

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 **Strojní inženýrství**

Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Empirický odhad tlakové ztráty v nástavbě kondenzátoru

Autor: Lukáš Voráček

Vedoucí práce: Ing. Pavel Žitek

Konzultant práce: doc. Ing. Michal Hoznedl, Ph.D.

Akademický rok 2018/2019

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Lukáš VORÁČEK**

Osobní číslo: **S16B0172P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**

Název tématu: **Empirický odhad tlakové ztráty v nástavbě kondenzátoru**

Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Úvod.
2. Obecný popis a rozdělení tlakových ztrát v kanálech.
3. Popis a funkce nástavby kondenzátoru parní turbíny a výpočet jejího vlivu na účinnost nízkotlakého dílu parní turbíny.
4. Výpočet tlakové ztráty výztužných potrubí a dalších vestaveb umístěných v nástavbě kondenzátoru.
5. Zjištění vlivu jednotlivých vnitřních komponent na celkovou ztrátu v nástavbě a doporučení pro jejich tvarovou nebo prostorovou optimalizaci.
6. Závěr.

Rozsah grafických prací: schéma, grafy

Rozsah kvalifikační práce: 30 - 40 stran

Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- Bečvář J.: Tepelné turbíny, 1. vyd. Praha: SNTL, 1968, 543 s.
- Idelchik I. E.: Handbook of hydraulic resistance, Ed. 3. Jaico Publishing House, Mumbai, 2008, ISBN 81-7992-118-2
- Kreidl M.: Měření teploty: senzory a měřící obvody, 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2005, 239 s., Senzory neelektrických veličin, sv. 1., ISBN 80-7300-145-4
- Hoznedl M. et al.: Experimentální měření tlakové ztráty ve výstupních trakttech turbíny Vartan 131 MW, Výzkumná zpráva Škoda, TZTP 0959, 2016

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Žitek

Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant bakalářské práce: Doc. Ing. Michal Hoznedl, Ph.D.

Doosan Škoda Power

Datum zadání bakalářské práce: 30. října 2018

Termín odevzdání bakalářské práce: 24. května 2019



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 25. října 2018

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Voráček	Jméno Lukáš	
STUDIJNÍ OBOR	Stavba energetických strojů a zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Žitek	Jméno Pavel	
PRACOVISŤE	ZČU – FST – KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Empirický odhad tlakové ztráty v nastavbě kondenzátoru		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	74	TEXTOVÁ ČÁST	67	GRAFICKÁ ČÁST	7
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS	Bakalářská práce obsahuje obecný popis tlakových ztrát v kanálech, popis a funkce nastavby kondenzátoru a výpočet jejího vlivu na účinnost nízkotlakého dílu parní turbíny, výpočty tlakových ztrát vnitřních komponent nastavby kondenzátoru a popis tvarových a prostorových optimalizací komponent vedoucím ke snížení tlakových ztrát.
KLÍČOVÁ SLOVA	Nastavba kondenzátoru, tlakové ztráty, empirické vztahy, proudění

SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

AUTHOR	Surname Voráček	Name Lukáš
FIELD OF STUDY	Design of Power Machines and Equipment	
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Žitek	Name Pavel
INSTITUTION	ZČU – FST – KKE	
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Empirical estimation of pressure drops in condenser neck	

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKE	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	74	TEXT PART	67	GRAPHICAL PART	7
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	The bachelor thesis contains general description of pressure drops in channels, description and function of condenser neck and its influence on efficiency of low pressure part of steam turbine, calculations of pressure drops of internal components of condenser neck and description of shape and spatial optimization of components leading to reduce pressure drops.
KEY WORDS	Condenser neck, pressure drops, empirical relations, flow

Použité symboly a zkratky:

F	Plocha	[m ²]
T	Teplota	[K]
D	Průměr	[m]
r	Poloměr	[m]
W	Rychlost	[m/s]
p, p _s , p _d , p _c	Tlak statický, dynamický, celkový	[Pa]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
ζ	Ztrátový součinitel	[-]
ρ	Měrná hmotnost	[kg/m ³]
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]
μ	Dynamická viskozita	[N*s/m ²]
ṁ	Hmotnostní průtok	[kg/s]
h	Entalpie	[m ² *kg/s ²]
s	Entropie	[J/K]
Δ	Výška zdrsňení stěny	[m]
δ _p	Tloušťka vazké podvrstvy	[m]
L	Délka	[m]
D _h	Hydraulický průměr	[m]
Q	Teplo	[J]
λ	Součinitel ztráty třením	[-]
Δ̄	Relativní drsnost	[-]
P _{dr}	Odporová síla	[N]
N, P	Výkon	[W]
C _x	Odporový koeficient	[-]
a	Rychlost zvuku v plynu	[m/s]

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Michalu Hoznedlovi, Ph.D. za odborné vedení, trpělivost a ochotu, kterou mi v průběhu zpracování práce věnoval. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavel Žitkovi za rady při finální úpravě práce.

Obsah

1. ÚVOD	11
2. OBECNÝ POPIS A ROZDĚLENÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT V KANÁLECH	12
2.1. ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ PROUDĚNÍ	12
2.2. TLAKOVÉ ZTRÁTY.....	13
2.2.1. Ztráty způsobené třením	13
2.2.2. Ztráty místní	16
3. POPIS FUNKCE NÁSTAVBY KONDENZÁTORU PARNÍ TURBÍNY A VÝPOČET JEJÍHO VLIVU NA ÚČINNOST NÍZKOTLAKÉHO DÍLU PARNÍ TURBÍNY	18
3.1. NÁSTAVBA KONDENZÁTORU	18
3.2. ÚČINNOST RANKINE-CLAUSIOVA CYKLU.....	19
3.3. VLIV KONEČNÉHO TLAKU EXPANZE	20
3.4. VLIV TVARU NÁSTAVBY KONDENZÁTORU NA ÚČINNOST PARNÍ TURBÍNY	21
3.4.1. Termodynamické děje v difuzorech	22
3.4.2. Optimální tvar difuzoru	22
3.5. VLIV NÁSTAVBY KONDENZÁTORU S VNITŘNÍMI KOMPONENTY NA ÚČINNOST PARNÍ TURBÍNY.....	24
4. VÝPOČET TLAKOVÉ ZTRÁTY VÝZTUŽNÝCH POTRUBÍ A DALŠÍCH VESTAVEB, UMÍSTĚNÝCH V NÁSTAVBĚ KONDENZÁTORU.....	25
4.1. ROVNICE KONTINUITY	25
4.2. BERNOULLIHO ROVNICE.....	26
4.3. VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT V NÁSTAVBĚ KONDENZÁTORU.....	28
4.3.1. Referenční nastavba kondenzátoru.....	29
4.3.2. Počáteční podmínky pro výpočet.....	30
4.3.3. Vliv rozšíření	30
4.3.4. Výpočet tlakových ztrát zapříčiněných třením	33
4.3.5. Vliv výztuží nastavby kondenzátoru	35
4.3.6. Vliv vložených kruhových těles do proudu.....	38
5. ZJIŠTĚNÍ VLIVU JEDNOTLIVÝCH VNITŘNÍCH KOMPONENT NA CELKOVOU ZTRÁTU V NÁSTAVBĚ A DOPORUČENÍ PRO JEJICH TVAROVOU NEBO PROSTOROVOU OPTIMALIZACI.....	47
5.1. VLIV VNITŘNÍCH KOMPONENT.....	47
5.1.1. Vliv výztužných mříží	51
5.1.2. Vliv nízkotlakého ohříváku	52
5.1.3. Vliv odběrových potrubí	53
5.2. OPTIMALIZACE VNITŘNÍCH KOMPONENT NÁSTAVBY KONDENZÁTORU.....	54

Stavba energetických strojů a zařízení

Lukáš Voráček

5.2.1.	<i>Tvarová optimalizace vnitřních výztužných mříží</i>	54
5.2.2.	<i>Prostorová optimalizace</i>	55
5.2.3.	<i>Řešení optimalizace výztužných mříží</i>	56
5.3.	OPTIMALIZACE KONSTRUKCE NÁSTAVBY KONDENZÁTORU	58
5.3.1.	<i>Varianty nastavby kondenzátoru</i>	59
5.4.	VLIV OPTIMALIZACE NA VÝKON NÍZKOTLAKÉHO DÍLU TURBÍNY	62
5.4.1.	<i>Výkon NT dílu turbíny bez nastavby kondenzátoru</i>	62
5.4.2.	<i>Výkon NT dílu turbíny s referenční nastavbou</i>	63
5.4.3.	<i>Výkon NT dílu turbíny s 2. variantou nastavby kondenzátoru</i>	63
6.	ZÁVĚR	65
	REFERENCE	66
	SEZNAM TABULEK	67
	SEZNAM OBRÁZKŮ	68
	PŘÍLOHA 1	70
	PŘÍLOHA 2	71
	PŘÍLOHA 3	72
	PŘÍLOHA 4	73
	PŘÍLOHA 5	74

1. Úvod

Tlakové ztráty lze považovat za žádoucí či nežádoucí jev. Za nežádoucí můžeme označit tlakové ztráty takové, při kterých probíhá samovolná a nevratná přeměna tlakové energie v jinou formu energie, a to na místech, kde dochází ke ztrátě využitelné formy energie. Jako tlakovou ztrátu žádoucí můžeme označit proces v zařízení tomu určenému, jako je například zařízení regulační.

