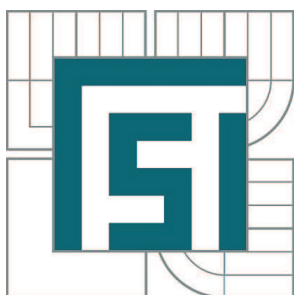


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA 25 MW

CONDESING STEAM TURBINE 25 MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN MAŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Mašek

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

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

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

Kondenzační parní turbína 25 MW

v anglickém jazyce:

Condensing Steam Turbine 25 MW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte jednotělesovou kondenzační parní turbínu 25MW s odběry páry pro papírenský průmysl. Návrh bude zpracován pro následující parametry:

množství admisní páry $m_1 = 115 \text{ t/h} / 85 \text{ bar(a)} / 515 \text{ °C}$

tlak v druhém neregulovaném technologickém odběru 13,5 bar(a)

maximální množství v druhém technologickém odběru 20 t/h

tlak v prvním regulovaném technologickém odběru $\square 5,5 \text{ bar(a)}$

maximální množství v prvním technologickém odběru 40 t/h

teplota napájecí vody $\square \text{tn}$

Cíle diplomové práce:

Regulace turbíny je dýzová s pevným tlakem. Parní turbínu navrhněte s výstupem dolů do vodou chlazeného kondenzátoru.

Regenerace se sestává ze dvou NT ohříváků, odplynováku s napájecí nádrží.

Další nespecifikované parametry cyklu vhodně zvolte.

Spočtete bilanční schémata pro nominální provoz 100% se zadanými odběry.

Přepočtete provozní stavy pro plně kondenzační 105% provoz. Dále provoz pro 80% množství páry na vstupu a s polovičním množstvím v technologických odběrech.

Proved'te základní dimenzovací výpočty.

Nakreslete podélný řez turbinou

Seznam odborné literatury:

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

Škopek, J.: Parní turbína, ZČU Plzeň 2007

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

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

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 19.10.2012

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

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



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBÍNA 25 MW

CONDENSING STEAM TURBINE 25 MW

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN MAŠEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2013





ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem a výpočtem jednotělesové kondenzační parní turbíny o výkonu 25 MW s odběry páry pro papírenský průmysl. Práce se zaměřuje na výpočet tepelné bilance turbíny se dvěma technologickými odběry a regenerací, která se skládá ze dvou nízkotlakých ohříváků a odplynováku s napájecí nádrží. Parní turbína je navrhována s výstupem dolů do vodou chlazeného kondenzátoru. Vypočítána je průtočná část s délkami oběžných a rozváděcích lopatek. Provedeny jsou základní pevnostní a dimenzovací výpočty. Na závěr práce je tepelná bilance turbíny dle zadání přepočtena pro 80% a 105% provoz. Součástí práce je výkres s podélným řezem turbínou včetně spojky s převodovkou.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kondenzační parní turbína, průtočná část, rovnotlaké lopatkování, regenerace, vysokootáčkový.

ABSTRACT

Master's thesis deals with design and calculation of one body condensing steam turbine of 25 MW with samples for paper-making industry. The thesis is focused on calculation of the turbine's heat balance with two technological samples and regeneration which consists of two low pressure heaters and a deaerator with a power reservoir. The steam turbine is designed with a water cooling condenser with down output. The flow part is calculated with lengths of blades. There are basic strength and proportion calculations. In the end of the thesis the turbine's heat balance is recalculated to 80% and 105% scheme according to an assignment. Another part of this thesis is a drawing of a longitudinal cut of the turbine including a connector with a gearbox.

KEYWORDS

Condensing steam turbine, flow part, equal pressure blading, regeneration, high speed



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAŠEK, M. *Kondenzační parní turbína 25 MW*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 71 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 11. května 2013

.....

Jméno a přímení





PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří Ing. Ondřejovi Štěpánkovi ze společnosti Škoda Power a doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr., kteří mi svoji vstřícností, ochotou a cennými radami umožnili vypracovat tuto diplomovou práci.



OBSAH

Úvod	9
1 Bilanční schéma.....	10
1.1 Výpočet bodů ve schématu	11
1.1.1 Odhad účinnosti a entalpického spádu	11
1.2 Výpočet hmotnostních toků	16
Průtočná část turbíny	21
1.3 Předpoklady řešení.....	21
1.4 Zadané hodnoty a použité vzorce	22
1.5 Výsledek návrhu průtočné části	25
1.6 Lopatkový plán	27
1.7 Vyhodnocení výsledků	27
2 Profily lopatek	29
2.1 Výpočet rychlostního trojúhelníku	29
2.2 Výpočet délky lopatek	33
2.2.1 Ztráty ve stupních	33
2.2.2 Délky lopatek.....	36
3 Namáhání oběžných lopatek.....	38
3.1 Ohybové namáhání	38
3.1.1 Přepočet charakteristik profilů pro zvolenou šířku profilu.....	38
3.1.2 Výpočet namáhání v ohybu	39
3.2 Tahové namáhání	41
3.3 Namáhání závěsů lopatek	44
4 Namáhání rozváděcích lopatek.....	45
4.1 Rozváděcí lopatky.....	45
5 Rotor	49
5.1 Hmotnost rotoru	49
5.2 Kritické otáčky rotoru	49
6 Ucpávky.....	50
6.1 Vnitřní ucpávky	50
6.2 Vnější ucpávky	52
7 Skupinová regulace.....	53
8 Dimenzování průměrů potrubí	55
9 Provozní stavy	56
9.1 Provoz 80 %.....	56
9.2 Provoz 105 %.....	57



9.3	Výkony	59
9.3.1	Výkon 100% provozu.....	59
9.3.2	Výkon 80% provozu.....	59
9.3.3	Výkon 105% provozu.....	60
Závěr.....		61



ÚVOD

Diplomová práce se zabývá návrhem jednotělesové kondenzační parní turbíny o požadovaném výkonu 25 MW a otáčkách 8000 min^{-1} . Obsahuje dva technologické odběry páry o daném množství a tlaku pro papírenský průmysl a také dva odběry určené pro regeneraci. Přívodní pára je zadána svým množstvím, tlakem a teplotou. Pára z turbíny je zkondenzována ve vodou chlazeném kondenzátoru umístěném pod turbínou. Pro úplnost je zadána teplota chladicí vody a teplota napájecí vody do kotle.

První část práce se zabývá výpočtem bilančního schématu, který se opírá o odhadnutou účinnost a sestrojenou expanzní čáru v i - s diagram. Z vypočítaných parametrů páry v bodech odběrů je v další části práce navržena pomocí programu Turbina-Delphi průtočná část. Zde je proveden návrh stupňů dle optimálního zatížení a zjištěny reálné stavy páry v odběrech. Odtud jsou tyto parametry turbíny zpětně zavedeny do přepočtu skutečného bilančního schématu.

V další části práce je proveden termodynamický výpočet průtočné části turbíny, jehož výsledkem je počet stupňů, profily a délky rozváděcích a oběžných lopatek. Dále se práce zabývá kontrolou obou typů lopatek na přípustná namáhání.

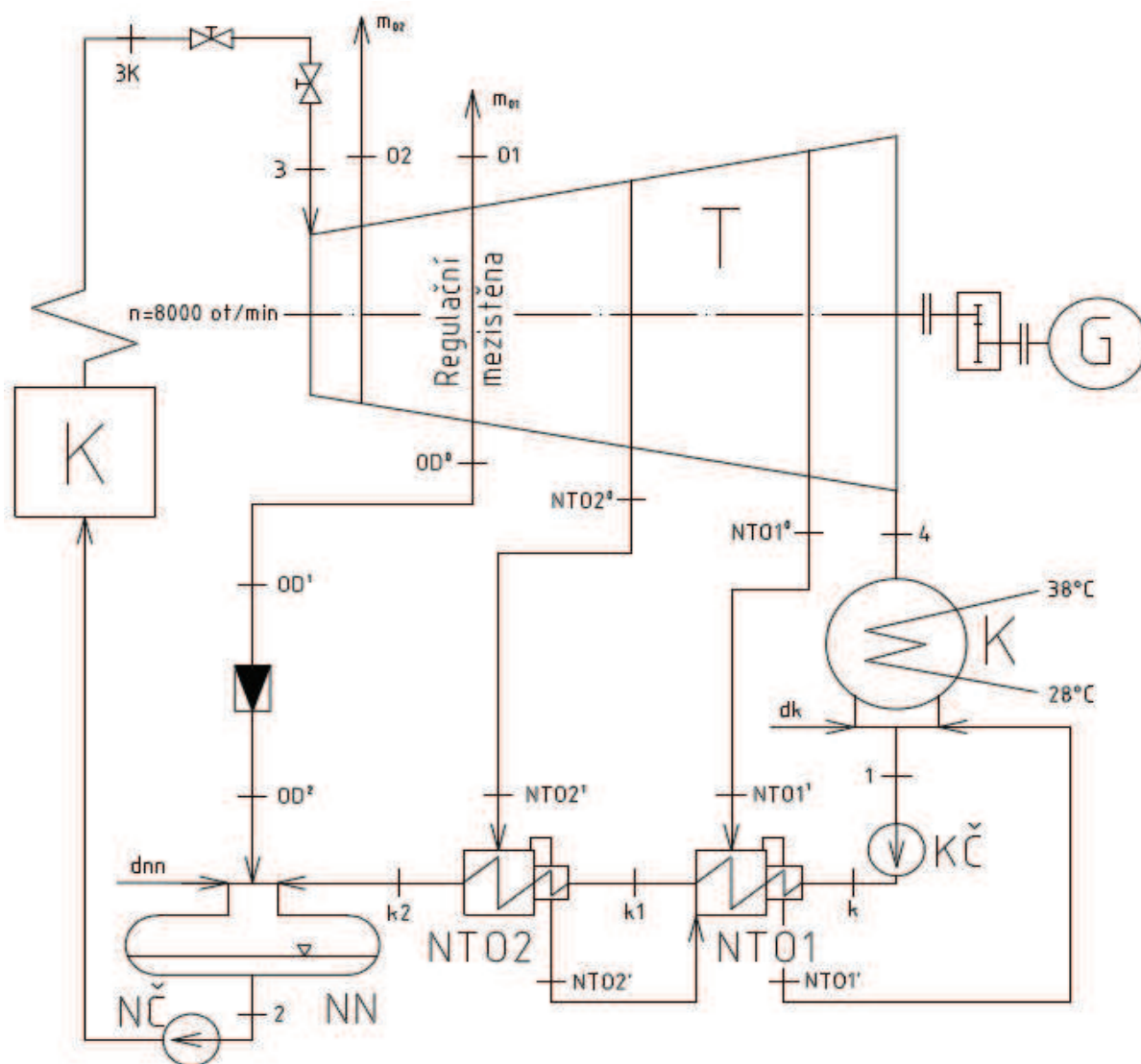
Předposlední část je věnována kontrole kritických otáček rotoru, návrhu ucpávek a výpočtu ztrátového výkonu ve vnitřních ucpávkách. Je proveden i výpočet návrhu skupinové regulace a hrubé dimenzování průměrů potrubí.

Na závěr jsou vypočítány provozní stavy turbíny ze zadání. Pro 80% a 105% provoz jsou sestrojena nová bilanční schémata a upraveny velikosti výkonů na svorkách generátoru.

1 BILANČNÍ SCHÉMA

Celé schéma bylo rozděleno do několika bodů a počítáno pomocí programu XSteam. Uvažované ztráty, účinnosti a ohřátí byly voleny za pomoci konzultanta ze Škody Power v Plzni.

Nejprve bylo celé schéma načrtnuto (obr. 1) a byly navoleny teploty pro regenerační ohříváky a napájecí nádrž, z nichž se jednoduše zjistila tlaková místa odběrů v turbíně. Při prvním výpočtu bylo zjištěno, že tlak regulovaného odběru (5,5 baru) se blíží tlaku pro odplynění (4,9 baru). Pro zjednodušení turbíny bylo po konzultaci rozhodnuto, že se tyto odběry spojí na tlak 5,5 baru. Tím byla dána teplota v napájecí nádrži a následující dvě teploty ohřátí v NTO se navolily s ohledem na účinnost turbíny.



Obr. 1: Návrh bilančního schématu se zakreslenými body

1.1 VÝPOČET BODŮ VE SCHÉMATU

Zadané hodnoty:

$$\begin{aligned}
 p_{1K} &= 85 \text{ bar(a)} \\
 t_{1K} &= 515 \text{ °C} \\
 p_{02} &= 13,5 \text{ bar(a)} \\
 m_{02} &= 20 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} \\
 p_{01} &= 5,5 \text{ bar(a)} \\
 m_{01} &= 40 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} \\
 t_n &\approx 150 \text{ °C} \\
 t_K &= 28 \text{ °C}
 \end{aligned}$$

1.1.1 ODHAD ÚČINNOSTI A ENTALPICKÉHO SPÁDU

K výpočtu bylo nutné znát hodnoty entalpií bodů v odběrech. Z odhadu účinnosti turbíny byl získán skutečný entalpický spád, který byl zanesen do i-s diagramu. Hodnoty entalpií pro tlaky v odběrech byly následně odečteny z křivky expanze v příloze I.

Termodynamická účinnost

$$\begin{aligned}
 \eta_{TDi} &= 87 \% \\
 &\text{- účinnost zvolená dle doporučené hodnoty od konzultanta pro tento typ} \\
 &\text{turbíny v rozmezí 86 - 88 \%}
 \end{aligned}$$

Entalpický spád

Nejprve bylo nutné vypočítat ideální izoentropický spád turbíny, který je dán entalpií počátečního bodu (bod 3) a koncového bodu (bod 4) expanze.

Bod 3K ... pára z kotle

$$\begin{aligned}
 p_{3K} &= \mathbf{85 \text{ bar}} \\
 t_{3K} &= \mathbf{515 \text{ °C}} \\
 i_{3K} &= f(p_{3K}; t_{3K}) = f(85; 515) = \mathbf{3430,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}
 \end{aligned}$$

Bod 3 ... pára před turbínou

$$\begin{aligned}
 p_3 &= 0,97 \cdot p_{3K} = 0,97 \cdot 85 = \mathbf{82,45 \text{ bar}} \\
 &\text{- velikost tlakové ztráty na regulačním ventilu zvolena 3 \%} \\
 t_3 &= f(p_3; i_{3K}) = f(82,45; 3430,7) = \mathbf{513,8 \text{ °C}} \\
 i_3 &= i_{3K} = \mathbf{3430,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \\
 s_3 &= f(p_3; i_{3K}) = f(82,45; 3430,7) = \mathbf{6,75 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}} \\
 &\text{- entropii v bodě 3 bylo potřeba znát pro získání bodu 4_{iz}}
 \end{aligned}$$

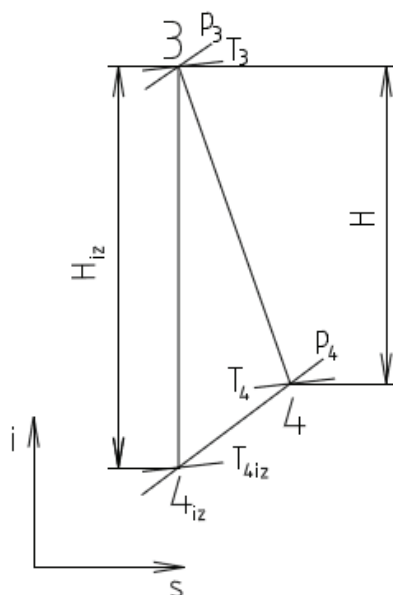
Bod 4_{iz} ... pára za turbínou při izoentropické expanzi

$$\begin{aligned}
 t_{4iz} &= t_K + \Delta t_K + \Delta t_{NS} = 28 + 10 + 3 = \mathbf{41 \text{ °C}} \\
 &\text{- ohřátí chladicí vody v kondenzátoru o } \Delta t_K = 10 \text{ °C} \\
 &\text{- koncový rozdíl kondenzátoru pro návrhový stav } \Delta t_{NS} = 3 \text{ °C} \\
 p_{4iz} &= f_{\text{sat}}(t_{4iz}) = f_{\text{sat}}(41) = \mathbf{0,078 \text{ bar}}
 \end{aligned}$$

$$i_{4iz} = 2100 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- přibližná hodnota získaná z *i-s* diagramu pro tlak 0,078 bar a entropii 6,75 kJ·kg⁻¹·K⁻¹ získanou v bodě 3

Z počátečního a koncového bodu expanze byla vypočítána velikost ideálního izoentropického spádu pro turbínu (obr. 2):



Obr. 2: Odhad entalpického spádu turbíny

$$H_{iz} = i_3 - i_{4iz} = 3430,7 - 2100 = 1330,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Z odhadnuté termodynamické účinnosti turbíny byl stanoven skutečný entalpický spád turbíny a parametry v bodě 4:

$$H = H_{iz} \cdot \eta_{TDi} = 1330,7 \cdot 0,87 = 1157,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 4 ... pára za turbínou

$$i_4 = i_3 - H = 3430,7 - 1157,7 = 2273 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$p_4 = p_{4iz} = 0,078 \text{ bar}$$

$$t_4 = t_{4iz} = 41 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Pro tyto tři body byla sestrojena v *i-s* diagramu přímka ideální izoentropické expanze a k ní skutečná expanze páry v turbíně pro odhadnutou účinnost. Z ní byly získány přibližné hodnoty entalpií v odběrech potřebné pro výpočet hmotnostních toků. Diagram expanze turbíny je v příloze I, kde je *i* čerchovanou čarou naznačena skutečná expanze vypočítaná pomocí programu Turbina-Delphi viz kapitola 2.3.

Bod 2K ... voda z napájecího čerpadla do kotle

$$t_{2K} = t_n = 150\text{ °C}$$

Bod 2 ... voda z napájecí nádrže

$$t_2 = t_{2K} - \Delta t = 150 - 2 = 148\text{ °C}$$

- uvažováno ohřátí vody v napájecím čerpadle o $\Delta t_{NC} = 2\text{ °C}$.

$$p_2 = f_{\text{sat}}(t_2) = f_{\text{sat}}(148) = 4,51\text{ bar}$$

$$i_2 = f_{\text{sat}}(t_2) = f_{\text{sat}}(148) = 623,6\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 1 ... voda za kondenzátorem

$$t_1 = t_4 = 41\text{ °C}$$

$$p_1 = p_2 = 0,078\text{ bar}$$

$$i_1 = f_{\text{sat}}(t_1) = 171,7\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametry páry v odběrech byly vypočítány podle zvolené teploty ohřátí v NTO, ze které je daný tlak pro odběr. Entalpie byla pro tyto odběry odečtena z přímky expanze v sestrojeném i-s diagramu v příloze I.

Bod OD⁰ ... pára v odběru 5,5 bar pro napájecí nádrž

$$p_{OD}^0 = p_{01} = 5,5\text{ bar}$$

- pro zjednodušení turbíny byl spojen regulovaný technologický odběr (5,5 bar) s odběrem pro odplynění

$$i_{OD}^0 = 2853\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

- entalpie byla získána z křivky skutečné expanze v i-s diagramu pro tlak 5,5 bar

$$t_{OD}^0 = f(p_{OD}^0; i_{OD}^0) = f(5,5; 2853) = 199,9\text{ °C}$$

Bod OD¹ ... pára před škrticí armaturou umístěnou před NN

$$p_{OD}^1 = p_{OD}^0 \cdot \xi_{OD} = 5,5 \cdot 0,9 = 4,95\text{ bar}$$

- tlaková ztráta v potrubí pro OD je 10 % ($\xi_{OD} = 0,9$)

$$i_{OD}^1 = i_{OD}^0 = 2853\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_{OD}^1 = f(p_{OD}^1; i_{OD}^1) = f(4,95; 2853) = 198,5\text{ °C}$$

Bod OD² ... pára těsně před OD napájecí nádrže

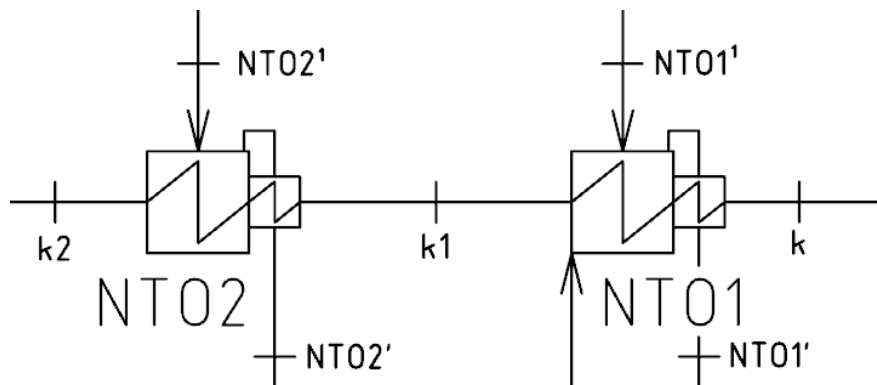
$$p_{OD}^2 = p_2 = 4,51\text{ bar}$$

- škrticí armatura nám seškrtí tlak na tlak odplynění v NN

$$i_{OD}^2 = i_{OD}^1 = 2853\text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_{OD}^2 = f(p_{OD}^2; i_{OD}^2) = f(4,51; 2853) = 197,5\text{ °C}$$

Pro výpočet parametrů páry v NTO1 a NTO2 byly navoleny hodnoty ohřátí na NTO1 ($\Delta t_{\text{NTO1}} = 46 \text{ }^{\circ}\text{C}$), NTO2 ($\Delta t_{\text{NTO2}} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$) a odplynováku ($\Delta t_{\text{OD}} = 34^{\circ}\text{C}$). Tím byly zcela dány teploty v bodech. Na obr. 3 je vidět kaskádové zapojení ohříváků a jejich bodů.



