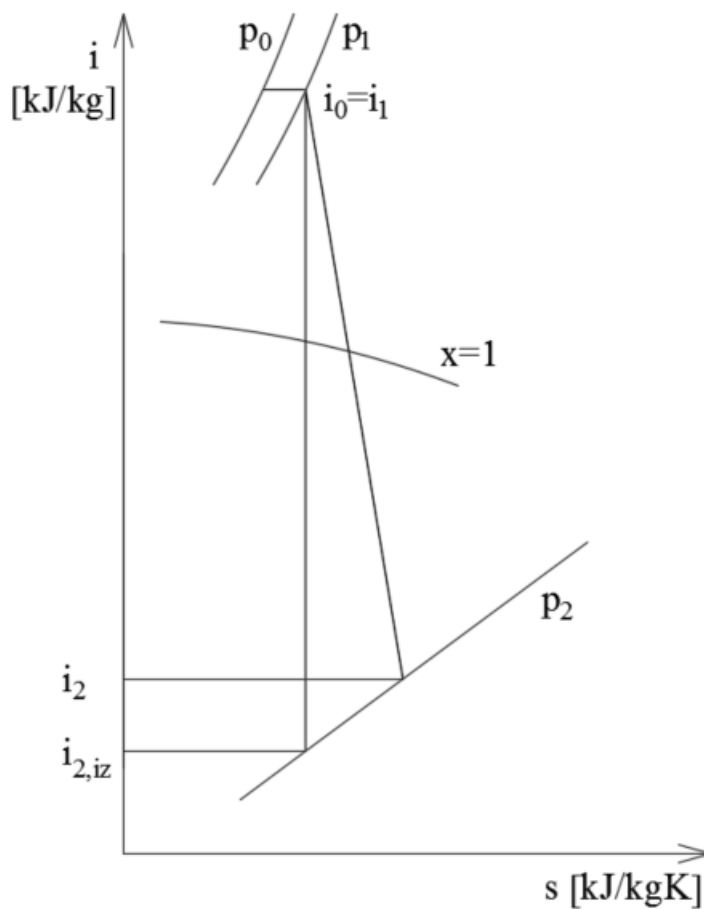
Skutečný tepelný spád

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 1238,18 \cdot 0,87 = 1067,22 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie na výstupu z turbíny

$$i_2 = i_1 - h = 3277,55 - 1067,22 = 2210,34 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = f(i_2; p_2) = 7,227 \text{ kJ/kgK}$$



Obrázek 1.3 - Expanzní křivka v i - s diagramu

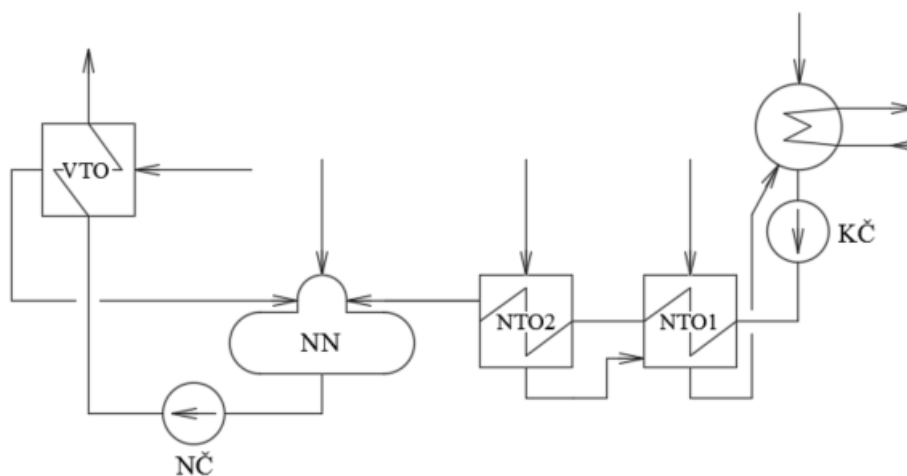
2 Tepelné schéma turbíny

Hlavní prvky tepelného schématu turbíny tvoří nejen turbína a kotel, ale i ohříváky regenerace s napájecí nádrží a odplyňovákem a systém čerpadel, kam patří především napájecí a kondenzátní čerpadla. Primárním úkolem systému regenerace je ohřát kondenzát z kondenzátoru o teplotě t_k až na teplotu napájecí vody t_{nv} na vstupu do kotle, díky čemuž dosáhneme vyšší účinnosti oběhu. Sekundárním úkolem je odplynění kondenzátu v odplyňováku, aby byl dosažen správný chemický režim. Dle zadání se má systém regenerace skládat ze čtyř ohříváků včetně napájecí nádrže s odplyňovákem. Bylo tedy zvoleno schéma s jedním vysokotlakým ohřívákem (VTO), napájecí nádrží s odplyňovákem (NN) a dvěma nízkotlakými ohříváky (NTO). V prvním předběžném návrhu byly zvoleny ohřevy na všechny čtyřech ohřívácích stejné. Po navržení průtočné části a následném iteračním přepočtu, byly ohřevy mírně upraveny podle tlaků v odběrech. Tlaková ztráta v potrubí mezi odběrem a ohříváky byla zvolena 6 % pro VTO, NTO2 a NTO1. Pro napájecí nádrž byla zvolena 10 %.

Kondenzáty topné páry z ohříváků jsou odváděny kaskádováním. Za pomoci rozdílných tlaků je odváděn kondenzát z VTO do NN, kondenzát z NTO2 do NTO1 a kondenzát z NTO1 do kondenzátoru. Pomocí kaskádování kondenzátu dosáhneme většího využití tepla z odběrové páry a tím vyšší účinnosti oběhu.

Součástí výpočtu je i výpočet přírůstku entalpie v napájecím a kondenzátním čerpadle. Tlak na výtlaku napájecího čerpadla (NČ) je vypočítán podle požadovaného tlaku admisní páry před turbínou. Tlak na výtlaku napájecího čerpadla musí pokrýt všechny tlakové ztráty (v potrubí mezi kotlem a turbínou, na vodní straně kotle, v potrubí napájecí vody, v regulačním ventilu napájecí vody, ve vysokotlakém ohříváku), o které je snížen až na požadovaný tlak admisní páry. Tlak na výtlaku kondenzátního čerpadla musí být úměrný tlaku v napájecí nádrži, tlakovým ztrátám (v nízkotlaké regeneraci, potrubní ztráty, v regulačních ventilech) a geodetickému rozdílu mezi čerpadlem a napájecí nádrží, který není zanedbatelný. Avšak obecně lze říci, že celkový přírůstek entalpie v kondenzátním čerpadle je zanedbatelný, protože se pohybuje v jednotkách kJ/kg.

Okruh považujeme z hlediska těsnosti za ideální, nejsou tedy uvažovány ve výpočtech ztráty vody a neuvažuje se doplňování přídavné vody do okruhu.



Obrázek 2.1 - Regenerační ohřev

2.1 Parametry VTO a napájecího čerpadla

Zadaná teplota napájecí vody do kotle

$$t_{nv} = 191 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tlak na výtlačku napájecího čerpadla

$$p_{n\check{c}} = 1,25 \cdot p_0 + 1,2 = 1,25 \cdot 6,05 + 1,2 = 8,763 \text{ MPa}$$

Entalpie napájecí vody

$$i_{nv} = f(t_{nv}; p_{n\check{c}}) = 815,48 \text{ kJ/kg}$$

Tlak v napájecí nádrži zpřesněný po iteraci

$$p_{NN} = 0,5000 \text{ MPa}$$

Teplota v napájecí nádrži

$$t_{NN} = f(p_{NN}) = 151,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie vody z napájecí nádrže

$$i'_{NN} = f(p_{NN}; x = 0) = 640,17 \text{ kJ/kg}$$

Přírůstek tlaku v napájecím čerpadle

$$\Delta p_{n\check{c}} = p_{n\check{c}} - p_{NN} = 8,763 - 0,500 = 8,263 \text{ MPa}$$

Měrný objem napájecí vody

$$v_{n\check{c}} = f(p_{n\check{c}}; t_{nv}) = 0,00108 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Přírůstek entalpie v napájecím čerpadle

$$\Delta i_{n\check{c}} = \frac{\Delta p_{n\check{c}} \cdot v_{n\check{c}}}{\eta_{n\check{c}}} = \frac{8,263 \cdot 10^6 \cdot 0,00108}{0,8} = 11,20 \text{ kJ/kg}$$

kde $\eta_{n\check{c}}$ účinnost napájecího čerpadla byla zvolena 80 %.

Entalpie vody za napájecím čerpadlem

$$i_{n\check{c}} = i'_{NN} + \Delta i_{n\check{c}} = 640,17 + 11,20 = 651,37 \text{ kJ/kg}$$

Zvolen koncový teplotní rozdíl ve VTO

$$\delta_{VTO} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota páry na mezi sytosti ve VTO

$$t_{VTO} = t_{nv} + \delta_{VTO} = 191 + 3 = 194 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Žádaný tlak páry na mezi sytosti ve VTO

$$p'_{VTO} = f(t_{VTO}) = 1,3698 \text{ MPa}$$

Skutečný tlak ve VTO po iteraci

$$p_{VTO} = 1,3884 \text{ MPa}$$

Entalpie kondenzátu z VTO

$$i'_{o2} = f(p_{VTO}; x = 0) = 828,39 \text{ kJ/kg}$$

Zvolena tlaková ztráta v potrubí mezi turbínou a VTO

$$\Delta p_z = 6 \%$$

Tlak v místě odběru z turbíny zpřesněný po iteraci

$$p_{o2} = \frac{p_{VTO}}{\left(1 - \frac{\Delta p_z}{100}\right)} = \frac{1,3884}{\left(1 - \frac{6}{100}\right)} = 1,4770 \text{ MPa}$$

Entalpie v odběru při izoentropickém ději

$$i_{o2,iz} = f(p_{o2}; s_1) = 2914,95 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropický tepelný spád

$$h_{o2,iz} = i_1 - i_{o2,iz} = 3277,55 - 2914,95 = 362,60 \text{ kJ/kg}$$

Skutečný tepelný spád

$$h_{o2} = h_{o2,iz} \cdot \eta_{tdi} = 362,60 \cdot 0,87 = 315,46 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie v odběru

$$i_{o2} = i_1 - h_{o2} = 3277,55 - 315,46 = 2962,09 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie v odběru po výpočtu průtočné části

$$i_{o2} = 2964,88 \text{ kJ/kg}$$

2.2 Parametry napájecí nádrže a odplyňováku

Tlak v napájecí nádrži zpřesněný po iteraci

$$p_{NN} = 0,5000 \text{ MPa}$$

Teplota v napájecí nádrži

$$t_{NN} = f(p_{NN}) = 151,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie vody z napájecí nádrže

$$i'_{NN} = f(p_{NN}; x = 0) = 640,17 \text{ kJ/kg}$$

Zvolena tlaková ztráta v potrubí mezi turbínou a NN

$$\Delta p_z = 10 \%$$

Tlak v místě odběru z turbíny zpřesněný po iteraci

$$p_{o3} = \frac{p_{NN}}{\left(1 - \frac{\Delta p_z}{100}\right)} = \frac{0,5000}{\left(1 - \frac{10}{100}\right)} = 0,5555 \text{ MPa}$$

Entalpie v odběru při izoentropickém ději

$$i_{o3,iz} = f(p_{o3}; s_1) = 2716,48 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropický tepelný spád

$$h_{o3,iz} = i_1 - i_{o3,iz} = 3277,55 - 2716,48 = 561,07 \text{ kJ/kg}$$

Skutečný tepelný spád

$$h_{o3} = h_{o3,iz} \cdot \eta_{tdi} = 561,07 \cdot 0,87 = 488,13 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie v odběru

$$i_{o3} = i_1 - h_{o3} = 3277,55 - 488,13 = 2789,42 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie v odběru po výpočtu průtočné části

$$i_{o3} = 2778,81 \text{ kJ/kg}$$

2.3 Parametry NTO2

Teplota kondenzátu za NTO2

$$t_{k22} = 107,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie kondenzátu za NTO2

$$i_{k22} = f(t_{k22}; x = 0) = 452,25 \text{ kJ/kg}$$

Zvolen koncový teplotní rozdíl v NTO2

$$\delta_{NTO2} = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota páry na mezi sytosti v NTO2

$$t_{NTO2} = t_{k22} + \delta_{NTO2} = 107,8 + 4 = 111,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tlak páry na mezi sytosti v NTO2

$$p_{NTO2} = f(t_{NTO2}) = 0,1525 \text{ MPa}$$

Entalpie kondenzátu z NTO2

$$i'_{o4} = f(p_{NTO2}; x = 0) = 469,19 \text{ kJ/kg}$$

Zvolena tlaková ztráta v potrubí mezi turbínou a NTO2

$$\Delta p_z = 6 \%$$

Tlak v místě odběru z turbíny zpřesněný po iteraci

$$p_{o4} = \frac{p_{NTO2}}{\left(1 - \frac{\Delta p_z}{100}\right)} = \frac{0,1525}{\left(1 - \frac{6}{100}\right)} = 0,1622 \text{ MPa}$$

Entalpie v odběru při izoentropickém ději

$$i_{o4,iz} = f(p_{o4}; s_1) = 2504,72 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropický tepelný spád

$$h_{o4,iz} = i_1 - i_{o4,iz} = 3277,55 - 2504,72 = 772,83 \text{ kJ/kg}$$

Skutečný tepelný spád

$$h_{o4} = h_{o4,iz} \cdot \eta_{tdi} = 772,83 \cdot 0,87 = 672,36 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie v odběru

$$i_{o4} = i_1 - h_{o4} = 3277,55 - 672,36 = 2605,19 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie v odběru po výpočtu průtočné části

$$i_{o4} = 2583,30 \text{ kJ/kg}$$

2.4 Parametry NTO1 a kondenzátního čerpadla

Teplota kondenzátu za NTO1

$$t_{k12} = 59,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entalpie kondenzátu za NTO1

$$i_{k12} = f(t_{k12}; x = 0) = 248,03 \text{ kJ/kg}$$

Zvolen koncový teplotní rozdíl v NTO1

$$\delta_{NTO1} = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota páry na mezi sytosti v NTO1

$$t_{NTO1} = t_{k12} + \delta_{NTO1} = 59,3 + 4 = 63,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tlak páry na mezi sytosti v NTO1

$$p_{NTO1} = f(t_{NTO1}) = 0,0231 \text{ MPa}$$

Entalpie kondenzátu z NTO1

$$i'_{o5} = f(p_{NTO1}; x = 0) = 264,77 \text{ kJ/kg}$$

Zvolena tlaková ztráta v potrubí mezi turbínou a NTO1

$$\Delta p_z = 6 \%$$

Tlak v místě odběru z turbíny zpřesněný po iteraci

$$p_{o5} = \frac{p_{NTO1}}{\left(1 - \frac{\Delta p_z}{100}\right)} = \frac{0,0231}{\left(1 - \frac{6}{100}\right)} = 0,0246 \text{ MPa}$$

Entalpie v odběru při izoentropickém ději

$$i_{o5,iz} = f(p_{o5}; s_1) = 2233,56 \text{ kJ/kg}$$

Izoentropický tepelný spád

$$h_{o5,iz} = i_1 - i_{o5,iz} = 3277,55 - 2233,56 = 1043,99 \text{ kJ/kg}$$

Skutečný tepelný spád

$$h_{o5} = h_{o5,iz} \cdot \eta_{tdi} = 1043,99 \cdot 0,87 = 908,28 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie v odběru

$$i_{o5} = i_1 - h_{o5} = 3277,55 - 908,28 = 2369,28 \text{ kJ/kg}$$

Skutečná entalpie v odběru po výpočtu průtočné části

$$i_{o5} = 2337,69 \text{ kJ/kg}$$

Zvoleny tlakové ztráty mezi kondenzátním čerpadlem a napájecí nádrží

$$\Delta p_z = 1,0 \text{ MPa}$$

Tlak na výtlaku kondenzátního čerpadla

$$p_{kč} = p_{NN} + \Delta p_z = 0,4371 + 1,0 = 1,4371 \text{ MPa}$$

Přírůstek tlaku v kondenzátním čerpadle

$$\Delta p_{kč} = p_{kč} - p_k = 1,4371 - 0,1 = 1,3371 \text{ MPa}$$

kde p_k je tlak na sání KČ, který bývá tvořen pouze nátokovou výškou z kondenzátoru.

Měrný objem kondenzátu

$$v_{kč} = f(p_{kč}; t_k) = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Přírůstek entalpie v kondenzátním čerpadle

$$\Delta i_{kč} = \frac{\Delta p_{kč} \cdot v_{kč}}{\eta_{kč}} = \frac{1,3371 \cdot 10^6 \cdot 0,001}{0,8} = 1,7 \text{ kJ/kg}$$

kde $\eta_{kč}$ účinnost kondenzátního čerpadla byla zvolena 80 %.

Entalpie vody za kondenzátním čerpadlem

$$i_{k11} = i_k + \Delta i_{kč} = 113,20 + 1,7 = 114,90 \text{ kJ/kg}$$

2.5 Poměrné velikosti odběrů pro ohříváky

Předběžný výpočet velikosti odběrů pro ohříváky vychází z poměrné velikosti, která se poté při známém celkovém množství páry vstupující na turbínu přepočítá na skutečné velikosti. Při výpočtu tepelných bilancí tedy uvažujeme velikost hmotnostního toku páry do turbíny 1 kg/s.

Všechny ohříváky ve výpočtech jsou považovány za ideální, nedochází tedy u nich ke ztrátám tepla do okolí a jejich účinnost se uvažuje 100 %.