Tlakové ztráty ve výstupním zařízení turbíny ovlivňují parametry výstupní páry z turbíny. Optimalizací výstupních zařízení můžeme docílit snížení výstupního tlaku z turbíny, a tedy navýšení výkonu daného dílu turbo-strojů. Tlakové ztráty ve výstupním zařízení považujeme tedy za nežádoucí jev, který je nutno zohlednit pro návrh maximálního ekonomického využití stroje.

Cílem této práce je odhadnout tlakové ztráty v nástavbě kondenzátoru za využití empirických vztahů a navrhnout tvarovou a prostorovou optimalizaci vnitřních komponent, které mají vliv na tlakové ztráty.

V první části práce jsou obecně popsány tlakové ztráty, popis nástavby kondenzátoru a vliv nástavby na účinnost parní nízkotlaké turbíny. Druhá část práce je věnována konkrétním rozborům a výpočtům tlakových ztrát vnitřních komponent nástavby kondenzátoru, zjištění vlivu jednotlivých vnitřních komponent na tlakové ztráty a doporučení pro jejich optimalizaci.

2. Obecný popis a rozdělení tlakových ztrát v kanálech

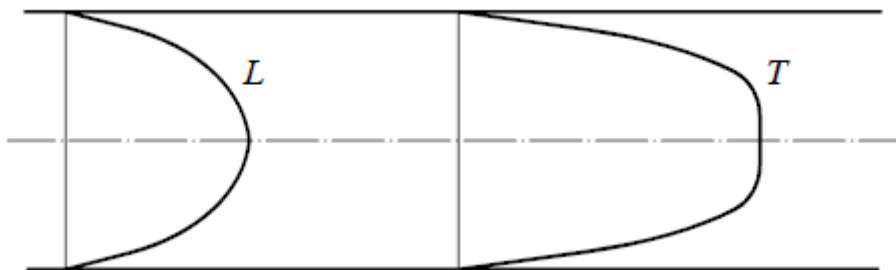
Tato kapitola je věnována obecnému popisu proudění a tlakovým ztrátám, jejich rozdělení a základním výpočetním vztahům.

2.1. Základní rozdělení proudění

Rozeznáváme dva základní druhy proudění vazkého plynu, proudění laminární a turbulentní (viz Obrázek 1).

Charakteristickou vlastností laminárního proudění je, že se jednotlivé částice pohybují rovnoběžně (ve vrstvách). Rozdílná rychlost vrstev a vazkost tekutiny zapříčiňují vznik tečných napětí a dochází tak ke zpomalování či urychlování „vrstev“ o rozdílných rychlostech. Laminární proudění vzniká při poměrně malých rychlostech nebo při vysokém součiniteli vazkosti.

Turbulentní proudění je charakterizováno neuspořádaným prostorovým pohybem. Při takovém pohybu dochází k míšení částic. Rychlost ani tlak nejsou ve sledovaném bodě konstantní, ale lze pracovat se středními hodnotami těchto veličin.



Obrázek 1 Turbulentní / laminární proudění [1]

Turbulentní a laminární proudění dělíme dle hodnoty podobnostního čísla tzv. Reynoldsova čísla, viz rovnice (1), které vyjadřuje poměr mezi setrvačnými a vazkými silami. Toto podobnostní číslo bylo odvozeno z mechanických podobností hydrodynamických dějů vazkých tekutin v kanálech geometricky podobných.

$$\text{Re} = \frac{W_s * D_h}{\nu} \quad (1)$$

$$D_h = \frac{4 * \text{Průtočná plocha}}{\text{Smáčený obvod}} \quad (2)$$

Kinematická viskozita ν je dána poměrem dynamické viskozity η [$\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$] a měrné hmotnosti ρ [kg/m^3].

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3)$$

Hranice mezi laminárním a turbulentním prouděním je při hodnotě přibližně $Re = 2320$. Pod touto hranicí se vyskytuje pouze laminární proudění (při nerušeném průtoku). Nad touto hranicí se začíná postupně utvářet turbulentní proudění, které můžeme považovat za plně turbulentní od hranice $Re = 10^5$. [4]

2.2. Tlakové ztráty

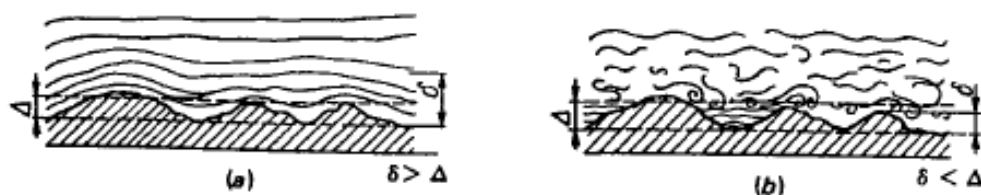
Při proudění tekutin dochází neustále k disipaci, tj. k přeměně části kinetické energie tekutiny vlivem tření na teplo (nevratný děj). Disipace způsobuje snížení mechanické energie tekutiny při zvýšení vnitřní energie. Tento proces má za následek pokles celkového tlaku, při neměnné rychlosti pokles statického tlaku. Výpočty tlakových ztrát v potrubí se dělí na dvě skupiny, a to na ztráty způsobené třením a ztráty místní. [1]

2.2.1. Ztráty způsobené třením

Ztráty třením vznikají při proudění vazké tekutiny. Jak již bylo popsáno výše, proudění se pohybuje ve „vrstvách“ o různých rychlostech. Jelikož proudění nemá totožnou rychlost s obtékanou stěnou, vzniká zde smykové napětí, které zapříčiňuje přeměnu kinetické energie na teplo. [2]

Výpočet tlakových ztrát je ovlivněn drsností obtékaných stěn potrubí či vložených těles v proudícím médiu. Smáčený povrch lze rozdělit na hydraulicky hladký či hydraulicky drsný. Rozdělení je závislé na poměru vazké podvrstvy a střední výšky zdrsnění smáčené stěny.

Pro hydraulicky hladké potrubí uvažujeme, že výška zdrsnění Δ nepřesahuje vazkou podvrstvu δ a nezasahuje tak do proudění. Pro hydraulicky drsné potrubí přesahuje výška zdrsnění vazkou podvrstvu a zasahuje tak do proudění (viz Obrázek 2). [1]



Obrázek 2 Vliv výšky zdrsnění obtékané stěny na ztráty třením [1]

Tlakové ztráty se počítají rozdílně v závislosti na charakteristice proudění. Ve strojírenské praxi se většinou setkáme s případy, kdy se vyskytuje pouze turbulentní proudění.

Tlakové ztráty zapříčiněné třením lze vypočítat dle následujícího vztahu (4):

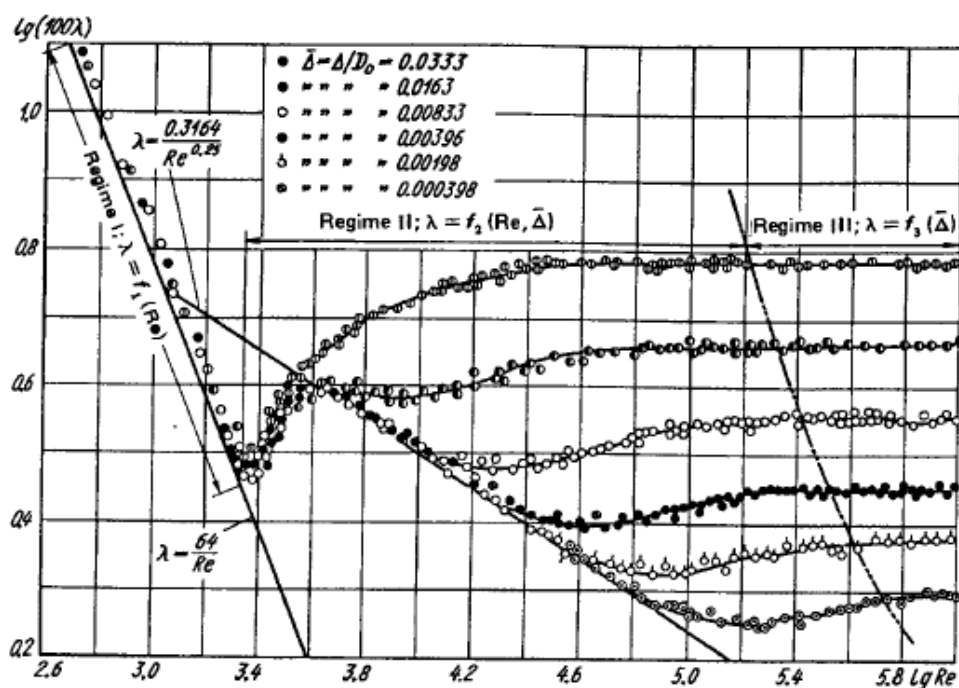
$$p_{c1} - p_{c2} = \Delta p = \zeta * p_{d1} = \zeta * \rho * \frac{w_1^2}{2} \quad (4)$$