Obr. 3: Kaskádové zapojení ohříváků

Bod k ... voda za kondenzátním čerpadlem

$$p_k = p_2 = \mathbf{4,511 \text{ bar}}$$

- kondenzátní čerpadlo zvyšuje tlak na tlak v napájecí nádrži

$$t_k = t_1 + \Delta t_k = 41 + 0,1 = \mathbf{41,1 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

- bylo uvažováno malé ohřátí vody za KČ o $\Delta t_k = 0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$i_k = f(p_k; t_k) = f(4,511; 41,1) = \mathbf{172,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Bod k1 ... ohřátá voda za NTO1

$$p_{k1} = p_k = \mathbf{4,511 \text{ bar}}$$

- nebyla uvažována tlaková ztráta v regeneračních ohřívacích ani v odplynováku

$$t_{k1} = t_k + \Delta t_{\text{NTO1}} = 41,1 + 46 = \mathbf{87 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$i_{k1} = f(p_{k1}; t_{k1}) = f(4,511; 87) = \mathbf{364,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Bod k2 ... ohřátá voda za NTO2

$$p_{k2} = p_{k1} = \mathbf{4,511 \text{ bar}}$$

$$t_{k2} = t_{k1} + \Delta t_{\text{NTO2}} = 87 + 27 = \mathbf{114 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$i_{k2} = f(p_{k2}; t_{k2}) = f(4,511; 114) = \mathbf{478,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Bod NTO1¹ ... pára na vstupu do NTO1

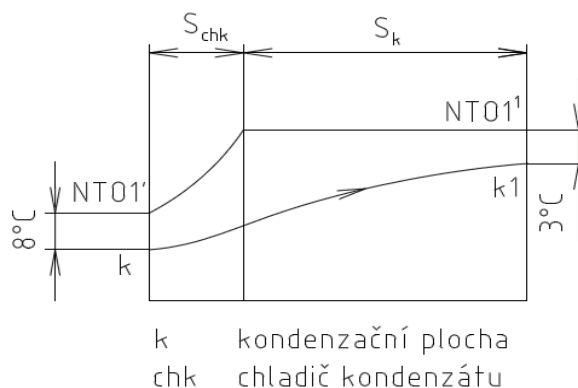
$$t_{\text{NTO1}}^1 = t_{k1} + \Delta t_{\text{NTO}} = 87 + 3 = \mathbf{90 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

- koncový rozdíl nedohřevu NTO byl zvolen $\Delta t_{\text{NTO}} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (viz obr. 4)

$$p_{\text{NTO1}}^1 = f_{\text{sat}}(t_{\text{NTO1}}^1) = f_{\text{sat}}(90) = \mathbf{0,702 \text{ bar}}$$

$$i_{\text{NTO1}}^1 = i_{\text{NTO1}}^0$$

- vypočteno níže z i-s diagramu



Obr. 4: Teploty pracovních látek ohříváků vody s chladičem kondenzátu [3]

Bod NT01⁰ ... pára z odběru v turbíně

$$p_{\text{NT01}}^0 = \frac{p_{\text{NT01}}^1}{\Delta p_{\text{NTO}}} = \frac{0,702}{0,955} = \mathbf{0,735 \text{ bar}}$$

- tlaková ztráta v potrubí pro obě NTO zvolena 4,5 % ($\Delta p_{\text{NTO}} = 0,955$)

$$i_{\text{NT01}}^0 = \mathbf{2550 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

- z i-s diagramu pro tlak p_{NT01}^0

$$t_{\text{NT01}}^0 = f(p_{\text{NT01}}^0; i_{\text{NT01}}^0) = f(0,735; 2550) = \mathbf{91,2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Bod NT01' ... zkondenzovaná voda z NT01

$$t'_{\text{NT01}} = t_k + \Delta t_{\text{ch}} = 41,1 + 8 = \mathbf{49,1 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

- NTO obsahují také podchlazovač (chladič kondenzátu), u kterého byl volen koncový rozdíl teplot $\Delta t_{\text{ch}} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$. Podchlazení je znázorněno na obr. 4

$$p'_{\text{NT01}} = p_{\text{NT01}}^1 = \mathbf{0,702 \text{ bar}}$$

$$i'_{\text{NT01}} = f(p'_{\text{NT01}}; t'_{\text{NT01}}) = f(0,702; 49,1) = \mathbf{205,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Bod NT02¹ ... pára na vstupu do NTO2

$$t_{\text{NT02}}^1 = t_{k2} + \Delta t_{\text{NTO}} = 114 + 3 = \mathbf{117 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$p_{\text{NT02}}^1 = f_{\text{sat}}(t_{\text{NT02}}^1) = f_{\text{sat}}(117) = \mathbf{1,805 \text{ bar}}$$

$$i_{\text{NT02}}^1 = i_{\text{NT02}}^0$$

Bod NT02⁰ ... pára z odběru v turbíně

$$p_{\text{NT02}}^0 = \frac{p_{\text{NT02}}^1}{\Delta p_{\text{NTO}}} = \frac{1,805}{0,955} = \mathbf{1,890 \text{ bar}}$$

$$i_{\text{NT02}}^0 = \mathbf{2683 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

- z i-s diagramu pro tlak p_{NT02}^0

$$t_{\text{NT02}}^0 = f(p_{\text{NT02}}^0; i_{\text{NT02}}^0) = f(1,890; 2683) = \mathbf{118,4 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Bod NT02' ... zkondenzovaná voda z NTO2

$$t'_{\text{NT02}} = t_{k1} + \Delta t_{\text{ch}} = 87 + 8 = \mathbf{95 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$p'_{\text{NT02}} = p_{\text{NT02}}^1 = \mathbf{1,805 \text{ bar}}$$

$$i'_{\text{NTO2}} = f(p'_{\text{NTO2}}; t'_{\text{NTO2}}) = f(1,805; 95) = \mathbf{398,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Turbína obsahuje 2 technologické odběry, kterými se odvádí 60 tun páry za hodinu. Je nutné tuto ztrátu v oběhu nahradit. Bylo navrženo, aby se 80 % vody o teplotě 90 °C vrátilo do NN a zbylých 20 % vody o teplotě 25 °C do kondenzátoru. Byly tak vypočítány poslední chybějící parametry bodu dnn a dk.

Bod dnn ... voda vrácená do napájecí nádrže

$$t_{\text{dnn}} = \mathbf{90 \text{ °C}}$$

$$p_{\text{dnn}} = \mathbf{5 \text{ bar}}$$

- tlak vody byl zvolen o něco větší, než je tlak v NN ($p_2 = 4,51 \text{ bar}$).

Důvodem je lepší přívod vody.

$$i_{\text{dnn}} = f(p_{\text{dnn}}; t_{\text{dnn}}) = f(5; 90) = \mathbf{377,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Bod dk ... voda vrácená do kondenzátoru

$$t_{\text{dk}} = \mathbf{25 \text{ °C}}$$

$$p_{\text{dk}} = \mathbf{1,01 \text{ baru}}$$

- tlak vody je přibližně roven tlaku atmosférickému

$$i_{\text{dk}} = f(p_{\text{dk}}; t_{\text{dk}}) = f(1,01; 25) = \mathbf{104,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

1.2 VÝPOČET HMOTNOSTNÍCH TOKŮ

Bylo nutné určit jaké množství páry nebo vody protéká jednotlivými body ve schématu. Pro zjednodušení výpočtu bylo uvažováno, že do turbíny vstupuje $1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ páry. Tím byla ostatní vypočtená množství páry v jednotlivých místech schématu poměrná. Protože se výpočty pohybovaly v nízkých číslech (<1), výsledky se zaokrouhlovaly na 5 desetinných míst. [3]

Bilanční rovnice byly vytvořeny pro 4 základní uzly, kde byly zjištěny neznámé parametry:

- NN
- NTO2
- NTO1

Znamé poměrné hodnoty:

- pro technologické odběry:

$$\beta_2 = \frac{m_{02}}{m_c} = \frac{20}{115} = \mathbf{0,17391 [-]}$$

$$\beta_1 = \frac{m_{01}}{m_c} = \frac{40}{115} = \mathbf{0,34783 [-]}$$

- pro doplnění vody (make-up):

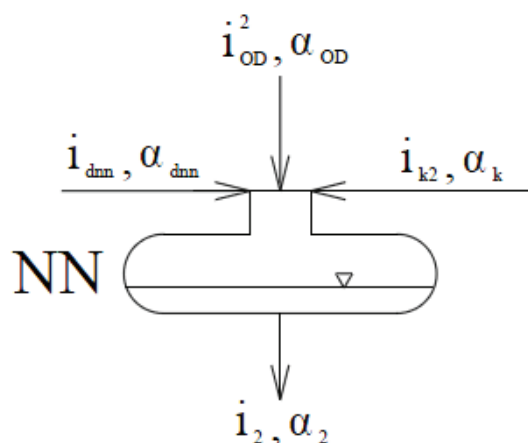
$$\alpha_{\text{dnn}} = \frac{m_{\text{dnn}}}{m_c} = \frac{48}{115} = \mathbf{0,41739 [-]}$$

$$- \text{kde } m_{dnn} = 0,8 \cdot (m_{02} + m_{01}) = 0,8 \cdot (20 + 40) = 48 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$\alpha_{dk} = \frac{m_{dk}}{m_c} = \frac{12}{115} = 0,10435 [-]$$

$$- \text{kde } m_{dk} = 0,2 \cdot (m_{02} + m_{01}) = 0,2 \cdot (20 + 40) = 12 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

NAPÁJECÍ NÁDRŽ



Obr. 5: Bilanční tok v napájecí nádrži

Dle obr. 5 byla vytvořena rovnice:

$$\alpha_{OD} \cdot (i_{OD}^2 - i_2) = \alpha_k \cdot (i_2 - i_{k2}) + \alpha_{dnn} \cdot (i_2 - i_{dnn})$$

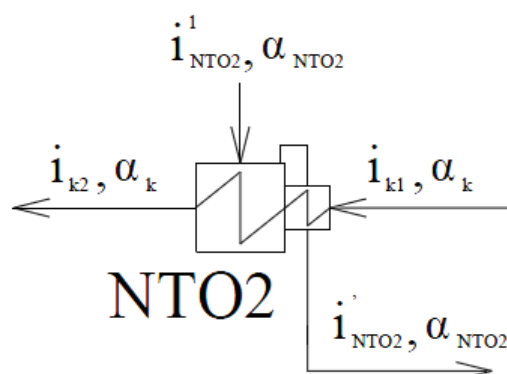
$$- \text{kde } \alpha_k = 1 - \alpha_{OD} - \beta_1 - \beta_2 + \alpha_{dk}$$

$$\alpha_{OD} \cdot (i_{OD}^2 - i_2) = (1 - \alpha_{OD} - \beta_1 - \beta_2 + \alpha_{dk}) \cdot (i_2 - i_{k2}) + \alpha_{dnn} \cdot (i_2 - i_{dnn})$$

$$\alpha_{OD} = \frac{(1 - \beta_2 - \beta_1 + \alpha_{dk}) \cdot (i_2 - i_{k2}) + \alpha_{dnn} \cdot (i_2 - i_{dnn})}{i_{OD}^2 - i_2 + i_2 - i_{k2}}$$

$$= \frac{(1 - 0,17391 - 0,34783 + 0,10435) \cdot (623,6 - 478,5) + 0,41739 \cdot (623,6 - 377,3)}{2853 - 623,3 + 623,3 - 478,5}$$

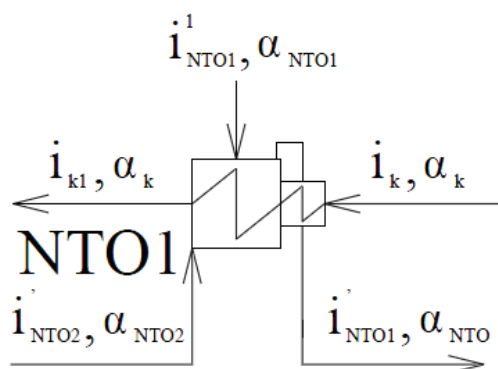
$$= 0,07898 [-]$$

NTO2

Obr. 6: Bilanční tok v NTO2

Dle obr. 6 byla vytvořena rovnice:

$$\begin{aligned}\alpha_k \cdot (i_{k2} - i_{k1}) &= \alpha_{NTO} \cdot (i_{NTO2}^1 - i'_{NTO2}) \\ (1 - \alpha_{OD} - \beta_2 - \beta_1 + \alpha_{dk}) \cdot (i_{k2} - i_{k1}) &= \alpha_{NTO2} \cdot (i_{NTO2}^1 - i'_{NTO2}) \\ \alpha_{NTO2} &= \frac{(1 - \alpha_{OD} - \beta_2 - \beta_1 + \alpha_{dk}) \cdot (i_{k2} - i_{k1})}{i_{NTO2}^1 - i'_{NTO2}} \\ &= \frac{(1 - 0,07898 - 0,17391 - 0,34783 + 0,10435) \cdot (478,5 - 364,7)}{2683 - 398,1} \\ &= \mathbf{0,02510} [-]\end{aligned}$$

NTO1

Obr. 7: Bilanční tok v NTO1

Dle obr. 7 byla vytvořena rovnice:

$$\begin{aligned}\alpha_k \cdot (i_{k1} - i_k) &= \alpha_{NTO1} \cdot (i_{NTO1}^1 - i'_{NTO1}) + \alpha_{NTO2} \cdot (i'_{NTO2} - i'_{NTO1}) \\ (1 - \alpha_{OD} - \beta_2 - \beta_1 + \alpha_{dk}) \cdot (i_{k1} - i_k) &= \alpha_{NTO1} \cdot (i_{NTO1}^1 - i'_{NTO1}) + \alpha_{NTO2} \cdot (i'_{NTO2} - i'_{NTO1})\end{aligned}$$

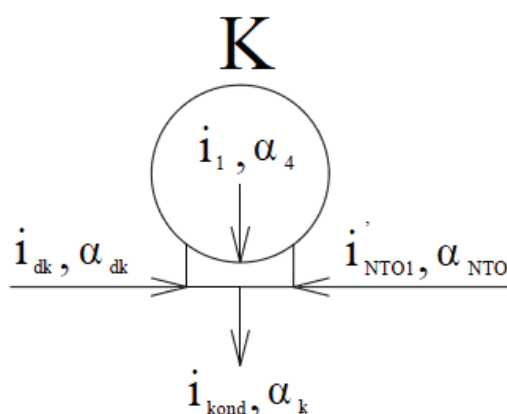
$$\alpha_{\text{NTO1}} = \frac{(1 - \alpha_{\text{OD}} - \beta_2 - \beta_1 + \alpha_{\text{dk}}) \cdot (i_{\text{k1}} - i_{\text{k}}) - \alpha_{\text{NTO2}} \cdot (i'_{\text{NTO2}} - i'_{\text{NTO1}})}{i_{\text{NTO1}}^1 - i'_{\text{NTO1}}}$$

$$= \frac{(1 - 0,07898 - 0,17391 - 0,34783 + 0,10435) \cdot (364,7 - 172,5) - 0,0251 \cdot (398,1 - 205,6)}{2550 - 205,6}$$

$$= 0,03921 [-]$$

Pro úplnost výpočtu byla provedena kontrola správnosti výpočtem energetického toku látek v kondenzátoru.

KONDENZÁTOR



Obr. 8: Bilanční tok v kondenzátoru

Dle obr. 8 byla vytvořena kontrolní rovnice pro bilanční tok v kondenzátoru:

$$\alpha_4 \cdot (i_1 - i_{\text{kond}}) = \alpha_{\text{NTO}} \cdot (i'_{\text{NTO1}} - i_{\text{kond}}) - \alpha_{\text{dk}} \cdot (i_{\text{kond}} - i_{\text{dk}})$$

- kde $\alpha_4 = 1 - \alpha_{\text{OD}} - \beta_2 - \beta_1 - \alpha_{\text{NTO2}} - \alpha_{\text{NTO1}} = 1 - 0,07898 - 0,17391 - 0,34783 - 0,02510 - 0,03921 = 0,33497 [-]$

- a také $\alpha_{\text{NTO}} = \alpha_{\text{NTO2}} + \alpha_{\text{NTO1}}$

$$i_{\text{kond}} = \frac{(\alpha_{\text{NTO2}} + \alpha_{\text{NTO1}}) \cdot i'_{\text{NTO1}} + \alpha_{\text{dk}} \cdot i_{\text{dk}} + \alpha_4 \cdot i_1}{(\alpha_{\text{NTO2}} + \alpha_{\text{NTO1}}) + \alpha_{\text{dk}} + \alpha_4}$$

$$= \frac{(0,02510 + 0,03921) \cdot 205,6 + 0,10435 \cdot 104,7 + 0,33497 \cdot 171,7}{(0,0251 + 0,03921) + 0,10435 + 0,33497}$$

$$= 162 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_{\text{kond}} = f(p_1; i_{\text{kond}}) = f(0,078; 162) = 39 \text{ }^\circ\text{C}$$

Z výsledku vyplynulo, že se o $10 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ liší entalpie v bodě 1, tedy její teplota je o $2 \text{ }^\circ\text{C}$ nižší. Kondenzátor je v našem případě mírně předimenzován. Tato skutečnost je spíše kladná, protože nám vznikne určitá rezerva na případné budoucí závady (zasolení). Změnou průtoku chladiwa (snížením) se teplota kondenzace posune na původní hodnotu $41 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pro přehlednost uvádím tabulku výsledných hmotnostních toků v turbíně (viz tab. 1).

Tab. 1: Hmotnostní toky v turbíně při prvním návrhu

Hmotnostní tok páry na vstupu	115,0 [t·h ⁻¹]
Hm. tok páry za odběrem pro 2. neregulovaný technologický odběr	95,0 [t·h ⁻¹]
Hm. tok páry za odběrem pro 1. reg. tech. odběr a za odběrem pro OD	45,9 [t·h ⁻¹]
Hmotnostní tok páry za odběrem pro NTO2	43,0 [t·h ⁻¹]
Hmotnostní tok páry za odběrem pro NTO1 a na výstupu z turbíny	38,5 [t·h ⁻¹]

Z bilančního schématu se přešlo na výpočet průtočné části v programu Turbina-Delphi. Při návrhu byla snaha o maximální účinnost jednotlivých stupňů. Začátek výpočtů se opíral o odhadnutou expanzní čáru turbíny. Nyní byla díky výpočtu průtočné části zcela dána skutečná expanzní čára, která nepatrně změnila parametry páry na výstupech z odběrů. V případě obou technologických odběrů byl výstupní tlak při expanzi ve stupni zcela určen. Pro tlaky v odběrech pro NTO se ale výstupní tlak lišil. Proto byly parametry páry v odběrech v bilančním schématu opraveny na hodnoty převzaté z programu (kapitola 2.3). Hmotnostní toky se také nepatrně pozměnily. Tab. 2 zobrazuje výsledné parametry páry po přepočtu. Body byly následně zakresleny do konečné podoby bilančního schéma v příloze II.

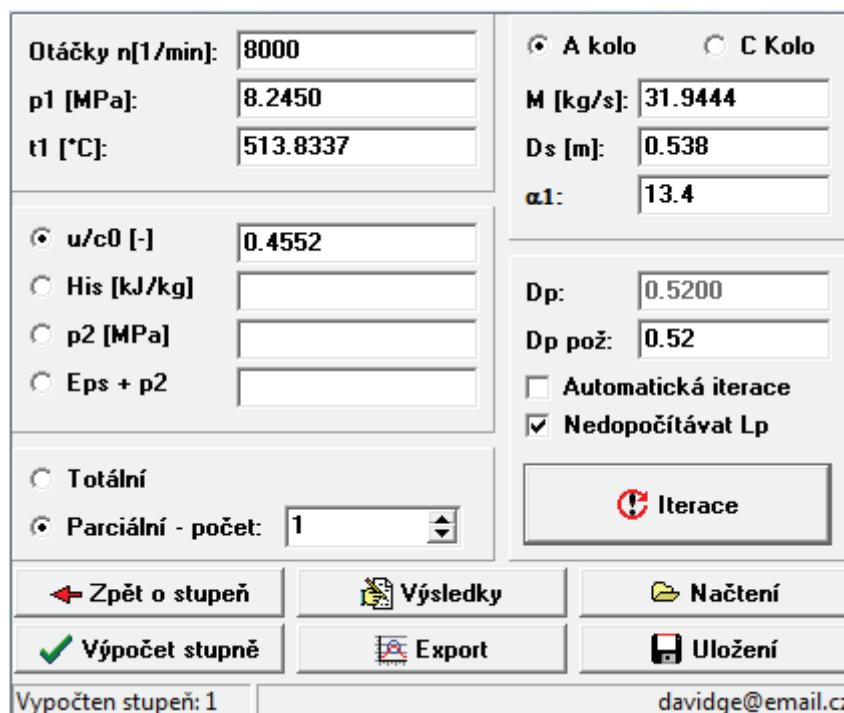
Tab. 2: Vypočítané parametry páry/vody v bodech schématu včetně hmotnostních toků

	p [bar]	T [°C]	i [kJ·kg ⁻¹]	m [t·h ⁻¹]
Parametry páry na vstupech a výstupech z turbíny získané z programu				
3	82,45	514,0	3430	115,00
O2	13,5	284,0	3009	20,00
O1	5,5	188,9	2838	40,00
OD ⁰	5,5	188,9	2838	9,17
NTO2 ⁰	1,870	118,1	2676	2,89
NTO1 ⁰	0,726	90,9	2539	4,49
4	0,078	41,0	2301	38,45
Dopočítané ostatní body bilančního schématu				
3K	85,00	515,0	3430	115,00
1	0,078	41,0	2301	38,45
k	4,511	41,1	172,5	57,83
k1	4,511	86,7	363,3	57,83
k2	4,511	113,7	477,1	57,83
2	4,511	148,0	623,6	115,00
OD ¹	4,950	191,6	2838	9,17
OD ²	4,511	190,4	2838	9,17
NTO2 ¹	1,786	116,7	2676	2,89
NTO2'	1,786	94,7	396,7	2,89
NTO1 ¹	0,693	89,7	2539	4,49
NTO1'	0,693	49,1	205,6	7,38
Nezměněné parametry přídatné vody (make-up)				
dnn	5,0	90	377,3	48,00
dk	1,01	25	104,7	12,00

PRŮTOČNÁ ČÁST TURBÍNY

1.3 PŘEDPOKLADY ŘEŠENÍ

Při návrhu průtočné části turbíny byl použit program Turbina-Delphi, který vypočítá základní parametry každého stupně turbíny a jejich celkový počet. Na obr. 9 je znázorněno uživatelské rozhraní programu i se zadanými vstupními parametry pro první regulační stupeň.