Tepelná bilance VTO

$$y_{VTO}(i_{o2} - i'_{o2}) = 1(i_{nv} - i_{nč})$$

Poměrná velikost odběru pro VTO

$$y_{VTO} = \frac{(i_{nv} - i_{nč})}{(i_{o2} - i'_{o2})} = \frac{(815,48 - 651,37)}{(2964,89 - 828,39)} = 0,0768$$

Tepelná bilance napájecí nádrže a odplyňováku

$$y_{VTO} \cdot i'_{o2} + y_{NN} \cdot i_{o3} + (1 - y_{VTO} - y_{NN}) \cdot i_{k22} = 1 \cdot i'_{NN}$$

Poměrná velikost odběru pro VTO

$$y_{NN} = \frac{i'_{NN} - i'_{o2} \cdot y_{VTO} - i_{k22}(1 - y_{VTO})}{(i_{o3} - i_{k22})} =$$

$$= \frac{640,17 - 828,39 \cdot 0,0768 - 452,25 \cdot (1 - 0,0768)}{(2778,81 - 452,25)} = 0,0684$$

Tepelná bilance NTO2

$$y_{NTO2}(i_{o4} - i'_{o4}) = (1 - y_{VTO} - y_{NN}) \cdot (i_{k22} - i_{k12})$$

Poměrná velikost odběru pro NTO2

$$y_{NTO2} = \frac{(1 - y_{VTO} - y_{NN}) \cdot (i_{k22} - i_{k12})}{(i_{o4} - i'_{o4})} =$$

$$= \frac{(1 - 0,0768 - 0,0684) \cdot (452,25 - 248,03)}{(2583,30 - 469,19)} = 0,0826$$

Tepelná bilance NTO1

$$y_{NTO1}(i_{o5} - i'_{o5}) = (1 - y_{VTO} - y_{NN}) \cdot (i_{k12} - i_{k11}) - i'_{o4} \cdot y_{NTO2}$$

Poměrná velikost odběru pro NTO1

$$y_{NTO1} = \frac{(1 - y_{VTO} - y_{NN}) \cdot (i_{k12} - i_{k11}) - i'_{o4} \cdot y_{NTO2}}{(i_{o5} - i'_{o5})} =$$

$$= \frac{(1 - 0,0768 - 0,0684) \cdot (248,03 - 114,90) - 469,19 \cdot 0,0826}{(2337,69 - 264,77)} = 0,0362$$

2.6 Množství páry na vstupu do turbíny

Výkon na svorkách generátoru určený ze zadání je výchozím parametrem pro určení množství páry na stupu do turbíny. Mechanická účinnost a účinnost elektrického generátoru byly stanoveny po konzultaci v Doosan Škoda Power po srovnání s podobnými turbínami.

Zadaný elektrický výkon generátoru

$$P_e = 70\,000 \text{ kW}$$

Zvolená účinnost elektrického generátoru a mechanická účinnost

$$\eta_g = 0,985$$

$$\eta_m = 0,995$$

Množství páry na vstupu do turbíny

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{P_e}{[1 \cdot h - y_{VTO}(i_{o2} - i_2) - y_{NN}(i_{o3} - i_2) - y_{NTO2}(i_{o4} - i_2) - y_{NTO1}(i_{o5} - i_2)] \cdot \eta_g \cdot \eta_m} \\ &= \frac{70 \cdot 10^3}{[1 \cdot 1077,22 - 0,0768(2964,88 - 2200,34) - 0,0684(2778,81 - 2200,34) - \\ &0,0826(2583,30 - 2200,34) - 0,0362(2337,69 - 2200,34)] \cdot 0,985 \cdot 0,995} = \\ &= 75,793 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

2.7 Skutečné velikosti odběrů pro ohříváky

Množství páry na vstupu do turbíny vynásobené poměrnou velikostí odběrů pro jednotlivé ohříváky.

$$\dot{m}_{VTO} = \dot{m} \cdot y_{VTO} = 75,793 \cdot 0,0768 = 5,822 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{NN} = \dot{m} \cdot y_{NN} = 75,793 \cdot 0,0684 = 5,181 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{NTO2} = \dot{m} \cdot y_{NTO2} = 75,793 \cdot 0,0826 = 6,259 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{NTO1} = \dot{m} \cdot y_{NTO1} = 75,793 \cdot 0,0362 = 2,744 \text{ kg/s}$$

2.8 Hmotnostní průtoky páry turbínou

Hmotnostní průtok turbínou se mění v závislosti na odběrech turbíny. Zde je uveden výpočet pro jednotlivé úseky turbíny pro plně kondenzační provoz, v kterých postupně klesá hmotnostní průtok páry s přibývajícím odběry páry pro regeneraci.

Množství páry na vstupu do turbíny

$$\dot{m} = 75,793 \text{ kg/s}$$

Množství páry v úseky mezi odběry VTO a NN

$$\dot{m}_{VTO-NN} = \dot{m} - \dot{m}_{VTO} = 75,793 - 5,822 = 69,971 \text{ kg/s}$$

Množství páry v úseky mezi odběry NN a NTO2

$$\dot{m}_{NN-NTO2} = \dot{m}_{VTO-NN} - \dot{m}_{NN} = 69,971 - 5,181 = 64,790 \text{ kg/s}$$

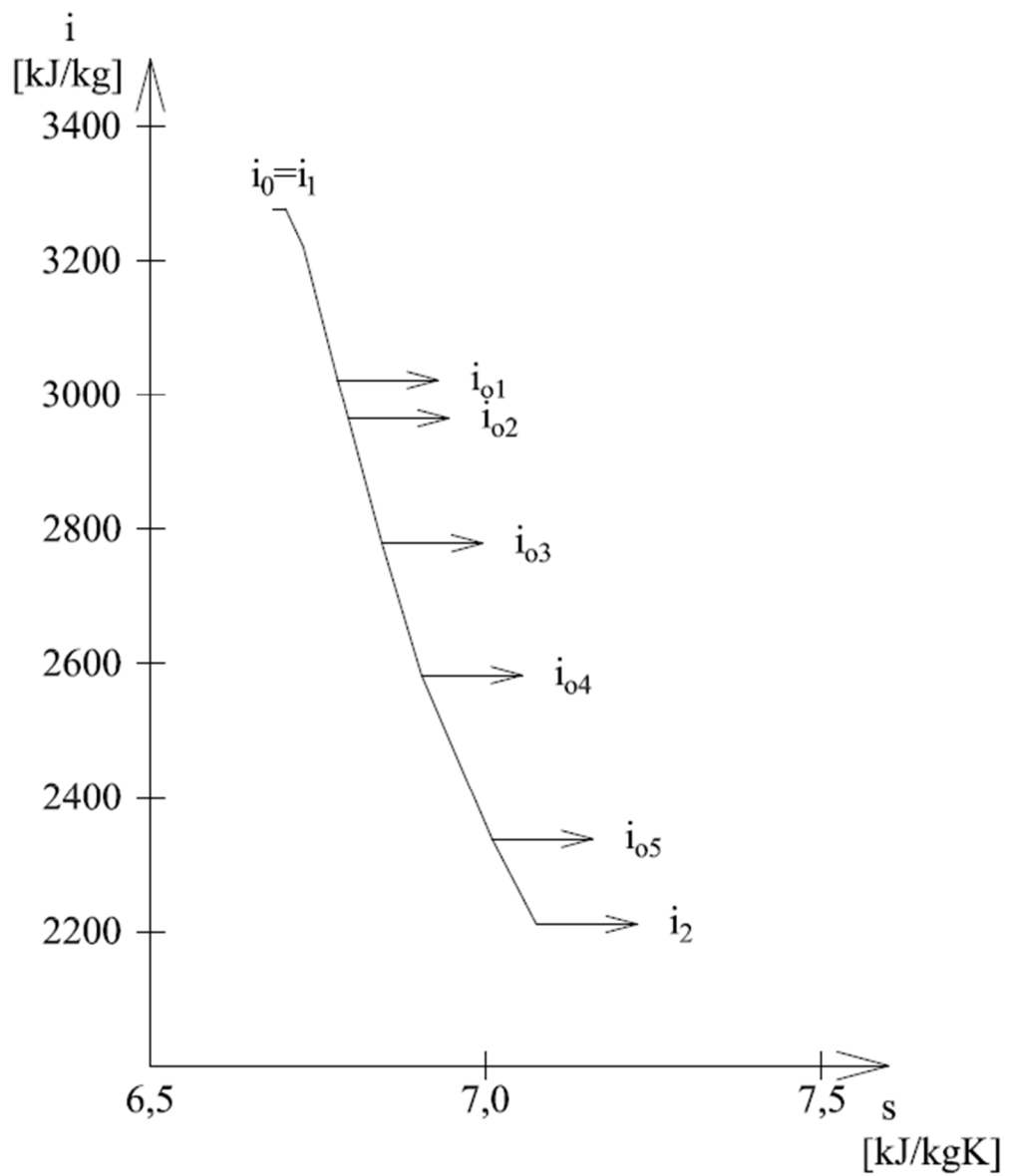
Množství páry v úseky mezi odběry NTO2 a NTO1

$$\dot{m}_{NTO2-NTO1} = \dot{m}_{NN-NTO2} - \dot{m}_{NTO2} = 64,790 - 6,259 = 58,531 \text{ kg/s}$$

Množství páry na výstupu turbíny vstupující do kondenzátoru

$$\dot{m}_{NTO1-KON} = \dot{m}_{NTO2-NTO1} - \dot{m}_{NTO1} = 58,531 - 2,744 = 55,787 \text{ kg/s}$$

2.9 i-s diagram turbíny s odběry



Obrázek 2.2 - i-s diagram turbíny s odběry

3 Rozměry průtočné části turbíny

3.1 Výpočet rozměrů průtočné části

Základem výpočtu průtočné části turbíny je pro známý průtočný objem páry, daný hmotnostním průtokem a měrným objemem páry, určit průměry a délky lopatek stupňů a pro známý izentropický tepelný spád zvolit počet stupňů turbíny. Na základě podobných strojů podobného výkonu a s ohledem na ložiskovou vzdálenost po konzultaci v Doosan Škoda Power byl stanoven optimální počet stupňů na patnáct. Pro poslední dva stupně byly použity modulové lopatky, které se v Doosan Škoda Power pro typově stejné turbíny používají.

Prvně jsou uvedeny výpočetní vztahy, za kterými následuje tabulka vypočítaných hodnot. Některé základní parametry jako je patní průměr lopatkování D_p , rychlostní poměr na patním průměru $(u/c_0)_s$ a výstupní úhel z rozváděcích lopatek α_l byly voleny. Samotný výpočet průtočné části probíhal iteračně. Vypočítané parametry za jednotlivými stupni byly zpětně použity i do výpočtu tepelného schématu turbíny, který taktéž probíhal iteračně.

Výpočet v této kapitole počítá prozatím s čistě rovnotlakým stupněm, tedy stupeň reakce je roven nule a tlak před a za oběžnou lopatkovou řadou je totožný.

Parametry před každým stupněm jsou označeny indexem 0, parametry mezi rozváděcí řadou a oběžnou řadou lopatek jsou označeny indexem 1 a parametry na výstupu ze stupně jsou označeny indexem 2.

Střední průměr lopatkování

$$D_s = D_p + L_s$$

kde patní průměr lopatkování D_p byl volen a L_s je skutečná délka lopatky volená podle L_l délky rozváděcí lopatky při totálním ostříku uvedené v dalších výpočtech.

Obvodová rychlost na středním průměru lopatkování

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60}$$

kde n jsou otáčky turbíny za minutu. Ze zadání 3000 min^{-1} .

Vzorec po zjednodušení

$$u = \pi \cdot D_s \cdot 50$$

Přepočet rychlostního poměru na střední průměr lopatkování

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

kde rychlostní poměr na patním průměru lopatkování byl volen.

Izentropická výstupní rychlost z rozváděcího kola

$$c_0 = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_s}$$

Skutečná výstupní rychlost z rozváděcího kola

$$c_1 = \varphi \cdot c_0$$

kde rychlostní ztrátový součinitel φ byl zvolen 0,97.

Spád při izoentropickém ději zpracovaný ve stupni

$$h_{iz} = \frac{c_0^2}{2}$$

Entalpie při izoentropickém ději za rozváděcím kolem

$$i_{1,iz} = i_0 - h_{iz}$$

Ztráty v rozváděcím kole

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}$$

Skutečná entalpie za rozváděcím kolem

$$i_1 = i_{1,iz} + z_0$$

Iterační výpočet měrného objemu za rozváděcím kolem

$$v_1 = f(i_1; p_2)$$

kde tlak p_2 je dosazován z pozdějšího výpočtu.

Délka rozváděcí lopatky při totálním ostříku

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

kde kontrakční součinitel zohledňující tloušťku výstupní hrany rozváděcích lopatek ε_r byl zvolen 0,9 a výstupní úhel z rozváděcích lopatek α_1 byl volen pro každý stupeň individuálně.

Optimální délka rozváděcí lopatky

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

Parciálnost

$$\varepsilon = \frac{L_t}{L_s}$$

Parametr L_s skutečná délka lopatky byl volen podle parametru L_t délka rozváděcí lopatky při totálním ostříku.

Typ lopatek je volen podle poměru délky lopatky a středního průměru lopatkování.

Pro válcové lopatky (V) platí

$$\frac{L_s}{D_s} \leq 0,1$$

Pro zkroucené lopatky (Z) platí

$$\frac{L_s}{D_s} > 0,1$$

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky

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

Ztráta okrajová a netěsností v bandáži lopatek

$$z_l = \frac{0,0029}{l_s} \cdot \eta_\infty$$

Ztráta parciálností

$$z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s$$

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek

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

Ztráta rozvějířením

$$z_{roz} = 0,6 \cdot \left(\frac{L_s}{D_s}\right)^2$$

Ztráta třením disku

$$z_t = 0,003 \cdot \frac{D_s}{L_t} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3$$

Ztráta vlivem průměru $D_s < 1 \text{ m}$

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

Ztráta vlhkostí páry

$$z_{vl} = 1 - x_2$$

Termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{tdi} = \eta_\infty - (z_l + z_p + z_v + z_{roz} + z_t + \Delta\eta_D + z_{vl})$$

Spád zpracovaný ve stupni

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi}$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_{st} = \dot{m}_0 \cdot h$$

Entalpie za stupněm

$$i_2 = i_0 - h$$

Tlak za stupněm

$$p_2 = f(i_{1,iz}; s_0)$$

Další parametry za stupněm jsou funkcí tlaku a entalpie

$$t_2, s_2, v_2, x_2 = f(p_2; i_2)$$

Tabulka vypočítaných hodnot č. 3.1

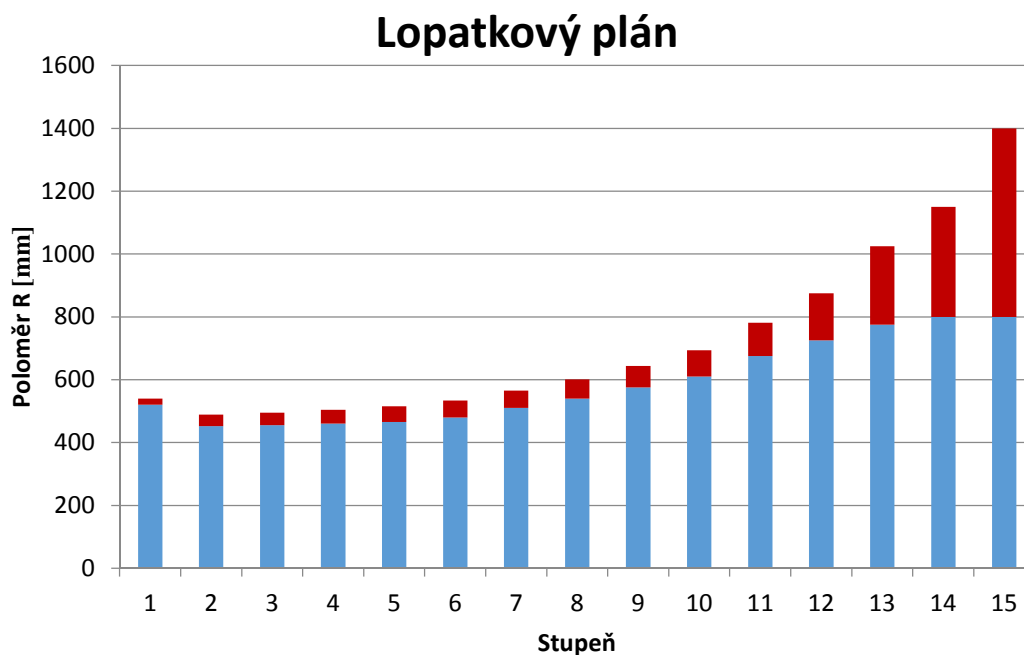
Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8
m	kg/s	75,793	75,793	75,793	75,793	75,793	75,793	75,793	69,971
i_0	kJ/kg	3277,55	3220,62	3183,45	3145,49	3106,38	3066,04	3022,82	2964,89
p_0	MPa	5,8080	4,5094	3,8765	3,3120	2,8056	2,3546	1,9401	1,4770
t_0	°C	438,5	406,3	386,0	365,3	344,0	322,1	298,6	267,2
v_0	m ³ /kg	0,0529	0,0654	0,0740	0,0840	0,0961	0,1106	0,1292	0,1608
s_0	kJ/kgK	6,701	6,728	6,738	6,748	6,759	6,769	6,779	6,795
x_0	-	1	1	1	1	1	1	1	1
D_p	m	1,040	0,905	0,910	0,920	0,930	0,960	1,020	1,080
D_s	m	1,060	0,941	0,950	0,964	0,980	1,014	1,075	1,141
u	m/s	166,50	147,81	149,23	151,43	153,94	159,28	168,86	179,23
$(u/c_0)_p$	-	0,420	0,480	0,480	0,480	0,480	0,480	0,440	0,480
$(u/c_0)_s$	-	0,428	0,499	0,501	0,503	0,506	0,507	0,464	0,507
c_0	m/s	388,96	296,16	297,80	301,07	304,34	314,16	364,14	353,43
c_1	m/s	377,29	287,28	288,86	292,04	295,21	304,74	353,22	342,83
h_{iz}	kJ/kg	75,64	43,86	44,34	45,32	46,31	49,35	66,30	62,46
$i_{1,iz}$	kJ/kg	3201,91	3176,76	3139,11	3100,17	3060,07	3016,69	2956,52	2902,43
z_0	kJ/kg	4,47	2,59	2,62	2,68	2,74	2,92	3,92	3,69
i_1	kJ/kg	3206,38	3179,35	3141,73	3102,85	3062,81	3019,61	2960,44	2906,12
v_1	m ³ /kg	0,0647	0,0737	0,0838	0,0958	0,1103	0,1288	0,1601	0,1989
α_1	°	14,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0	12,0
L_t	mm	17,9	35,2	39,4	43,9	49,2	53,8	54,4	60,5
L_{opt}	mm	51,1	58,9	62,1	65,4	68,9	72,2	81,5	77,6
ϵ	-	0,896	1	1	1	1	1	1	1
L_s	mm	20	36	40	44	50	54	55	61
L_s/D_s	-	0,02	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
typ	-	V	V	V	V	V	V	V	V
η_∞	-	0,9157	0,9350	0,9350	0,9350	0,9349	0,9348	0,9301	0,9348
z_l	-	0,1328	0,0753	0,0678	0,0616	0,0542	0,0502	0,0490	0,0444
z_p	-	0,0147	0	0	0	0	0	0	0
z_v	-	0,0014	0	0	0	0	0	0	0
z_{roz}	-	0,0002	0,0007	0,0009	0,0010	0,0013	0,0014	0,0013	0,0014
z_t	-	0,0139	0,0100	0,0091	0,0084	0,0077	0,0074	0,0059	0,0074
$\Delta\eta_D$	-	0	0,0015	0,0013	0,0009	0,0005	0	0	0
z_{vl}	-	0	0	0	0	0	0	0	0
η_{tdi}	-	0,7527	0,8475	0,8560	0,8630	0,8711	0,8758	0,8738	0,8816
h	kJ/kg	56,94	37,17	37,95	39,11	40,34	43,22	57,93	55,06
P_{st}	kW	4315,4	2817,0	2876,7	2964,5	3057,7	3275,8	4390,9	3852,5
i_2	kJ/kg	3220,62	3183,45	3145,49	3106,38	3066,04	3022,82	2964,89	2909,83
p_2	MPa	4,5094	3,8765	3,3120	2,8056	2,3546	1,9401	1,4770	1,1261
t_2	C	406,3	386,0	365,3	344,0	322,1	298,6	267,2	237,4
v_2	m ³ /kg	0,0654	0,0740	0,0840	0,0961	0,1106	0,1292	0,1608	0,1997
s_2	kJ/kgK	6,728	6,738	6,748	6,759	6,769	6,779	6,795	6,809
x_2	-	1	1	1	1	1	1	1	1