Pro tlakové ztráty způsobené třením je ztrátový součinitel ζ dále funkcí λ , L a v nepřímé úměře D_h – hydraulický průměr viz rovnice (2). [1]

$$\zeta = \lambda * \frac{L}{D_h} \quad (5)$$

Součinitel λ se určuje počteně nebo odečtením hodnot z grafů. Hodnota λ , získána z proudění v potrubí s uměle vytvořenou drsností stěny, je dle Nikuradse funkcí Re a relativní drsnosti $\bar{\Delta}$. Z experimentů byl sestaven Nikuradsovův diagram (viz Obrázek 3), který udává hodnotu λ za různých podmínek.

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_0} \quad (6)$$



Obrázek 3 Nikuradseho diagram pro potrubí s umělou drsností [3]

Diagram můžeme rozdělit do tří oblastí popsáno níže.

Protože ztráty zapříčiněné třením jsou přímo úměrné na délce styku média s obtékanou stěnou, bude dále uvažováno pouze se ztrátami způsobené třením v dlouhých potrubních úsecích.

2.2.1.1. Oblast laminární proudění v potrubí

V důsledku převažujících sil vzniklých třením se v laminárním proudění uvažuje obtékaný povrch jako dokonale hladký. Důsledkem je, že se výška zdrsnění stěny pro laminární proudění neuvažuje, pokud není velmi vysoká. Za těchto podmínek je součinitel λ pouze funkcí Re , viz (7). [3]

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (7)$$

V Nikuradseho diagramu platí tato funkce od $Re = 0$ až do hodnoty $Re \approx 2320$.

2.2.1.2. Kritická a přechodová oblast

Při zvyšujícím se Reynoldsovo čísla začíná dominovat setrvačná síla, která je úměrná rychlosti. Proudění se začíná přeměňovat z laminárního na turbulentní. Takovéto chování nazýváme jako přechodové.

Kritická oblast se vyskytuje pro hodnoty $2000 > Re < 4000$. Hodnota součinitele λ se při prvotní přeměně proudění z laminárního na turbulentní skokově navýší v závislosti na relativní drsnosti $\bar{\Delta}$ počítaného potrubí.

Přechodová oblast proudění navazuje na hodnotu λ z kritické oblasti a je závislá na Re a relativní drsnosti $\bar{\Delta}$. Průběh λ zpočátku sleduje Blasiovu funkci (8) a odděluje se v závislosti na velikosti relativní drsnosti. [3]

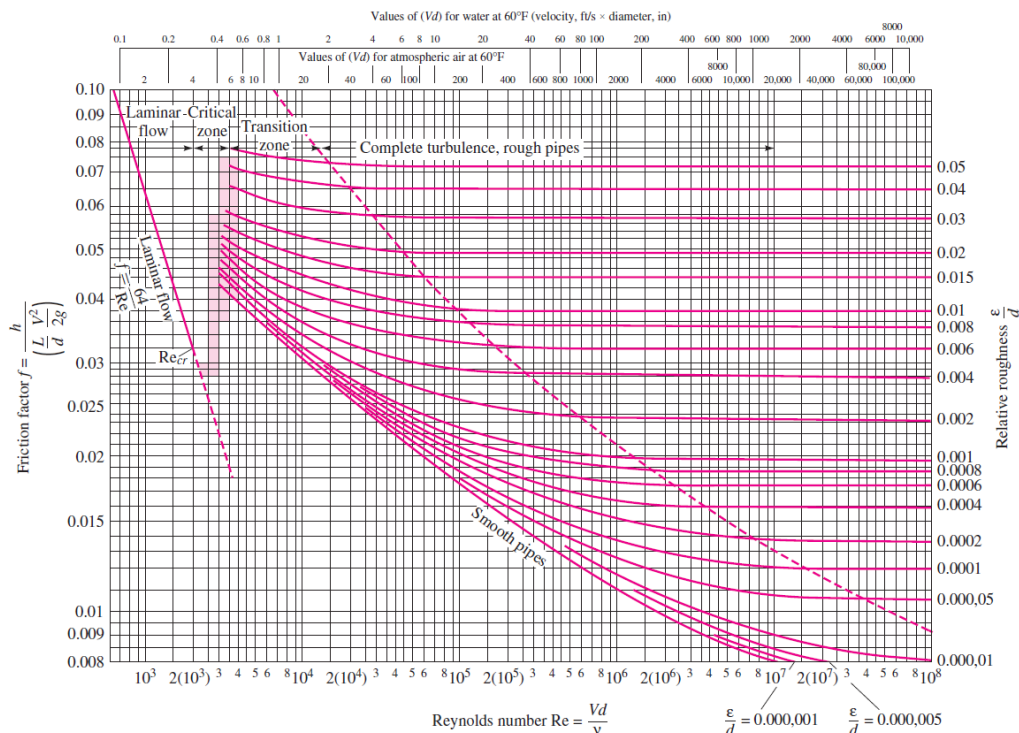
$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (8)$$

K výpočtu součinitele λ ve větším rozsahu a při vlivu uvažování drsnosti povrchu se například využívá Colebrookova rovnice (9). [3]

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\bar{\Delta}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (9)$$

Z Colebrookovy rovnice je vidět chování průběhu λ . Při nízké relativní drsnosti $\bar{\Delta} \rightarrow 0$ se první člen závorky zanedbává a rovnice směřuje k Blasiově funkci, při $Re \rightarrow \infty$ se zanedbává druhý člen a průběh λ je závislý pouze na relativní drsnosti. [3]

Z Colebrookovy rovnice byla tak sestavena další grafická podoba pro určení součinitele λ tzv. Moodyho diagram (viz Obrázek 4). [2]



Obrázek 4 Moodyho diagram [2]

2.2.1.3. Kvadratická oblast

Reynoldosovo číslo už dosáhlo hodnoty Re_{lim} , kdy můžeme proudění považovat za plně turbulentní. Proudění se vyznačuje nahodilým pohybem částic, to zapříčiní výrazný vliv drsnosti stěn obtékaného povrchu na ztráty zapříčiněné třením.

Hodnota Re_{lim} , od které můžeme uvažovat kvadratickou oblast, je vyjádřena například podle Colebrooka (10). [3]

$$Re_{lim} = \frac{200}{3,7} * \frac{1}{\Delta} \quad (10)$$

V kvadratické oblasti jsou ztráty zapříčiněné třením funkcí relativní drsnosti. Můžeme uvažovat $Re \rightarrow \infty$.

2.2.2. Ztráty místní

Místní ztráty jsou na rozdíl od ztrát způsobených třením lokalizované v poměrně krátkých úsecích potrubních sítí. Příčinou místních tlakových ztrát je intenzivní víření, které vzniká při náhlé změně směru proudění, při změně velikosti rychlosti, zejména jejím náhlým

snížením. Tyto tlakové ztráty vznikají například v místech, kde je zúžení nebo rozšíření potrubí, koleno na potrubí či obtékané těleso vně potrubí. Rozlišujeme dva typy obtékaných těles, které zapříčínují tlakové ztráty a to: [2]

1. Dobře obtékané těleso – U dobře obtékaného tělesa nedochází k odtržení mezní vrstvy a veškeré tlakové ztráty jsou zapříčíněné třením. Při velkých úhlech náběhu tekutiny na obtékané těleso se odtrhává mezní vrstva a vzniká odpor tělesa. Tlakové ztráty po odtržení mezní vrstvy jsou zapříčíněné třením i odporem tělesa. Při takových podmínkách lze takto obtékané těleso nazývat špatně obtékaným. Jako dobře obtékané těleso můžeme nazvat rovinou desku vloženou do proudícího média rovnoběžně s proudnicemi nebo jakékoli jiné těleso proudnicového tvaru (takové těleso, kde nedochází k odtržení mezní vrstvy). [2]
2. Špatně obtékané těleso – U špatně obtékaného tělesa je tlaková ztráta zapříčíněna především vysokým odporem tělesa. Odpor třením je oproti ztrátám zapříčíněným odporem zanedbatelný. Jako špatně obtékané těleso můžeme například nazvat desku vloženou do proudícího média kolmo k proudnicím tohoto média nebo jakékoli jiné těleso, kde dochází k odtržení mezní vrstvy. [2]

Pro výpočet místních tlakových ztrát se využívá ztrátový koeficient ζ . Stanovení tohoto koeficientu je cílem mnoha experimentů nebo numerických simulací, na jejich základě je vytvořen obecný postup pro stanovení hodnoty tohoto koeficientu. Existuje mnoho světových knižních vydání nebo online tabulek, kde se vyskytují empirické hodnoty pro tento ztrátový součinitel, například v literatuře: Handbook of Hydraulic Resistance [3], Internal Flow Systems [8].