The screenshot shows the 'Uživatelské menu programu Turbina-Delphi' (User menu of the Turbina-Delphi program). It contains several input fields and buttons for configuring the first stage of a turbine.

Otáčky n [1/min]:	8000	☒ A kolo	☐ C Kolo
p_1 [MPa]:	8.2450	M [kg/s]:	31.9444
t_1 [°C]:	513.8337	D_s [m]:	0.538
☒ u/c_0 [-]:	0.4552	α_1 :	13.4
☐ H_{is} [kJ/kg]		D_p :	0.5200
☐ p_2 [MPa]		D_p pož:	0.52
☐ $E_{ps} + p_2$		☐ Automatická iterace	
☐ Totální		☒ Nedopočítávat L_p	
☒ Parciální - počet:	1	 Iterace	
 Zpět o stupeň	 Výsledky	 Načtení	
 Výpočet stupně	 Export	 Uložení	
Vypočten stupeň: 1		davidge@email.cz	

Obr. 9: Uživatelské menu programu Turbina-Delphi

Úkolem bylo optimálně navrhnout počet stupňů a jejich zatížení tak, aby co nejvíce vyhovovaly bilančnímu schématu a zároveň měly největší účinnost. Během návrhu a optimalizace se muselo dbát na některá kritéria, která byla upřesňována během konzultací:

- maximální počet stupňů omezen na 14 až 15. Při vyšším počtu hrozí riziko, že se rotor nevejde do ložiskové vzdálenosti.
- snaha volit poměr u/c_0 na neoptimálnější hodnotě 0,48. Může být však volen v rozsahu 0,4 až 0,5.
- pro regulační stupeň zvolena délka lopatky 18 mm a $u/c_0 = 0,44$. Pro poslední dva kondenzační stupně voleny modulové lopatky o délkách 172 mm a 315 mm.
- tlak v odběru NTO2 nesmí být větší než 2 bary. Vyšší tlak odběr nezvládne. Mezistěna naopak vydrží vyšší tlaky.
- největší dovolený rozdíl patních průměrů při návrhu oběžných kol je 60 mm.
- tlaková ztráta plně otevřené regulační mezistěny je 2 %.

Program počítá u/c_0 na středním průměru. Avšak při návrhu bylo uvažováno u/c_0 na patním průměru. K přepočtu rychlostního poměru (tab. 3 a 4) nám posloužil jednoduchý vzorec:

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

$D_s = D_p + L_p$, kde L_p je délka lopatky
- patní průměry (D_p) a délky lopatek (L_p) byly voleny při návrhu průtočné části turbíny

Tab. 3: Přepočet u/c_0 z patního na střední průměr lopatky pro prvních 7 stupňů

stupeň	1	2	3	4	5	6	7
$(u/c_0)_p$ [-]	0,44	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47
$(u/c_0)_s$ [-]	0,455	0,494	0,498	0,500	0,504	0,509	0,515

Tab. 4: Přepočet u/c_0 z patního na střední průměr lopatky pro ostatních 7 stupňů

stupeň	8	9	10	11	12	13	14
$(u/c_0)_p$ [-]	0,47	0,5	0,5	0,4	0,45	0,45	0,45
$(u/c_0)_s$ [-]	0,523	0,530	0,541	0,423	0,507	0,579	0,686

1.4 ZADANÉ HODNOTY A POUŽITÉ VZORCE

Obvodová rychlost

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

- n [ot·min⁻¹] ... jmenovité otáčky turbíny
- D_s [m] ... střední průměr lopatek

Rychlost vzniklá po izoentropické expanzi

$$c_0 = \sqrt{2000 \cdot h_{is}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

- h_{is} [kJ·kg⁻¹] ... izoentropický spád stupně

Výstupní rychlost z rozváděcího kola

$$c_1 = \varphi \cdot c_0 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

- φ [-] ... rychlostní součinitel

Ztráta v rozváděcím kole

$$Z_{RK} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{is} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Izoentropická entalpie za rozváděcím kolem

$$i_{2s} = i_1 - h_{is} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

- i_1 [kJ·kg⁻¹] ... entalpie před rozváděcím kolem

Entalpie za rozváděcím kolem s uvažováním ztráty v rozváděcím kanálu

$$i_{Zr} = i_{2s} - Z_{RK} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Délka rozváděcí lopatky při totální ostřiku

$$l_t = \frac{m \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \varepsilon_r} \text{ [mm]}$$

- $m \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$... hmotnostní průtok
- $v_2 \text{ [m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$... měrný objem za rozváděcím kolem
- $\alpha_1 \text{ [}^\circ]$... vstupní úhel v rozváděcích lopatkách
- $\varepsilon_r \text{ [-]}$... součinitel zaplnění výstupního průřezu tloušťkou výstupní hrany rozváděcích lopatek

Optimální délka lopatky

$$l_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot D_s \cdot l_t}{1,26 \cdot n + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^2}} \text{ [mm]}$$

Parciálnost

$$\varepsilon = \frac{l_t}{l_p} \text{ [-]}$$

Redukovaná délka lopatky

$$l_{\text{red}} = \frac{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0}}{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0} \cdot \frac{1}{l_{\text{opt}}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c_0} + 14,97 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3} \text{ [mm]}$$

Podmínka parciálnosti

$$l_p = l_{\text{opt}}$$

- když $l_{\text{red}} > l_t$ a volen parciální ostřík

$$l_p = l_t$$

- když $l_{\text{red}} < l_t$ a volen totální ostřík

Tvar lopatky

$$\frac{l_p}{D_s} < 0,1 \text{ ... válcové lopatky}$$

$$\frac{l_p}{D_s} > 0,1 \text{ ... zkrucované lopatky}$$

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky

$$\eta_n = 3,74 \cdot \left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0} \text{ [%]}$$

Ztráta konečnou délkou lopatky

$$Z_l = \frac{0,0029}{l_p} \cdot \eta_n \text{ [-]}$$

Ztráta parciálním ostřikem

$$Z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c_0} \cdot n \text{ [-]}$$

- $n \text{ [-]}$... počet segmentů parciálního ostřiku

Ztráta odlišným průměrem kola

$$Z_d = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \frac{u}{c_0} [-]$$

- vypočítává se jen pro $D_s < 1 \text{ m}$

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek

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

Ztráta rozvějířením

$$Z_r = 0,4 \cdot \left(\frac{l_p}{D_s} \right)^2 [-]$$

- především u lopatek s $l/D_s > 0,1$

Ztráta třením disku

$$Z_t = 0,59 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)^3 \cdot \frac{1}{l_t} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} [-]$$

Ztráta vlhkostí

$$Z_x = 1 - x [-]$$

Termodynamická účinnost stupně

$$\eta_i = \eta_\infty - \Sigma Z_i [\%]$$

Užitečný spád

$$h_{uz} = h_s \cdot \eta_i [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie na výstupu ze stupně při izoentropické expanzi

$$i_2 = i_1 - h_s [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie na výstupu ze stupně

$$i_2 = i_1 - h_{uz} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Výkon stupně

$$P = m \cdot h_{uz} [\text{kW}]$$

1.5 VÝSLEDEK NÁVRHU PRŮTOČNÉ ČÁSTI

Tab. 5: Parametry prvních 7 stupňů průtočné části turbíny

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
M [kg·s ⁻¹]	31,9444	31,9444	31,9444	31,9444	31,9444	31,9444	31,9444
i_1 [kJ·kg ⁻¹]	3429,35	3341,67	3299,7	3255,59	3209,67	3161,49	3111,46
s_1 [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	6,7521	6,7998	6,8173	6,8341	6,8512	6,8679	6,8846
t_1 [°C]	513,834	464,317	441,274	417,252	392,392	366,462	339,55
p_1 [MPa]	8,245	5,6667	4,7693	3,9757	3,2777	2,6687	2,1449
x_1 [-]	-	-	-	-	-	-	-
D_s [m]	0,538	0,389	0,397	0,404	0,413	0,422	0,433
D_p [m]	0,52	0,37	0,375	0,38	0,385	0,39	0,395
H_{is} [kJ·kg ⁻¹]	122,548	54,3992	55,7532	57,2756	58,9096	60,3027	62,0167
u [m·s ⁻¹]	225,357	162,944	166,295	169,227	172,997	176,767	181,375
c_0 [m·s ⁻¹]	495,072	329,846	333,926	338,454	343,248	347,283	352,184
u/c_0 [-]	0,4552	0,494	0,498	0,5	0,504	0,509	0,515
v_r [m ³ ·kg ⁻¹]	0,0556	0,0651	0,0757	0,0888	0,1051	0,1256	0,152
α_1 [°]	13,4	18	18	18	18	18	18
L_t [mm]	10,5003	19	22	24	28	32	38
L_{red} [mm]	14,2495	0	0	0	0	0	0
OSTRIK	P	T	T	T	T	T	T
ε [-]	0,5834	1	1	1	1	1	1
n_1 [-]	4	1	1	1	1	1	1
L_{opt} [mm]	32,4164	37,4633	39,6096	42,228	44,9725	48,0785	51,4608
L_p [mm]	18	19	22	24	28	32	38
L_p/D_s [-]	0,0335	0,0488	0,0554	0,0594	0,0678	0,0758	0,0878
B_{type}	V	V	V	V	V	V	V
η_n [%]	92,7494	93,4865	93,4985	93,5	93,494	93,4697	93,4159
Z_d [%]	1,0515	1,5092	1,5015	1,49	1,4792	1,471	1,46
Z_1 [%]	14,943	14,269	12,3248	11,2979	9,6833	8,4707	7,1291
Z_p [%]	2,8371	0	0	0	0	0	0
Z_v [%]	1,0959	0	0	0	0	0	0
Z_t [%]	1,2303	0,4712	0,4255	0,4017	0,3605	0,332	0,2972
Z_r [%]	0,0448	0,0954	0,1228	0,1412	0,1839	0,23	0,3081
Z_x [%]	0	0	0	0	0	0	0
η_i [%]	71,5468	77,1417	79,1239	80,1692	81,7871	82,966	84,2215
H_{uz} [kJ·kg ⁻¹]	87,6794	41,9645	44,1141	45,9174	48,1805	50,0307	52,2314
N [kW]	2800,87	1340,53	1409,2	1466,8	1539,1	1598,2	1668,5
i_{2s} [kJ·kg ⁻¹]	3306,8	3287,27	3243,95	3198,31	3150,76	3101,19	3049,44
i_2 [kJ·kg ⁻¹]	3341,67	3299,7	3255,59	3209,67	3161,49	3111,46	3059,23
s_2 [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	6,7998	6,8173	6,8341	6,8512	6,8679	6,8846	6,9013
t_2 [°C]	464,317	441,274	417,252	392,392	366,462	339,55	311,272
p_2 [MPa]	5,6667	4,7693	3,9757	3,2777	2,6687	2,1449	1,6969
x_2 [-]	-	-	-	-	-	-	-

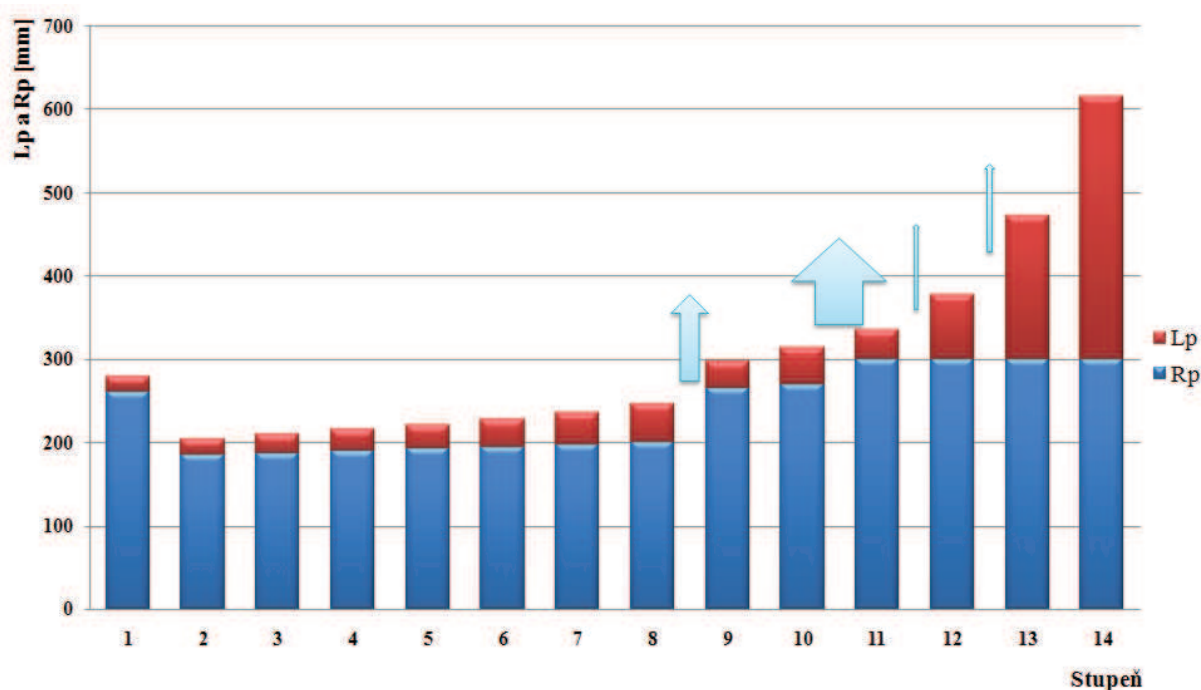
- B_{type} ... typ lopatkování válcové (V) nebo zkrucované (Z)

Tab. 6: Parametry posledních 7 stupňů průtočné části turbíny

Stupeň	8	9	10	11	12	13	14
$M [kg \cdot s^{-1}]$	31,9444	26,3889	26,3889	12,7318	11,9297	10,6817	10,6817
$i_1 [kJ \cdot kg^{-1}]$	3059,23	3009,27	2927,46	2838,51	2676,24	2538,62	2408,76
$s_1 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,9013	6,9156	6,9483	6,9918	7,0808	7,1312	7,2083
$t_1 [^{\circ}C]$	311,272	283,984	238,525	188,857	118,095	90,870	65,229
$p_1 [MPa]$	1,6969	1,35	0,8911	0,539	0,187	0,0726	0,0253
$x_1 [-]$	-	-	-	-	0,9874	0,946	0,9105
$D_s [m]$	0,446	0,562	0,584	0,634	0,676	0,772	0,915
$D_p [m]$	0,4	0,53	0,54	0,6	0,6	0,6	0,6
$H_{is} [kJ \cdot kg^{-1}]$	57,9033	98,6434	104,944	197,081	155,964	155,964	156,784
$u [m \cdot s^{-1}]$	186,82	235,41	244,625	265,569	283,162	323,375	383,274
$c_0 [m \cdot s^{-1}]$	340,3037	444,17	458,135	627,823	558,505	558,505	559,972
$u/c_0 [-]$	0,549	0,53	0,534	0,423	0,507	0,579	0,6845
$v_r [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,183	0,2545	0,3751	0,9226	2,158	5,5516	16,1741
$\alpha_1 [^{\circ}]$	18	18	18	18	18	18	18
$L_t [mm]$	46	32	44	34	76	172	315
$L_{red} [mm]$	0	0	0	0	0	0	0
OSTRIK	T	T	T	T	T	T	T
$\varepsilon [-]$	1	1	1	1	1	1	1
$n_1 [-]$	1	1	1	1	1	1	1
$L_{opt} [mm]$	52,8492	48,1028	56,2654	64,2983	80,9765	97,603	116,875
$L_p [mm]$	46	32	44	34	76	172	315
$L_p/D_s [-]$	0,1031	0,0569	0,0753	0,0536	0,1124	0,2228	0,3443
B_{type}	Z	V	V	V	Z	Z	Z
$\eta_n [\%]$	92,6027	93,1634	93,0687	91,2826	93,4817	91,1659	80,7755
$Z_d [\%]$	0	1,1607	1,1106	0,7741	0	0	0
$Z_l [\%]$	5,838	8,4429	6,1341	7,7859	3,5671	1,5371	0,7436
$Z_p [\%]$	0	0	0	0	0	0	0
$Z_v [\%]$	0	0	0	0	0	0	0
$Z_t [\%]$	0,3063	0,4992	0,3858	0,2695	0,2213	0,1663	0,1778
$Z_r [\%]$	0,1702	0,1297	0,2271	0,115	0,2022	0,7942	1,8963
$Z_x [\%]$	0	0	0	0	1,2562	5,4005	8,9491
$\eta_i [\%]$	86,2883	82,9309	85,2111	82,3381	88,2349	83,2677	69,0086
$H_{uz} [kJ \cdot kg^{-1}]$	49,9638	81,8058	89,4238	162,273	137,615	129,868	108,195
$N [kW]$	1596,062	2158,77	2359,8	2066,03	1641,7	1387,21	1155,7
$i_{2s} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3001,327	2910,62	2822,52	2641,43	2520,27	2382,66	2251,97
$i_2 [kJ \cdot kg^{-1}]$	3009,266	2927,46	2838,04	2676,24	2538,62	2408,76	2300,56
$s_2 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,9156	6,9483	6,9818	7,0808	7,1312	7,2083	7,363
$t_2 [^{\circ}C]$	283,984	238,525	188,857	118,095	90,870	65,229	40,988
$p_2 [MPa]$	1,35	0,8911	0,55	0,187	0,0726	0,0253	0,0078
$x_2 [-]$	-	-	-	0,9874	0,946	0,9105	0,8855

1.6 LOPATKOVÝ PLÁN

Z vypočítaných patních průměrů oběžných kol a délek lopatek byl sestrojen graf 1, který zobrazuje tvar průtočného kanálu turbíny. Je zde i poměrovými šipkami znázorněno, mezi kterými stupni se nachází odběr a jaký má přibližný hmotnostní průtok oproti ostatním (L_p – délka lopatky, R_p – poloměr rotorové části).



Graf 1: Lopalkový plán s odběry páry

1.7 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Největším problémem výpočtu bylo zadání tlakové ztráty v regulační mezistěně. Program neumožňuje zadat tlakovou ztrátu. Nakonec se celý výpočet musel rozdělit na dva díly. V první části bylo navrženo 10 stupňů a v druhé části zbývajících 4 stupně. Ztráta regulační mezistěnou byla modelována jako tlaková ztráta před 11. stupněm. Vstupní tlak do 11. stupně byl nastaven o 2 % nižší než tlak v 10. stupni.

Bylo vypočítáno celkem 14 stupňů, jejichž zatížení (u/c_0) je v rozsahu 0,4 až 0,5 (viz tab. 3 a 4). Více stupňů je pod optimální hranicí 0,48. Je to dáno tím, že musel být dodržen počet 14 stupňů, abychom se vyvarovali velké ložiskové vzdálenosti. Většina stupňů byla tedy více zatížena.

Program je schopen vypočítat výsledné parametry turbíny. V našem případě, kdy je výpočet rozdělen na dvě dílčí části, nedokáže tyto výsledky spojit tak, aby byl do výsledné účinnosti zahrnut i součinitel zpětného využití ztrát. Celkové parametry turbíny byly spočítány dle následujících vztahů. [2]

Celkový výkon

$$P^C = \sum_{i=1}^{14} N_i = 2800,87 + 1340,53 + 1409,2 + 1466,8 + 1539,1 + 1598,2 + 1668,5 + 1596,06 + 2158,77 + 2359,8 + 2066,03 + 1641,7 + 1387,21 + 1155,7 = 24188,5 \text{ kW}$$

Celkový entalpický spád turbíny

$$H_{uz}^C = \sum_1^{14} H_{uz} = 87,68 + 41,96 + 44,11 + 45,92 + 48,18 + 50,03 + 52,23 + 49,96 \\ + 81,81 + 89,42 + 162,27 + 137,62 + 129,87 + 108,20 \\ = 1129,26 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Součet izoentropických spádů jednotlivých stupňů

$$H_{is}^C = \sum_1^{14} H_{is_i}^{ST} = 122,55 + 54,40 + 55,75 + 57,28 + 58,91 + 60,30 + 62,02 + 57,90 \\ + 98,64 + 104,94 + 197,08 + 155,96 + 155,96 + 156,78 \\ = 1398,49 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Izoentropický spád turbíny

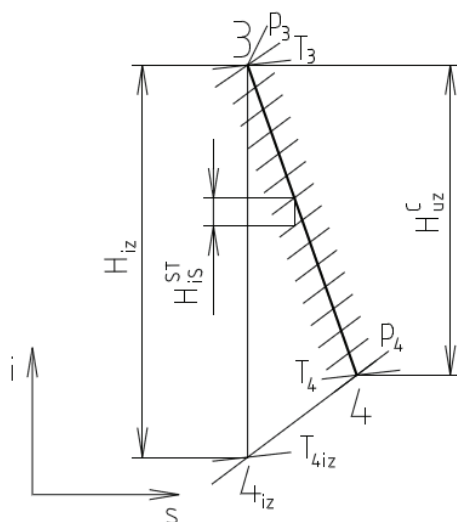
$$H_{iz} = i_3 - i_{4iz} = 3430,7 - 2100 = 1330,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ - \text{viz str. 11, bod 4}_{iz}$$

Účinnost turbíny

$$\eta_i = \frac{H_{uz}^C}{H_{iz}} = \frac{1129,26}{1330,7} = 0,849 [-]$$

Součinitel zpětného využití ztrát – „Reheat Faktor“ (obr. 10)

$$f = \frac{H_{is}^C - H_{iz}}{H_{iz}} = \frac{1398,49 - 1330,7}{1330,7} = 0,051 [-]$$



Obr. 10: Součinitel zpětného využití ztrát - Reheat Faktor

Výsledné parametry celé turbíny jsou zobrazeny v tab. 7.