Tabulka vypočítaných hodnot č. 3.2

Stupeň		9	10	11	12	13	14	15
m	kg/s	69,971	69,971	64,790	64,790	58,531	58,531	55,787
i_0	kJ/kg	2909,83	2847,02	2778,81	2687,09	2583,30	2466,95	2337,69
p_0	MPa	1,1261	0,8121	0,5555	0,3204	0,1622	0,0699	0,0246
t_0	°C	237,4	203,4	166,8	135,8	113,7	89,9	64,6
v_0	m ³ /kg	0,1997	0,2591	0,3502	0,5587	1,0224	2,1695	5,5432
s_0	kJ/kgK	6,809	6,826	6,845	6,870	6,904	6,950	7,009
x_0	-	1	1	1	0,9811	0,9489	0,9157	0,8810
D_p	m	1,150	1,220	1,350	1,450	1,550	1,600	1,600
D_s	m	1,219	1,304	1,456	1,600	1,800	1,950	2,200
u	m/s	191,48	204,83	228,71	251,33	282,74	306,31	345,58
$(u/c_0)_p$	-	0,480	0,490	0,470	0,471	0,472	0,460	0,463
$(u/c_0)_s$	-	0,509	0,524	0,507	0,520	0,548	0,561	0,637
c_0	m/s	376,34	391,10	451,19	483,58	515,83	546,37	542,83
c_1	m/s	365,05	379,36	437,65	469,07	500,36	529,97	526,54
h_{iz}	kJ/kg	70,81	76,48	101,78	116,92	133,04	149,26	147,33
$i_{1,iz}$	kJ/kg	2839,01	2770,55	2677,03	2570,16	2450,25	2317,69	2190,36
z_0	kJ/kg	4,19	4,52	6,02	6,91	7,86	8,82	8,71
i_1	kJ/kg	2843,20	2775,07	2683,04	2577,07	2458,12	2326,51	2199,07
v_1	m ³ /kg	0,2580	0,3486	0,5577	1,0194	2,1604	5,5132	15,5561
α_1	°	12,0	12,0	11,0	12,0	11,7	18,8	26,5
L_t	mm	69,0	83,9	105,1	149,7	244,9	342,7	593,8
L_{opt}	mm	83,1	88,7	104,9	122,0	145,9	167,7	180,3
ϵ	-	1	1	1	1	1	1	1
L_s	mm	69	84	106	150	250	350	600
L_s/D_s	-	0,06	0,06	0,07	0,09	0,14	0,18	0,27
typ	-	V	V	V	Z	Z	Z	Z
η_∞	-	0,9347	0,9329	0,9348	0,9335	0,9263	0,9220	0,9180
z_l	-	0,0393	0,0322	0,0256	0,0180	0,0107	0,0076	0,0044
z_p	-	0	0	0	0	0	0	0
z_v	-	0	0	0	0	0	0	0
z_{roz}	-	0,0016	0,0021	0,0027	0,0044	0,0096	0,0161	0,0372
z_t	-	0,0070	0,0067	0,0054	0,0045	0,0036	0,0030	0,0029
$\Delta\eta_D$	-	0	0	0	0	0	0	0
z_{vl}	-	0	0	0	0,019	0,051	0,084	0,119
η_{tdi}	-	0,8868	0,8919	0,9012	0,8877	0,8745	0,8660	0,8590
h	kJ/kg	62,80	68,21	91,73	103,79	116,35	129,26	126,56
P_{st}	kW	4394,3	4772,8	5943,0	6724,6	6809,9	7565,6	7060,2
i_2	kJ/kg	2847,02	2778,81	2687,09	2583,30	2466,95	2337,69	2211,14
p_2	MPa	0,8121	0,5555	0,3204	0,1622	0,0699	0,0246	0,0078
t_2	C	203,4	166,8	135,8	113,7	89,9	64,6	41,1
v_2	m ³ /kg	0,2591	0,3502	0,5587	1,0224	2,1695	5,5432	15,6487
s_2	kJ/kgK	6,826	6,845	6,870	6,904	6,950	7,009	7,075
x_2	-	1	1	0,981	0,949	0,916	0,881	0,848

3.2 Lopatkový plán

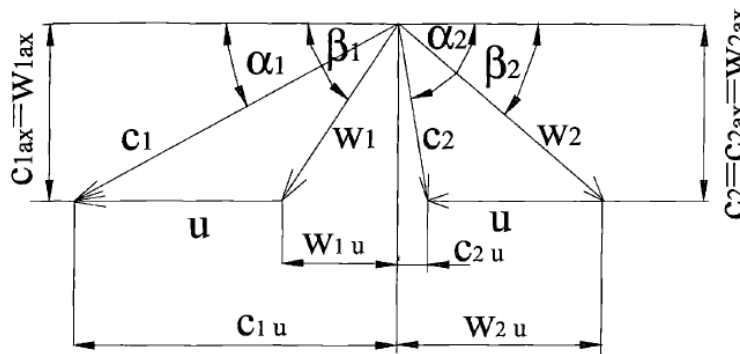
Lopatkový plán nám zobrazuje průtočnou část turbíny v meridiálním řezu. Modrou barvou je pro každý stupeň znázorněn patní poloměr stupně a červenou barvou na něj navazující délka lopatky stupně. Cílem je navrhnout rozměry průtočné části tak, aby proudění páry v axiálním směru probíhalo plynule bez náhlých skokových změn průměrů stupňů. První stupeň je regulační s parciálním ostřikem. Regulační stupeň bývá často na větším poloměru a to například z konstrukčních důvodů, kvůli velikosti dýzového segmentu. Následuje dalších čtrnáct řadových stupňů, z nichž jsou poslední dva osazeny modulovými lopatkami firmy Doosan Škoda Power.



První odběr turbíny je za šestým stupněm a to procesní odběr pro navazující technologii. Za sedmým stupněm je odběr pro vytápění VTO. Za desátým stupněm je odběr jak pro vytápění napájecí nádrže a odplyňováku, tak i druhý procesní odběr. Za dvanáctým stupněm byl zvolen odběr pro vytápění NTO2 a za čtrnáctým stupněm odběr pro NTO1.

4 Rychlostní trojúhelníky

Výpočtem rychlostních trojúhelníků zjistíme velikosti absolutních c , relativních w a unášivých u rychlostí na vstupu a výstupu oběžné lopatkové řady. Prvně jsou uvedeny výpočetní vztahy, za kterými je tabulka vypočítaných hodnot. Oproti předchozím výpočtům je zde již uvažováno s malým stupněm reakce a to z důvodu nižších ztrát. Stupeň reakce na patním průměru lopatkování R_p pro všechny stupně turbíny byl zvolen 0,03. Všechny výpočty byly uvažovány na středním průměru lopatkování s výjimkou posledních čtyř stupňů, které jsou zkroucené, z důvodu zjednodušení výpočtů.



Obrázek 4.1 - Rychlostní trojúhelník [1]

Stupeň reakce na středním průměru lopatkování

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

kde R_p stupeň reakce na patním průměru lopatkování byl zvolen 0,03 pro všechny stupně.

Obvodová rychlost na středním průměru lopatkování

$$u = \pi \cdot D_s \cdot 50$$

kde pro poslední čtyři stupně, u kterých je použit zkroucený typ lopatek, je uvažována obvodová rychlost na patním průměru lopatkování.

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot h_{iz}}$$

Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1$$

Obvodová složka absolutní rychlosti

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$$

Axiální složka relativní rychlosti

$$w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = c_{1a}$$

Obvodová složka relativní rychlosti

$$w_{1u} = c_{1u} - u$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2}$$

Úhel relativní rychlosti

$$\sin \beta_1 = \frac{w_{1a}}{w_1} \rightarrow \beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1}$$

Rychlostní ztrátový součinitel pro oběžné lopatky

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

kde β_2 úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek byl volen.

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek

$$w_2 = \Psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot R_s \cdot h_{iz}}$$

Axiální složka relativní rychlosti

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2$$

Obvodová složka relativní rychlosti

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2$$

Axiální složka absolutní rychlosti

$$c_{2a} = w_{2a}$$

Obvodová složka absolutní rychlosti

$$c_{2u} = w_{2u} - u$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2}$$

Úhel absolutní rychlosti

$$\cos \alpha_2 = \frac{c_{2u}}{c_2} \rightarrow \alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2}$$

Tabulka vypočítaných hodnot č. 4.1

Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8
D_p	m	1,040	0,905	0,910	0,920	0,930	0,960	1,020	1,080
D_s	m	1,060	0,941	0,950	0,964	0,980	1,014	1,075	1,141
h_{iz}	kJ/kg	75,64	43,86	44,34	45,32	46,31	49,35	66,30	62,46
α_1	°	14	12	12	12	12	12	12	12
R_p	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	-	0,062	0,096	0,102	0,108	0,117	0,121	0,118	0,121
u	m/s	166,50	147,81	149,23	151,43	153,94	159,28	168,86	179,23
c_1	m/s	365,37	273,17	273,69	275,78	277,36	285,70	331,81	321,35
c_{1a}	m/s	88,39	56,80	56,90	57,34	57,67	59,40	68,99	66,81
w_{1a}	m/s	88,39	56,80	56,90	57,34	57,67	59,40	68,99	66,81
c_{1u}	m/s	354,52	267,20	267,71	269,75	271,30	279,46	324,56	314,33
w_{1u}	m/s	188,01	119,39	118,48	118,33	117,36	120,18	155,70	135,10
w_1	m/s	207,75	132,21	131,44	131,49	130,76	134,06	170,30	150,72
β_1	°	25,2	25,4	25,7	25,9	26,2	26,3	23,9	26,3
β_2	°	24	24	24	24	24	24	24	24
Ψ	-	0,871	0,871	0,871	0,872	0,872	0,873	0,868	0,873
w_2	m/s	199,60	140,13	141,46	143,53	145,89	150,94	183,30	169,84
w_{2a}	m/s	81,19	57,00	57,54	58,38	59,34	61,39	74,55	69,08
c_{2a}	m/s	81,19	57,00	57,54	58,38	59,34	61,39	74,55	69,08
w_{2u}	m/s	182,35	128,02	129,23	131,12	133,27	137,89	167,45	155,16
c_{2u}	m/s	15,84	-19,80	-20,00	-20,31	-20,66	-21,39	-1,41	-24,07
c_2	m/s	82,72	60,34	60,91	61,81	62,83	65,01	74,57	73,15
α_2	°	79,0	109,2	109,2	109,2	109,2	109,2	91,1	109,2

Tabulka vypočítaných hodnot č. 4.2

Stupeň		9	10	11	12	13	14	15
D _p	m	1,150	1,220	1,350	1,450	1,550	1,600	1,600
D _s	m	1,219	1,304	1,456	1,600	1,800	1,950	2,200
h _{iz}	kJ/kg	70,81	76,48	101,78	116,92	133,04	149,26	147,33
α ₁	°	12	12	11	12	11,7	18,8	26,5
R _p	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R _s	-	0,127	0,140	0,154	0,188	0,259	0,305	0,400
u	m/s	191,48	204,83	228,71	227,77	243,47	251,33	251,33
c ₁	m/s	341,16	351,89	402,49	422,80	430,60	441,77	407,94
c _{1a}	m/s	70,93	73,16	76,80	87,91	87,32	142,37	182,02
w _{1a}	m/s	70,93	73,16	76,80	87,91	87,32	142,37	182,02
c _{1u}	m/s	333,70	344,20	395,09	413,56	421,66	418,20	365,08
w _{1u}	m/s	142,22	139,37	166,38	185,80	178,18	166,88	113,75
w ₁	m/s	158,93	157,41	183,25	205,54	198,43	219,35	214,64
β ₁	°	26,5	27,7	24,8	25,3	26,1	40,5	58,0
β ₂	°	24	24	24	24	24	28	36
ψ	-	0,873	0,875	0,870	0,871	0,872	0,903	0,935
w ₂	m/s	181,44	187,99	221,72	255,53	287,19	337,07	378,34
w _{2a}	m/s	73,80	76,46	90,18	103,93	116,81	158,25	222,39
c _{2a}	m/s	73,80	76,46	90,18	103,93	116,81	158,25	222,39
w _{2u}	m/s	165,76	171,74	202,55	233,44	262,37	297,62	306,09
c _{2u}	m/s	-25,72	-33,09	-26,16	5,67	18,89	46,29	54,76
c ₂	m/s	78,15	83,32	93,90	104,09	118,33	164,88	229,03
α ₂	°	109,2	113,4	106,2	86,9	80,8	73,7	76,2

5 Profily lopatek

Volba správného profilu je důležitá z hlediska minimalizování ztrát při obtékání profilu parou (plynulé změny tlaku na povrchu, vyloučit odtržení proudu, malá ztráta úplavem). Profily lopatek byly vybírány z přílohy č. 1. Výběr lopatek je na základě Machova čísla, u rozváděcí lopatek na úhlu α_1 , u oběžných lopatek na úhlu β_2 .

Typy profilů lopatek se dají podle velikosti Machova čísla rozdělit do čtyř skupin:

- A. Podzvukové $Ma < 0,9$
- B. Transsonické $0,9 < Ma < 1,15$
- C. Nadzvukové $1,1 < Ma < 1,3$
- D. Rozšiřující se, Lavalovy dýzy $1,3 < Ma$

V našem případě se Machovo číslo všech rozváděcích i oběžných lopatek pohybuje pod hodnotou 0,9, jedná se tedy o podzvukový typ lopatkování.

Rychlost zvuku v přehřáté páře je funkcí tlaku a teploty

$$a = f(p; t)$$

Rychlost zvuku v mokré páře je funkcí na tlaku, entalpie a vlhkosti páry

$$a = a_1 + x \cdot (a_2 - a_1)$$

kde

$$a_1 = f(p; x = 0)$$

$$x = f(p; i)$$

$$a_2 = f(p; x = 1)$$

Machovo číslo pro rozváděcí lopatky

$$Ma = \frac{c_1}{a_1}$$

Machovo číslo pro oběžné lopatky

$$Ma = \frac{w_2}{a_2}$$

Charakteristické parametry pro zvolené profily lopatek:

Optimální poměrná rozteč lopatek t_{opt}

Optimální Machovo číslo Ma_{opt}

Délka tětivy profilu pro rozváděcí lopatky b_r a oběžné lopatky b_o

Plocha profilu na patním průměru $S_{0,r}$ a $S_{0,o}$

Ohybový průřezový modul profilu $W_{0,r}$ a $W_{0,o}$

Úhel nastavení profilu rozváděcí (oběžné) lopatky v mříži

$$\gamma_{r(o)} = \arccos \frac{B_{r(o)}}{b_{r(o)}}$$

Předběžný výpočet rozteče lopatek v mříži

$$t' = t_{opt} \cdot b_{r(o)}$$

Teoretický počet lopatek v mříži

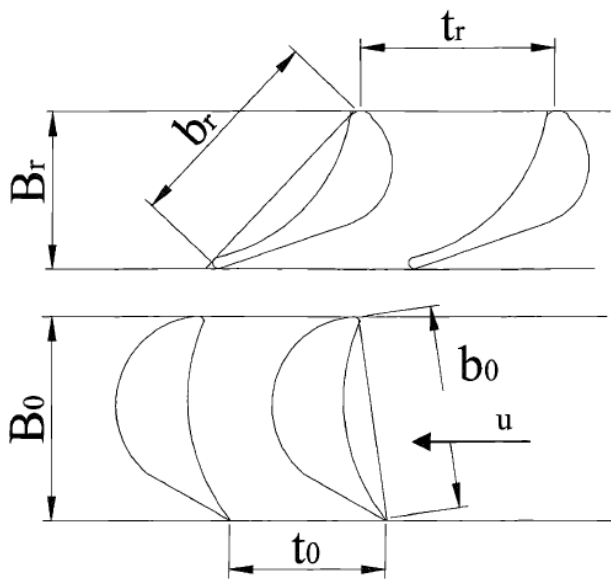
$$z' = \frac{\pi \cdot D_s}{t'}$$

Teoretický počet lopatek v mříži se zaokrouhuje na celé sudé nebo liché číslo s přihlédnutím na výrobní důvody a možnou rezonanci lopatek.