Tlakové ztráty zapříčíněných místní překážkou lze vypočítat dle vztahu (4):

$$p_{c1} - p_{c2} = \Delta p = \zeta * p_{d1} = \zeta * \rho * \frac{w_1^2}{2}$$

3. Popis funkce nástavby kondenzátoru parní turbíny a výpočet jejího vlivu na účinnost nízkotlakého dílu parní turbíny

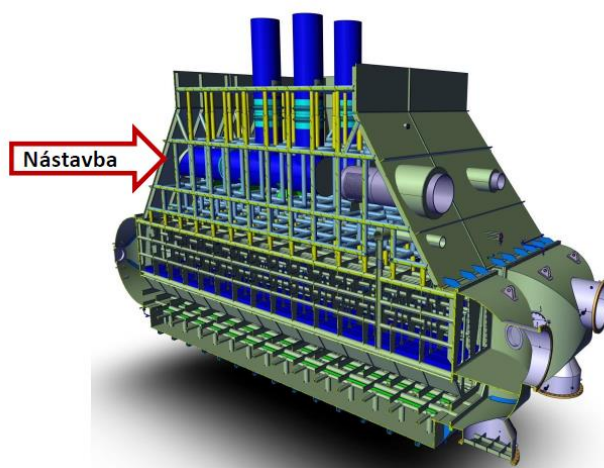
3.1. Nástavba kondenzátoru

Pro optimalizaci účinnosti parních strojů je důležité studovat nejen samotnou průtočnou část stroje, ale také zařízení odvádějící pracovní médium. Mezi takové zařízení patří i nástavba kondenzátoru, která spojuje kondenzátor s hrdlem nízkotlaké turbíny.

Hlavní úlohou nástavby kondenzátoru je odvést vystupující médium z kondenzační turbíny do prostor hlavního kondenzátoru.

Pro kondenzační turbíny je v prostorách kondenzátoru držený vysoký podtlak, kterým se zajišťuje zvýšení účinnosti parního cyklu (popsáno níže). Nástavba kondenzátoru musí udržet tento podtlak. To zapříčiňuje namáhání jejího pláště tlakem z vnější atmosféry. Pro zabránění deformace od rozdílnosti tlaků jsou do nástavby kondenzátoru instalovány vnitřní výztuže.

Samotná nástavba kondenzátoru je kruhový nebo obdélníkový kanál, konstantního nebo rozšiřujícího se průřezu. Variace těchto geometrií se využívá pro optimalizaci tlaků na výstupu z turbíny, popsáno dále. Nástavba kondenzátoru dále umožňuje umístění některých zařízení jako například vyústění bypassu, sprchy pro zavedení demi-vody. V některých případech je možné do nástavby umístit nízkotlaký regenerační ohřívák (dále NTO). [5]



Obrázek 5 Nástavba kondenzátoru [5]

3.2. Účinnost Rankine-Clausiova cyklu

Teoretická práce Rankine-Clausiova cyklu (bez uvažování ztrát) je dána rozdílem přivedeného $q_{př}$ a odvedeného q_{od} tepla. Poněvadž je přivedené teplo izobarický děj, je dáno rozdílem entalpie páry v přehřátém stavu a entalpie vody v kondenzátoru (11). [4]

$$q_{př} = h_1 - h_3 \quad (11)$$

Odvedené teplo je dáno rozdílem entalpií vstupujících do kondenzátoru a entalpií vody v kondenzátoru (12).

$$q_{od} = h_2 - h_3 \quad (12)$$

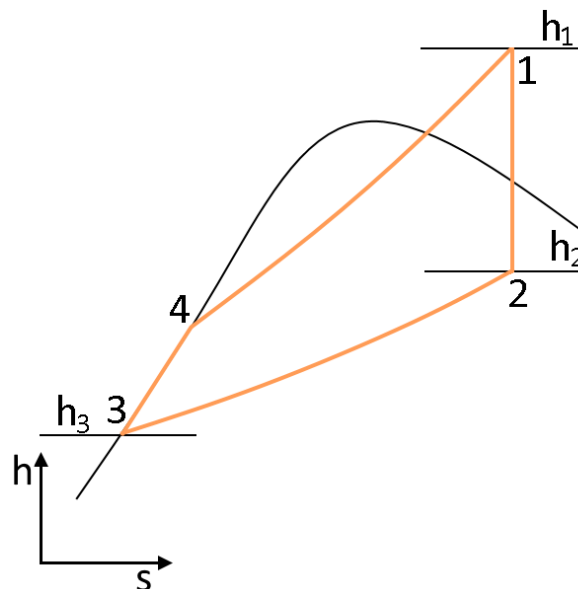
Teoretická práce získaná ve stroji tedy je (13):

$$a_t = q_{př} - q_{od} \quad (13)$$

Účinnost je dána poměrem teoretické práce a_t k přivedenému teplu $q_{př}$.

$$\eta = \frac{a_t}{q_{př}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \quad (14)$$

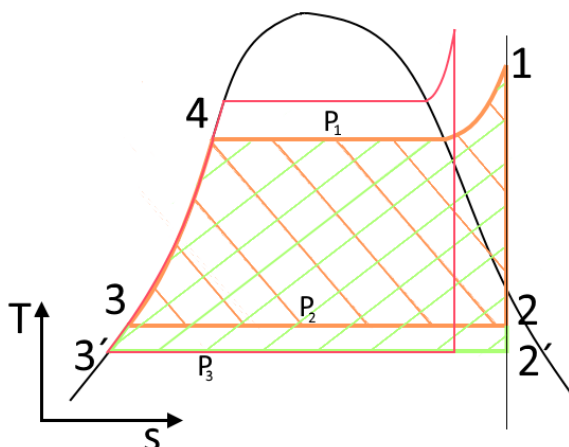
Rankine-Clausioův cyklus je zobrazen v h-s diagramu (viz Obrázek 6).



Obrázek 6 h-s diagram Rankine-Clausioův cyklus

3.3. Vliv konečného tlaku expanze

Z předešlé kapitoly je patrné, že účinnost je přímo úměrná teoretické práci vykonané v cyklu. Teoretická práce odpovídá expanzi páry (tepelný spád) v h-s diagramu. Tepelný spád se zvyšuje snížením výstupního tlaku při jinak stejných vstupních parametrech páry. Takový vliv na účinnost výstupního neboli kondenzačního tlaku je znázorněn na obrázku v T-s diagramu, kde vyšrafovaná plocha znázorňuje teoretickou práci parního cyklu (viz Obrázek 7). [4]



Obrázek 7 T-s diagram Rankine-Clausiova cyklu

V diagramu jsou zakresleny tři průběhy Rankine-Clausiova cyklu. Teoretická práce v T-s diagramu odpovídá ploše ohraničené křivkami mezi body 1–2 (adiabatická expanze páry), 2–3 (kondenzace páry na vodu) a mezi body 3–1 (izobarické přivádění tepla). Jelikož se jedná o diagram ilustrační, můžeme v diagramu, pro lepší přehlednost, zanedbat adiabatickou kompresi kondenzátu. Můžeme si jí představit jako zanedbatelně dlouhou svislou úsečku skrývající se v bodě 3.

Velikost plochy představující teoretickou práci je dána izobarickými ději 3–1 a 2–3. Na první pohled je patrné, že Rankine-Clausioův cyklus tvořen body 1–2–3–4–1 koná menší teoretickou práci oproti cyklu tvořenému body 1–2'–3'–4–1. Příčinou navýšení teoretické práce je snížení výstupního (kondenzačního) tlaku při totožných vstupních parametrech páry.

Červený neoznačený cyklus znázorňuje parní oběh s vyššími vstupními parametry (tlak, teplota). V diagramu je vidět, že vliv výstupního tlaku se, se zvyšujícími vstupními parametry páry, snižuje. To je zapříčiněno snižujícím se vlivem kondenzace, protože pára expanduje do oblasti o nižší suchosti. Takové chování zkracuje délku úsečky mezi bodem 2 a 3.