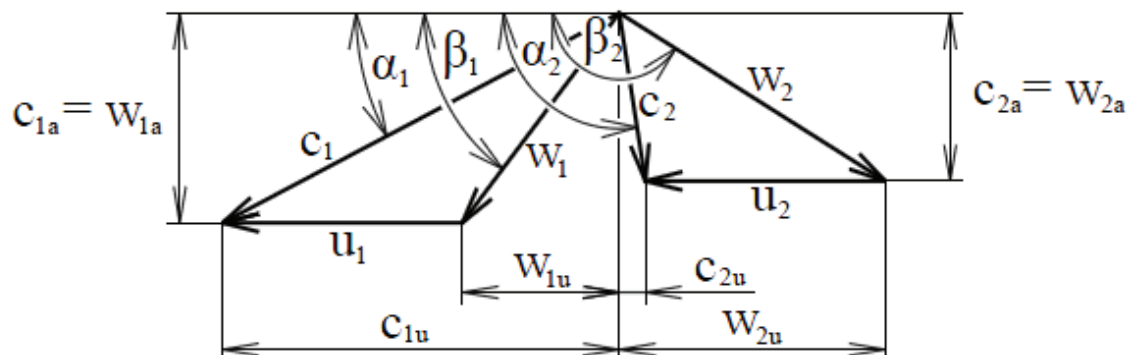
Tab. 7: Parametry navrhnuté turbíny

P [kW]	H_{uz}^C [kJ·kg ⁻¹]	H_{is}^C [kJ·kg ⁻¹]	H_{iz} [kJ·kg ⁻¹]	η [%]	Reheat faktor f [-]
24188,5	1129,26	1398,49	1330,7	84,9	0,051

2 PROFILY LOPATEK

2.1 VÝPOČET RYCHLOSTNÍHO TROJÚHELNÍKU

Výpočet velikostí rychlostí a úhlů v rychlostním trojúhelníku (obr. 11) byl vztažen na hodnoty uvažované na středním průměru D_S , kde bylo počítáno s velikostí reakce na středním průměru. Pro válcové lopatky byla zvolena hodnota reakce na patě lopatky a vypočítána reakce na středním průměru. Výjimku tvořily stupně se zkrucovanými lopatkami, kde bylo počítáno s reakcí na patě lopatky. [1]



Obr. 11: Vyznačení rychlostí a úhlů v rychlostním trojúhelníku

Reakce na středním průměru

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

- $R_p [-]$... reakce na patě lopatky (voleno 0,03)
- $D_p [m]$... patní průměr
- $D_S [m]$... střední průměr
- $\varphi [-]$... rychlostní součinitel (voleno 0,97)
- $\alpha_1 [^\circ]$... výstupní úhel z rozváděcích lopatek

VSTUP DO OBĚŽNÉ LOPATKY

Absolutní rychlost

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_S) \cdot H_{is}} [m \cdot s^{-1}]$$

- $H_{is} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$... izoentropický spád stupně

Axiální složka absolutní rychlosti

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 [m \cdot s^{-1}]$$

Axiální složka relativní rychlosti

$$w_{1a} = c_{1a} [m \cdot s^{-1}]$$

Obvodová složka absolutní rychlosti

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 [m \cdot s^{-1}]$$

Obvodová rychlost

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

- pro zkrucované lopatky bylo místo D_s použito D_p

Obvodová složka relativní rychlosti

$$w_{1u} = c_{1u} - u [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Relativní rychlost

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

Úhel relativní rychlosti

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{w_{1a}}{w_1} \right) [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

VÝSTUP Z OBĚŽNÉ LOPATKY

Úhel relativní rychlosti

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + R_s \cdot H_{is}} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Rychlostní součinitel pro oběžné lopatky

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

K výpočtu ψ bylo třeba znát úhel β_2 . Z tabulky v příloze III pomocí úhlu β_1 a Machova čísla Ma (M_{is}^{opt}) byl zvolen profil lopatky oběžného kola. S ohledem na přehlednost výpočtů byl zvolen současně i profil lopatky rozváděcího kola. [1]

Machovo číslo

$$Ma = \frac{c}{a} [-]$$

- $c [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$... rychlost na vstupu do lopatkové mříže

Rychlost zvuku

$$a = \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

- $p [\text{MPa}]$... tlak páry za stupněm
- $v [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$... měrný objem páry ve stupni

Izoentropický exponent

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} [-]$$

- $c_p [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$... měrná tepelná kapacita při stálém tlaku
- $c_v [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$... měrná tepelná kapacita při stálém objemu

Výsledky výpočtů a zvolené profily oběžných i rozváděcích lopatek jsou v tab. 8 a tab. 9. Z těchto profilů byla později optimálně zvolena β_2 v daném rozsahu tak, aby se α_2 co nejvíce přiblížila úhlu 90° . Dovolný odklon od ideálních 90° je v rozmezí 20° .



Tab. 8: Profil lopatek 1. až 7. stupně turbíny

	1	2	3	4	5	6	7
p_2 [bar]	56,667	47,693	39,757	32,777	26,687	21,449	16,969
t_2 [°C]	464,32	441,27	417,25	392,39	366,46	339,55	311,27
v_2 [m ³ ·kg ⁻¹]	0,0568	0,0656	0,0762	0,0894	0,1057	0,1263	0,1527
c_p [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	2,3949	2,3656	2,3374	2,3102	2,2846	2,2610	2,2402
c_v [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	1,7653	1,7461	1,7272	1,7087	1,6908	1,6740	1,6588
χ [-]	1,3567	1,3548	1,3533	1,3521	1,3512	1,3506	1,3505
a [m·s ⁻¹]	660,95	650,98	640,43	629,32	617,51	604,97	591,47
c_1 [m·s ⁻¹]	458,85	301,97	303,90	306,92	308,90	310,24	311,16
w_1 [m·s ⁻¹]	245,25	155,38	154,54	155,06	153,95	152,26	149,56
Volba profilu rozváděcích lopatek							
Ma [-]	0,6942	0,4639	0,4745	0,4877	0,5002	0,5128	0,5261
α_1 [°]	13,4	18	18	18	18	18	18
Profil	S-90-15A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A
Volba profilu oběžných lopatek							
Ma [-]	0,3711	0,2387	0,2413	0,2464	0,2493	0,2517	0,2529
β_1 [°]	25,695	36,908	37,422	37,710	38,319	39,024	40,009
Profil	R-30-21A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A
Volba úhlu β_2 z katalogu							
Rozsah β_2 [°]	19 - 24	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28
Volba β_2 [°]	20	24	24	24	24	24	24

Tab. 9: Profil lopatek 8. až 14. stupně turbíny

	8	9	10	11	12	13	14
p_2 [bar]	13,5	8,911	5,5	1,87	0,726	0,253	0,078
t_2 [°C]	283,98	238,53	188,86	118,09	90,87	65,23	40,99
v_2 [m ³ ·kg ⁻¹]	0,1832	0,2557	0,3749	0,9318	2,1632	5,5876	16,4202
c_p [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	2,2253	2,2056	2,2037	4,2431	4,2060	4,1855	4,1788
c_v [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	1,6472	1,6320	1,6286	3,6774	3,8143	3,9469	4,0681
χ [-]	1,3510	1,3515	1,3531	1,1539	1,1027	1,0604	1,0272
a [m·s ⁻¹]	578,09	554,93	528,20	448,39	416,15	387,18	362,71
c_1 [m·s ⁻¹]	296,34	403,68	409,45	572,30	482,06	430,55	373,55
w_1 [m·s ⁻¹]	146,45	193,95	192,28	330,09	255,14	206,67	155,34
Volba profilu rozváděcích lopatek							
Ma [-]	0,5126	0,7274	0,7752	1,2763	1,2821	1,3781	1,4749
α_1 [°]	18	18	18	18	18	18	18
Profil	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-15D	S-90-15D	S-90-15D	S-90-15D
Volba profilu oběžných lopatek							
Ma [-]	0,2533	0,3495	0,3640	0,7362	0,6131	0,5338	0,4283
β_1 [°]	38,705	40,029	41,150	32,396	35,722	40,073	47,999
Profil	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A
Volba úhlu β_2 z katalogu							
Rozsah β_2 [°]	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28
Volba β_2 [°]	26	26	26	28	28	28	28

Axiální složka relativní rychlosti

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Axiální složka absolutní rychlosti

$$c_{2a} = w_{2a} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Obvodová složka relativní rychlosti

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Obvodová složka absolutní rychlosti

$$c_{2u} = w_{2u} - u \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Absolutní rychlost

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Výstupní úhel z oběžných lopatek

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{c_{2a}}{c_2} \right) [^\circ]$$

Tab. 10: Rychlostní trojúhelníky pro 1. až 7. stupeň turbíny

stupeň	1 (V)	2 (V)	3 (V)	4 (V)	5 (V)	6 (V)	7 (V)
D_s [m]	0,538	0,389	0,397	0,404	0,413	0,422	0,433
D_p [m]	0,52	0,37	0,375	0,38	0,385	0,39	0,395
H_{is} [kJ·kg ⁻¹]	122,55	54,40	55,75	57,28	58,91	60,30	62,02
α_1 [°]	13,4	18	18	18	18	18	18
R_p [-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s [-]	0,0870	0,1093	0,1197	0,1260	0,1393	0,1518	0,1704
c_1 [m·s ⁻¹]	458,85	301,97	303,90	306,92	308,90	310,24	311,16
$c_{1a}=w_{1a}$ [m·s ⁻¹]	106,34	93,31	93,91	94,84	95,46	95,87	96,15
c_{1u} [m·s ⁻¹]	446,35	287,19	289,03	291,90	293,78	295,05	295,93
u [m·s ⁻¹]	225,36	162,94	166,29	169,23	173,00	176,77	181,37
w_{1u} [m·s ⁻¹]	221,00	124,24	122,73	122,67	120,78	118,29	114,55
w_1 [m·s ⁻¹]	245,25	155,38	154,54	155,06	153,95	152,26	149,56
β_1 [°]	25,695	36,908	37,422	37,710	38,319	39,024	40,009
w_2 [m·s ⁻¹]	246,56	169,22	172,18	175,13	179,00	182,30	186,99
w_{2u} [m·s ⁻¹]	231,69	154,59	157,29	159,99	163,52	166,54	170,82
$w_{2a}=c_{2a}$ [m·s ⁻¹]	84,33	68,83	70,03	71,23	72,81	74,15	76,06
c_{2u} [m·s ⁻¹]	6,33	-8,35	-9,00	-9,23	-9,47	-10,22	-10,55
c_2 [m·s ⁻¹]	84,57	69,33	70,61	71,83	73,42	74,85	76,78
α_2 [°]	85,705	83,079	82,675	82,613	82,587	82,149	82,101
β_2 [°]	20	24	24	24	24	24	24
$\beta_1+\beta_2$ [°]	45,695	60,908	61,422	61,710	62,319	63,024	64,009
ψ [-]	0,8638	0,8915	0,8923	0,8928	0,8938	0,8949	0,8965
φ [-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97

Tab. 11: Rychlostní trojúhelníky pro 8. až 14. stupeň

stupeň	8 (Z)	9 (V)	10 (V)	11 (V)	12 (Z)	13 (Z)	14 (Z)
D_s [m]	0,446	0,562	0,584	0,634	0,676	0,772	0,915
D_p [m]	0,4	0,53	0,54	0,6	0,6	0,6	0,6
H_{is} [kJ·kg ⁻¹]	57,90	98,64	104,94	197,08	155,96	155,96	156,78
α_1 [°]	18	18	18	18	18	18	18
R_p [-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s [-]	0,1941	0,1221	0,1511	0,1169	0,2082	0,3684	0,5270
c_1 [m·s ⁻¹]	325,11	403,68	409,45	572,30	533,56	533,56	534,96
$c_{1a}=w_{1a}$ [m·s ⁻¹]	100,46	124,74	126,53	176,85	164,88	164,88	165,31
c_{1u} [m·s ⁻¹]	309,19	383,92	389,41	544,29	507,45	507,45	508,78
u [m·s ⁻¹]	167,55	235,41	244,63	265,57	251,33	251,33	251,33
w_{1u} [m·s ⁻¹]	141,64	148,51	144,78	278,72	256,12	256,12	257,45
w_1 [m·s ⁻¹]	173,65	193,95	192,28	330,09	304,60	304,60	305,96
β_1 [°]	35,347	40,029	41,150	32,396	32,772	32,772	32,705
w_2 [m·s ⁻¹]	204,68	223,50	236,24	350,67	353,96	406,18	453,41
w_{2u} [m·s ⁻¹]	183,97	200,88	212,33	309,62	312,53	358,63	400,34
$w_{2a}=c_{2a}$ [m·s ⁻¹]	89,73	97,98	103,56	164,63	166,18	190,69	212,86
c_{2u} [m·s ⁻¹]	16,41	-34,53	-32,30	44,05	61,20	107,31	149,01
c_2 [m·s ⁻¹]	91,22	103,88	108,48	170,42	177,09	218,81	259,84
α_2 [°]	79,633	70,585	72,678	75,019	69,781	60,632	55,007
β_2 [°]	26	26	26	28	28	28	28
$\beta_1+\beta_2$ [°]	61,347	66,029	67,150	60,396	60,772	60,772	60,705
ψ [-]	0,8922	0,8997	0,9014	0,8906	0,8913	0,8913	0,8911
φ [-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97

2.2 VÝPOČET DÉLKY LOPATEK

2.2.1 ZTRÁTY VE STUPNÍCH

ROZVÁDĚCÍ LOPATKY

Zpracovaný spád

$$H_{is}^{RL} = (1 - R_s) \cdot H_{is} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Ztráta v lopatce

$$Z^{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot H_{is}^{RL} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Entalpie při izoentropické expanzi

$$i_{2is}^{RL} = i_1 - H_{is}^{RL} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Entalpie při skutečné expanzi

$$i_2^{RL} = i_{2is}^{RL} + Z^{RL} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

OBĚŽNÉ LOPATKY

Zpracovaný spád

$$H_{is}^{OL} = R_s \cdot H_{is} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Ztráta v lopatce

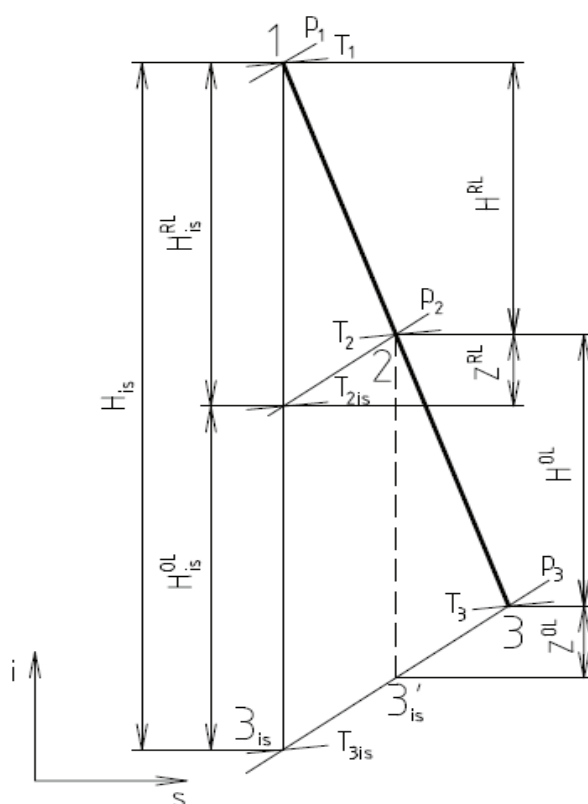
$$Z^{OL} = \frac{(1 - \psi^2) \cdot w_1^2}{2000} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie při izoentropické expanzi

$$i_{3is}^{OL} = i_2^{RL} - H_{is}^{OL} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Entalpie při skutečné expanzi

$$i_3^{OL} = i_{3is}^{OL} + Z^{OL} \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$$



Obr. 12: Expanze páry se ztrátami v RL a OL

Výpočet tlaku, teploty, měrného objemu a entropie páry v rozváděcích i oběžných lopatkách je pro XSteam naznačen v tab. 12. Výsledky výpočtu ztrát ve stupních jsou v tab. 13 a 14.

Tab. 12: Funkce pro výpočet parametrů páry v RL a OL

	p_2^{RL} [MPa]	t_2^{RL} [°C]	v_2^{RL} [m ³ · kg ⁻¹]	s_2^{RL} [kJ · kg ⁻¹ K ⁻¹]
rozváděcí lopatka	$f(i_2^{RL}; s_1)$	$f(p_2^{RL}; i_2^{RL})$	$f(p_2^{RL}; i_2^{RL})$	$f(p_2^{RL}; i_2^{RL})$
oběžná lopatka	$f(i_3^{OL}; s_2^{RL})$	$f(p_3^{OL}; i_3^{OL})$	$f(p_3^{OL}; i_3^{OL})$	$f(p_3^{OL}; i_3^{OL})$

Tab. 13: Ztráty ve stupních pro 1. až 7. stupeň turbíny

	1	2	3	4	5	6	7
Rozváděcí lopatky							
$h_{is}^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	111,88	48,46	49,08	50,06	50,71	51,15	51,45
$z^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	6,61	2,86	2,90	2,96	3,00	3,02	3,04
$i_{2is}^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3317,47	3293,21	3250,62	3205,53	3158,97	3110,35	3060,01
$i_2^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3324,08	3296,08	3253,53	3208,49	3161,96	3113,37	3063,05
$p_2^{RL} [bar]$	63,222	49,643	41,329	34,096	27,737	22,287	17,623
$t_2^{RL} [^{\circ}C]$	464,19	441,28	417,36	392,55	366,61	339,74	311,74
$v_2^{RL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,057	0,066	0,076	0,089	0,106	0,126	0,153
$s_2^{RL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,7998	6,8173	6,8343	6,8515	6,8682	6,8849	6,9014
Oběžné lopatky							
$h_{is}^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	10,67	5,94	6,67	7,22	8,20	9,16	10,57
$z^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	7,64	2,48	2,43	2,44	2,38	2,31	2,19
$i_{3is}^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3313,41	3290,13	3246,85	3201,27	3153,76	3104,21	3052,49
$i_3^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3321,05	3292,61	3249,28	3203,71	3156,14	3106,52	3054,68
$p_3^{OL} [bar]$	53,126	46,620	38,938	32,115	26,184	21,060	16,673
$t_3^{OL} [^{\circ}C]$	453,54	437,62	414,09	389,46	363,83	337,16	309,36
$v_3^{OL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,060	0,067	0,077	0,091	0,107	0,128	0,155
$s_3^{OL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,7998	6,8173	6,8343	6,8515	6,8682	6,8849	6,9014

Tab. 14: Ztráty ve stupních pro 8. až 14. stupeň turbíny

	8	9	10	11	12	13	14
Rozváděcí lopatky							
$h_{is}^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	46,67	86,60	89,09	174,05	123,49	98,51	74,15
$z^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2,76	5,12	5,27	10,29	7,30	5,82	4,38
$i_{2is}^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3012,56	2922,67	2838,37	2664,46	2552,75	2440,11	2334,60
$i_2^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3015,32	2927,79	2843,64	2674,75	2560,05	2445,94	2338,99
$p_2^{RL} [bar]$	13,936	9,574	5,909	2,284	0,815	0,304	0,114
$t_2^{RL} [^{\circ}C]$	285,03	240,97	193,00	118,10	90,89	65,23	41,03
$v_2^{RL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,184	0,257	0,379	0,932	2,163	5,587	16,417
$s_2^{RL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,9154	6,9476	6,9803	7,0805	7,1305	7,2080	7,3616
Oběžné lopatky							
$h_{is}^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	11,24	12,05	15,85	23,03	32,47	57,46	82,63
$z^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3,08	3,58	3,46	11,27	9,54	9,54	9,64
$i_{3is}^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3004,08	2915,74	2827,78	2651,72	2527,57	2388,48	2256,35
$i_3^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3007,16	2919,32	2831,25	2662,98	2537,11	2398,02	2265,99
$p_3^{OL} [bar]$	13,386	8,599	5,323	1,732	0,719	0,234	0,059
$t_3^{OL} [^{\circ}C]$	283,93	236,70	189,44	115,73	90,64	63,53	35,95
$v_3^{OL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,185	0,264	0,388	0,996	2,181	5,981	21,007
$s_3^{OL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,9154	6,9476	6,9803	7,0805	7,1305	7,2080	7,3616

2.2.2 DÉLKY LOPATEK

Vypočítané délky lopatek z programu Turbina-Delphi jsou stejné, jako délky rozváděcích lopatek. Délky oběžných lopatek byly zvoleny s určitým přesahem (tab. 15 a 16). Ve většině stupňů byly zvoleny 2 mm, ale pro poslední 2 stupně byl přesah větší, aby se navázalo na koncové lopatky, jejichž délka byla dána modulovou řadou.