Skutečná rozteč lopatek v mříži

$$t = \frac{\pi \cdot D_s}{z}$$

kde z je skutečný zaokrouhlený počet lopatek.



Obrázek 5.1 - Parametry lopatkových mříží [1]

Tabulka vypočítaných hodnot profilů rozváděcích lopatek č. 5.1

Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8
a ₁	m/s	613,21	607,25	598,82	589,92	580,56	570,18	555,73	541,48
Ma	-	0,596	0,450	0,457	0,467	0,478	0,501	0,597	0,593
Označení profilu		S-55-15A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
α ₁	°	12 - 18	10 - 14	10 - 14	10 - 14	10 - 14	10 - 14	10 - 14	10 - 14
α ₀	°	45 - 75	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120
t _{opt}	-	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87
b _r	cm	4,50	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
S _{0,r}	cm ²	4,41	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09
W _{0,r}	cm ³	0,912	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575
γ _r	°	56,3	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4
t _{opt}	-	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
t' _r	mm	32,40	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00
z	-	101	65	65	67	67	69	75	79
t _r	mm	32,97	45,48	45,92	45,20	45,95	46,17	45,03	45,37

Tabulka vypočítaných hodnot profilů rozváděcích lopatek č. 5.2

Stupeň		9	10	11	12	13	14	15
a ₁	m/s	524,64	505,42	505,27	534,75	561,77	588,06	608,42
Ma	-	0,650	0,696	0,797	0,791	0,767	0,751	0,670
Označení prof.		S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-18A	S-90-27A
α ₁	°	10 - 14	10 - 14	10 - 14	10 - 14	10 - 14	16 - 20	24 - 30
α ₀	°	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120
t _{opt}	-	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,70-0,80	0,65-0,75
b _r	cm	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	4,71	4,50
S _{0,r}	cm ²	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	2,72	2,03
W _{0,r}	cm ³	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,333	0,195
γ _r	°	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	57,9	56,3
t _{opt}	-	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72	0,70	0,65
t' _r	mm	45,00	45,00	45,00	45,00	45,00	32,97	29,25
z	-	85	91	101	101	107	151	171
t _r	mm	45,05	45,02	45,29	45,10	45,51	33,29	29,40

Tabulka vypočítaných hodnot profilů oběžných lopatek č. 5.3

Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8
a ₂	m/s	613,39	606,80	598,28	589,28	579,77	569,25	554,68	540,20
Ma	-	0,325	0,231	0,236	0,244	0,252	0,265	0,330	0,314
Označení profilu		R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
β ₂	°	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24
β ₁	°	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40
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
b _o	cm	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
S _{0,o}	cm ²	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
W _{0,o}	cm ³	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234
γ _o	°	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4
t _{opt}	-	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
t' _o	mm	15,36	15,36	15,36	15,36	15,36	15,36	15,36	15,36
z	-	216	192	194	196	200	206	218	232
t _o	mm	15,42	15,40	15,38	15,45	15,39	15,46	15,49	15,45

Tabulka vypočítaných hodnot profilů oběžných lopatek č. 5.4

Stupeň		9	10	11	12	13	14	15
a ₂	m/s	522,99	503,10	507,73	533,26	560,51	586,96	607,88
Ma	-	0,347	0,374	0,437	0,479	0,512	0,574	0,622
Označení profilu		R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-35-25A	R-60-33A
β ₂	°	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	22 - 28	30 - 36
β ₁	°	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	25 - 40	30 - 50	47 - 65
t _{opt}	-	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,55-0,65	0,43-0,55
b _o	cm	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,54	2,56
S _{0,o}	cm ²	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,62	1,02
W _{0,o}	cm ³	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,168	0,079
γ _o	°	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	10,2	12,4
t _{opt}	-	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5
t' _o	mm	15,36	15,36	15,36	15,36	15,36	15,24	12,80
z	-	248	266	296	296	316	328	392
t _o	mm	15,44	15,40	15,45	15,39	15,41	15,32	12,82

6 Pevnostní výpočet

Pevnostním výpočtem je potřeba ověřit dostatečné nadimenzování oběžných lopatek, rozváděcích lopatek a rozváděcích kol, tak abychom měli jistotu, že nedojde k přetížení některé části turbíny, které by mohlo vést k jejímu poškození. Pevnostní výpočet je potřeba provést pro všechny typy provozů turbíny. V této kapitole bude výpočet proveden pro základní plně kondenzační provoz. Pro ostatní typy provozů bude pevnost ověřena v kapitole Provozní režimy turbíny.

U prvního regulačního stupně je při výpočtech zohledněn parciální ostřík. Počet lopatek podléhající namáhání je brán jen v segmentech ostříku, nejsou tedy uvažovány všechny lopatky stupně.

6.1 Namáhání oběžných lopatek

Pevnostním výpočtem oběžných lopatek se ověřuje namáhání ohybem a tahem. Namáhání oběžné lopatky ohybem je od obvodové síly F_u , která je úměrná výkonu stupně s přepočtem na jednu lopatku. Ohybem jsou namáhány všechny lopatky bez ohledu na jejich délku. Namáhání tahem v patním průměru je způsobené odstředivou silou hmot lopatky (listu lopatky a horní bandáže). U posledních tří stupňů turbíny bandáž neuvažujeme.

6.1.1 Namáhání ohybem

U namáhání ohybem je volena šířka lopatky B_o , která se se zvětšující zátěží na lopatku musí taktéž zvětšovat.

Přepočet délky tělivy profilu pro zvolenou šířku lopatky

$$b_o = \frac{B_o}{\cos \gamma_o}$$

Přepočet plochy profilu na patním průměru

$$S_{0,o} = S'_{0,o} \cdot \left(\frac{B_o}{2,5}\right)^2$$

Přepočet ohybového průřezového modulu profilu

$$W_{0,o} = W'_{0,o} \cdot \left(\frac{B_o}{2,5}\right)^3$$

Při změně parametrů profilu lopatky je potřeba provést nový výpočet počtu lopatek a jejich roztečí.

Předběžný výpočet rozteče lopatek v mříži

$$t' = t_{opt} \cdot b_o$$

Teoretický počet lopatek v mříži

$$z' = \frac{\pi \cdot D_s}{t'}$$

Skutečná rozteč lopatek v mříži

$$t = \frac{\pi \cdot D_s}{z}$$

kde z je skutečný zaokrouhlený počet lopatek.

Kroučící moment působící na lopatku

$$M_k = \frac{P_{st}}{\omega \cdot z}$$

kde úhlová rychlost se rovná

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 100 \cdot \pi$$

při zadaných otáčkách 3000 min^{-1} .

Obvodová síla působící na lopatku

$$F_u = \frac{2 \cdot M_k}{D_s}$$

kde u posledních čtyřech stupňů, kde jsou zkroucené lopatky, je počítáno s patním průměrem D_p . Je to z důvodu zjednodušení výpočtu.

Délky lopatek vypočítané v kapitole Rozměry průtočné části turbíny odpovídají délkám rozváděcích lopatek

$$l_{RL} = L_s$$

Délka oběžných lopatek

$$l_{OL} = l_{RL} + \Delta l$$

kde je délka oběžných lopatek l_{OL} zvětšena o přesah lopatek Δl o proti rozváděcím lopatkám, který byl zvolen 2 mm pro prvních deset stupňů. U jedenáctého stupně byla zvolena délka oběžné lopatky 121 mm, u dvanáctého stupně 167 mm a třináctého stupně 290 mm. U posledních dvou stupňů jsou použity modulové lopatky z Doosan Škoda Power.

Maximální ohybový moment působící na lopatku

$$M_{max} = F_u \cdot \frac{l_{OL}}{2}$$

Výsledné namáhání ohybem

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_{0,o}}$$

Musí platit vztah

$$\sigma_o < \sigma_{o,DOV}$$

kde dovolené namáhání ohybem $\sigma_{o,DOV}$ je pro regulační stupeň, stupně před odběry a poslední stupeň rovno 16 MPa a pro ostatní stupně 20 MPa. Tyto hodnoty jsou standardně používány pro pevnostní výpočty v Doosan Škoda Power.

6.1.2 Namáhání tahem

Namáhání tahem je způsobeno odstředivou silou hmot.

Hmotnost lopatky

$$m_l = \rho_o \cdot S_{0,o} \cdot l$$

kde ρ_o hustota oceli je uvažována 7850 kg/m³.

Odstředivá síla listu lopatky

$$O_l = m_l \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2$$

kde úhlová rychlost ω'^2 je v tomto případě o deset procent větší než původní výpočet, pak tedy platí

$$\omega'^2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,1 \cdot n}{60} = 110 \cdot \pi$$

Hmotnost horní bandáže lopatky

$$m_b = \rho_o \cdot \pi \cdot D_b \cdot B \cdot b \cdot \frac{1}{z}$$

kde B šířka bandáže je totožná s šířkou lopatky B_o a b výška bandáže je volena.

Odstředivá síla horní bandáže lopatky

$$O_b = m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega'^2$$

U posledních tří lopatek bandáž není.

Celková odstředivá síla působící na lopatku

$$O_c = O_l + O_b$$

Celkové namáhání tahem na patním průměru

$$\sigma_t = \frac{O_c}{k \cdot S_{0,o}}$$

kde k součinitel odlehčení u dlouhých lopatek je volen u posledních čtyřech zkroucených lopatek dle přílohy č. 2.

6.1.3 Celkové namáhání

Celkové namáhání složené z namáhání ohybem a tahem

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t$$

Musí platit vztah

$$\sigma_c < \sigma_{c,DOV}$$

Dovolené celkové namáhání je dané typem použitého materiálu a závisí také na teplotě. Teplota materiálu se předpokládá o 50 °C nižší, než je teplota páry. Typy materiálů a jejich dovolená namáhání byly odečteny z přílohy č. 3.

Tabulka vypočítaných hodnot č. 6.1

Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8
B _o	mm	25	20	20	20	20	25	30	25
γ _o	°	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4
b _o	mm	25,6	20,48	20,48	20,48	20,48	25,6	30,72	25,6
S _{0,o}	cm ²	1,850	1,184	1,184	1,184	1,184	1,850	2,664	1,850
W _{0,o}	cm ³	0,234	0,120	0,120	0,120	0,120	0,234	0,404	0,234
t' _o	mm	15,36	12,288	12,288	12,288	12,288	15,36	18,432	15,36
z	-	194	240	242	246	250	206	182	232
t _o	mm	17,17	12,32	12,33	12,31	12,32	15,46	18,56	15,45
P _{st}	kW	4315,4	2817,0	2876,7	2964,5	3057,7	3275,8	4390,9	3852,5
M _k	Nm	70,81	37,36	37,84	38,36	38,93	50,62	76,79	52,86
F _u	N	133,60	79,41	79,66	79,58	79,45	99,84	142,87	92,65
l _{oL}	mm	22	38	42	46	52	56	57	63
M _{max}	Nm	1,47	1,51	1,67	1,83	2,07	2,80	4,07	2,92
σ _o	MPa	6,28	12,59	13,96	15,28	17,24	11,95	10,07	12,47
σ _{o,DOV}	MPa	16	20	20	20	20	16	16	20
m _l	kg	0,032	0,035	0,039	0,043	0,048	0,081	0,119	0,091
O _l	N	2022,2	1984,5	2214,4	2461,0	2828,2	4924,1	7651,5	6233,4
B	mm	25	20	20	20	20	25	30	25
b	mm	5	5	5	5	5	5	5	5
D _b	m	1,087	0,984	0,997	1,015	1,037	1,075	1,137	1,209
m _b	kg	0,017	0,010	0,010	0,010	0,010	0,016	0,023	0,016
O _b	N	1121,1	594,1	604,9	616,7	633,4	1032,6	1569,0	1159,7
O _c	N	3143,3	2578,6	2819,2	3077,7	3461,6	5956,7	9220,4	7393,1
k	-	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
σ _t	MPa	16,99	21,78	23,81	25,99	29,24	32,20	34,61	39,96
σ _c	MPa	29,55	46,96	51,74	56,55	63,72	56,09	54,75	64,91
t _p	C	388,5	356,3	335,9	315,2	293,9	272,0	248,5	215,7
Název mat.		PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6
σ _{c,DOV}	MPa	137	137	137	157	157	157	157	172

Tabulka vypočítaných hodnot č. 6.2

Stupeň		9	10	11	12	13	14	15
B _o	mm	25	30	30	40	60	100	240
γ _o	°	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	10,2	12,4
b _o	mm	25,6	30,72	30,72	40,96	61,44	101,6	245,76
S _{0,o}	cm ²	1,850	2,664	2,664	4,736	10,656	25,920	94,003
W _{0,o}	cm ³	0,234	0,404	0,404	0,958	3,235	10,752	69,894
t' _o	mm	15,36	18,432	18,432	24,576	36,864	60,96	122,88
z	-	248	222	248	184	132	82	40
t _o	mm	15,44	18,45	18,44	24,76	36,89	61,30	125,66
P _{st}	kW	4394,3	4772,8	5943,0	6724,6	6809,9	7565,6	7060,2
M _k	Nm	56,40	68,43	76,28	116,33	164,22	293,68	561,83
F _u	N	92,54	104,96	104,78	160,46	211,89	367,10	702,29
l _{oL}	mm	71	86	121	167	290	460	840
M _{max}	Nm	3,29	4,51	6,34	13,40	30,72	84,43	294,96
σ _o	MPa	14,04	11,16	15,68	13,98	9,50	7,85	4,22
σ _{o,DOV}	MPa	20	16	20	16	20	16	16
m _l	kg	0,103	0,180	0,253	0,621	2,426	9,360	61,986
O _l	N	7505,2	14003,5	21999,2	53755,5	224517,8	894210,2	5922004,2
B	mm	25	30	30	40	0	0	0
b	mm	6	6	6	7	0	0	0
D _b	m	1,296	1,396	1,583	1,624	0	0	0
m _b	kg	0,019	0,028	0,028	0,061	0	0	0
O _b	N	1496,0	2326,8	2678,3	5910,0	0	0	0
O _c	N	9001,2	16330,4	24677,6	59665,5	224517,8	894210,2	5922004,2
k	-	1,00	1,00	1,00	1,26	1,51	1,84	2,52
σ _t	MPa	48,65	61,30	92,63	99,99	139,53	187,49	249,99
σ _c	MPa	76,73	83,62	123,99	127,94	158,53	203,20	258,43
t _p	C	184,6	147,7	104,6	80,9	59,8	37,0	13,0
Název mat.		PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	P-AK 1 TD	P-AK 1 TD	P-AK 1 TD
σ _{c,DOV}	MPa	172	172	186	186	275	275	275

6.2 Závěsy oběžných lopatek

Návrh závěsů oběžných lopatek počítá s třemi typy závěsů. Základní závěs typu T pro nejméně namáhané lopatky, vidličkový závěs pro regulační stupeň a lopatky s větším namáháním (třináctý stupeň) a stromečkový závěs pro poslední nejvíce namáhané lopatky, kde jsou použity modulové lopatky. Pro lopatky se závěsem typu T a vidličkovým závěsem jsou uvedeny výpočty a jejich dimenzování. U posledních dvou lopatek je použit stromečkový závěs, jež zde není počítán, protože se jedná o modulové lopatky z Doosan Škoda Power.

6.2.1 Závěs typu T

Průměr těžiště závěsu

$$D_T = D_p - 2 \cdot t$$

kde t je vzdálenost těžiště od paty lopatky.

Rozteč těžiště závěsu

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_T}{z}$$

Hmotnost závěsu

$$m_z = \rho_o \cdot t_T \cdot S_z$$

kde S_z je plocha závěsu.

Odstředivá síla závěsu

$$O_z = m_z \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \omega'^2$$

Celková odstředivá síla působící na lopatku

$$O_c = O_l + O_b + O_z$$

Průřez namáhaný tahem

$$A_t = a \cdot t_T$$

kde a je parametr závěsu zobrazený na obrázku 6.1.

Namáhání závěsu tahem

$$\sigma = \frac{O_c}{A_t}$$

Musí zde být splněna podmínka

$$\sigma < \sigma_{DOV}$$

kde σ_{DOV} je stejné maximální dovolené namáhání, které bylo stanoveno pro určitý typ a teplotu materiálu v kapitole Namáhání tahem.

Průřez namáhaný smykem

$$A_s = b \cdot t_T$$

kde b je parametr závěsu zobrazený na obrázku 6.1.

Namáhání závěsu smykem

$$\tau = \frac{O_c}{2 \cdot A_s}$$

Musí zde být splněna podmínka

$$\tau < (0,6 - 0,7) \cdot \sigma_{DOV}$$

Průřez namáhaný otláčením

$$A_o = c \cdot t_T$$

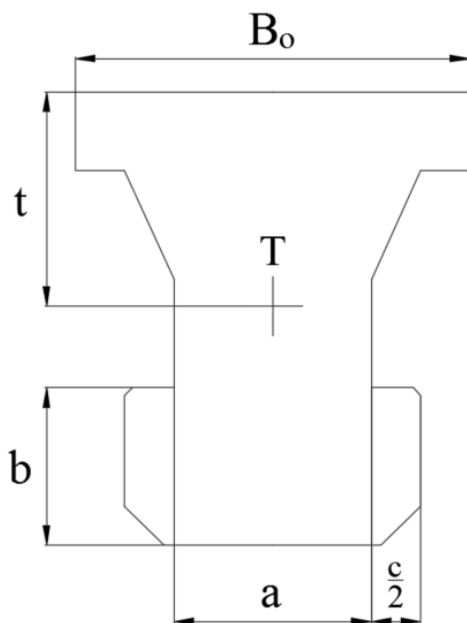
kde c je parametr závěsu zobrazený na obrázku 6.1.