Z výše popsaného vyplývá, že snižování výstupního tlaku z parního stroje má největší vliv u strojů s nižšími vstupními parametry páry.

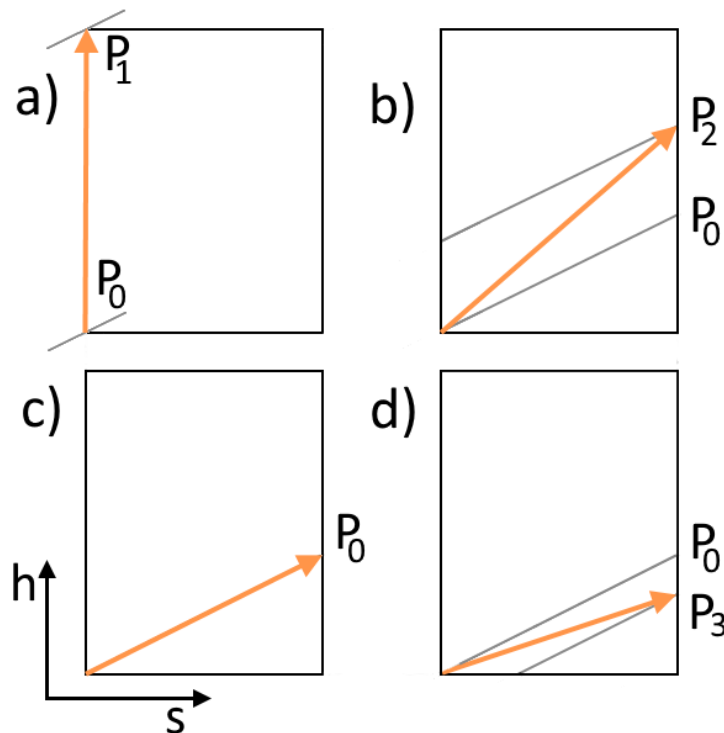
3.4. Vliv tvaru nástavby kondenzátoru na účinnost parní turbíny

Optimalizací tvaru nástavby kondenzátoru a jejích vnitřních výztuh můžeme docílit příznivých i negativních dopadů na účinnost parního cyklu. Z výše popsaného je patrné, že pro zvyšování účinnosti je výhodné snižovat vstupní tlak do nástavby kondenzátoru neboli výstupní tlak z parní turbíny. Z Bernoulliho rovnice, viz kapitola 4.2, víme, že při snižování rychlosti proudícího média klesá podíl dynamického tlaku a roste podíl tlaku statického. Právě statický tlak určuje pozici konce expanze páry v turbíně. Zpomalení proudění na výstupu turbíny docílíme využitím difuzorů.

V difuzorech vlivem rozšíření (pro podzvukové proudění) nebo zúžením (pro nadzvukové proudění) průřezu dochází ke zpomalení proudícího média, platí zde rovnice kontinuity, a přeměně kinetické energie na tlakovou optimálním tvarem difuzoru můžeme docílit tlakového zisku a prodloužit tak entropický spád v turbíně.

3.4.1. Termodynamické děje v difuzorech

Pro určení optimálního tvaru difuzoru musíme znát termodynamické děje v difuzorech (viz Obrázek 8).



Obrázek 8 Termodynamické děje v difuzorech

- $\zeta = 0$: jedná se o izoentropické ($ds = 0$), bezztrátové proudění (nedochází k disipaci energie), kdy je veškerá kinetická energie přeměněna na energii tlakovou.
- $0 < \zeta < 1$: jedná se o stav, kdy se část kinetické energie přeměňuje na energii tlakovou a část energie disipuje na teplo. Vznikají ztráty a roste entropie. Při návrhu difuzorů je snaha docílit stavu, aby $\zeta \rightarrow 0$ (minimalizace ztrát).
- $\zeta = 1$: tohoto stavu lze dosáhnout v případě, když ztráty budou přesně takové, že nedojde během průchodu difuzorem k žádnému stlačení (kompresi). Jedná se o isobarický průběh, kdy statický tlak na vstupu i výstupu je totožný.
- $\zeta > 1$: v tomto případě jsou ztráty takové, že v difuzoru dochází k dalšímu poklesu tlaku. To je zapříčiněno větší částí kinetické energie disipující na teplo než částí kinetické energie měnící se na energii tlakovou. Tento stav je pro provoz difuzorů nežádoucí.

Při uvažování stejného vstupního tlaku do difuzoru vidíme, že je pro nás nejvýhodnější termodynamický děj b), při uvažování ztrát. Pro neměnný kondenzační tlak si při tomto ději můžeme dovolit prodloužení adiabatické expanze páry v parní turbíně.

3.4.2. Optimální tvar difuzoru

Při uvažování izoentropického proudění (adiabatický děj a bezztrátové proudění) má charakteristická rovnice závislosti mezi změnou rychlosti na změnu průřezu následující tvar (15): [4]

$$(Ma^2 - 1) \frac{dW}{w} = \frac{dF}{F} \quad (15)$$

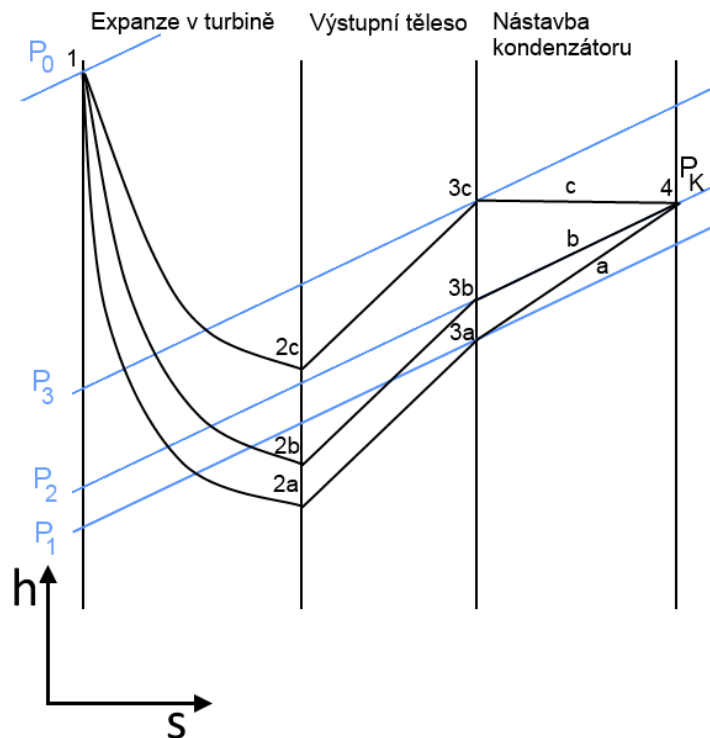
Pro dosažení tlakového zisku je potřeba snížit rychlost proudění difuzorem. Při snižování rychlosti je derivace její funkce $dW < 0$. Z tohoto předpokladu můžeme vycházet pro stanovení požadovaného tvaru difuzoru. Dále víme, že rychlost páry vycházející z parní turbíny nebude většinou přesahovat rychlost zvuku. Proudění vycházející z parní turbíny bude tedy $Ma < 1$.

Při takových okrajových podmínkách a vzorci (15) určující tvar difuzoru můžeme určit, že derivace funkce pro popis průřezu difuzoru ve směru proudění musí být kladná. To znamená, že přírůstek ve směru proudění bude kladný a optimální tvar difuzoru bude rozšiřující se ve směru proudění. Takový tvar difuzoru můžeme nazvat jako žádoucí.

Další možný tvar difuzoru je, když nebude v průběhu proudění skrz difuzor docházet k tlakovému zisku ale ani k redukci tlaku. Takové proudění je popsáno stejnou vstupní i výstupní rychlostí. Považujeme-li rychlost konstantní, její derivace je rovna nula $dw=0$. Z rovnosti levé a pravé strany rovnice (15) je patrné, že se změna průřezu ve směru proudění musí být také konstantní $dF = 0$.

3.5. Vliv nastavby kondenzátoru s vnitřními komponenty na účinnost parní turbíny

Reálný případ můžeme popsat na následujícím h-s diagramu (viz Obrázek 9). Reálným případem budeme uvažovat nastavbu kondenzátoru se zabudovanými vnitřními komponenty, s uvažováním tření a s přestupem tepla do okolí. Důležitým je pro nás tlak $p_k = p_2$, který znázorňuje tlak v kondenzátoru daný teplotou chladícího média, nejčastěji vody.



Obrázek 9 Vliv nastavby kondenzátoru na účinnost parní turbíny

Pro ilustraci jsou zde vyznačeny tři možnosti vlivu nastavby kondenzátoru na účinnost parní turbíny. Vliv výstupního tělesa turbíny je ve všech případech totožný.