Tab. 15: Zvolené délky lopatek pro 1. až 7. stupeň

	1	2	3	4	5	6	7
l_{RL} [mm]	18	19	22	24	28	32	38
Δl [mm]	2	2	2	2	2	2	2
l_{OL} [mm]	20	21	24	26	30	34	40

Tab. 16: Zvolené délky lopatek pro 8. až 14. stupeň

	8	9	10	11	12	13	14
L_{RL} [mm]	46	32	44	34	76	161	293
Δl [mm]	2	2	2	2	2	11	22
l_{OL} [mm]	48	34	46	36	78	172	315

Pro kontrolu lze zvolené délky lopatek spočítat. Vychází se z rovnice kontinuity, která je použita na výstupní průřez rozváděcích lopatek:

Délka vstupní hrany oběžné lopatky

$$l_{vst} = \frac{m \cdot v_2^{RL}}{\pi \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon} \cdot 1000 \text{ [mm]}$$

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

Délka výstupní hrany oběžné lopatky

$$l_{vys} = \frac{m \cdot v_3^{OL}}{\pi \cdot D_s \cdot c_{2a} \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon} \cdot 1000 \text{ [mm]}$$

Tab. 17: Délky lopatek pro 1. až 7. stupeň

	1	2	3	4	5	6	7
Znamé hodnoty z předchozích výpočtů							
$M \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	31,94	31,94	31,94	31,94	31,94	31,94	31,94
$D_s \text{ [m]}$	0,538	0,389	0,397	0,404	0,413	0,422	0,433
$\varepsilon \text{ [-]}$	0,5834	1	1	1	1	1	1
$v_{2RL} \text{ [m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$	0,0568	0,0656	0,0762	0,0894	0,1058	0,1264	0,1528
$v_{3OL} \text{ [m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$	0,0597	0,0668	0,0775	0,0908	0,1074	0,1282	0,1549
$c_{1a} \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$	106,34	93,31	93,91	94,84	95,46	95,87	96,15
$c_{2a} \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$	84,33	68,83	70,03	71,23	72,81	74,15	76,06
volím $\varepsilon_r \text{ [-]}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Kontrolní hodnota délky lopatky							
$l_{OLvst} \text{ [mm]}$	18,22	19,34	21,89	24,97	28,72	33,44	39,28
$l_{OLvys} \text{ [mm]}$	24,16	26,69	29,83	33,78	38,21	43,85	50,34
Zvolená hodnota délky lopatky							
$l_{OL} \text{ [mm]}$	20	21	24	26	30	34	40

Tab. 18: Délky lopatek pro 8. až 14. stupeň

	8	9	10	11	12	13	14
Znamé hodnoty z předchozích výpočtů							
$M \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	31,94	26,39	26,39	12,73	11,93	10,68	10,68
$D_s \text{ [m]}$	0,446	0,562	0,584	0,634	0,676	0,772	0,915
$\varepsilon \text{ [-]}$	1	1	1	1	1	1	1
$v_{2RL} \text{ [m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$	0,1836	0,2571	0,3788	0,9318	2,1630	5,5873	16,4168
$v_{3OL} \text{ [m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$	0,1848	0,2643	0,3884	0,9964	2,1815	5,9806	21,0067
$c_{1a} \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$	100,46	124,74	126,53	176,85	164,88	164,88	165,31
$c_{2a} \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$	89,73	97,98	103,56	164,63	166,18	190,69	212,86
volím $\varepsilon_r \text{ [-]}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Kontrolní hodnota délky lopatky							
$l_{OLvst} \text{ [mm]}$	43,87	32,43	45,32	35,45	77,57	157,10	388,44
$l_{OLvys} \text{ [mm]}$	49,44	42,44	56,78	40,73	77,62	145,40	386,01
Zvolená hodnota délky lopatky							
$l_{OL} \text{ [mm]}$	48	34	46	36	78	172	315

Z výsledků v tab. 17 a 18 je patrné, že zvolené délky lopatek odpovídají vypočítaným hodnotám. Pouze u posledních dvou stupňů se hodnoty liší, jelikož byly voleny modulové lopatky.

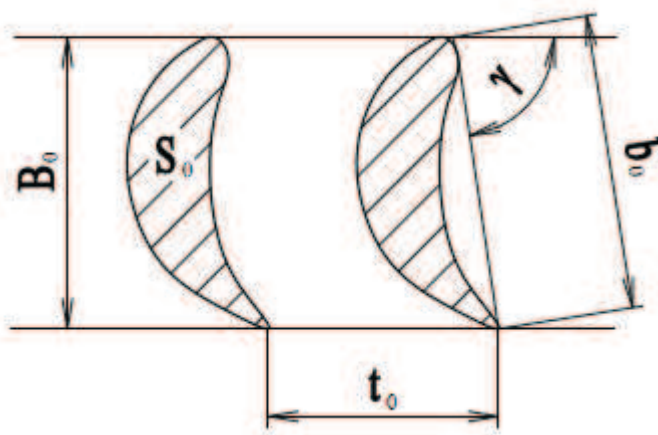
3 NAMÁHÁNÍ OBĚŽNÝCH LOPATEK

Každá lopatka v turbíně je při svém pohybu silově namáhána dvěma způsoby. První je od obvodové síly F_u , která zapříčiňuje ohyb lopatky a druhý je od odstředivých sil způsobující namáhání tahem v patním průřezu profilu.

3.1 OHYBOVÉ NAMÁHÁNÍ

Síla F_u odpovídá výkonu stupně, který připadá na jednu oběžnou lopatku v ostříku. Všechny lopatky bez ohledu na jejich délku jsou ohybem namáhány, liší se pouze velikostí napětí. [1]

Nejprve pro zvolené profily v kap. 3.1 byla vytvořena tab. 19, která obsahuje některé jejich charakteristiky patrné na obr. 13 převzaté z tabulky v příloze III.



Obr. 13: Rozvinutý válcový řez stupně oběžných lopatek [1]

Tab. 19: Některé charakteristiky zvolených profilů - oběžné

Profil	B_0 [mm]	t_{opt} [-]	b_0 [cm]	S_0 [cm ²]	J_0 [cm ⁴]	W_{0min} [cm ³]
R - 30 - 21A	25	0,58 až 0,68	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	25	0,55 až 0,65	2,54	1,62	0,131	0,168

- B_0 ...šířka profilu
- t_{opt} ...optimální poměrná rozteč (t_0/b_0)
- b_0 ...tětiva profilu
- S_0 ...průřez profilu
- J_0 ...kvadratický moment
- W_{0min} ...modul pružnosti v ohybu

Výsledné namáhání je nepřímo úměrné šířce profilu B_0 . Abychom nepřekročili nebo naopak nepředimenzovali lopatky, bylo nutné šířku profilu zvolit v závislosti na dovoleném napětí. Pomocí následujících vzorců byly přepočítány charakteristiky profilů o různých šířkách.

3.1.1 PŘEPOČET CHARAKTERISTIK PROFILŮ PRO ZVOLENOU ŠÍŘKU PROFILU

Úhel tětivy pro B_0

$$B_0 = b_0 \cdot \sin \gamma \Rightarrow \gamma = \sin^{-1} \left(\frac{B_0}{b_0} \right) [^\circ]$$

Upravená délka tětiny pro zvolenou šířku profilu

$$B'_0 = b'_0 \cdot \sin \gamma \Rightarrow b'_0 = \frac{B'_0}{\sin \gamma} \text{ [cm]}$$

Upravený průřez profilu

$$S'_0 = S_0 \cdot \left(\frac{b'_0}{b_0} \right)^2 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Upravený modul pružnosti v ohybu profilu

$$W'_{0\min} = W_{0\min} \cdot \left(\frac{b'_0}{b_0} \right)^3 \text{ [cm}^3\text{]}$$

3.1.2 VÝPOČET NAMÁHÁNÍ V OHYBU

Přibližná rozteč lopatek

$$t_p = t_{\text{opt}} \cdot b'_0 \text{ [mm]}$$

Celkový počet lopatek

$$z = \frac{\pi \cdot D_S}{t_p} \text{ [ks]} \Rightarrow z'$$

- hodnota zaokrouhlena nahoru na nejbližší sudé číslo
- D_S [m] ...střední průměr

Skutečná rozteč

$$t = \frac{\pi \cdot D_S}{z} \text{ [mm]}$$

Krouticí moment stupně

$$P = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \Rightarrow M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

- n [s^{-1}] ... otáčky
- P [W] ... výkon stupně

Krouticí moment na lopatku

$$M_{k_i} = \frac{M_k}{z} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Obvodová síla na lopatku

$$F_{u_i} = \frac{2 \cdot M_{k_i}}{D_S} \text{ [N]}$$

- u zkrucovaných lopatek byl místo středního průměru D_S dosazen patní průměr D_p

Ohybový moment na lopatku

$$M_{O_i} = F_{u_i} \cdot \frac{l_{OL}}{2} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

- l_{OL} [m] ... délka oběžné lopatky

Napětí v ohybu pro lopatku

$$\sigma_0 = \frac{M_{0i}}{W'_{0min}} [\text{MPa}]$$

Při výpočtu byla volena velikost šířky profilu B_0' tak, aby výsledné napětí v ohybu σ_0 bylo menší než dovolené napětí. Limitní napětí bylo zvoleno po konzultaci pro regulační, koncové stupně a stupně před odběrem ve výši $\sigma_{DOV} = 16 \text{ MPa}$, pro ostatní stupně $\sigma_{DOV} = 20 \text{ MPa}$.

Pro poslední dvě modulové lopatky je velikost napětí pouze orientační. Tyto lopatky mají dané své vlastní hodnoty. Po konzultaci byla dána velikost W'_{0min} pro předposlední stupeň $0,6 \text{ cm}^3$ a pro poslední stupeň $4,6 \text{ cm}^3$. Daný byl i počet lopatek, pro předposlední stupeň 78 ks a pro poslední 44 ks. Výsledky jsou v tab. 20 a 21. U všech stupňů byla zaručena nutná podmínka $\sigma_0 < \sigma_{DOV}$.

Tab. 20: Namáhání lopatek na ohyb u 1. až 7. stupně

	1	2	3	4	5	6	7
Profil	R-30-21A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A
B_0 [mm]	25	25	25	25	25	25	25
b_0 [cm]	2,56	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54
γ [°]	77,6	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8
Zvolená šířka lopatky							
B_0' [mm]	25	25	25	25	25	25	25
b_0' [cm]	2,56	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54
S_0 [cm²]	1,85	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62
S_0' [cm²]	1,85	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62
W_{0min} [cm³]	0,234	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168
$W_0'_{min}$ [cm³]	0,234	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168
t_{opt} [-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
t [mm]	15,36	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24
D_s [m]	0,538	0,389	0,397	0,404	0,413	0,422	0,433
D_p [m]	0,52	0,37	0,375	0,38	0,385	0,39	0,395
ε [-]	0,5834	1	1	1	1	1	1
z [ks]	64,20	80,19	81,84	83,28	85,14	86,99	89,26
z' [ks]	66	82	82	84	86	88	90
$N=P$ [kW]	2800,9	1340,5	1409,2	1466,8	1539,1	1598,2	1668,5
M_k [N·m]	3343,3	1600,1	1682,1	1750,9	1837,2	1907,7	1991,6
M_{ki} [N·m]	50,66	19,51	20,51	20,84	21,36	21,68	22,13
F_u [N]	188,31	100,33	103,34	103,19	103,45	102,74	102,21
l_{OL} [mm]	20	21	24	26	30	34	40
M_{0i} [N·m]	1,88	1,05	1,24	1,34	1,55	1,75	2,04
Vypočítaná a dovolená hodnota napětí							
σ_0 [MPa]	8,05	6,27	7,38	7,98	9,24	10,40	12,17
σ_{DOV} [MPa]	16	20	20	20	20	20	20

Tab. 21: Namáhání lopatek na ohyb u 8. až 14. stupně

	8	9	10	11	12	13	14
Profil	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A
B ₀ [mm]	25	25	25	25	25	25	25
b ₀ [cm]	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54
γ [°]	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8	79,8
Zvolená šířka lopatky							
B ₀ ' [mm]	25	25	25	25	30	38	75
b ₀ ' [cm]	2,54	2,54	2,54	2,54	3,05	3,86	7,62
S ₀ [cm ²]	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62
S ₀ ' [cm ²]	1,62	1,62	1,62	1,62	2,33	3,75	14,58
W _{0min} [cm ³]	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168
W ₀ ' _{min} [cm ³]	0,168	0,168	0,168	0,168	0,290	0,600	4,600
t _{opt} [-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,65	0,65
t [mm]	15,24	15,24	15,24	15,24	18,29	25,10	49,53
D _S [m]	0,446	0,562	0,584	0,634	0,676	0,772	0,915
D _p [m]	0,4	0,53	0,54	0,6	0,6	0,6	0,6
ε [-]	1	1	1	1	1	1	1
z [ks]	91,94	115,85	120,39	130,69	116,13	96,64	58,04
z' [ks]	92	116	122	132	118	78	44
N=P [kW]	1596,1	2158,8	2359,8	2066,0	1641,7	1387,2	1155,7
M _k [N·m]	1905,2	2576,8	2816,8	2466,1	1959,6	1655,9	1379,5
M _{ki} [N·m]	20,71	22,21	23,09	18,68	16,61	21,23	31,35
F _u [N]	103,54	79,05	79,07	58,94	55,36	70,76	104,51
l _{OL} [mm]	48	34	46	36	78	172	315
M _{Oi} [N·m]	2,48	1,34	1,82	1,06	2,16	6,09	16,46
Vypočítaná a dovolená hodnota napětí							
σ ₀ [MPa]	14,79	8,00	10,83	6,31	7,44	10,14	3,58
σ _{DOV} [MPa]	16	20	16	16	16	20	16

3.2 TAHOVÉ NAMÁHÁNÍ

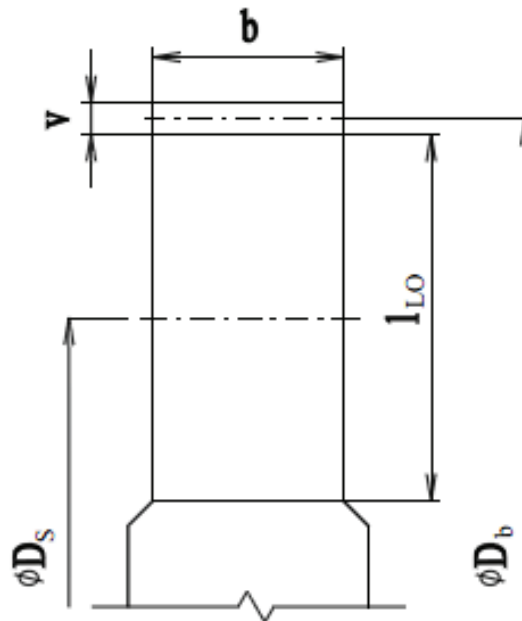
Největší napětí od tahu se nachází na patním průměru, kde působí největší odstředivá síla. Je dána součtem síly od hmotnosti lopatky včetně bandáže a odstředivým zrychlením. Výpočet byl proveden pro otáčky o 10 % vyšší než jmenovité. Rozměry lopatky jsou zakresleny na obr. 14 a výpočet v tab. 22 a 23. [1]

LOPATKA

Odvození výpočtu odstředivé síly

$$F_{OD} = 0 = (m_{lop}) \cdot (a_{OD}) = (\rho \cdot V_{lop}) \cdot \left(\frac{D_S}{2} \cdot \omega^2 \right) = (\rho \cdot V_{lop}) \cdot \left(\frac{D_S}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \right) \text{ [N]}$$

- m_{lop} [kg] ... hmotnost lopatky
- a_{OD} [m·s⁻²] ... odstředivé zrychlení
- ω [rad·s⁻¹] ... úhlová rychlost
- n [min⁻¹] ... jmenovité otáčky



Obr. 14: Rozměry lopatky s bandáží [1]

Objem lopatky

$$V_{lop} = S'_0 \cdot l_{OL} \text{ [m}^3\text{]}$$

Odstředivá síla lopatky

$$O_{lop} = \rho \cdot V_{lop} \cdot \frac{D_S}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{110}}{30} \right)^2 \text{ [N]}$$

- $n_{110} \text{ [min}^{-1}\text{]}$... zvýšené otáčky ($1,1 \cdot n$)

BANDÁŽ

Průměr bandáže

$$D_b = D_S + l_{OL} + v \text{ [m]}$$

- $v \text{ [m]}$... šířka bandáže volena stejná, jako šířka lopatky

Objem bandáže

$$V_b = \pi \cdot D_b \cdot v \cdot b \text{ [m}^3\text{]}$$

Odstředivá síla bandáže

$$O_b = \rho \cdot V_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{110}}{30} \right)^2 \cdot \frac{1}{z'} \text{ [N]}$$

- $z' \text{ [ks]}$... počet lopatek

LOPATKA + BANDÁŽ

Celková odstředivá síla od lopatky a bandáže

$$O = O_{lop} + O_b \text{ [N]}$$

Namáhání na patním průměru

$$\sigma_t = \frac{O}{S'_0} \text{ [MPa]}$$

ZKROUCENÁ LOPATKA

Součinitel odlehčení

$$k = \sqrt{\frac{S_p}{S_s}} [-]$$

Tahové namáhání u zkrucované lopatky

$$\sigma_{tz} = \frac{0}{S'_0 \cdot k} [\text{MPa}]$$

KONTROLA NAPĚTÍ V LOPATCE

Celkové namáhání oběžné lopatky

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_0 + \sigma_t [\text{MPa}]$$

Dovolené napětí v ohybu pro lopatku

$$\sigma_{DOV} [\text{MPa}] > \sigma_c [\text{MPa}]$$

- hodnota byla odečtena z tabulky v příloze IV pro teplotu páry ve stupni.
Dovolené napětí musí být větší než napětí celkové.

Hustota všech částí byla zvolena $7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Součinitel odlehčení zkrucovaných lopatek byl od konzultanta doporučen na velikost 1,6.

Výpočet tahového namáhání u posledních 2 modulových lopatek nebyl proveden, protože mi nebyly poskytnuty potřebné informace. Můžeme ale říci, že tyto lopatky jistě vyhovují tahovému namáhání, jelikož jsou používány i na jiných turbínách při podobných parametrech a stejných otáčkách.

Tab. 22: Výsledky tahového namáhání oběžných lopatek 1. až 7. stupně

	1	2	3	4	5	6	7
$l_{OL} [\text{mm}]$	20	21	24	26	30	34	40
$D_s [\text{m}]$	0,538	0,389	0,397	0,404	0,413	0,422	0,433
$S'_0 [\text{cm}^2]$	1,85	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62
$\rho [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850
Lopatka							
$V_{lop} [\text{m}^3]$	$3,70 \cdot 10^{-6}$	$3,40 \cdot 10^{-6}$	$3,89 \cdot 10^{-6}$	$4,21 \cdot 10^{-6}$	$4,86 \cdot 10^{-6}$	$5,51 \cdot 10^{-6}$	$6,48 \cdot 10^{-6}$
$O_{lop} [\text{N}]$	6635,1	4411,1	5144,9	5671,9	6690,3	7747,6	9352,4
Bandáž							
$v [\text{m}]$	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045
$b [\text{m}]$	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
$D_b [\text{m}]$	0,563	0,415	0,426	0,435	0,448	0,461	0,478
$V_b [\text{m}^3]$	$1,99 \cdot 10^{-4}$	$1,46 \cdot 10^{-4}$	$1,50 \cdot 10^{-4}$	$1,54 \cdot 10^{-4}$	$1,58 \cdot 10^{-4}$	$1,63 \cdot 10^{-4}$	$1,69 \cdot 10^{-4}$
$O_b [\text{N}]$	5647,6	2468,3	2601,1	2647,7	2743,2	2838,8	2984,5
Celkové namáhání válcových lopatek							
$O [\text{N}]$	12282,7	6879,4	7746,0	8319,6	9433,5	10586,5	12336,9
$\sigma_t [\text{MPa}]$	66,39	42,47	47,81	51,36	58,23	65,35	76,15
Celkové namáhání zkrucovaných lopatek							
$k [-]$	-	-	-	-	-	-	-
$\sigma_t [\text{MPa}]$	-	-	-	-	-	-	-

Určení dovoleného napětí dle materiálu a teploty							
Materiál	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7
Teplota [°C]	513,834	464,317	441,274	417,252	392,392	366,462	339,55
σ_{DOV} [MPa]	115	166	171	177	182	188	193
σ_C [MPa]	82,5	55,0	62,6	67,3	76,7	86,1	100,5
$\sigma_{DOV} < \sigma_C$	ano	ano	ano	ano	ano	ano	ano

Tab. 23: Výsledky tahového namáhání oběžných lopatek 8. až 14. stupně

	8	9	10	11	12	13	14
l_{OL} [mm]	48	34	46	36	78	172	315
D_S [m]	0,446	0,562	0,584	0,634	0,676	0,772	0,915
S_0' [cm ²]	1,85	1,62	1,62	1,62	2,33	-	-
ρ [kg·m ⁻³]	7850	7850	7850	7850	7850	-	-
Lopatka							
V_{lop} [m ³]	$7,78 \cdot 10^{-6}$	$5,51 \cdot 10^{-6}$	$7,45 \cdot 10^{-6}$	$5,83 \cdot 10^{-6}$	$1,82 \cdot 10^{-5}$	-	-
O_{lop} [N]	11559,9	10317,9	14506,0	12324,5	40999,7	-	-
Bandáž							
v [m]	0,0045	0,0045	0,0045	-	-	-	-
b [m]	0,025	0,025	0,025	-	-	-	-
D_b [m]	0,499	0,601	0,635	-	-	-	-
V_b [m ³]	$1,76 \cdot 10^{-4}$	$2,12 \cdot 10^{-4}$	$2,24 \cdot 10^{-4}$	-	-	-	-
O_b [N]	3182,1	3662,1	3887,5	-	-	-	-
Celkové namáhání válcových lopatek							
O [N]	14741,9	13980,0	18393,5	12324,5	40999,7	-	-
σ_t [MPa]	-	86,30	113,54	76,08	-	-	-
Celkové namáhání zkrucovaných lopatek							
k [-]	1,6	-	-	-	1,6	-	-
σ_t [MPa]	56,87	-	-	-	109,85	-	-
Určení dovoleného napětí dle materiálu a teploty							
Materiál	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	PAK 2MV.7	-	-
Teplota [°C]	311,272	283,984	238,525	188,857	118,095	-	-
σ_{DOV} [MPa]	199	203	207	212	219	-	-
σ_C [MPa]	86,5	102,3	135,2	88,7	124,7	-	-
$\sigma_{DOV} < \sigma_C$	ano	ano	ano	ano	ano	ano	ano

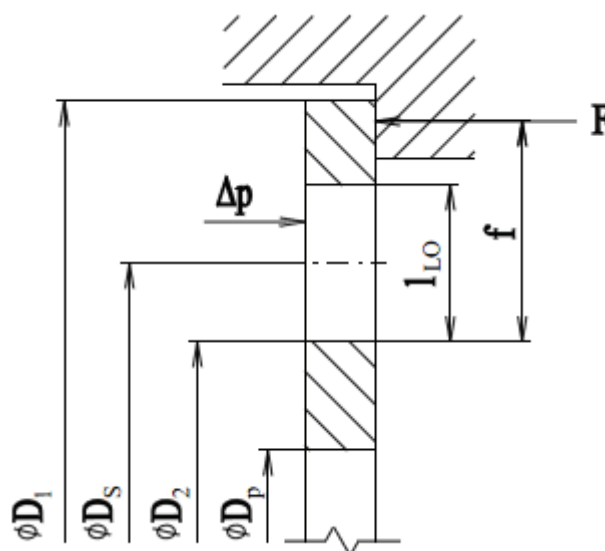
3.3 NAMÁHÁNÍ ZÁVĚSŮ LOPATEK

Vzhledem k rozsahu diplomové nebylo počítáno namáhání závěsů lopatek. Z tohoto důvodu byly za pomoci konzultace pouze odhadnuty používané závěsy na daných lopatkách. Navrhnutá řešení je možné vidět na výkresu v příloze IX.