Namáhání závěsu otláčením

$$p = \frac{O_c}{A_o}$$

Musí zde být splněna podmínka

$$p < 150 - 200 \text{ MPa}$$



Obrázek 6.1 - Rozměry závěsu

Tabulka vypočítaných hodnot č. 6.3

Stupeň		2	3	4	5	6
B _o	mm	20	20	20	20	25
t	mm	10,9	10,9	10,9	10,9	12,7
D _T	m	0,883	0,888	0,898	0,908	0,935
t _T	m	0,0116	0,0115	0,0115	0,0114	0,0143
S _z	mm ²	319,5	319,5	319,5	319,5	468,8
m _z	kg	0,029	0,029	0,029	0,029	0,052
O _z	N	1529,2	1533,8	1543,0	1552,3	2927,2
O _c	N	4107,8	4353,0	4620,7	5013,9	8883,9
a	mm	10	10	10	10	12
A _t	mm ²	115,6	115,3	114,7	114,1	171,0
σ	MPa	35,53	37,75	40,28	43,93	51,94
σ _{DOV}	MPa	137	137	157	157	157
b	mm	8	8	8	8	10
A _s	mm ²	92,5	92,2	91,8	91,3	142,5
τ	MPa	22,21	23,60	25,18	27,46	31,16
T _{DOV}	MPa	89,05	89,05	102,05	102,05	102,05
c	mm	5	5	5	5	6
A _o	mm ²	57,8	57,7	57,4	57,1	85,5
p	MPa	71,06	75,50	80,57	87,86	103,88
p _{DOV}	MPa	150	150	150	150	150

Tabulka vypočítaných hodnot č. 6.4

Stupeň		7	8	9	10	11	12
B _o	mm	30	25	25	30	30	40
t	mm	12,7	12,7	12,7	14,4	14,4	22,0
D _T	m	0,995	1,055	1,125	1,191	1,321	1,406
t _T	m	0,0172	0,0143	0,0142	0,0169	0,0167	0,0240
S _z	mm ²	468,8	468,8	468,8	624,8	624,8	1334,0
m _z	kg	0,063	0,053	0,052	0,083	0,082	0,251
O _z	N	3752,2	3309,4	3520,5	5880,8	6476,0	21105,0
O _c	N	12972,7	10702,5	12521,7	22211,1	31153,5	80770,6
a	mm	12	12	12	14	14	19,2
A _t	mm ²	206,0	171,4	171,0	236,0	234,3	460,9
σ	MPa	62,97	62,45	73,25	94,12	132,96	148,53
σ _{DOV}	MPa	157	172	172	172	186	186
b	mm	10	10	10	12	12	16
A _s	mm ²	171,7	142,8	142,5	202,3	200,8	384,1
τ	MPa	37,78	37,47	43,95	54,90	77,56	105,14
T _{DOV}	MPa	102,05	111,8	111,8	111,8	120,9	120,9
c	mm	6	6	6	9	9	18
A _o	mm ²	103,0	85,7	85,5	151,7	150,6	432,1
p	MPa	125,94	124,91	146,49	146,40	196,82	186,92
p _{DOV}	MPa	150	150	200	200	200	200

6.2.2 Rozvidlený závěs

S narůstající délkou lopatky a tím i odstředivou silou působící na závěs lopatky je častěji používán vidlicový závěs. Výpočet odstředivé síly závěsu a celkové odstředivé síly působící na lopatku je stejný jako u závěsu typu T.

Průřez namáhaný tahem

$$A_t = n_v \cdot b \cdot (t_T - d)$$

kde n_v je počet rozvidlení, který je roven třem. Rozměr b je šířka jedné nožky. Rozměr d je průměr díry pro kolík. Parametry jsou zobrazeny na obrázku 6.2.

Namáhání závěsu tahem

$$\sigma = \frac{O_c}{A_t}$$

Musí být splněna podmínka

$$\sigma < \sigma_{DOV}$$

kde σ_{DOV} je stejné maximální dovolené namáhání, které bylo stanoveno pro určitý typ a teplotu materiálu v kapitole Namáhání tahem.

Průřez namáhaný smykem

$$A_s = 2 \cdot n_v \cdot n_k \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

kde n_k je počet kolíků, který je roven dvěma.

Namáhání kolíků smykem

$$\tau = \frac{O_c}{A_s}$$

Musí být splněna podmínka

$$\tau < (0,6 - 0,7) \cdot \sigma_{DOV}$$

Průřez namáhaný otláčením

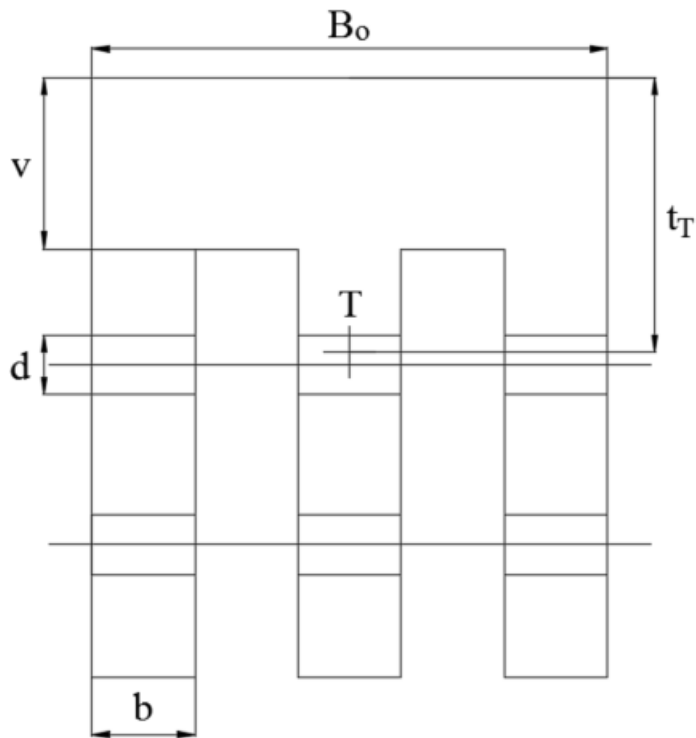
$$A_o = n_v \cdot b \cdot d$$

Namáhání otláčením mezi kolíky a závěsem

$$\sigma_{ot} = \frac{O_c}{A_o}$$

Musí být splněna podmínka

$$\sigma_{ot} < 1,5 \cdot \sigma_{DOV}$$



Obrázek 6.2 - Rozměry závěsu

Tabulka vypočítaných hodnot č. 6.5

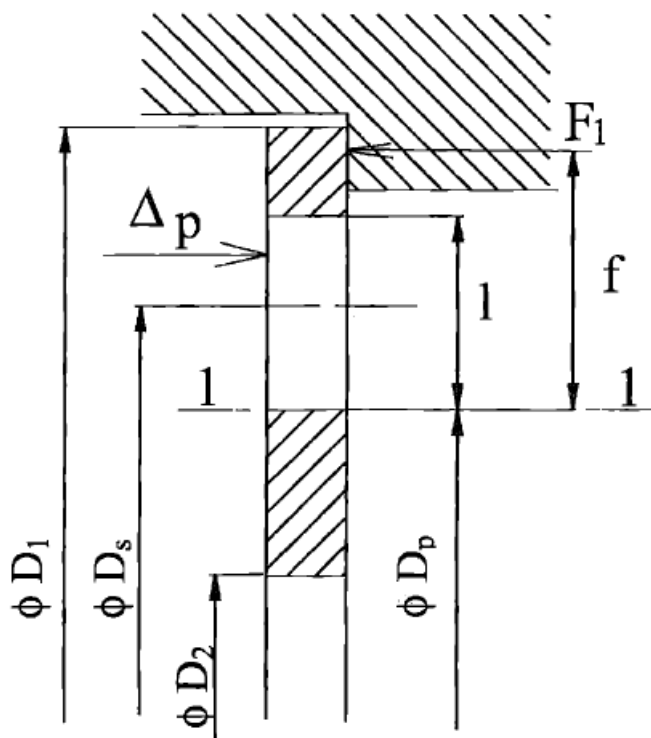
Stupeň		1	13
B_o	mm	25	45
v	mm	5,0	12,0
b	mm	4	10,5
d	mm	4,4	9
t	mm	12,0	28,5
D_T	m	1,016	1,493
t_T	m	0,0165	0,0267
S_z	mm ²	184,0	1059,8
m_z	kg	0,024	0,222
O_z	N	1441,7	19765,5
O_c	N	4585,0	146056,8
A_t	mm ²	144,6	556,0
σ	MPa	31,70	185,98
σ_{DOV}	MPa	137	275
A_s	mm ²	182,5	763,4
τ	MPa	25,13	135,45
τ_{DOV}	MPa	89,05	178,75
A_o	mm ²	35,2	283,5
σ_{ot}	MPa	130,26	364,73
$\sigma_{ot,DOV}$	MPa	205,50	412,50

6.3 Namáhání rozváděcích stupňů

U pevnostních výpočtů rozváděcích stupňů je potřeba zkontrolovat maximální namáhání a průhyb rozváděcích kol a namáhání rozváděcích lopatek.

6.3.1 Namáhání rozváděcích kol

Rozváděcí kolo je zjednodušeně řečeno deska po vnějším obvodu, která je podpírána a namáhána především rozdílem tlaků před a za rozváděcím kolem.



Obrázek 6.3 - Rozměry rozváděcího kola [1]

Tlak za rozváděcím kolem

$$p_1 = f(i_{1,iz}; s_0)$$

Tlaková diference před a za rozváděcím kolem

$$\Delta p = p_0 - p_1$$

Průměr D_2 je stanoven z průměru rotoru turbíny, který je 700 mm a výšky ucpávky, která byla zvolena 18 mm. Průměr D_1 je stanoven z průměru D_2 , vnitřní výšky rozváděcího kola v_2 , délky rozváděcí lopatky l_{RL} a vnější výšky rozváděcího kola v_1 .

Vnější poloměr rozváděcího kola

$$R = \frac{D_1}{2}$$

Maximální napětí

$$\sigma_{max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \frac{R^2}{h^2}$$

kde φ součinitel pro výpočet namáhání rozváděcího kola byl volen podle přílohy č. 4 a h šířka rozváděcího kola byla volena s ohledem maximální průhyb.

Maximální dovolené napětí je opět dáno volbou typu materiálu a teplotou povrchu t_p podle přílohy č. 3.

Maximální průhyb

$$y_{max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R^4}{E \cdot h^3}$$

kde μ součinitel pro výpočet průhybu rozváděcího kola byl volen podle přílohy č. 5 a E modul pružnosti v tahu byl volen podle přílohy č. 6.

Maximální dovolený průhyb je doporučená hodnota

$$y_{max,DOV} = 0,002 \cdot R$$

Tabulka vypočítaných hodnot č. 6.6

Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8
L_{rl}	mm	20	36	40	44	50	54	55	61
p_1	MPa	4,5094	3,8765	3,3120	2,8056	2,3546	1,9401	1,4770	1,1261
Δp	MPa	1,2986	0,6329	0,5645	0,5064	0,4510	0,4145	0,4631	0,3509
D_2	m	0,736	0,736	0,736	0,736	0,736	0,736	0,736	0,736
D_1	m	1,11	1,097	1,11	1,128	1,15	1,188	1,25	1,322
v_2	mm	152	84,5	87	92	97	112	142	172
v_1	mm	15	60	60	60	60	60	60	60
φ	-	1,4	2,1	1,92	1,88	1,78	1,7	1,7	1,6
R	mm	555	548,5	555	564	575	594	625	661
h	mm	92	70	65	64	60	60	66	60
σ_{max}	MPa	66,2	81,6	79,0	73,9	73,7	69,1	70,6	68,1
t_p	C	388,5	356,3	336,0	315,3	294,0	272,1	248,6	217,2
Název mat.		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	135	135	139	139	147	147	147	147
μ	-	0,78	1,26	1,2	1,16	1,08	1,05	1,05	0,93
E	MPa	184000	187000	191000	193000	194500	196000	197000	199000
y_{max}	mm	0,67	1,13	1,23	1,17	1,27	1,28	1,31	1,45
$y_{max,DOV}$	mm	1,11	1,10	1,11	1,13	1,15	1,19	1,25	1,32

Tabulka vypočítaných hodnot č. 6.7

Stupeň		9	10	11	12	13	14	15
L_{rl}	mm	69	84	106	150	250	350	600
p_1	MPa	0,8121	0,5555	0,3204	0,1622	0,0699	0,0246	0,0078
Δp	MPa	0,3140	0,2566	0,2351	0,1582	0,0924	0,0452	0,0168
D_2	m	0,736	0,736	0,736	0,736	0,736	0,736	0,736
D_1	m	1,408	1,508	1,702	1,89	2,25	2,62	3,2
v_2	mm	207	242	307	357	407	432	432
v_1	mm	60	60	70	70	100	160	200
φ	-	1,48	1,3	1,24	1,2	1,2	1,2	1,2
R	mm	704	754	851	945	1125	1310	1600
h	mm	60	60	60	80	70	80	70
σ_{max}	MPa	64,0	52,7	58,6	26,5	28,6	14,6	10,5
t_p	C	187,4	153,4	116,8	85,8	63,7	39,9	14,6
Název mat.		15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5
σ_{DOV}	MPa	159	159	159	172	172	172	181
μ	-	0,84	0,71	0,65	0,58	0,57	0,57	0,55
E	MPa	205000	215000	230000	255000	260000	270000	280000
y_{max}	mm	1,46	1,27	1,61	0,56	0,95	0,55	0,63
$y_{max,DOV}$	mm	1,41	1,51	1,70	1,89	2,25	2,62	3,20

6.3.2 Namáhání rozváděcích lopatek

Cílem je zkontrolovat maximální namáhání působící na rozváděcí lopatku, které je způsobeno rozdílem tlaků před a za lopatkovou řadou. Dle velikosti namáhání je potřeba volit šířku rozváděcí lopatky B_r .

Přepočet délky tělivity profilu pro zvolenou šířku lopatky

$$b_r = \frac{B_r}{\cos \gamma_r}$$

Přepočet plochy profilu na patním průměru

$$S_{0,r} = S'_{0,r} \cdot \left(\frac{B_r}{2,5}\right)^2$$

Přepočet ohybového průřezového modulu profilu

$$W_{0,r} = W'_{0,r} \cdot \left(\frac{B_r}{2,5}\right)^3$$

Při změně parametrů profilu lopatky je potřeba provést nový výpočet počtu lopatek a jejich roztečí.

Předběžný výpočet rozteče lopatek v mříži

$$t' = t_{opt} \cdot b_r$$

Teoretický počet lopatek v mříži

$$z' = \frac{\pi \cdot D_s}{t'}$$

Skutečná rozteč lopatek v mříži

$$t = \frac{\pi \cdot D_s}{z}$$

kde z je skutečný zaokrouhlený počet lopatek.

Velikost namáhané plochy profilu ohybem

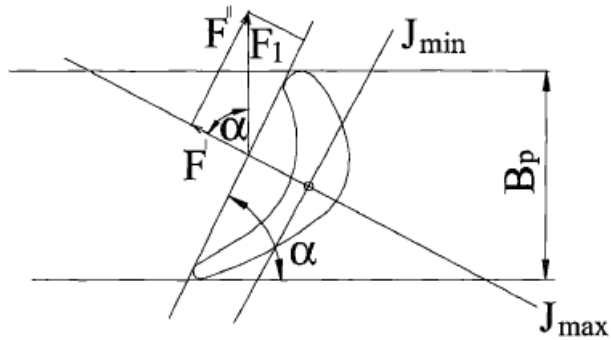
$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2)$$

Síla na lopatku od přetlaku

$$F = \frac{\Delta p \cdot A}{z}$$

Síla v ose momentu setrvačnosti J_{max}

$$F' = F \cdot \cos \alpha$$



Obrázek 6.4 - Rozložení síly působící na lopatku[1]

Ohybový moment působící na lopatku

$$M = F' \cdot f$$

kde f je vzdálenost místa působení síly od patního průměru lopatky.