- Křivka *a* popisuje termodynamický děj, kdy tlakový zisk zapříčiněný difuzorem převyšuje všechny vzniklé ztráty. Tato křivka popisuje nejlepší možný případ termodynamického děje probíhajícího v nastavbě kondenzátoru. Vlivem nastavby kondenzátoru se prodlužuje délka expanzní křivky v parní turbíně a zvyšuje se tak její účinnost.
- Křivka *b* popisuje izobarický děj, který můžeme nazvat jako „neutrální“. Vlivem nastavby kondenzátoru se nezvyšuje ani nesnižuje účinnost parní turbíny.
- Křivka *c* popisuje děj, při kterém vlivem nastavby kondenzátoru vznikají tlakové ztráty. Tento termodynamický děj je nežádoucí, protože zkracuje expanzi páry v turbíně.

4. Výpočet tlakové ztráty výztužných potrubí a dalších vestaveb, umístěných v nástavbě kondenzátoru

4.1. Rovnice kontinuity

Při ustáleném proudění projde za jednotku času sousedními průřezy trubice F_1 a F_2 stejný hmotnostní průtok \dot{m} [Kg/s].

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} \quad (16)$$

Protože platí:

$$\dot{V}_1 = F_1 * W_1 = F_2 * W_2 \quad (17)$$

Pak:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = \frac{F_1 * W_1}{v_1} = konst \quad (18)$$

Použitím měrné hmotnosti namísto měrného objemu dostáváme:

$$\rho_1 * F_1 * W_1 = \rho_2 * F_2 * W_2 = \dot{m} \quad (19)$$

Rovnice (19) se nazývá rovnice kontinuity stlačitelných látek. U proudící látky představuje rovnice kontinuity zákon zachování hmotnosti. Rovnice (19) platí obecně, pro látky nestlačitelné je měrná hmotnost ve všech průřezích totožná takže:

$$F_1 * W_1 = konst \quad (20)$$

Výpočty pro jednotku hmoty lze do diferenciálního tvaru rozepsat následovně:

$$F * W * \rho = konst = 1 \quad (21)$$

$$\ln F + \ln W + \ln \rho = 0 \quad (22)$$

$$\frac{dF}{F} + \frac{dW}{W} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (23)$$

Diferenciální rovnice (23) kontinuity vyjadřuje vzájemnou závislost přírůstků průřezu F , měrné hmotnosti a rychlosti proudu. [4]

4.2. Bernoulliho rovnice

Bernoulliho rovnice je případem nevazkové formy pohybové N-S rovnice. Bernoulliho rovnice má řadu tvarů. Při jejím použití je třeba zvážit, jaké vlastnosti chceme při jejím řešení respektovat a na základě toho vybrat příslušný tvar Bernoulliho rovnice. [1]

Obecný tvar Bernoulliho rovnice:

$$WdW = R_k dk - \frac{1}{\rho} \left(dp - \frac{\partial p}{\partial t} dt \right) \quad (24)$$

Pro výpočet tlakových ztrát v nástavbě kondenzátoru neuvažujeme žádné vnější zrychlení, potom platí:

$$R_x = R_y = R_z = 0; \quad (25)$$

Pro určení stlačitelnosti využijeme obecně známou podmínku pro $Ma < 0,3-0,4$ platí, že plyn je nestlačitelný.

$$Ma = \frac{W}{a} = \frac{W_{vstup}}{\sqrt{\kappa \frac{p}{\rho}}} = \frac{51,43}{\sqrt{1,33 \frac{6500}{0,052}}} = \frac{51,43}{409,2} = 0,126 \quad (26)$$

Při výpočtu uvažujeme stacionární a nestlačitelné proudění:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = 0; \quad (27)$$

$$\rho = C; \quad (28)$$

Po integraci dostáváme následující rovnici:

$$\frac{W^2}{2} = -\frac{p}{\rho} + C \quad (29)$$

Bernoulliho rovnice ve formě tlaků má tvar:

$$\frac{\rho * W^2}{2} + p = C \quad (30)$$

Tato rovnice se dá vyjádřit jako:

$$p_d + p_s = p_c \quad (31)$$

Z tvaru Bernoulliho rovnice (31) je patrné, že výpočet byl proveden se zanedbáním hydrostatického tlaku, důsledkem je nízká hodnota hustoty mokré páry neboli pouze s uvažováním dynamického a statického tlaku.

Při odvození Bernoulliho rovnice (dále B. R.), viz referenční literatura [1], je předpokladem pro odvození B. R. zanedbání vazkosti $\nu = 0$, neboli proudění bez tření a ztrát. Přesto se B. R. používá pro výpočet proudění se ztrátami. Pro výpočet tlakových ztrát proudění se Bernoulliho rovnice udává ve formě tlaků a rozšiřuje o ztrátový koeficient, viz kapitola. [1]

Dostáváme pak tvar rozšířené Bernoulliho rovnice (32):

$$\frac{\rho * W^2}{2} + p + \zeta \frac{\rho * W^2}{2} = C \quad (32)$$

4.3. Výpočet tlakových ztrát v nástavbě kondenzátoru

Výpočty tlakových ztrát byly provedeny na referenční nástavbě kondenzátoru. Na vstupu do nástavby byl zadán statický tlak o hodnotě 6500 [Pa] (viz kapitola 4.3.2). Hodnota statického tlaku se rozšířila o hodnotu tlaku dynamického. Hodnoty statického i dynamického tlaku se při výpočtech tlakových ztrát mění v závislosti na rychlosti proudícího média, tak aby byla docílena podmínka jednotného celkového tlaku v celé nástavbě kondenzátoru, při zanedbání všech tlakových ztrát.

Nástavba kondenzátoru byla rozdělena osmi rovinami, mezi kterými se uvažovaly kontrolní objemy. Rozpořazení rovin je závislé na velikosti rozšíření nástavby nebo na uspořádání vnitřně vestavěných komponent. Každý kontrolní objem má vstupní a výstupní rovinu. Kontrolní objemy jsou na sebe vázány tak, že každá vstupní rovina je výstupní rovinou předešlého kontrolního objemu. Každá vstupní rovina disponuje parametry proudícího média děděných od předchozí výstupní roviny. Rozvržení rovin je znázorněno na obrázku (viz Obrázek 31) nebo je popsáno v tabulce (viz Tabulka 1).

V každém kontrolním objemu se sleduje změna celkového i statického tlaku zapříčiněná tlakovými ztrátami.

Pro výpočet tlakových ztrát byly využity empirické vztahy z [3], které odpovídají změnám celkového tlaku. Ztrátový součinitel celkového tlaku byly dále přepočítány, viz rovnice (33), na ztrátové součinitele tlaku statického, protože statický tlak udává termodynamický stav páry nikoli tlak celkový.

$$\zeta_{celk} = \frac{\Delta p_c}{p_{d1}} = \frac{p_{s1} + \frac{\rho W_1^2}{2} - p_{s2} - \frac{\rho W_2^2}{2}}{\frac{\rho W_1^2}{2}} = \frac{\Delta p_s}{p_{d1}} + 1 - \left(\frac{W_2}{W_1}\right)^2$$

$$\zeta_{stat} = \frac{\Delta p_s}{p_{d1}} = \zeta_{celk} - 1 + \left(\frac{W_2}{W_1}\right)^2$$

Z rovnice kontinuity viz kapitola 4.1.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{W_2}{W_1}$$

$$\zeta_{stat} = \zeta_{celk} - 1 + \left(\frac{F_{vstup}}{F_{vystup}}\right)^2 \quad (33)$$

Stavba energetických strojů a zařízení

Lukáš Voráček

V poslední fázi se vyhodnotí ztrátový součinitel pro nastavbu kondenzátoru mezi vstupní a výstupní rovinou, a to na základě tlakových ztrát zapříčiněných vnitřními komponenty.

Vzdálenost od vstupu do nastavby kondenzátoru [m]	Označení roviny	Označení kontrolního objemu
0	Vstupní rovina 1	Kontrolní objem 1
1,698	Rovina 2	
2,148	Rovina 3	Kontrolní objem 2
3,048	Rovina 4	Kontrolní objem 3
3,298	Rovina 5	Kontrolní objem 4
4,898	Rovina 6	Kontrolní objem 5
5,348	Rovina 7	Kontrolní objem 6
6,05	Výstupní rovina 8	Kontrolní objem 7

Tabulka 1 Tabulka rozložení rovin a kontrolních objemů

4.3.1. Referenční nastavba kondenzátoru

Podkladem pro výpočet tlakových ze strany DSPW, byla konstrukční dokumentace nastavby kondenzátoru (dále referenční model nastavby kondenzátoru), viz příloha Obrázek 27, Obrázek 28, Obrázek 29, Obrázek 30.