4 NAMÁHÁNÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK

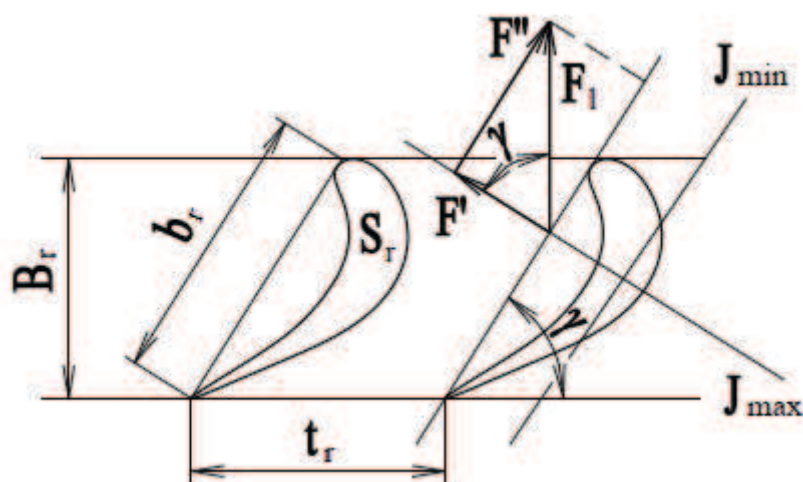
4.1 ROZVÁDĚCÍ LOPATKY

Rozváděcí lopatky jsou v místě patního průměru namáhány na ohyb od síly, způsobené rozdílem tlaků před a za lopatkou. Na zjednodušeném schématu rozváděcí lopatky (obr. 15) je vidět působíště síly a její vzdálenost od patního průměru. [1]



Obr. 15: Náčrt rozváděcí lopatky [1]

Byl proveden přepočít charakteristik profilu totožný s přepočtem pro oběžné lopatky v kapitole 4.1.1. Výsledky jsou zpracovány v tab. 24 a 25.



Obr. 16: Válcový řez rozváděcími lopatkami

Úhel tětiny pro B_0

$$B_0 = b_0 \cdot \sin \gamma \Rightarrow \gamma = \sin^{-1} \left(\frac{B_0}{b_0} \right) [^\circ]$$

Upravená délka tětiny pro zvolenou šířku profilu

$$B_r = b_r \cdot \sin \gamma \Rightarrow b_r = \frac{B_r}{\sin \gamma} \text{ [cm]}$$

Upravený průřez profilu

$$S_r = S_0 \cdot \left(\frac{b_r}{b_0}\right)^2 \text{ [cm}^2\text{]}$$

Upravený modul pružnosti v ohybu profilu

$$W_{rmin} = W_{0min} \cdot \left(\frac{b_r}{b_0}\right)^3 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Přibližná rozteč lopatek

$$t_p = t_{opt} \cdot b_r \text{ [mm]}$$

Celkový počet rozváděcích lopatek

$$z = \frac{\pi \cdot D_s}{t_p} \text{ [ks]} \Rightarrow z'$$

- hodnota zaokrouhlena nahoru na nejbližší sudé číslo

Skutečná rozteč

$$t = \frac{\pi \cdot D_s}{z} \text{ [mm]}$$

Síla od přetlaku

$$F = S \cdot \Delta p = \frac{\pi}{2} \cdot (D_1^2 - D_2^2) \cdot (p_0 - p_1) \text{ [N]}$$

- $S \text{ [m}^2\text{]}$... plocha, na kterou působí přetlak
- $\Delta p \text{ [Pa]}$... přetlak v rozváděcím kole
- $D_1 \text{ [m]}$... spodní část rozváděcího kola
- $D_2 \text{ [m]}$... horní část rozváděcího kola
- $p_0 \text{ [Pa]}$... tlak před lopatkou
- $p_1 \text{ [Pa]}$... tlak za lopatkou

Síla na jednu lopatku

$$F_1 = \frac{F}{z} \text{ [N]}$$

Ohybový moment v místě paty lopatky

$$M'_1 = F'_1 \cdot f = F_1 \cdot f \cdot \cos \alpha \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Namáhání v místě paty lopatky

$$\sigma_o = \frac{M'_1}{W_{rmin}} \text{ [MPa]}$$

Dovolené napětí v ohybu pro lopatku

$$\sigma_{DOV} \text{ [MPa]}$$

- hodnotu byla odečtena z tabulky v příloze IV pro teplotu páry ve stupni

Tab. 24: Výsledky ohybového namáhání rozváděcích lopatek 1. až 7. stupně

	1	2	3	4	5	6	7
Profil	S-90-15A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A
B₀ [mm]	25	25	25	25	25	25	25
b₀ [cm]	5,15	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71
γ [°]	29,0	32,1	32,1	32,1	32,1	32,1	32,1
Zvolená šířka lopatky							
B_r [mm]	60	25	25	25	25	25	25
b_r [cm]	12,36	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71
S₀ [cm²]	3,30	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72
S_r [cm²]	19,01	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72
W_{0min} [cm³]	0,45	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333
W_{rmin} [cm³]	6,221	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333
t_{opt} [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
t [mm]	92,70	35,33	35,33	35,33	35,33	35,33	35,33
D_S [m]	0,538	0,389	0,397	0,404	0,413	0,422	0,433
D_p [m]	0,520	0,370	0,375	0,380	0,385	0,390	0,395
ε [-]	0,5834	1	1	1	1	1	1
z [ks]	10,6	34,6	35,3	35,9	36,7	37,5	38,5
z' [ks]	11	36	36	36	38	38	40
p₀ [MPa]	8,245	5,667	4,769	3,976	3,278	2,669	2,145
p₁ [MPa]	6,322	4,964	4,133	3,410	2,774	2,229	1,762
D₁ [m]	0,586	0,438	0,449	0,458	0,471	0,484	0,501
D₂ [m]	0,52	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37
F [N]	110233	30313	32338	32397	33626	33642	34284
F₁' [N]	10021	842	898	900	885	885	857
f [m]	0,033	0,034	0,037	0,039	0,043	0,047	0,053
M₁' [N·m]	246,73	22,92	26,61	28,10	30,46	33,31	36,36
Zvolený materiál dle teploty							
t [°C]	513,8	464,3	441,3	417,3	392,4	366,5	339,6
název	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3
Vypočítaná a dovolená hodnota napětí							
σ₀ [MPa]	42,56	68,82	79,90	84,37	91,47	100,03	109,20
σ_{DOV} [MPa]	133	172	209	210	220	220	223

Tab. 25: Výsledky ohybového namáhání rozváděcích lopatek 8. až 14. stupně

	8	9	10	11	12	13	14
Profil	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-15D	S-90-15D	S-90-15D	S-90-15D
B₀ [mm]	25	25	25	25	25	25	25
b₀ [cm]	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71
γ [°]	32,1	32,1	32,1	36,5	36,5	36,5	36,5
Zvolená šířka lopatky							
B_r [mm]	25	30	30	40	45	50	60
b_r [cm]	4,71	5,652	5,652	6,72	7,56	8,4	10,08
S₀ [cm²]	2,72	2,72	2,72	2,00	2,00	2,00	2,00
S_r [cm²]	2,72	3,92	3,92	5,12	6,48	8,00	11,52
W_{0min} [cm³]	0,333	0,333	0,333	0,238	0,238	0,238	0,238
W_{rmin} [cm³]	0,333	0,575	0,575	0,975	1,388	1,904	3,290
t_{opt} [-]	0,75	0,75	0,75	0,60	0,60	0,60	0,60
t [mm]	35,33	42,39	42,39	40,32	45,36	50,40	60,48
D_s [m]	0,446	0,562	0,584	0,634	0,676	0,772	0,915
D_p [m]	0,400	0,530	0,540	0,600	0,600	0,600	0,600
ε [-]	1	1	1	1	1	1	1
z [ks]	39,7	41,7	43,3	49,4	46,8	48,1	47,5
z' [ks]	40	42	44	50	48	50	48
p₀ [MPa]	1,697	1,350	0,891	0,539	0,187	0,073	0,025
p₁ [MPa]	1,394	0,957	0,591	0,228	0,081	0,030	0,011
D₁ [m]	0,522	0,634	0,668	0,728	0,812	0,993	1,268
D₂ [m]	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37
F [N]	32299	81721	72926	95898	43295	28133	16082
F₁' [N]	807	1946	1657	1918	902	563	335
f [m]	0,061	0,052	0,064	0,064	0,106	0,191	0,323
M₁' [N·m]	39,43	81,00	106,07	47,95	37,35	41,98	108,22
Zvolený materiál dle teploty							
t [°C]	311,3	284,0	238,5	188,9	118,1	90,9	65,2
název	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 335.3
Vypočítaná a dovolená hodnota napětí							
σ₀ [MPa]	118,41	140,76	184,34	49,18	26,91	22,05	32,89
σ_{DOV} [MPa]	232	236	238	241	244	246	249

5 ROTOR

5.1 HMOTNOST ROTORU

Pro zjištění kritických otáček bylo nutné znát hmotnost vypočítaného rotoru. Hustota byla uvažována pro rotor a lopatky konstantní ($\rho = 7850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$):

$$m = m_{\text{rot}} + m_{\text{lop}} \text{ [kg]}$$

$$m_{\text{rot}} = \rho \cdot \sum V_{\text{Ri}} = \rho \cdot \sum \pi \cdot \frac{D_{\text{Ri}}^2}{4} \text{ [kg]}$$

- rotor je složen z různých průměrů D_i . Převládá sice průměr 0,37 m, ale ve výpočtu hmotnosti je i zahrnuto jeho zvětšení v kolové části a zmenšení v části u ložisek

$$m_{\text{lop}} = \rho \cdot \sum V_{\text{Li}} \text{ [kg]}$$

- objemy lopatek V_{Li} byly vypočítány v kapitole 4.2 tab. 22 a 23

Tab. 26: Hmotnost celého rotoru včetně lopatek

	$\sum V_{\text{Ri}} \text{ [m}^3\text{]}$	$\rho \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-3}\text{]}$	$m \text{ [kg]}$
Rotor	0,2369	7850	1860
Lopatky	0,0331	7850	260
Celkem	0,2700	7850	2120

5.2 KRITICKÉ OTÁČKY ROTORU

Určení kritických otáček rotoru je velice důležité z pohledu bezpečnosti celého stroje. Pro zabránění havárie je nutné, aby se provozní otáčky co nejméně přibližovaly kritickým. [1]

Výpočet kritických otáček je velice složitý. Je funkcí mnoha parametrů, ale lze si vystačit s orientačním výpočtem pro jednotělesové turbíny. Tento vztah je relativně přesný u rotorů s rovnoměrně rozloženou hmotou a málo proměnným průměrem hřídele, což je také náš případ [1]:

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_0}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{L}}} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{370}{2,6}\right)^2}{\sqrt{\frac{2100}{2,6}}} = 5344,35 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

- $d_0 \text{ [mm]}$... maximální průměr rotoru

- $G \text{ [kg]}$... hmotnost rotoru

- $L \text{ [m]}$... ložisková vzdálenost

Rozlišujeme 2 typy rotorů: tuhé a elastické. Tuhé rotory jsou typické pro přetlakové turbíny bubnového provedení a elastické pro rovnotlaké stupně. Poměr kritických a provozních otáček u elastických rotorů by se měl pohybovat okolo hodnoty 0,7. Navrhnutý typ rotoru tedy vyhovuje:

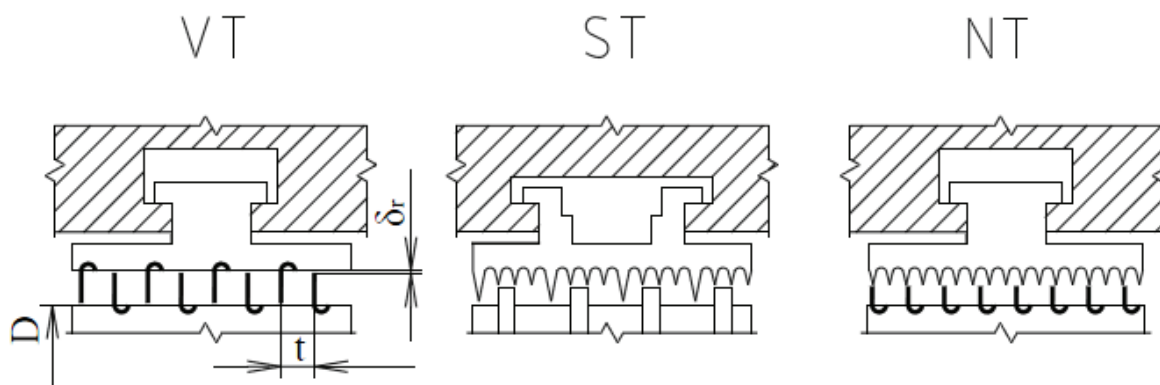
$$\frac{n_k}{n_{\text{provoz}}} = \frac{5344}{8000} = 0,665 \text{ [-]}$$

6 UCPÁVKY

Je to soubor zařízení, které zajišťují utěsnění mezi statorem a rotorem. Existují dotykové a bezdotykové. Dotykové ucpávky jsou výhodnější z hlediska těsnosti, protože propustí až o řád menší hmotnostní tok než ucpávky dotykové, ale naopak mají nevýhodu ve své podstatně nižší životnosti. Proto se u parních turbín většinou používají ucpávky bezdotykové, které mají sice stálý průtok unikající páry, ale disponují zejména svou velkou životností. [2]

6.1 VNITŘNÍ UCPÁVKY

Pro výpočet bylo důležité znát konstrukční řešení ucpávek pro náš typ turbíny. Za účelem zjednodušení výpočtu a při zachování dostatečně přesného výpočtu si lze vystačit s rozlišením pravého a nepravého labyrintu. Ve vysokotlaké a středotlaké části turbíny byl volen nepravý a v nízkotlaké části přechází na pravý labyrint (obr. 15). [2]



Obr. 17: Schémata navrhnutých ucpávek v jednotlivých tlakových částech turbíny

VÝPOČET

Volba radiální vůle ucpávky mezi břity a tělesem statoru

$$\delta = B \cdot \frac{d}{1000} + 0,25 = 1,35 \cdot \frac{370}{1000} + 0,25 = 0,75 \text{ mm}$$

- $B [-]$... konstanta dle materiálu (austenitická ocel – 1,35)
- $d [\text{mm}]$... průměr, na kterém jsou ucpávky

$$\delta = 0,7 \text{ mm}$$

- z důvodu menších ztrát byla volena menší radiální vůle

Průtočný průřez ucpávkou

$$S = \pi \cdot d \cdot \delta [\text{m}^2]$$

Hmotnostní tok ucpávkou s pravým labyrintem

$$\pi_k = \frac{p_2}{p_1} > \pi = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} [-]$$

- nedochází ke kritickému proudění na posledním břitu labyrintové ucpávky a tak byl hmotnostní tok spočítán dle následujícího vztahu

$$M_P = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

- μ [-] ... průtokový součinitel odečtený z přílohy V
- p_1 [Pa] ... tlak páry před ucpávkou
- p_2 [Pa] ... tlak páry za ucpávkou
- v_1 [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$] ... měrný objem páry před ucpávkou
- z [ks] ... počet břitů ucpávky

Hmotnostní tok ucpávkou s nepravým labyrintem [1]

$$M_N = k \cdot M_P \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

- k [-] ... průtokový koeficient nepravých labyrintů, který byl odečten z přílohy VI

Nevyužitý výkon páry procházející ucpávkou

$$P_Z = M_P \cdot h_{uz} \quad [\text{kW}]$$

- h_{uz} [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$] ... užitečný spád stupně

Tab. 27: Výpočet vnitřních ucpávek 1. až 7. stupně

	1	2	3	4	5	6	7
d [m]	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37
S [m²]	0,00081	0,00081	0,00081	0,00081	0,00081	0,00081	0,00081
p₁ [MPa]	8,245	5,667	4,769	3,976	3,278	2,669	2,145
p₂ [MPa]	6,322	4,964	4,133	3,410	2,774	2,229	1,762
π_k [-]	0,767	0,876	0,867	0,858	0,846	0,835	0,822
z [ks]	60	8	8	8	8	8	8
π [-]	0,105	0,270	0,270	0,270	0,270	0,270	0,270
v₁ [m³ · kg⁻¹]	0,041	0,057	0,066	0,076	0,089	0,106	0,126
μ [-]	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
M_P [kg · s⁻¹]	0,667	0,970	0,857	0,748	0,650	0,556	0,473
t [mm]	5	5	5	5	5	5	5
k [-]	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
M_N [kg · s⁻¹]	-	-	-	-	-	-	-
h_{uz} [kJ · kg⁻¹]	87,68	41,96	44,11	45,92	48,18	50,03	52,23
P_Z [kW]	58,45	40,70	37,81	34,34	31,30	27,83	24,70

Tab. 28: Výpočet vnitřních ucpávek 8. až 14. stupně

	8	9	10	11	12	13	14
d [m]	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37	0,37
S [m ²]	0,00081	0,00081	0,00081	0,00081	0,00081	0,00081	0,00081
p_1 [MPa]	1,697	1,350	0,891	0,539	0,187	0,073	0,025
p_2 [MPa]	1,394	0,957	0,591	0,228	0,081	0,030	0,011
π_k [-]	0,821	0,709	0,663	0,424	0,436	0,419	0,450
z [ks]	8	16	8	16	8	8	8
π [-]	0,270	0,197	0,270	0,197	0,270	0,270	0,270
v_1 [m ³ ·kg ⁻¹]	0,153	0,184	0,257	0,387	0,932	2,163	5,587
μ [-]	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
M_P [kg·s ⁻¹]	0,383	0,272	0,281	-	-	-	-
t [mm]	5	5	5	5	5	5	5
k [-]	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
M_N [kg·s ⁻¹]	-	-	-	0,152	0,081	0,033	0,012
h_{uz} [kJ·kg ⁻¹]	49,96	81,81	89,42	162,27	137,61	129,87	108,19
P_Z [kW]	19,13	22,27	25,09	39,54	17,88	6,96	2,10

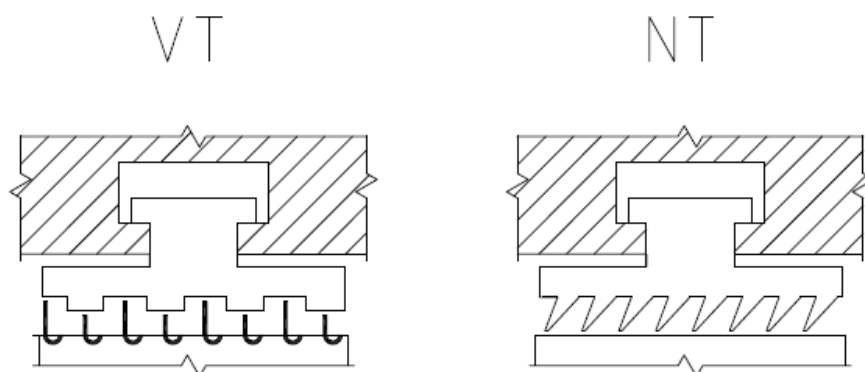
Součtem ztrátových výkonů v jednotlivých ucpávkách byl získán celkový ztrátový výkon (P_Z), o který musel být snížen celkový výkon turbíny (tab. 29). V této práci má P_Z pouze informativní charakter a celkový výkon turbíny jím nebyl snížen.

Tab. 29: Celkový hmotnostní průtok a ztrátový výkon ve vnitřních ucpávkách

$\sum m_u$ [kg·s ⁻¹]	6,135
$\sum P_Z$ [kW]	388,09

6.2 VNĚJŠÍ UCPÁVKY

Jedná se o ucpávky, které zabraňují unikání páry na začátku turbíny (VT) a přísávání vzduchu na konci turbíny (NT). V této práci nebyl řešen jejich výpočet, ale pouze hrubý návrh možné konstrukce dle zvyklostí Škoda Power. Na obr. 16 je vidět schéma ucpávek ve dvou zmíněných částech turbíny. Samotné dimenzování bylo řešeno ve výkresové dokumentaci v příloze IX.



Obr. 18: Schéma vnějších ucpávek

7 SKUPINOVÁ REGULACE

Při použití parciálního ostříku v regulačním stupni je nutné rozdělit určitý počet rozváděcích lopatek do několika skupin. Každá skupina má svůj regulační ventil, do kterého se pouští pára z předřazeného spouštěcího regulačního ventilu. [1]

Ve výpočtu byly navrženy rozměry, počet dýz a počet dýzových skupin. Vše se provede s ohledem na změny provozních stavů ze zadání. [2]

Kritický tlak za dýzami

$$p_{kr} = \pi_{kr} \cdot p_0 = 0,546 \cdot 8,245 = 4,502 \text{ MPa}$$

- π_{kr} [-] ... konstanta pro přehřátou vodní páru (0,546)
- p_0 [MPa] ... vstupní tlak páry do regulačního stupně

Konstanta turbíny

$$k = \frac{p_{rj}^2 - p_{2j}^2}{M_j^2} = \frac{5,667^2 - 0,0078^2}{31,944^2} = 0,0315$$

- index (j) ... jmenovité parametry provozu

Tlak páry za regulačním stupněm

$$p_r = \sqrt{k \cdot M^2 + p_2^2} \text{ [MPa]}$$

- M [kg·s⁻¹] ... hmotnostní průtok stupněm

Tlakový poměr

$$\pi = \frac{p_r}{p_0} \text{ [-]}$$

Jednotkový průtok minimálním průřezem

$$\sigma = X_{\max} \cdot \sqrt{\frac{p_{0j}}{v_{0j}}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\pi - \pi_{kr}}{1 - \pi_{kr}}\right)^2} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}]$$

- $X_{\max}$... konstanta pro přehřátou vodní páru (0,667)

Minimální průtočný průřez dýzových skupin

$$(S_{\min})_{DS} = \frac{M}{\sigma} \cdot 10^3 \text{ [m}^2\text{]}$$

Průtočná plocha jedné dýzy

$$S_D = t \cdot \sin \alpha_1 \cdot l_0 = 0,1004 \cdot \sin 13,4 \cdot 0,018 = 0,000419 \text{ m}^2$$

- t [m] ... rozteč lopatek
- α_1 [°] ... vstupní úhel v rozváděcích lopatkách
- l_0 [m] ... délka lopatek

Počet dýz

$$z = \frac{(S_{\min})_{DS}}{S_D} \text{ [ks]}$$

V tab. 30 byl vypočítán počet dýz pro různý hmotnostní tok páry v zadaných stavech.