Ohybové namáhání v místě působení síly

$$\sigma_o = \frac{M}{W_{0,r}}$$

Musí být splněna podmínka

$$\sigma_o < \sigma_{o,DOV}$$

kde $\sigma_{o,DOV}$ je maximální dovolené namáhání, které bylo zvoleno pro určitý typ a teplotu materiálu podle přílohy č. 3

Tabulka vypočítaných hodnot č. 6.8

Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8
B_r	mm	45	45	45	45	40	40	55	45
γ_r	°	56,3	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4
b_r	mm	81	112,5	112,5	112,5	100	100	137,5	112,5
$S_{0,r}$	cm ²	14,29	13,25	13,25	13,25	10,47	10,47	19,80	13,25
$W_{0,r}$	cm ³	5,319	3,353	3,353	3,353	2,355	2,355	6,123	3,353
t'_r	mm	58,3	81,0	81,0	81,0	72,0	72,0	99,0	81,0
z	ks	51	35	35	37	41	43	33	43
t_r	mm	65,3	84,5	85,3	81,9	75,1	74,1	102,3	83,4
A	m ²	0,5422	0,5197	0,5422	0,5739	0,6132	0,6830	0,8017	0,9472
F	N	13807,3	9397,2	8745,4	7854,5	6746,0	6584,2	11251,4	7728,4
α	°	33,7	23,6	23,6	23,6	23,6	23,6	23,6	23,6
F'	N	11480,5	8612,7	8015,3	7198,7	6182,8	6034,6	10312,1	7083,2
f	mm	28	84	88	91	97	100	100	106
M	Nm	321,5	723,5	705,3	655,1	599,7	603,5	1031,2	750,8
σ_o	MPa	60,4	215,7	210,3	195,3	254,6	256,2	168,4	223,9
t_p	°C	388,5	356,3	336,0	315,3	294,0	272,1	248,6	217,2
Název mat.		15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3
$\sigma_{o,DOV}$	MPa	251	251	251	251	267	267	267	267

Tabulka vypočítaných hodnot č. 6.9

Stupeň		9	10	11	12	13	14	15
B_r	mm	45	45	50	55	55	70	90
γ_r	°	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	57,9	56,3
b_r	mm	112,5	112,5	125	137,5	137,5	131,88	162
$S_{0,r}$	cm ²	13,25	13,25	16,36	19,80	19,80	21,32	26,31
$W_{0,r}$	cm ³	3,353	3,353	4,600	6,123	6,123	7,310	9,098
t'_r	mm	81,0	81,0	90,0	99,0	99,0	92,3	105,3
z	ks	47	49	49	49	57	65	65
t_r	mm	81,5	83,6	93,4	102,6	99,2	94,2	106,3
A	m ²	1,1316	1,3606	1,8497	2,3801	3,5506	4,9659	7,6170
F	N	7560,5	7124,9	8874,0	7683,9	5753,7	3456,3	1967,0
α	°	23,6	23,6	23,6	23,6	23,6	32,1	33,7
F'	N	6929,3	6530,1	8133,1	7042,4	5273,4	2929,3	1635,5
f	mm	115	129	155	214	329	531	860
M	Nm	796,9	842,4	1260,6	1507,1	1734,9	1555,4	1406,5
σ_o	MPa	237,6	251,2	274,1	246,2	283,4	212,8	154,6
t_p	°C	187,4	153,4	116,8	85,8	63,7	39,9	14,6
Název mat.		15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3	15 335,3
$\sigma_{o,DOV}$	MPa	282	282	282	292	292	292	314

7 Kritické otáčky rotoru

Celková hmotnost rotoru skládající se z hmotnosti rotoru a hmotnosti lopatek

$$G = m_{rot} + m_{lop} = 19594,7 + 4400,9 = 23995,6 \text{ kg}$$

Kritické otáčky rotoru

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_0}{L}\right)^2}{\sqrt{G}} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{0,7}{4,5}\right)^2}{\sqrt{\frac{23995,6}{4,5}}} = 2485 \text{ min}^{-1}$$

kde d_0 je maximální průměr hřídele a L je ložisková vzdálenost.

Vypočítané kritické otáčky pro navrhovanou turbínu jsou v přijatelných mezích. Nominální otáčky turbíny jsou 3000 min^{-1} .

8 Dimenzování průměru potrubí

Výpočet základních parametrů přívodních a odvodních potrubí turbíny, v kterých proudí pára. Parametry jsou vypočítány pro potrubí na vstupu do turbíny, dva procesní odběry a odběry pro regeneraci.

Průřez potrubí

$$S = \frac{\dot{m} \cdot v}{w}$$

kde m je hmotnostní průtok páry, v je měrný objem páry. Rychlost proudění páry w byla pro výpočet potrubí předběžně zvolena 50 m/s.

Průměr potrubí

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}}$$

Podle vypočítaného průměru byla zvolena jmenovitá světlost potrubí DN. Pro tuto jmenovitou světlost je vypočítána skutečná rychlost proudění páry v potrubí

$$w = \frac{\dot{m} \cdot v}{S}$$

Tabulka vypočítaných hodnot č. 8.1

		Vstup	1.P.O.	VTO	NN + 2.P.O.	NTO2	NTO1
m	kg/s	75,793	11,139	5,822	10,948	6,259	2,744
v	m ³ /kg	0,0529	0,1292	0,1608	0,3997	1,0224	5,5432
S	m ²	0,0802	0,0288	0,0187	0,0875	0,1280	0,3043
D	mm	226,0	135,4	109,2	236,1	285,4	440,1
DN		250	125	100	250	300	500
w	m/s	40,85	58,65	59,60	44,58	45,26	38,74

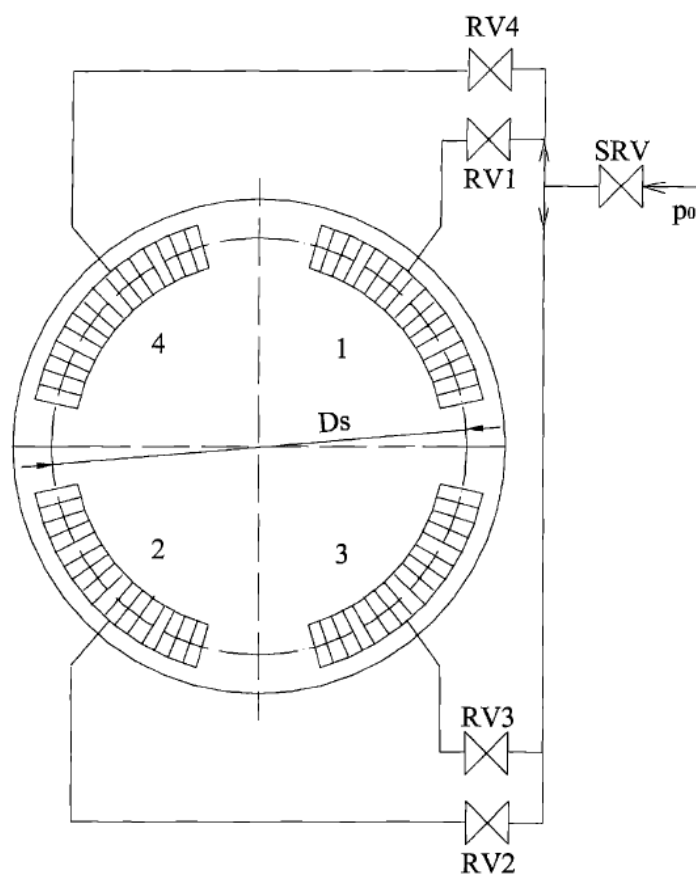
U třetího odběru turbíny, který je společný pro napájecí nádrž s odplyňovákem a druhý procesní odběr, je výpočet proveden pro parametry páry při plně odběrovém provozu turbíny, kdy je měrný objem páry větší.

9 Regulace turbíny

Bylo třeba zvolit vhodnou regulaci turbíny mezi dvěma základními typy a to regulace skupinová a regulace škrcením. Zvolena byla skupinová regulace. Rozváděcí lopatky byly rozděleny do čtyř skupin, tím nám vzniká na regulačním stupni parciální ostřík. Každá ze skupin má vlastní regulační ventil, který řídí hmotnostní průtok páry jednotlivou skupinou. Před těmito regulačními ventily je ještě předřazen společný spouštěcí (rychlozávěrný) ventil. Škrcením páry přes tyto ventil nám vzniká tlaková ztráta, která nám snižuje tlak admisní páry p_0 na tlak páry za ventily p_1 a je počítána v úvodní kapitole.

Hlavní předností při použití skupinové regulace je i při sníženém výkonu turbíny a tedy i hmotnostním průtoku, plně otevřené regulační ventily do některých segmentů. Tím se dosáhne snížení tlakové ztráty způsobené škrcením.

Nepříznivou vlastností skupinové regulace, s kterou je počítáno i v pevnostních výpočtech, je zvýšený parciální ostřík při nenominálních provozních režimech turbíny. Při provozu se sníženým výkonem turbíny může být pára přiváděna pouze přes dva nebo jeden přívodní segment na první regulační stupeň.



Obrázek 9.1 - Skupinová regulace turbíny [1]

10 Provozní režimy turbíny

Turbína musí zvládat nejen plně kondenzační provoz, ale i provoz se sníženým hmotnostním průtokem páry nebo plně odběrový provoz, pro které jsou vypracována i bilanční schémata. Různé typy provozů nám mění hmotnostní průtoky turbínou, které vedou k rozdílným elektrickým výkonům na svorkách generátorů a vnitřní termodynamické účinnosti turbíny. Pro tyto provozové je znovu proveden i pevnostní výpočet.

10.1 Plně kondenzační provoz

Pro plně kondenzační provoz byl zadáním stanoven výkon na svorkách generátoru 70 MW, pro který byl v předchozích kapitolách spočítán hmotnostní průtok páry tak, aby tomuto výkonu odpovídal.

Tato skutečnost se dá ověřit dalším výpočtem a to pomocí sumy výkonů všech stupňů vynásobená mechanickou účinností a účinností generátoru

$$P_e = \eta_g \cdot \eta_m \cdot P_i = \eta_g \cdot \eta_m \cdot \sum_{i=1}^{15} P_{st,i} = 0,985 \cdot 0,995 \cdot 71466 \cdot 10^3 = 70042 \text{ kW}$$

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny při plně kondenzačním provozu

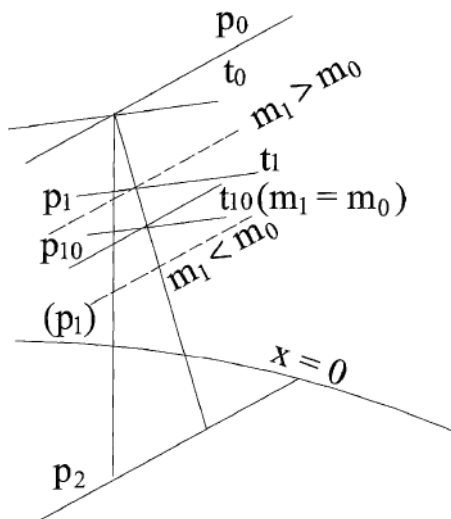
$$\eta_{tdi} = 86,76 \%$$

10.2 Provoz s 60 % hmotnostního průtoku páry

Provoz, při kterém uvažujeme snížený hmotnostní průtok na 60 % nominálního průtoku a zavřené procesní odběry.

Při změně hmotnostního průtoku páry turbínou dojde i ke změně tlaků v průtočné části turbíny. Pro závislost mezi množstvím páry a tlakem v průtočné části turbíny při stálé vstupní teplotě a průřezech stupňů platí obecně zjednodušený vztah

$$\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}\right)^2 = \frac{T_{10}}{T_1} \cdot \frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}$$



Obrázek 10.1 - Změna parametrů při změně hmotnostního průtoku turbínou [1]

Pro náš případ kondenzační turbíny, kdy se velikosti tlaků v kondenzátoru je v řádech desítek kPa, lze tlaky p_2 zanedbat. Vzhledem k malému rozdílu teplot lze zanedbat i vliv teplot ve výpočtu. Výsledný vztah pro přepočítání tlaků v průtočném kanále při změně hmotnostního průtoku

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p_1}{p_{10}}$$

kde veličiny s indexem 0 jsou parametry při nominálním návrhovém provozu. Ze vztahu lze odvodit, že změna tlaků v průtočné části turbíny probíhá lineárně s hmotnostním průtokem.

Elektrický výkon na svorkách generátoru při tomto provozu

$$P_e = \eta_g \cdot \eta_m \cdot \sum_{i=1}^{15} P_{st,i} = 0,985 \cdot 0,995 \cdot 41879 \cdot 10^3 = 41045 \text{ kW}$$

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny při tomto provozu

$$\eta_{tdi} = 82,09 \%$$

10.3 Provoz při plně odběrovém režimu

Turbína má dva procesní neregulované odběry pro navazující technologii. První procesní odběr je vyveden za šestým stupněm turbíny, kde je tlak

$$p_{o1} = 1,9401 \text{ MPa}$$

Požadovaný tlak v prvním procesním odběru byl stanoven 1,8 MPa. Skutečný tlak v odběru byl úmyslně zvolen vyšší, aby pokryl tlakové ztráty potrubí.

Požadovaný hmotnostní tok páry v prvním procesním odběru

$$\dot{m}_{pO1} = 40,1 \text{ t/h} = 11,139 \text{ kg/s}$$

Druhý procesní odběr je vyveden za desátým stupněm turbíny stejně jako odběr pro napájecí nádrž a odplynovák. Nominální tlak při plně kondenzačním provozu zde dosahuje hodnoty 0,5555 MPa. Při plně odběrovém režimu, kdy je odváděna pára i přes první procesní odběr a tím je zde snížen tlak, dosahuje tlak v tomto odběru

$$p_{o3} = 0,4734 \text{ MPa}$$

Požadovaný tlak v druhém procesním odběru byl stanoven 0,45 MPa. Tlak v odběru byl opět úmyslně zvolen vyšší, aby dokázal pokrýt ztráty v potrubí, které mohou dosahovat 5%.

Požadovaný hmotnostní tok páry v druhém procesním odběru

$$\dot{m}_{pO1} = 23,5 \text{ t/h} = 6,528 \text{ kg/s}$$

Elektrický výkon na svorkách generátoru při tomto provozu

$$P_e = \eta_g \cdot \eta_m \cdot \sum_{i=1}^{15} P_{st,i} = 0,985 \cdot 0,995 \cdot 60278 \cdot 10^3 = 59077 \text{ kW}$$

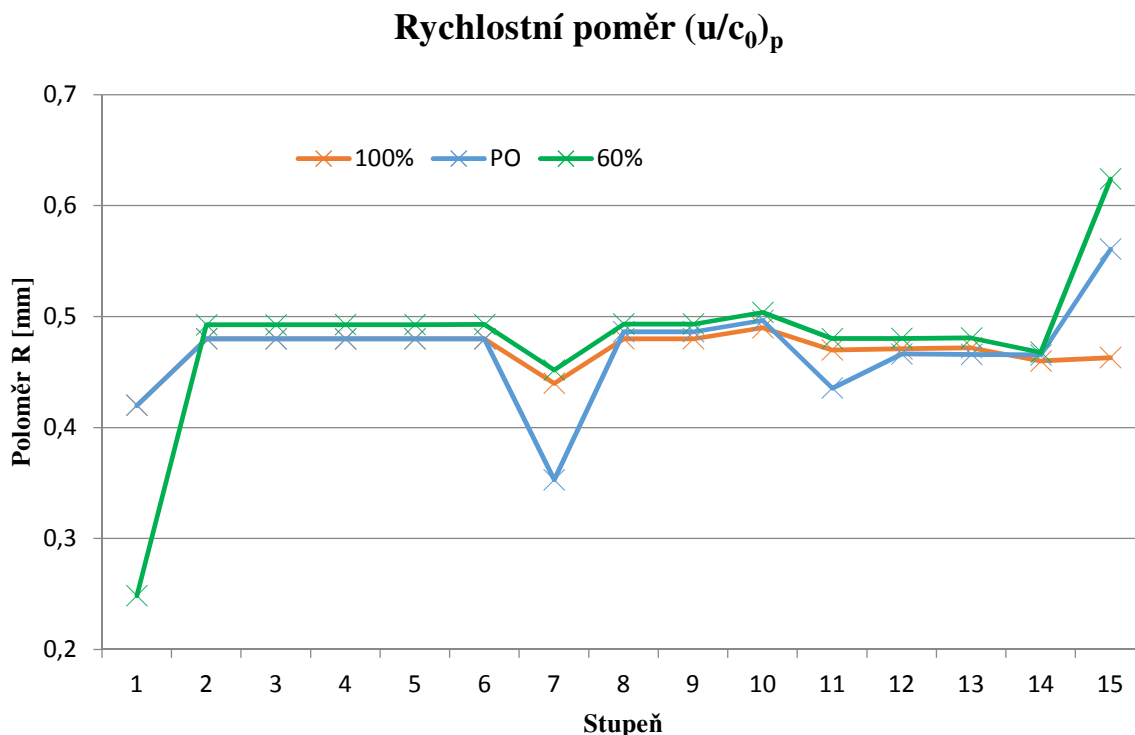
Vnitřní termodynamická účinnost turbíny při tomto provozu

$$\eta_{tdi} = 86,12 \%$$

10.4 Charakteristiky rychlostního poměru $(u/c_0)_p$

Pro různé typy provozů turbíny byly vypočítány charakteristiky rychlostního poměru obvodové rychlosti ku izentropické výstupní rychlosti z rozváděcího kola na patním průměru jednotlivých stupňů turbíny. Tento rychlostní poměr nám ovlivňuje především zatížení stupně.

Křivka s popisem 100% je pro nominální plně kondenzační provoz, křivka s popisem PO pro plně odběrový provoz a křivka s popisem 60% pro provoz se sníženým hmotnostním průtokem na 60%.



Rychlostní poměr pro plně kondenzační provoz byl vypočítán v kapitole Výpočet rozměrů průtočné části. Pro další dva provozní režimy byl rychlostní poměr stanoven zpětným výpočtem přes známý tlak za stupni.

Z již uvedeného vztahu

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p_1}{p_{10}}$$

Ize díky známému hmotnostnímu průtoku turbínou při různých provozních režimech vypočítat tlaky za jednotlivými stupni. Ze známého tlaku za stupněm a entropie lze stanovit izentropickou entalpii za rozváděcím kolem za předpokladu čistě rovnotlakého stupně

$$i_{1,iz} = f(p_2; s_0)$$

Izentropický spád zpracovaný ve stupni

$$h_{iz} = i_0 - i_{1,iz}$$

Izoentropická výstupní rychlost z rozváděcího kola

$$c_0 = \sqrt{2 \cdot h_{iz}}$$

Rychlostní poměr na středním průměru lopatkování

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_s = \frac{u}{c_0}$$

kde u je obvodová rychlost.

Výsledný rychlostní poměr na patním průměru lopatkování

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

Na charakteristice pro provoz se sníženým hmotnostním průtokem turbínou je vidět velký pokles rychlostního poměru pro první regulační stupeň, který je způsoben velkým tlakovým spádem na prvním stupni. Velký pokles je i na stupni za prvním procesním odběru při plně odběrovém provozu, způsobený opět změnou průtoku páry a velkým tlakovým spádem na stupni. Tlak v kondenzátoru je ve všech provozních režimech konstantní, proto dochází k nárůstu rychlostního poměru na posledním stupni u některých provozů.