Referenční model nastavby kondenzátoru se dělí na dvě části. První část je konstantního průřezu o rozměrech 8400x7228 [mm] a je vysoká 1698 [mm]. Druhá část, která navazuje na část první, se z původního rozměru rozšiřuje na rozměr 10982x8262 [mm], rozšiřující část je vysoká 4352 [mm]. Jedná se tedy o obdélníkový kanál o celkové výšce 6050 [mm].

Referenčním modelem jsou vedeny celkem čtyři odběrová potrubí (TR 720x6 [mm]) z nízkotlakého dílu parní turbíny, které jsou zavedeny do nízkotlakého regeneračního ohříváku o průměru 1530 [mm], který je rovněž umístěn v referenčním modelu (osa NTO je umístěna 4100 [mm] od vstupu do nastavby kondenzátoru).

Referenční model disponuje velkým počtem výztuží. Jedná se trubky o průměru 130 [mm]. Rovnoběžně s delší stěnou referenčního modelu je šest příčně vložených trubek a rovnoběžně s kratší stěnou je vloženo jedenáct trubek. Dohromady je v referenčním modelu sedm rovin s výše uvedenými příčně vloženými trubkami. Od vzdálenosti 3198 [mm] (čtvrtá

rovina) se do každé následující roviny příčně vložených trubek vkládají další dvě trubky rovnoběžně s kratší stěnou modelu (viz Obrázek 27).

4.3.2. Počáteční podmínky pro výpočet

Počáteční parametry páry v nástavbě kondenzátoru jsou dány výstupními parametry páry z nízkotlakého dílu turbíny.

- jako proudící médium uvažujeme směs pára-voda o suchosti 88%
- kondenzační teplota 37,63 °C
- výstupní statický tlak z nízkotlakého dílu turbíny $p = 6500$ [Pa]
- entropie mokré páry $s = 7,37 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$
- měrná hmotnost proudícího média $\rho = 0,052 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
- hmotnostní průtok $\dot{m} = 155 \left[\frac{kg}{s} \right]$
- kinematická viskozita: $\nu = 0,013 \left[\frac{m^2}{s} \right]$

Rychlost proudění [m/s] na vstupu do nástavby kondenzátoru lze dopočítat z rovnice kontinuity (viz kapitola 4.1):

$$W = \frac{\dot{m}}{\rho F} = 51,43 \text{ [m/s]} \quad (34)$$

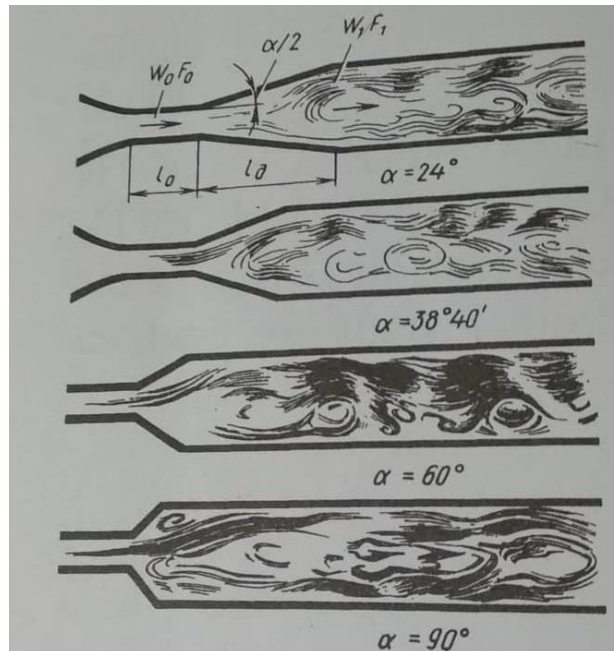
4.3.3. Vliv rozšíření

Postupně rozšiřující se potrubí, difuzor, se využívá pro zvětšení průtočné plochy (k přeměně kinetické energie na potenciální). Zvětšování průtočné plochy zapříčiní, že poklesne průměrná rychlost proudění. Se zvyšujícím se rozšiřujícím úhlem stěn α se vlivem poklesu rychlosti proudění ztrátový součinitel rozšiřujícího kanálu snižuje oproti ztrátovému koeficientu pro potrubí konstantního průřezu, až do určité limitní hodnoty úhlu α . Při překročení limitní hodnoty úhlu α převyšuje ztrátový koeficient rozšiřujícího se potrubí hodnoty ztrátového koeficientu pro nerozšiřujícího se potrubí o stejném průměru.

Příčina nárůstu ztrátového koeficientu difuzoru je zapříčiněna zvýšenou turbulencí proudu, odtržení mezní vrstvy od stěny difuzoru, a výsledkem vzniklého zpětného proudění.

Održení mezní vrstvy je zapříčiněno nepříznivým gradientem tlaku na stěně difuzoru a následným poklesem rychlosti na stěně.

Při totožných podmínkách proudění na vstupu do difuzoru a při totožném plošném poměru $n_{ar} = \frac{F_1}{F_0}$ se při zvyšujícím se úhlu α dosáhne čtyř rozdílných modelů proudění (viz Obrázek 10). [3]

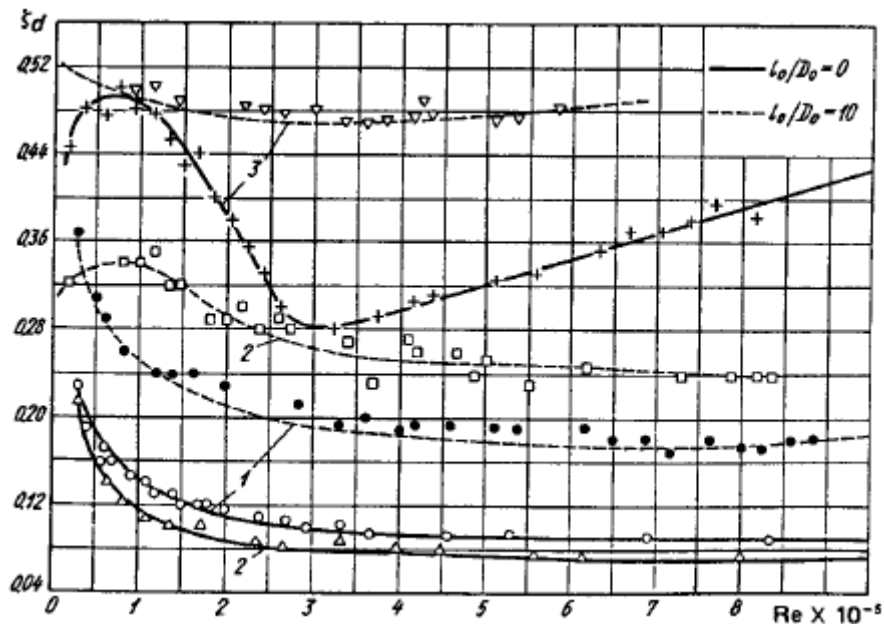


Obrázek 10 Chování proudění při různém rozšíření [3]

- Stabilní proudění, nedochází k odtržení mezní vrstvy.
- Proudění s nerozvinutým odtržením mezní vrstvy, intenzita a velikost odtrhávání se mění v čase (vysoce oscilující proudění, lokální odtržení proudu).
- Proudění s plně rozvinutou odtrženou mezní vrstvou, velká část difuzoru je v místě zpětného proudění (difuzor se značným odtrženým prouděním).
- Proudění, kde dochází k odtržení proudu na náběžné hraně (difuzor s kompletním odtržením proudu).

Ztrátový koeficient difuzoru ζ , model proudění v difuzoru a míra odtržení proudu od stěny jsou závislé na mnoha parametrech: úhel α , plošném parametru n_{ar} , na tvaru difuzoru, modelu proudění v mezní vrstvě a její tloušťce, rychlostnímu profilu na vstupu do difuzoru, na intenzitě turbulence, na hodnotě Reynoldsova čísla v mezní vrstvě i v hlavním proudu a v poslední řadě na Machově čísle.

Vliv Reynoldsova čísla na ztrátový koeficient je různý pro různé úhly α . Pro difuzory, kde nedochází k odtržení proudu do limitní hodnoty úhlu $\alpha \leq 14^\circ$, ztrátový koeficient nabývá hodnot funkce $\zeta = \lambda = f(Re)$. Pro takovéto difuzory ztrátový součinitel se zvyšujícím se Reynoldsově čísle klesá. Při překročení limitní hodnoty úhlu ztrátový koeficient rapidně narůstá a hodnota koeficientu se mění v závislosti na odtržení proudu (viz Obrázek 11). [3]

Obrázek 11 Závislost ζ na Re při rozdílných α [3]

- křivka 1 pro $\alpha = 4^\circ$, křivka 2 pro $\alpha = 10^\circ$, křivka 3 pro $\alpha = 30^\circ$

Hodnoty ztrátového součinitele jsou dále závislé na tloušťce mezní vrstvy na stěně. Při $L_0/D_0 = 0$, difuzor je nainstalován přímo na vstupu proudění, zůstává proudění v mezní vrstvě na určitou vzdálenost laminární i přes překročení kritického čísla v hlavním proudu.