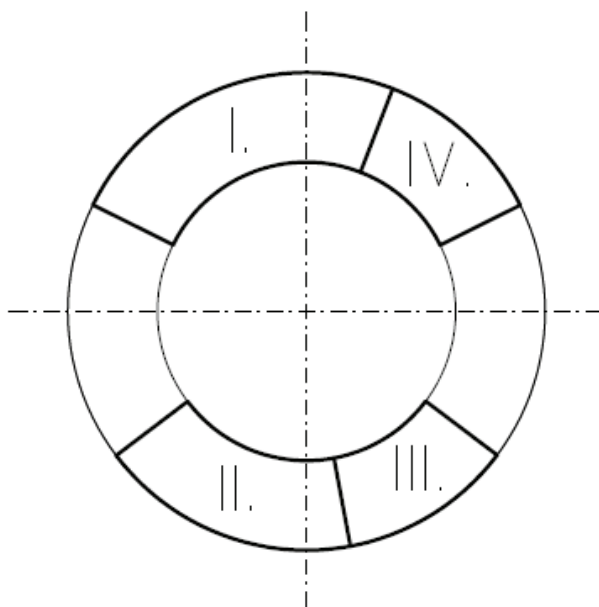
Tab. 30: Výpočet průtočného průřezu dýz

	-	-	80 %	100 %	105 %	115 %
$M \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	10	20	25,55	31,94	33,54	36,73
$p_r \text{ [MPa]}$	1,774	3,548	4,533	5,667	5,950	6,517
$\pi \text{ [-]}$	0,215	0,430	0,550	0,687	0,722	0,790
$\sigma \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}]$	6448,1	9105,2	9415,7	8948,5	8682,7	7935,5
$(S_{\min})_{DS} \text{ [m}^2\text{]}$	1,5509	2,1966	2,7141	3,5698	3,8630	4,6293
$z \text{ [ks]}$	3,70	5,24	6,48	8,52	9,22	11,05
$z_{\text{zaokr.}} \text{ [ks]}$	4	6	7	9	10	11

Dýzy byly rozděleny dle výpočtu do 4 skupin (tab. 31 a obr. 17). První dvě skupiny po čtyřech a třech dýzách byly dimenzovány na krytí 80% provozu, společně se třetí skupinou po 2 dýzách se bude krýt jmenovitý provoz 100 % a poslední čtvrtá bude sloužit na pokrytí provozu 105 %. Z výpočtu vyplynulo, že poslední skupina by měla obsahovat pouze jednu dýzu, což dle konzultace ve Škoda Power nelze konstrukčně provést. Bylo proto navrženo řešení předdimenzování čtvrté regulační skupiny na dvě dýzy. Ta je mimo zajištění 105% provozu schopna pokrýt i 115% provoz za předpokladu vyhovujících konstrukčních a pevnostních kritérií.

Tab. 31: Počet dýz v jednotlivých skupinách

skupina	I.	II.	III.	IV.
počet dýz	4	3	2	2



Obr. 19: Grafické znázornění rozdělení skupin



8 DIMENZOVÁNÍ PRŮMĚRŮ POTRUBÍ

Při konstrukci výkresu turbíny bylo nezbytné znát alespoň přibližné průměry přírodních a odvodních potrubí, v kterých proudí pára. Pro jednoduchost byla zvolena ve všech potrubí stejná rychlost $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, v kondenzátoru rychlost $60 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Dle následujících vzorců byly spočítány v tab. 32 průměry hlavních potrubí.

Průřez potrubí

$$w = \frac{m \cdot v}{S} \Rightarrow S = \frac{m \cdot v}{w} [\text{m}^2]$$

- $m [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$... hmotnostní průtok
 - $v [\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$... měrný objem páry
 - $w [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$... rychlost páry

Průměr potrubí

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{2} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{2 \cdot S}{\pi}} [\text{m}]$$

Tab. 32: Výpočet průměrů potrubí

	Vstup	O2	O1	OD	NT02	NT01	Výstup
m [kg/s]	31,94	5,56	11,11	2,55	0,80	1,25	10,68
v [m³/kg]	0,041	0,183	0,375	0,375	0,932	2,163	16,420
w [m/s]	50	50	50	50	50	50	60
S [m²]	0,026	0,020	0,083	0,019	0,015	0,054	2,923
D [m]	0,183	0,161	0,361		0,138	0,262	1,25 x 2,35

- pozn. obdélníkový výstup = $2,923 \text{ m}^2 \approx 1250 \times 2350 \text{ mm}$

Části O1 a OD mají ve výkresu (příloha IX) společné potrubí. Průřez výstupu je obdélníkový o rozměrech 1250 x 2350 mm.

9 PROVOZNÍ STAVY

Turbína má nejvyšší účinnost při nominálním provozu 100 %, pro který je navrhována. I když snahou každého provozovatele je tento provoz udržovat, mohou nastat případy, kdy turbína pracuje v jiných režimech. Dle zadání se budeme zabývat stavem pro plně kondenzační 105% provoz a dále provoz pro 80% množství páry na vstupu a s polovičním množstvím v technologických odběrech.

Se změnou množství páry před turbínou, odchýlném protitlaku a při stálých průřezech dochází v každém stupni ke změně protékajícího množství, rozdělení tlaků a tepelných spádů. Závislost mezi tlakem p_1 , protitlakem p_2 a množstvím popisuje tzv. parní kužel. Pro kondenzační turbíny lze použít zjednodušený tvar, který vyjadřuje lineární závislost mezi změnou tlaku a množstvím v každém stupni, kromě posledního [1], [5]:

$$\frac{m_1}{m_0} = \frac{p_1}{p_0}$$

- index 0 ... návrhový stav
- index 1 ... jiný provozní stav

9.1 PROVOZ 80 %

Nejprve bylo nutné vypočítat potřebné množství chladicí vody v návrhovém stavu pro kondenzátor. Stejně množství bylo použito pro ostatní provoz. Vychází se z vypočítaných hodnot v bilančním schématu v kapitole 1. Tepelná bilance kondenzátoru je:

$$m_K \cdot c \cdot \Delta t = m_4 \cdot (i_4 - i_1) + m_{\text{NT01}'} \cdot (i'_{\text{NT01}} - i_1) - m_{\text{dk}} \cdot (i_1 - i_{\text{dk}})$$

- $c [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$... měrná tepelná kapacita (4180)
- $\Delta t [^\circ C]$... ohřátí chladicí vody (10)

Množství chladicí vody:

$$m_K = \frac{m_4 \cdot (i_4 - i_1) + m_{\text{NT01}'} \cdot (i'_{\text{NT01}} - i_1) - m_{\text{dk}} \cdot (i_1 - i_{\text{dk}})}{c \cdot \Delta t}$$

$$= \frac{38,45 \cdot (2301 - 171,7) + 7,38 \cdot (205,6 - 171,7) - 12 \cdot (171,7 - 104,7)}{4,18 \cdot 10}$$

$$= 1945,4 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Kondenzační tlak byl vypočítán iteračním způsobem, kdy pro volenou hodnotu protitlaku $p_4^{80\%}$ bylo zjištěno nové množství páry do kondenzátoru. To se musí přibližně rovnat skutečnému množství:

$$m_4^{80\%} = \frac{m_K \cdot c \cdot (t_2 - t_1) - m_{\text{NT01}'} \cdot (i'_{\text{NT01}} - i_1) + \frac{m_{\text{dk}}}{2} \cdot (i_1 - i_{\text{dk}})}{(i_4 - i_1)} [\text{t} \cdot \text{h}^{-1}]$$

$$t_2 = f_{\text{sat}}(p_4^{80\%}) - 3 [^\circ C]$$

$$i_1 = f_{\text{sat}}(p_4^{80\%}) [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$$i_4 [kJ \cdot kg^{-1}] \dots \text{z expanzní čáry v } i\text{-s diagramu}$$

Ostatní hodnoty byly spočítány dle vzorců v kapitole 1. Výsledek iteračního výpočtu pro protitlak 0,0889 bar je:

$$m_4^{80\%} = \frac{1945,4 \cdot 4,18 \cdot (40,5 - 28) - 8,24 \cdot (216,2 - 182,3) + \frac{6}{2} \cdot (182,3 - 104,9)}{(2320 - 182,3)} = 47,73 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Výstup z turbíny spočítaný dle parního kužele

$$m_4 = 47,76 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Podmínka je splněna:

$$m_4^{80\%} \cong m_4$$

Turbínu lze díky odběrům v návrhovém stavu pro různé hodnoty hmotnostních toků rozdělit na 5 částí. Dle parního kužele byla vypočítána změna toků a tlaků pro 80% provoz. V každém z technologických odběrů bylo odebíráno poloviční množství páry. Výsledky jsou zpracovány v tab. 33.

Tab. 33: Hmotnostní toky a tlaky v turbíně pro 80% provoz

Hm. tok turbínou [$\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$]			Parametry odběrů na konci jednotlivých částí 80% provozu			
část	100 %	80 %	p [bar]	i [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	T [$^{\circ}\text{C}$]	m [$\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$]
1.	115,00	92,00	vstup do turbíny (3)			
			82,45	3430	514,0	92,00
			druhý neregulovaný odběr (O2)			
			11,65	2980	269,2	10,00
2.	95,00	82,00	první neregulovaný odběr (O1)			
			5,50	2850	194,9	20,00
			odběr pro odplynovák (OD)			
			5,50	2850	194,9	6,00
3.	45,83	56,00	druhý odběr pro NTO (NTO2)			
			2,28	2710	124,4	3,17
4.	42,94	52,83	první odběr pro NTO (NTO1)			
			0,892	2575	96,4	5,07
5.	38,45	47,76	výstup do kondenzátoru (4)			
			0,089	2320	43,5	47,75

Bilanční schéma pro 80% provoz s přepočtenými parametry ve všech bodech dle kapitoly 1 je nakresleno v příloze VII.

9.2 PROVOZ 105 %

Nyní v technologických odběrech neproudí žádná pára, proto se hmotnostní toky v některých částech turbíny zvýší až 2,5 krát. Vznikl tak problém s přiváděnou párou do NTO2, která má vyšší teplotu sytosti než je potřeba. OD by v tomto případě špatně fungovala. Proto byla po konzultaci zavedena do přívodního potrubí NTO2 škrťací armatura. Tímto opatřením se snížil tlak páry na takovou hodnotu, aby OD ohříval napájecí vodu o 10 $^{\circ}\text{C}$.

Dále bylo uvažováno, že koncový rozdíl ohříváků by měl být zhruba úměrný ohřívanému množství vody. V našem případě byl koncový rozdíl NTO zvýšen z 3 °C na 6 °C, protože se množství ohřívání vody v NTO dvojnásobně zvětšilo.

Vypočet tlaku po seškrčení:

$$t_{k2} = 138 \text{ °C}$$

$$t_{\text{NTO2}}^2 = t_{k2} + \Delta t = 138 + 6 = 144 \text{ °C}$$

$$p_{\text{NTO2}}^2 = f_{\text{sat}}(t_{\text{NTO2}}^2) = f_{\text{sat}}(144) = 4,04 \text{ bar}$$

Protitlak byl vypočítán stejným způsobem jako v předešlém provozu 80 % jen s tím rozdílem, že do kondenzátoru není přiváděna žádná doplňující voda. Pro iteračně zjištěný protitlak 0,1801 bar je bilance kondenzátoru:

$$\begin{aligned} m_4^{80\%} &= \frac{m_K \cdot c \cdot (t_2 - t_1) - m_{\text{NTO1}'} \cdot (i'_{\text{NTO1}} - i_1)}{(i_4 - i_1)} \\ &= \frac{1945,4 \cdot 4,18 \cdot (54,8 - 28) - 16,29 \cdot (276,0 - 241,9)}{(2375 - 241,9)} \\ &= \mathbf{102,34 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}} \end{aligned}$$

Výstup z turbíny spočítaný dle parního kužele:

$$m_4 = \mathbf{102,35 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}}$$

Podmínka je splněna:

$$m_4^{80\%} \cong m_4$$

Změnu parametrů v jednotlivých bodech popisuje tab. 34.

Tab. 34: Hmotnostní toky a tlaky v turbíně pro 105% provoz

Hm. tok turbínou [$\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$]			Parametry odběrů na konci jednotlivých částí 105% provozu			
část	100 %	105 %	p [bar]	i [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	T [°C]	m [$\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$]
1.	115,00	120,75	vstup do turbíny (3)			
			82,45	3430	514,0	120,75
			druhý neregulovaný odběr (O2)			
			-	-	-	0
2.	95,00	120,75	první neregulovaný odběr (O1)			
			-	-	-	0
			odběr pro odplynovák (OD)			
			14,08	3045	301,9	2,11
3.	45,83	118,64	druhý odběr pro NTO (NTO2)			
			4,79	2840	192,1	5,75
4.	42,94	112,89	první odběr pro NTO (NTO1)			
			1,91	2680	118,8	10,54
5.	38,45	102,35	výstup do kondenzátoru (4)			
			0,180	2375	57,8	102,35

Bilanční schéma pro 105% provoz s přepočtenými parametry ve všech bodech dle kapitoly 1 je nakresleno v příloze VIII.



9.3 VÝKONY

9.3.1 VÝKON 100% PROVOZU

Celkový výkon na svorkách generátoru byl snížen o účinnost převodovky a generátoru:

$$P_C^{100\%} = P \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{ge} = 24188,5 \cdot 0,99 \cdot 0,9813 = 23498,8 \text{ kW} = \mathbf{23,50 \text{ MW}}$$

- $\eta_{př}$... účinnost převodovky (99 %)

- η_{ge} ... účinnost generátoru (98,13 %)

9.3.2 VÝKON 80% PROVOZU

Pro zjištění přesné velikosti výkonu v jiném provozu by se musela celá turbína znovu přepočítat. V této diplomové práci stačila přibližná velikost, která byla zjištěna pomocí jednoduchého vztahu: $P = M \cdot H_{iz} \cdot \eta$ [kW]. Z průtočné části spočítané v kapitole 2 byly známy velikosti výkonů jednotlivých stupňů se zahrnutou účinností celé turbíny (84,9 %). Pro daný provoz byla odhadnuta velikost účinnosti turbíny na 84 %. Výkony v každém stupni byly úměrně sníženy (zvýšeny) dle poměru hmotnostních toků procházejících stupněm. Součet těchto výkonů byl na závěr snížen poměrem účinností a entalpickým spádem, který není využit vzhledem ke zvýšenému protitlaku.

Tab. 35: Přepočet výkonu turbíny v 80% provozu

Stupeň	$\frac{M(100\%)}{M(80\%)} [-]$	Výkony stupňů [kW]	Výkon stupňů v 80 % [kW]	$\sum \text{výkonů} = P^{80\%}$ [kW]
1. – 8.	0,80	2800,9+1340,5+1409,2+1466,8 +1539,1+1598,2+1668,5+1596,1	10735,4	22328,0
9. – 10.	0,86	2158,8+2359,8	3899,6	
11.	1,22	2066,0	2520,5	
12.	1,23	1641,7	2019,3	
13. – 14.	1,24	1387,2+1155,7	3153,2	

Nevyužitý výkon:

$$P_z = M \cdot H_{iz} = \frac{47,76}{3,6} \cdot (2320 - 2300,56) = 257,9 \text{ kW}$$

- $M [t \cdot h^{-1}]$... hmotnostní tok v posledním stupni

- $H_{iz} [kJ \cdot kg^{-1}]$... nevyužitý entalpický spád

Celkový výkon 80% provozu:

$$P_C^{80\%} = (P^{80\%} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{ge} - P_z) \cdot \frac{\eta_{80\%}}{\eta_{100\%}} = (22328,0 \cdot 0,99 \cdot 0,9813 - 257,9) \cdot \frac{0,84}{0,849} = 21206,3 \text{ kW} = \mathbf{21,21 \text{ MW}}$$



9.3.3 VÝKON 105% PROVOZU

Postup byl stejný jako v předešlém provozu. Pouze účinnost turbíny zde byla uvažována ještě nižší, 83 %.

Tab. 36: Přepočet výkonu turbíny ve 105% provozu

Stupeň	$\frac{M(100\%)}{M(105\%)} [-]$	Výkony stupňů [kW]	Výkon stupňů ve 105 % [kW]	$\Sigma \text{výkonů} = P^{105\%}$ [kW]
1. – 8.	1,05	2800,9+1340,5+1409,2+1466,8+1539,1+1598,2+1668,5+1596,1	14090,2	36267,5
9. – 10.	1,27	2158,8+2359,8	5743,1	
11.	2,59	2066,0	5349,0	
12.	2,63	1641,7	4316,0	
13. - 14.	2,66	1387,2+1155,7	6769,2	

Nevyužitý výkon:

$$P_z = M \cdot H_{iz} = \frac{102,35}{3,6} \cdot (2375 - 2300,56) = 2116,3 \text{ kW}$$

Celkový výkon 105% provozu:

$$P_C^{105\%} = (P^{105\%} \cdot \eta_{př} \cdot \eta_{ge} - P_z) \cdot \frac{\eta_{105\%}}{\eta_{100\%}} = (36267,5 \cdot 0,99 \cdot 0,9813 - 2116,3) \cdot \frac{0,83}{0,849} = 32376,0 \text{ kW} = \mathbf{32,38 \text{ MW}}$$



ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout jednotělesovou parní turbínu 25 MW s odběry páry pro papírenský průmysl ze zadaných parametrů. Ostatní volené parametry byly vhodně navoleny po konzultaci s pracovníkem firmy Škoda Power.

Nejprve byly vypočítány parametry ve zvolených bodech bilančního schématu, které byly následně poupraveny po výpočtu průtočné části programem Turbina-Delphi. Turbína má ve svém nominálním provozu výkon 24,2 MW a termodynamickou účinnost 84,9 %. Průtočná část začíná regulačním stupeň na patním průměru 520 mm, dále následuje bubnová část sedmi stupňů začínající na patním průměru 370 mm a končící na 400 mm a nakonec je kolová část turbíny obsahující šest stupňů.

V následující části práce byly zvoleny dle výpočtu rychlostních trojúhelníků profily a délky oběžných a rozváděcích lopatek. Poslední dvě oběžné lopatky jsou modulové a jejich délka je dána dle zvyklostí Škoda Power.

V další části bylo zkontrolováno, že oběžné a rozváděcí lopatky vyhovují dovoleným druhům působících napětí.

Předposlední část byla věnována dodatečným výpočtům. Bylo ověřeno, že kritické otáčky rotoru se pohybují okolo doporučené hodnoty 70 % provozních otáček. Systém vnitřních ucpávek může vytvářet výkonovou ztrátu až 388 kW. Skupinová regulace je tvořena celkem jedenácti dýzami ve čtyřech skupinách.

Poslední část práce se zabývala změnou stavu turbíny v zadaných provozech. Pro oba provozy byla vytvořena nová bilanční schémata a zjednodušeně vypočítány výkony, které byly přepočteny pro 80% a 105% provoz na 21,21 MW a 32,38 MW.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: Tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007. 170 s. 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3
- [2] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: Návrh a výpočet*. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADELSTVÍ CERM, s.r.o., 2004. 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [3] KRBEK, Jaroslav; POLESNÝ, Bohumil; FIEDLER, Jan. *Strojní zařízení tepelných centrál: Návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR Real, s.r.o., 1999. 67 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory I – základy teorie a výpočtů*. 1. vyd. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADELSTVÍ CERM, s.r.o., 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [5] BEČVÁŘ, Josef a kolektiv. *Tepelné turbíny*. 1. vyd. Bratislava: STNL, 1968. 548 s.