10.5 Pevnostní výpočet

Pevnostním výpočet, který je uveden již v předešlých kapitolách pro plně kondenzační provoz, je potřeba ověřit správnost nadimenzování průtočné části i pro další typy provozu. Změna hmotnostních průtoků v turbíně, způsobená snížením celkového průtoku turbínou nebo procesními odběry, má za následek změnu tlakových poměrů, která může nerovnoměrně zatížit některé stupně.

Provoz se sníženým hmotnostním průtokem

Provoz se sníženým hmotnostním průtokem turbíny na 60 % nám z hlediska pevnostního výpočtu zatěžuje především první regulační stupeň. Velkou roli tu hraje parciální ostřík. Při tomto sníženém výkonu turbíny prochází pára na první regulační stupeň pouze přes tři segmenty skupinové regulace a je tím snížený počet ostříkнутých oběžných lopatek na 146 z původních 194 lopatek. Druhým nepříznivým vlivem na první regulační stupeň je snížený výkon turbíny, který způsobí i značné snížení tlaku za tímto stupněm, což vede ke zvýšení tepelného spádu na stupni. Z těchto důvodů byla konečná šířka oběžné lopatky regulačního stupně B_o zvolena 25 mm. Výsledné namáhání ohybem na lopatku regulačního stupně je při nominálním provozu 6,28 MPa. Při sníženém výkonu turbíny na 60% dosahu toto namáhání až 11,04 MPa. Stanovené dovolené napětí je zde 16 MPa, stupeň je tedy dostatečně nadimenzován.

Napětí σ_{max} působící na dýzový segment prvního regulačního stupně, způsobené především velkým tlakovým spádem při sníženém výkonu, zaznamenalo také velký nárůst. Z původní hodnoty 66,2 MPa při nominálním provozu vzrostlo na 158,1 MPa. Šířka rozváděcího kola zde musela být úměrně tomu nadimenzována. Šířka kola byla zvolena 92 mm. Maximální dovolené napětí je 162 MPa, pevnostní podmínka je tedy splněna.

Ohybové namáhání rozváděcích lopatek se na regulačním stupni při tomto nenominálním provozu zvedlo z 60,4 MPa na hodnotu 199 MPa. Povolené namáhání je zde 251 MPa. Zvýšené namáhání oproti nominálnímu režimu je zde způsobené velkým tlakovým spádem a parciálním ostříkem.

Provoz při plně odběrovém režimu

Z hlediska pevnostního výpočtu dochází ke změnám od nominálního stavu až od prvního procesního odběru za šestým stupněm. Přes následující stupně je snížený průtok páry, který má vliv na namáhání. Projevuje se zde opět jev, kdy snížený hmotnostní tok páry vede ke snížení tlaku za stupni a tím ke zvětšení tepelného spádu na těchto stupních.

U sedmého stupně musela být stanovena konečná šířka oběžné lopatky B_o na 30 mm. Namáhání ohybem oběžné lopatky se oproti nominálnímu plně kondenzačnímu režimu zvýšilo z 10,07 MPa na 12,57 MPa. Velikost dovoleného namáhání zde byla 16 MPa.

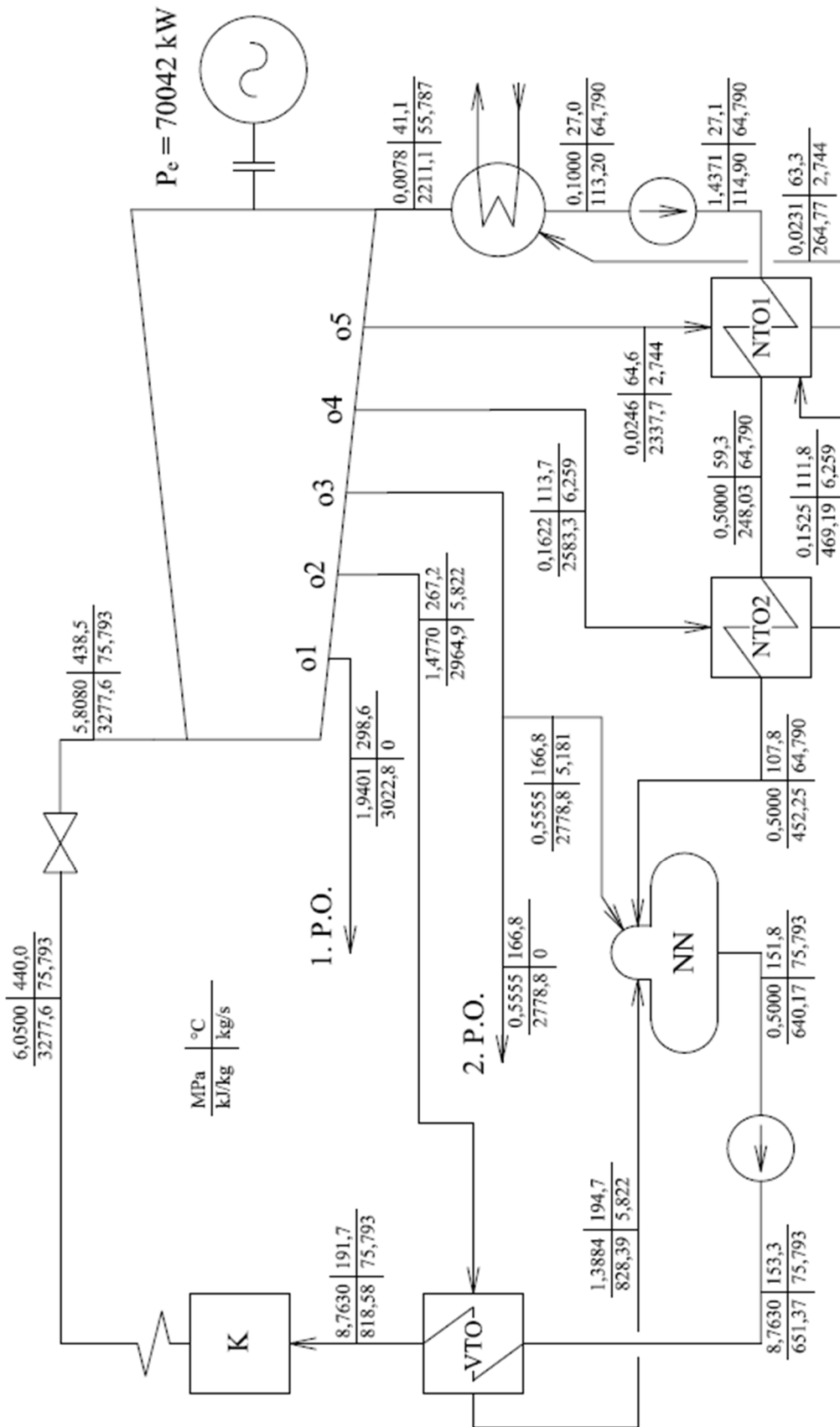
Šířka rozváděcího kola sedmého stupně musela být zvětšena na 70 mm z důvodu zvýšeného namáhání na něj. Při nominálním režimu dosahuje hodnota napětí 70,6 MPa, při odběrovém režimu se zvýší na 103,7 MPa při dovoleném maximálním napětí 147 MPa.

Kvůli tomuto režimu musela být šířka rozváděcích lopatek sedmého stupně zvýšena značně a to na 55 mm. I při tomto nadimenzování lopatek dosahuje ohybové namáhání 247 MPa při maximální dovolené hodnotě 267 MPa.

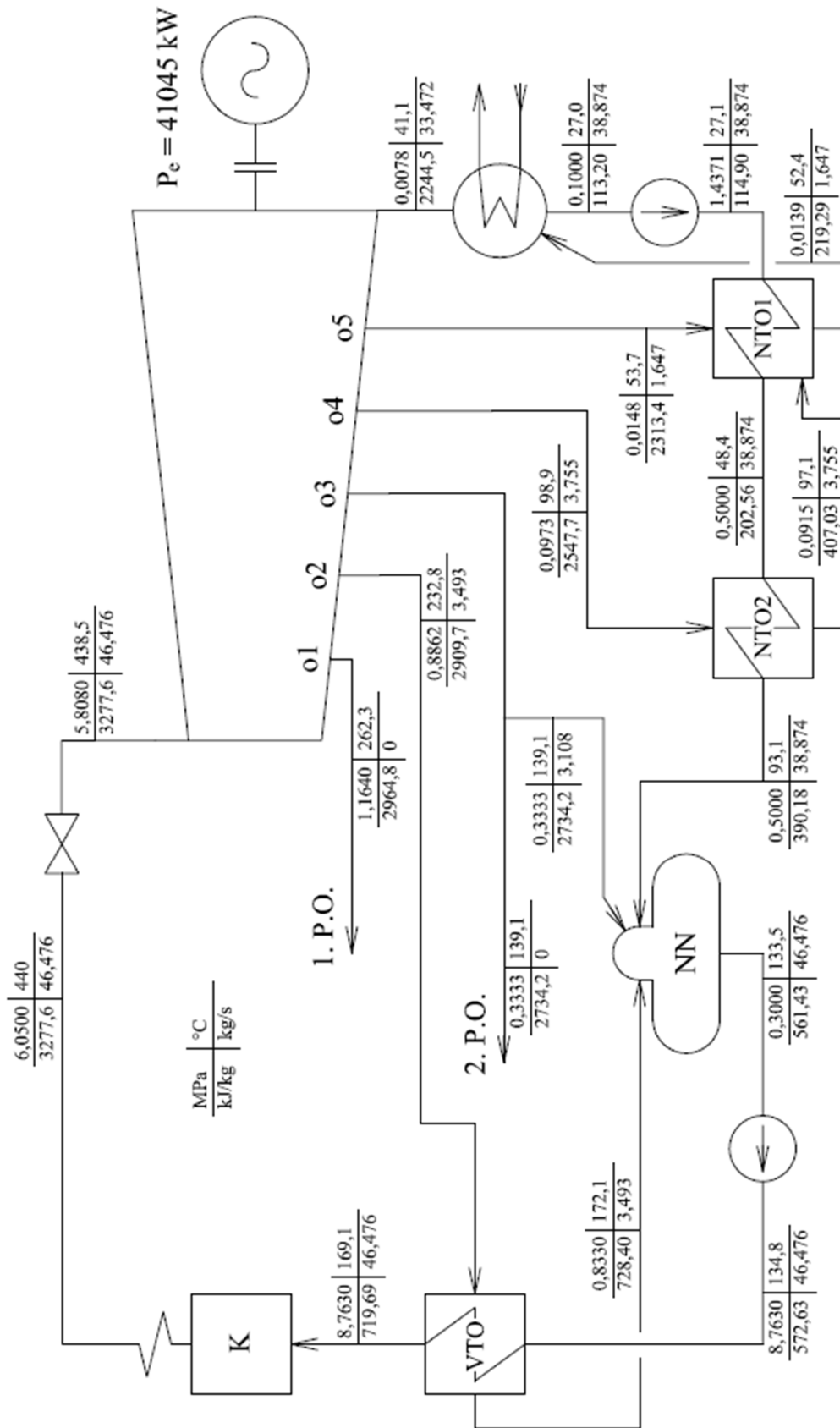
Vliv namáhání na jedenáctý stupeň za druhým procesním odběrem nebyl tak velký, aby se výrazněji projevil v dimenzování. Zvýšené namáhání na tento stupeň je přesto patrné.

11 Bilanční schémata

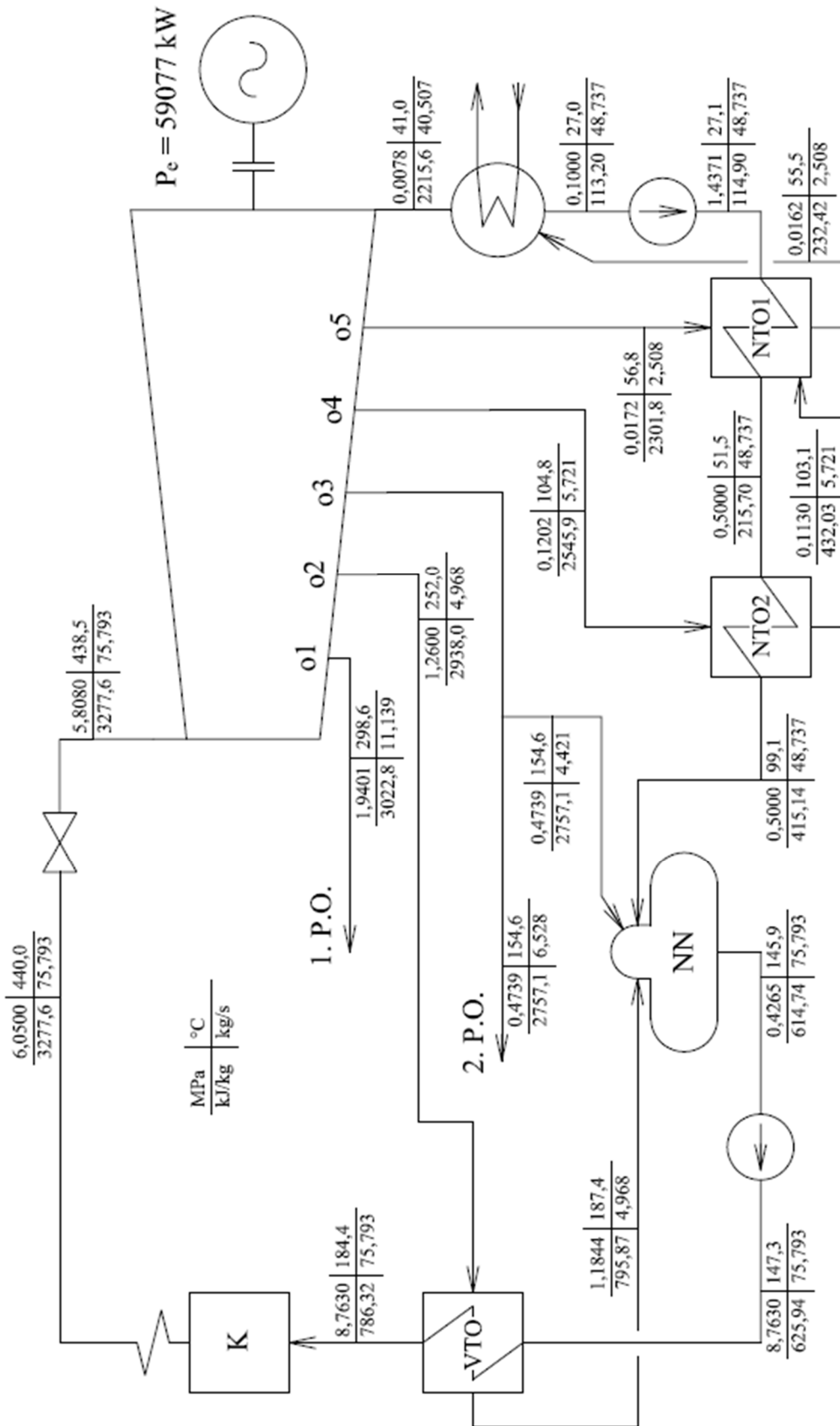
Bilanční schéma při plně kondenzačním provozu turbíny



Bilanční schéma při provozu s 60 % hmotnostního průtoku turbínou



Bilanční schéma při plně odběrovém provozu turbíny



12 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout jednotělesovou kondenzační parní turbínu s požadovaným výkonem 70 MW. Výpočet byl rozdělen do několika hlavních kapitol a to výpočet tepelného schématu turbíny, výpočet hlavních parametrů průtočné části a pevnostní výpočet. Turbína musí být schopná provozu v různých pracovních režimech, bylo tedy provedeno porovnání plně kondenzačního provozu, plně odběrového provozu a provozu turbíny se sníženým výkonem.

Výsledkem výpočtu tepelného schématu turbíny bylo především předběžné stanovení parametrů odběrů pro regenerační ohřev, který podle zadání měl zahrnovat čtyři ohříváky. Bylo zvoleno schéma s jedním VTO, napájecí nádrží s odplyňovákem a dvěma NTO, díky kterému je dosažena teplota napájecí vody 191 °C. Součástí práce jsou i bilanční schémata pro všechny tři požadované typy provozů.

Při výpočtu průtočné části turbíny byl zvolen optimální počet stupňů na patnáct a rovnotlaký typ lopatkování. Procesní odběry byly umístěny za šestým a desátým stupněm, tak aby byly splněny jejich požadované parametry. Odběry pro regeneraci byly zvoleny za sedmým, desátým, dvanáctým a čtrnáctým stupněm. Výsledkem výpočtu je i lopatkový plán, kde je vidět délka lopatek a patní průměr všech navržených stupňů.

Pro správné nadimenzování turbíny byl proveden pevnostní výpočet pro všechny tři požadované typy provozů. Tímto výpočtem byl ověřen důležitý fakt, že při sníženém výkonu turbíny jsou některé stupně namáhány více, než při plně kondenzačním provozu s větším hmotnostním průtokem turbínou. Tento vliv byl patrný především na prvním regulačním stupni turbíny a na stupních u procesních odběrů.

Pro již známou délku a hmotnost rotoru byly vypočítány kritické otáčky 2485 min⁻¹, které jsou dostatečně vzdáleny nominálním otáčkám 3000 min⁻¹ a neohrožují tedy chod turbíny.

Při plně kondenzačním provozu má turbína výkon na svorkách generátoru 70042 kW a vnitřní termodynamickou účinnost 86,76 %. Při provozu se sníženým hmotnostním průtokem na 60% je výkon 41045 kW a účinnost poklesne na 82,09 %. Při plně odběrovém režimu, kdy jsou otevřeny oba procesní odběry, je výkon 59077 kW a účinnost 86,12 %. V kapitole Provozní režimy turbíny byl vynesena graf s rychlostními poměry $(u/c_0)_p$ pro všechny tři typy provozů, který ukazuje zatížení jednotlivých stupňů turbíny.

Součástí práce je i výkres s podélným řezem turbíny, který byl zpracován v programu AutoCAD 2016.

Seznam literatury

- [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] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [3] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: Návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [4] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6.

Seznam zkratk a symbolů

A	m^2	plocha
c	m/s	absolutní rychlost
D	m	průměr
E	MPa	modul pružnosti v tahu
F	N	síla
h	kJ/kg	tepelný spád
i	kJ/kg	entalpie
KČ		kondenzátní čerpadlo
l	m	délka
m	kg/s; kg	hmotnostní průtok; hmotnost
n	min^{-1}	otáčky
NČ		napájecí čerpadlo
NN		napájecí nádrž
NTO		nízkotlaký ohřívák
P	W	výkon
R	-	stupeň reakce
s	kJ/kgK	entropie
t	$^{\circ}\text{C}$	teplota
u	m/s	obvodová rychlost
v	m^3/kg	měrný objem
VTO		vysokotlaký ohřívák
w	m/s	relativní rychlost
ε	-	parciálnost
ρ	kg/m^3	měrná hmotnost

Přílohy

Příloha č. 1 [1]

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	α_t (°)	α_0 (°)	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)
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

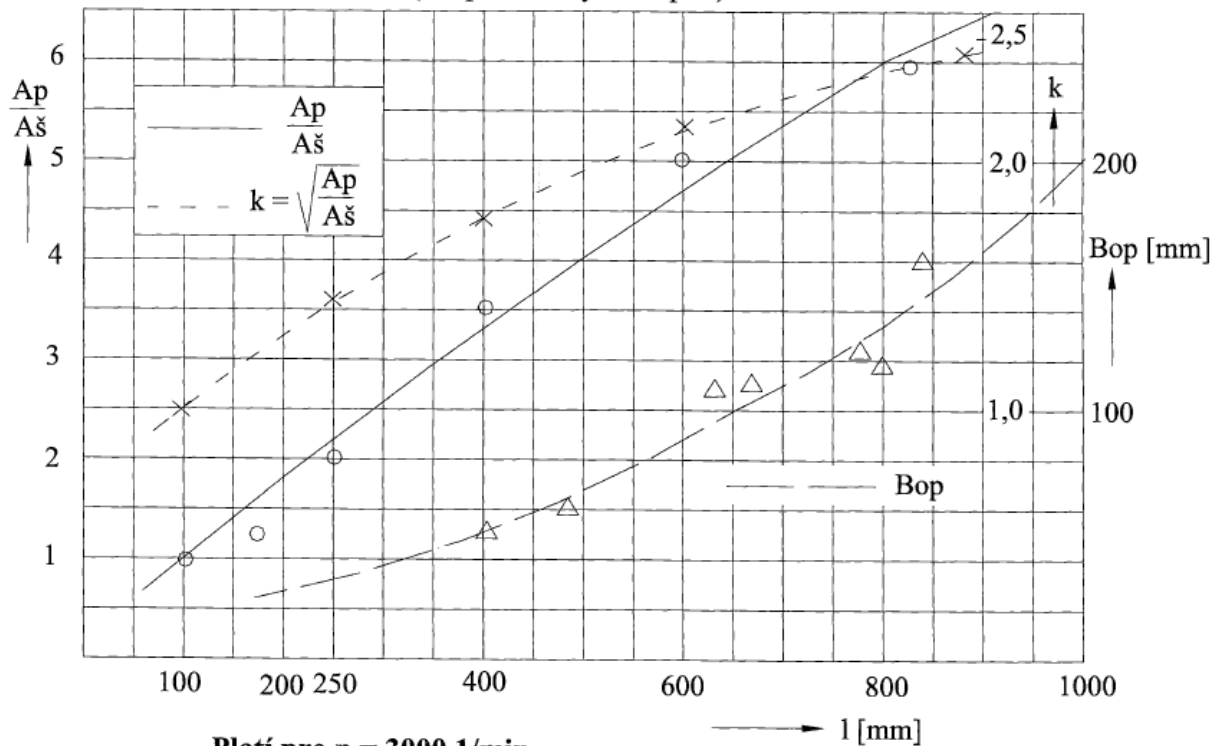
α_0 vstupní úhel

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

Příloha č. 2 [1]

Poměr ploch patního a špičkového profilu a součinitel odlehčení u dlouhých lopatek
(dle provedených stupňů)



Platí pro $n = 3000$ 1/min

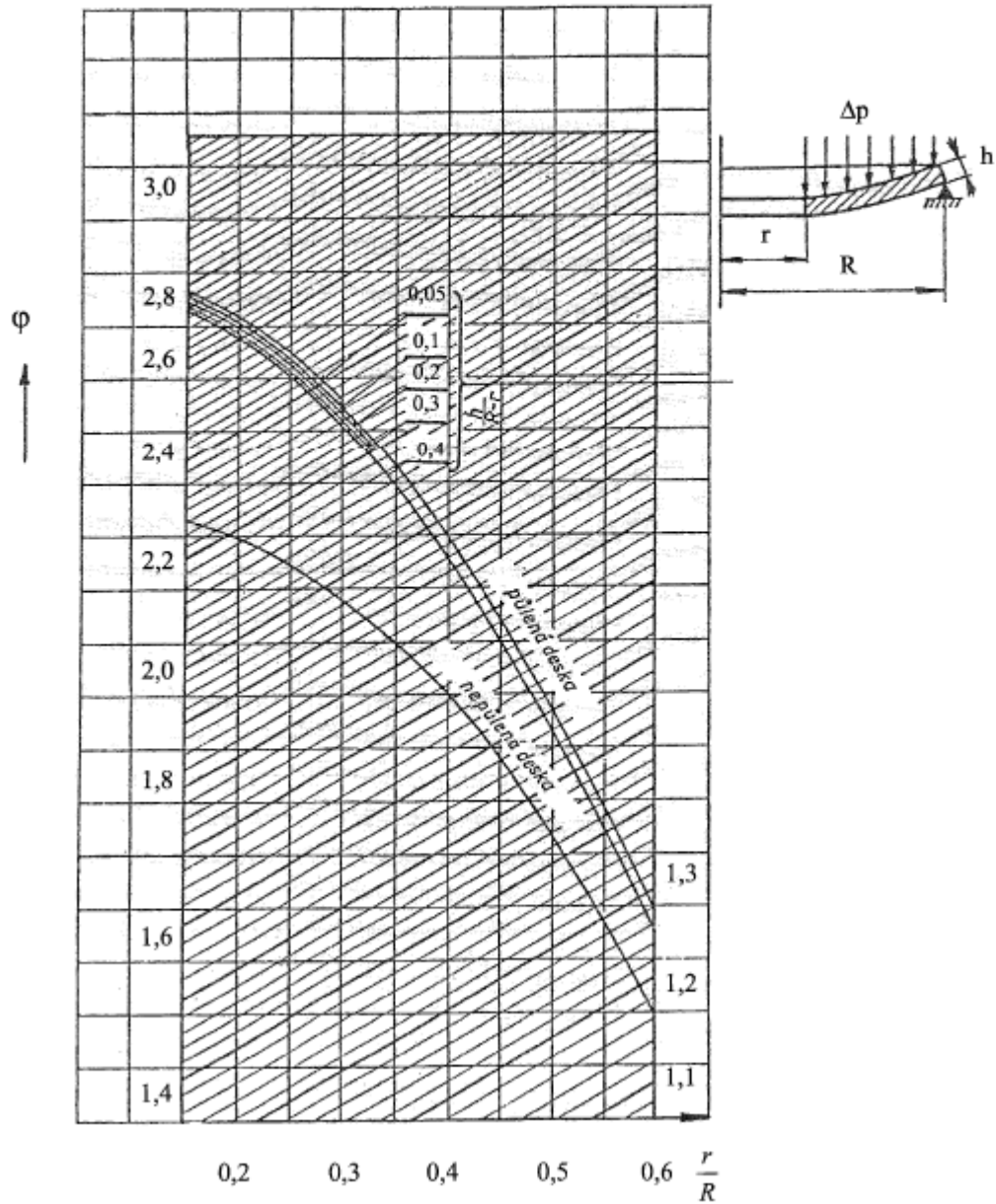
Pro jiné otáčky nutno přepočítat $k' \approx k \cdot \frac{D_s}{D'_s} \frac{u'^2}{u^2}$

Příloha č. 3 [1]

*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	* poznámky až do konce	
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.	* plechy, výkovky i nad 400° C	
00102	11 523.1	304.	400.	152.	132.	118.	103.	93.	87.	62.											210.	210.	208.	197.	188.			* plechy, výkovky i do 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.	* odlitky i nad 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.	250.	59.	59.	59.	59.	59.													126.	124.	121.	119.				* slitina i do 250° C	
00201	15 128.5	274.	550.	220.	214.	207.	196.	172.	172.	172.	172.	153.	133.	133.	133.	86.	86.	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.																			* 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	Alsth.C51R-J	441.	550.	353.	328.	309.	279.	258.	258.	258.	231.	231.	147.	147.	115.	115.	88.	88.	88.	88.								* Alsthom, 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.								* VT,ST rotory méně namáhané a studenější	
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 více namáhané a teplejší	
00303	16 236.6	539.	550.	216.	201.	186.	167.	157.	155.	152.	142.	132.	123.	108.	93.	86.	78.	72.	65.	57.								*	
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.																	*	
00307	16 536.6	686.	420.	276.	260.	235.	216.	206.	191.	176.	147.																	*	
00308	16 536.6 a	314.	420.	314.	299.	276.	245.	230.	206.	176.	147.																	*	
00401	PAK 1.6	490.	460.	196.	186.	172.	157.	137.	123.	88.	69.	53.	37.															* disky skládaných rotorů	
00402	PAK 1.6 vyk.	539.	420.	216.	206.	186.	172.	152.	132.	98.	78.																	* disky svař. NT rotorů, běžně používána	
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.																						* disky do šířky 500 mm	
00501	15 320.9	588.	550.	157.	150.	144.	125.	115.	110.	105.	102.	99.	96.	82.	63.	52.	44.	37.	31.	26.									

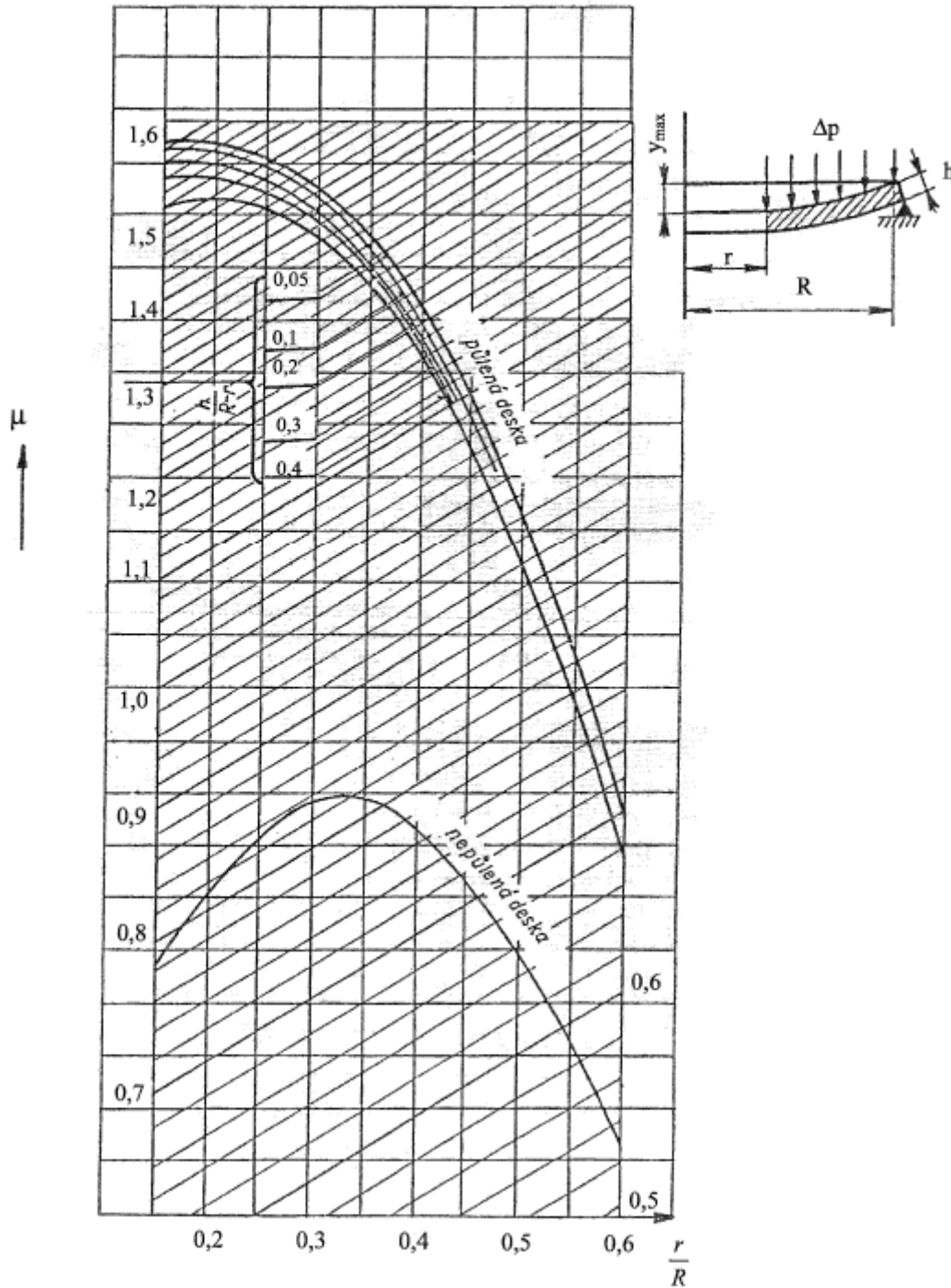
Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

Příloha č. 4 [1]

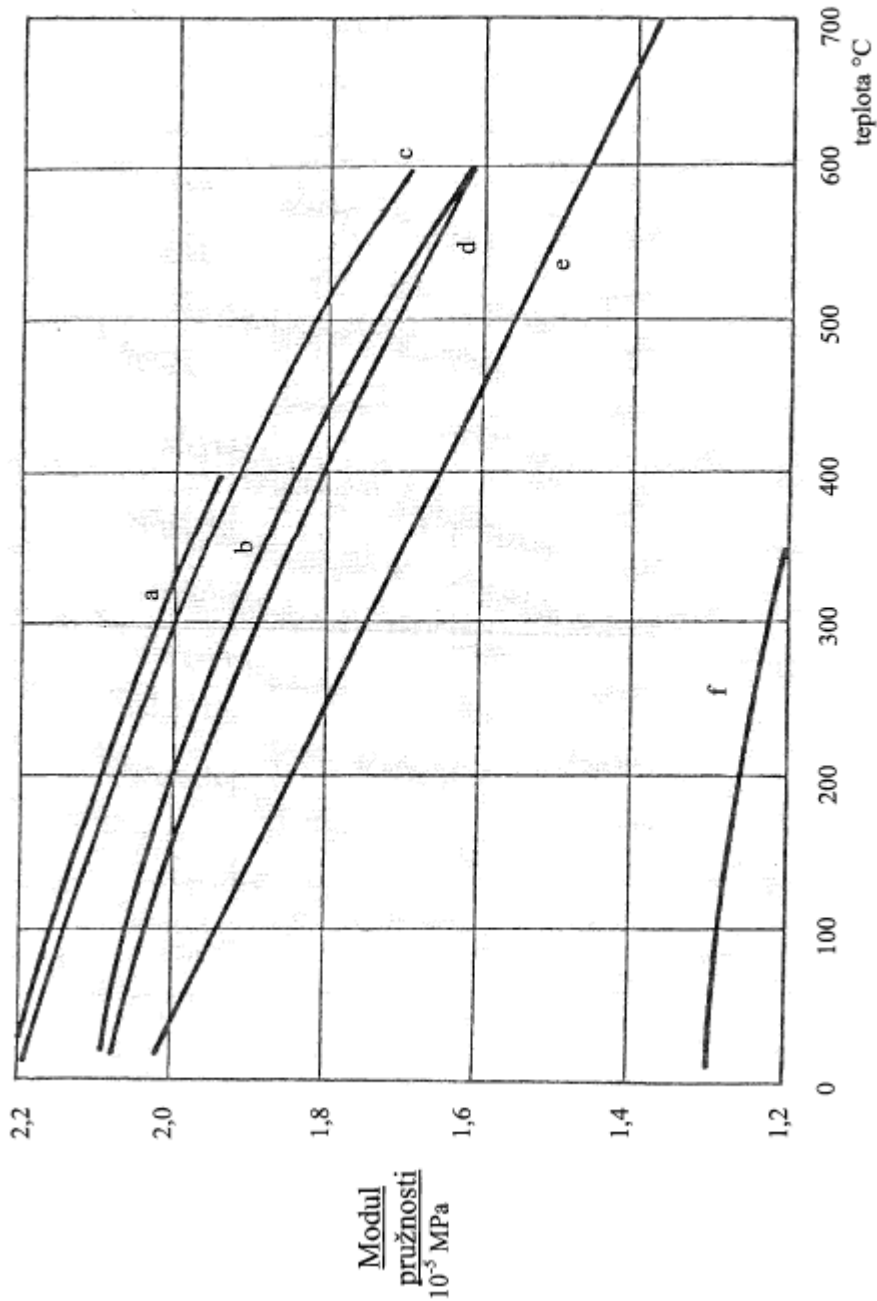
**Součinitel ϕ pro výpočet namáhání
rozdávěcího kola**

Příloha č. 5 [1]

**Součinitel μ pro výpočet průhybu
rozdávěcího kola**



Příloha č. 6 [1]

Závislost modulu pružnosti v tahu na teplotě

a, b – uhlíkové oceli 500 – 600 Mpa, c – ocel 0,3 C, 0,11 Ni, 0,007 Cr, d – ocel 0,35 C, 4,21 Ni, 1,22 Cr,
e – austenitická ocel 18 Cr, 8 Ni, stabilizovaná Ti, f – litina