Seznam použitých zkratk a symbolů

OD	Odplyňovací nádrž
NN	Napájecí nádrž
NT01	První nízkotlaký ohřívák
NT02	Druhý nízkotlaký ohřívák
VT	Vysokotlaká část
ST	Středotlaká část
NT	Nízkotlaká část
V	Válcová lopatka
Z	Zkrucovaná lopatka

Seznam použitého softwaru

Microsoft Office Word 2007
Microsoft Office Excel 2007
Doplněk programu Excel IAPWS IF97.dll
Turbina-Delphi 1.2.0
Autodesk AutoCAD 2008



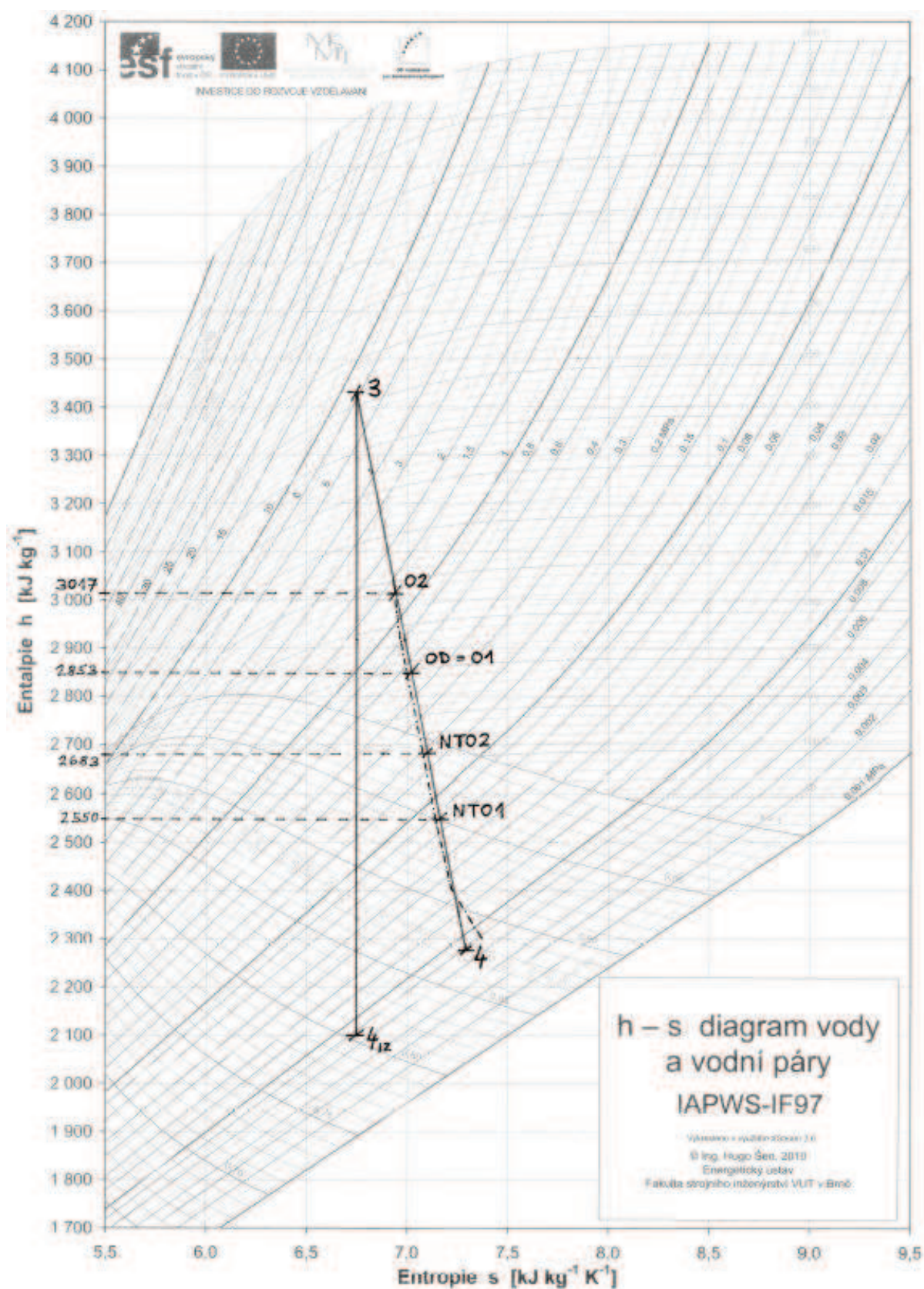
Seznam použitých veličin

p	[MPa]	tlak
t	[°C]	teplota
i	[kJ·kg ⁻¹]	entalpie
s	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	entropie
M	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní tok
H	[kJ·kg ⁻¹]	entalpický spád
η	[-]	účinnost
d	[m]	průměr
L	[m]	délka
P	[kW]	výkon
σ	[MPa]	napětí
m	[kg]	hmotnost
V	[m ³]	objem
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota

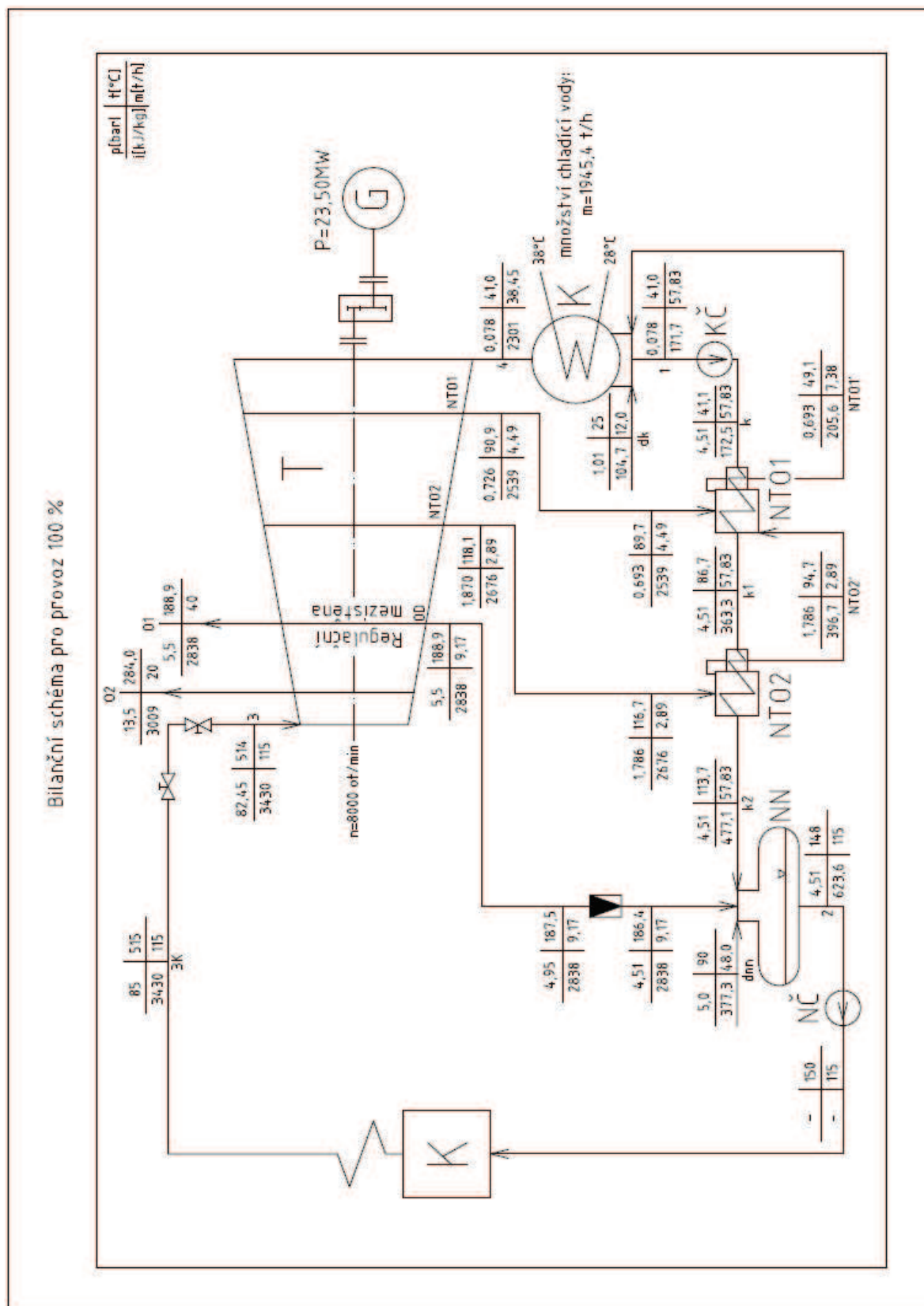
Seznam příloh

Příloha I	Expanze turbíny v i-s diagramu
Příloha II	Bilanční schéma pro provoz 100 %
Příloha III	Charakteristiky profilů
Příloha IV	Dovolená namáhání materiálů v závislosti na teplotě
Příloha V	Průtokový součinitel ucpávek
Příloha VI	Součinitel zohledňující nepravý labyrint
Příloha VII	Bilanční schéma pro provoz 80 %
Příloha VIII	Bilanční schéma pro provoz 105 %
Příloha IX	Výkres podélného řezu turbínou

PŘÍLOHA I: EXPANZE TURBÍNY V I-S DIAGRAMU



PŘÍLOHA II: BILANČNÍ SCHÉMA PRO PROVOZ 100 %



PŘÍLOHA III: CHARAKTERISTIKY PROFILŮ [1]

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	α_1 (°)	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

Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm

(jen pro oběžné lopatky)

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



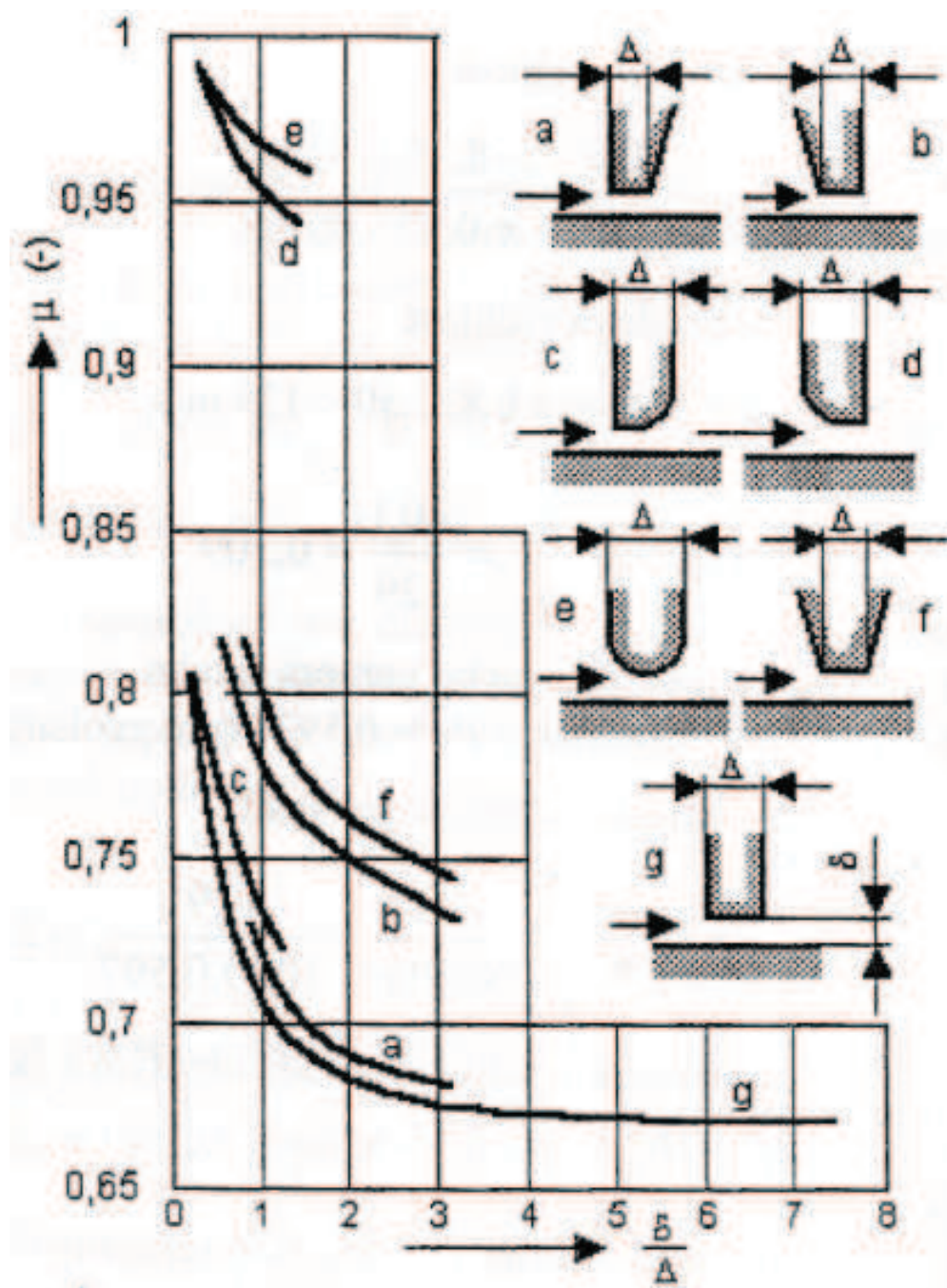
PŘÍLOHA IV: DOVOLENÁ NAMÁHÁNÍ MATERIÁLŮ V ZÁVISLOSTI NA TEPLOTĚ [1]

řádek	název materiálu	Sq[km]	Imax	S20	100	200	300	350	375	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	82												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			• korozivní (pro jaderné 220)
00108	SN 422903.6	360	400	180	145	140	135	132	131	130												214	209	202	193	182			• slitina i do 250° C
00109	422425	245	250	59	59	59	59															126	124	121	119				• tyče, vt profily i nad 400° C
00201	15 128.5	274	550	220	214	207	196	172	172	172	153	133	133	133	86	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 do 400° C
00203	17 021.2	274	400	220	204	188	180	172	172	172																			• přesné odlitky u starých strojů
00204	422745	319	550	255	245	240	235	220	220	220	208	208	134	134	88	88	59	59	59	59									• svařovaná rozváděcí kola i do 400° C
00205	SN 422903	360	400	284	231	223	216	208	208	208																			• svařovaná rozváděcí kola i do 400° C
00206	422904	294	400	235	220	206	191	186	186	186																			• rozv. lop. zalité v šedé litině (NT)
00207	422905	245	400	196	180	169	161	153	153	153																			• Alstom, nahraďa 15 335
00208	Alsth.C51R-3	441	550	353	328	309	279	258	258	258	231	231	147	147	147	115	115	88	88	88									• VT,ST rotory měrně namáhané a studenéjší
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 více namáhané a teplejší
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									• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00304	16 431.6	588	500	235	216	196	176	167	162	157	152	137	118	98	73														• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00305	16 431.9	637	500	235	235	216	196	186	181	176	172	137	118	98	73														• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00306	16 444.6(9)	735	420	294	279	255	230	216	196	176	147																		• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00307	16 536.6	686	420	276	260	235	216	206	191	176	147																		• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00308	16 536.6 a	314	420	314	299	276	245	230	206	176	147																		• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00401	PAK 1.6	490	460	196	186	172	157	137	123	88	69	53	37																• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00402	PAK 1.6 vyk	539	420	216	206	186	172	152	132	98	78																		• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00403	PAK 2MV.7	570	550	230	221	211	201	191	186	181	176	172	167	162	142	123	103	88	74	59									• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00404	P-AK 1 TD	686	200	275	260	245																							• VT,ST rotory více namáhané a teplejší
00501	15 320.9	588	550	157	150	144	125	115	110	105	102	99	96	82	63	52	44	37	31	26									• VT,ST rotory více namáhané a teplejší

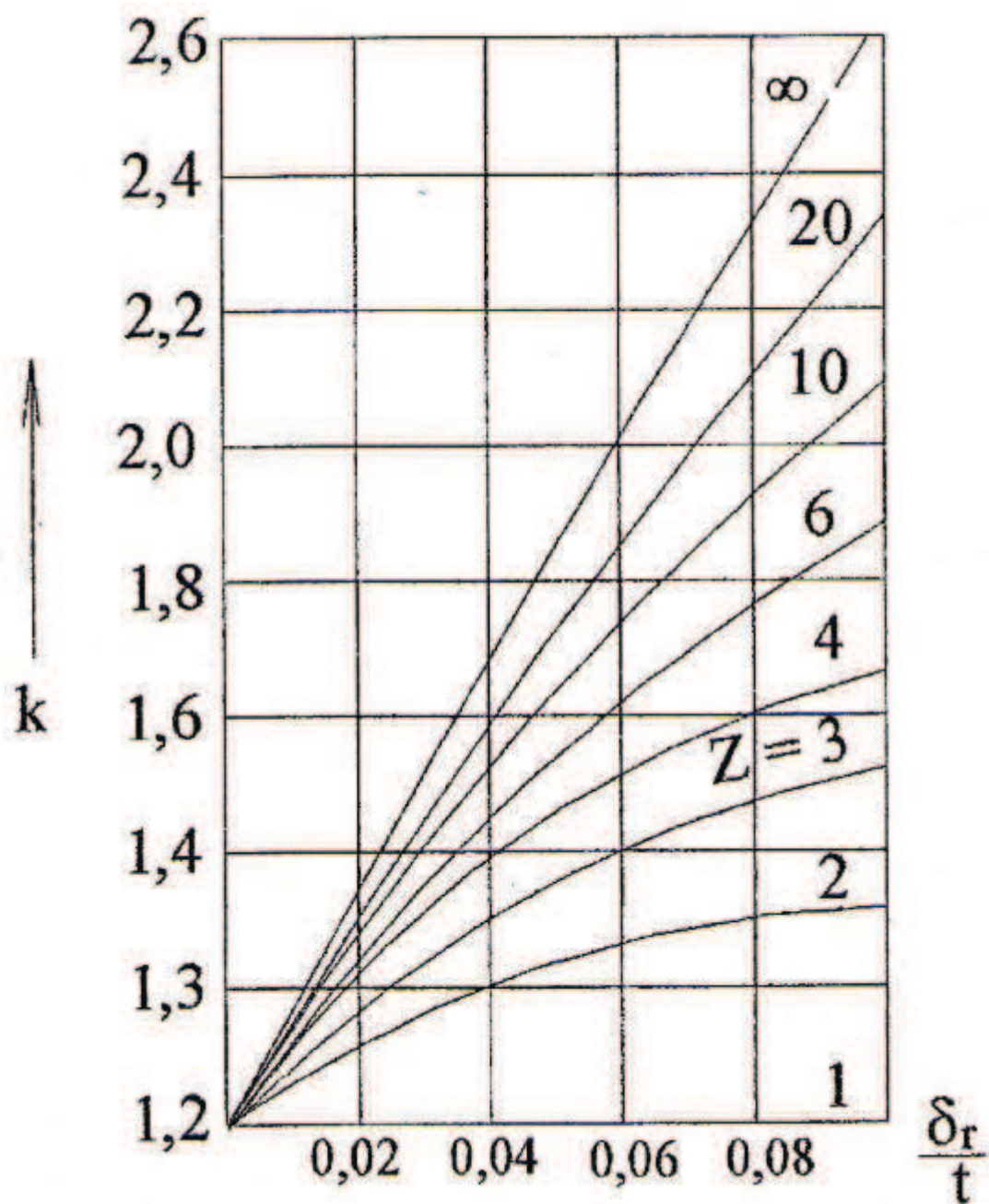
Sq[km].....mez kluzu [Mpa]

koliky

PŘÍLOHA V: PRŮTOKOVÝ SOUČINITEL UCPÁVEK [2]

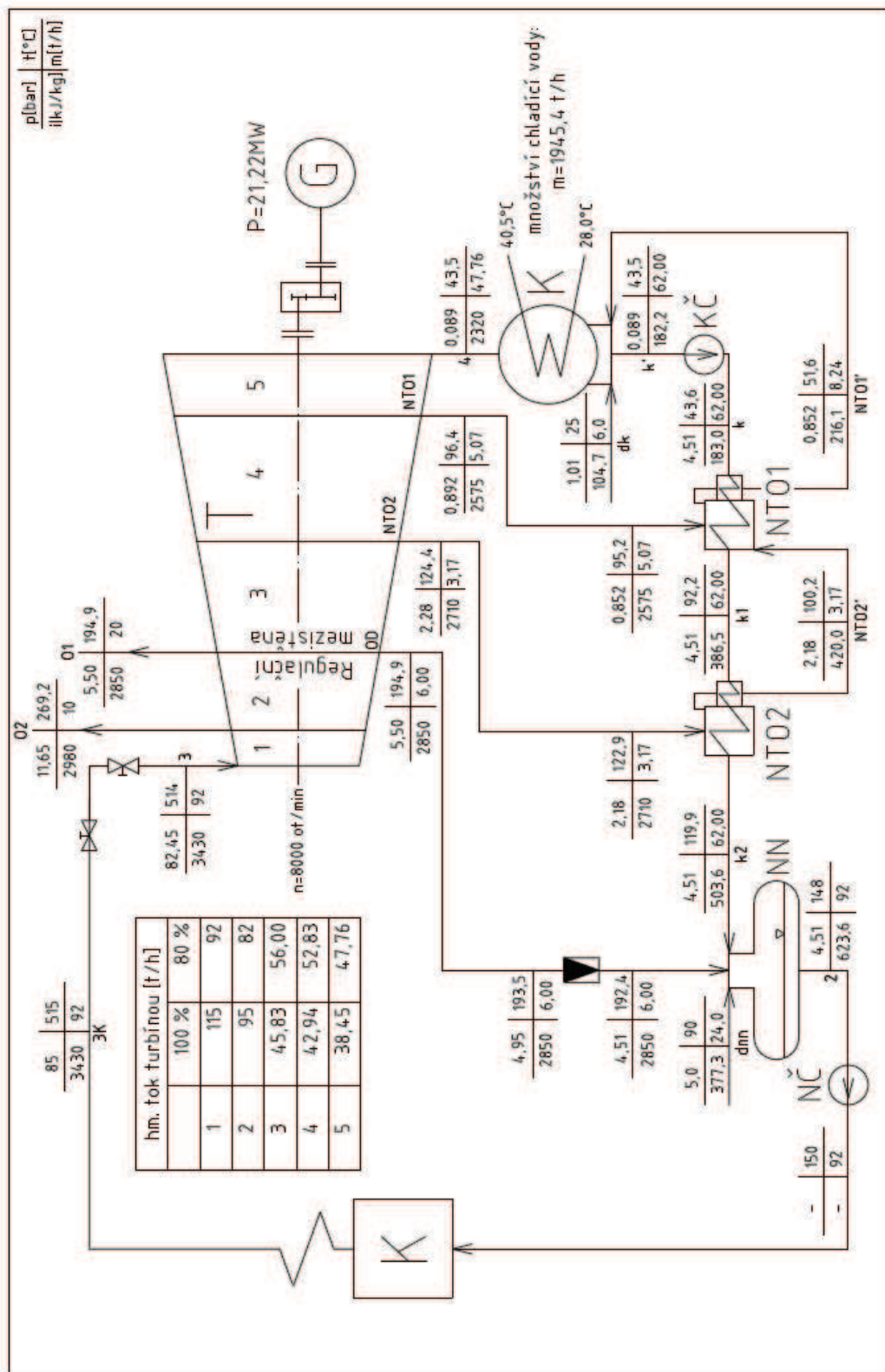


PŘÍLOHA VI: SOUČINITEL ZOHLEDŇUJÍCÍ NEPRAVÝ LABYRINT [1]



PŘÍLOHA VII: BILANČNÍ SCHÉMA PRO PROVOZ 80 %

Bilanční schéma pro provoz 80 %



PŘÍLOHA VIII: BILANČNÍ SCHÉMA PRO PROVOZ 105 %

Bilanční schéma pro provoz 105 %