Důsledkem je pokles ztrátového koeficientu pro difuzory s $\alpha < 14^\circ$. [3]

Pro difuzory, které se napojují na potrubí konstantního průřezu $L_0/D_0 \neq 0$, uvažujeme dva faktory:

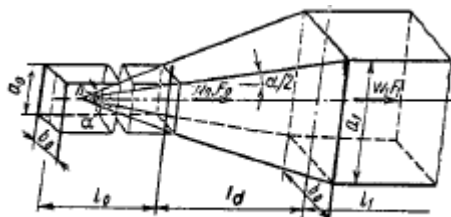
1. na vstupu do difuzoru je již mezní vrstva vychýlena ze stability
2. tloušťka mezní vrstvy se zvyšuje vlivem měnícího se rychlostního profilu

Takovéto faktory mají opačný vliv na velikost ztrátového koeficientu v difuzorech.

Výpočet ztrátových součinitelů pro difuzory s úhlem rozšíření nad 30° odpovídá rozdílným vztahům, které jsou nad rámec této práce. [3]

4.3.3.1. Výpočet tlakových ztrát zapříčiněných vlivem rozšíření

Pro výpočet tlakových ztrát vlivem rozšíření, byl využit vztah pro rozšiřující se kanál obdélníkového tvaru.



Obrázek 12 Rozšiřující se kanál [3]

Empirické vztahy v Idelchikovi [3] jsou rozděleny dle vlivu vstupního potrubí do difuzoru vztahem $\frac{l_0}{D_h}$. Pro nastavbu kondenzátoru tento poměr vychází 0,23. Z tabulek uvedených v Idelchikovi využijeme empirické tabulky pro $\frac{l_0}{D_h} = 0$, neboli neuvažujeme vliv vstupního potrubí.

Hodnotu ztrátového součinitele určíme z uvedených tabulek (viz Obrázek 13).

ζ_d at $l_0/D_h = 0$

Re × 10 ⁻³	α, degrees													
	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
	$n_1 = 2$													
0.5	0.140	0.136	0.135	0.152	0.175	0.200	0.235	0.250	0.300	0.325	0.326	0.325	0.320	0.300
1	0.110	0.110	0.105	0.130	0.160	0.185	0.200	0.230	0.270	0.300	0.315	0.310	0.310	0.300
2	0.095	0.090	0.095	0.116	0.150	0.175	0.180	0.216	0.250	0.285	0.310	0.315	0.325	0.300
>4	0.085	0.085	0.090	0.112	0.145	0.175	0.185	0.220	0.250	0.285	0.310	0.315	0.325	0.310

Obrázek 13 Ztrátové součinitele pro rozšiřující se kanál [3]

Určení neznámých:

- $n_{ar} = \frac{F_0}{F_1} = 1,5$
- $Re = \frac{Dh \cdot W_0}{\nu} = 0,3 \cdot 10^{-5}$
- $\alpha = \frac{\alpha_1 + \beta_2}{2} = \frac{16,5^\circ + 6,76^\circ}{2} = 11,65^\circ$

Hodnota ztrátového součinitele vlivem rozšíření je $\zeta = 0,175$. Tlakové ztráty odpovídající ztrátovému koeficientu jsou $\Delta p_c = 11,95$ [Pa].

4.3.4. Výpočet tlakových ztrát zapříčiněných třením

Z kapitoly 2.2 víme, že tlakové ztráty zapříčiněné třením jsou závislé na Reynoldsově čísle Re.

$$Re = \frac{W D_h}{\nu} \tag{35}$$

Pro nastavbu kondenzátoru vyšlo $Re = 30203,21$ [-] na vstupu. Pohybujeme se tedy v přechodové oblasti Moodyho diagramu. Protože uvažujeme hydraulicky hladké stěny, použijeme následující vztah (36) pro určení λ :

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (36)$$

Pro určení tlakových ztrát využijeme vztah

$$\Delta p_c = \zeta_{fr} * p_{d1} \quad (37)$$

$$\zeta_{fr} = \zeta_{tr} + \zeta_{fr_vstup} \quad (38)$$

Pro difuzory pyramidového tvaru s rozdílnými velikostmi stran a různými úhly rozšíření na těchto stranách je třecí ztrátový koeficient počítán dle následujícího vztahu (39): [3]

$$\zeta_{tr} = \frac{\lambda}{16} \left(1 - \frac{1}{n_{ar1}^2}\right) \left(\frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{1}{\sin \frac{\beta}{2}}\right) \quad (39)$$

Ztrátový koeficient zapříčiněný rozšiřujícím se kanálem vychází $\zeta_{tr} = 0,02$ pro $\alpha = 16,5^\circ$ a $\beta = 6,76^\circ$.

Pro vstupní kanál využijeme vztah (40): [3]

$$\zeta_{fr_vstup} = \lambda * \frac{L}{D_h} \quad (40)$$

Ztrátový koeficient zapříčiněný třením na vstupním kanále vychází $\zeta_{fr_vstup} = 0,005$.

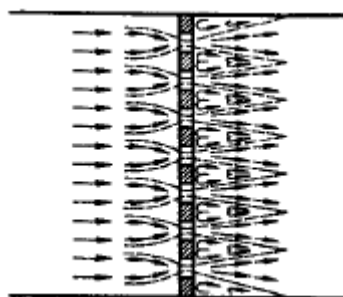
Tlakové ztráty zapříčiněné třením vychází $\Delta p_c = 1,71$ [Pa]. Hodnota je vlivem malé délky kanálu velmi nízká, v následujících výpočtech bude tlaková ztráta vlivem tření zanedbána. Důvodem je daná délka kanálu, která nelze optimalizovat.

4.3.5. Vliv výztuží nastavby kondenzátoru

Příčně vložené výztužné trubky představují rovinnou mříž.

Rovinné mříže mají stejný vliv na proudění jako například clona vložená do proudění. Při proudění skrz rovinnou mříž prochází tekutina otvory mezi trubkami a proudění se dělí do více proudů (v závislosti na geometrii mříže). Průtočná plocha se snižuje vlivem rovinné mříže a proudění se při průchodu mříží urychluje. Vznikají zde ztráty, které jsou zapříčiněné obtékáním rovinné mříže (viz Obrázek 14).

Na obrázku (viz Obrázek 14), je vidět změna směru proudění vlivem rovinné mříže, vytvoření stagnačních bodů před každou překážkou a vytvoření úplavů za každou překážkou.



Obrázek 14 Vliv rovinné mříže vložené do proudění [3]

Ztrátový součinitel rovinné mříže vložené do proudění je závislý na plošném koeficientu $\bar{f} = \frac{F_{or}}{F_{gr}}$, kde F_{or} je suma volných ploch a F_{gr} je průtočná plocha před rovinnou mříží. Dále je ztrátový součinitel závislý na tvaru trubek, které jsou proudem obtékány a v poslední řadě je závislý na Reynoldsově čísle. [3]

Můžeme tedy prohlásit, že:

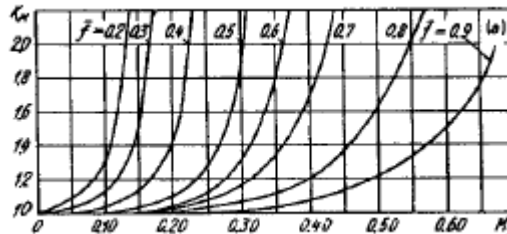
$$\zeta = \frac{\Delta p_c}{\frac{\rho W_1^2}{2}} = f(\bar{f}; \frac{r}{d_{or}}; \frac{l}{d_{or}}; Re) \quad (41)$$

Kde W_1 je střední rychlost proudu před rovinnou mříží.

Při nízkých hodnotách plošného koeficientu \bar{f} bude rychlost proudění v otvorech velmi vysoká i přes velmi nízkou vstupní rychlost proudícího média. V některých případech může rychlost proudění dosahovat takových hodnot, že se Machovo číslo začne přibližovat 1 (kritické rychlosti). Při takových podmínkách se ztrátový koeficient rovinných mříží stává funkcí Machova čísla. [3]

$$\zeta = \frac{\Delta p_c}{\frac{\rho_1 W_1^2}{2}} = K_M \zeta \quad (42)$$

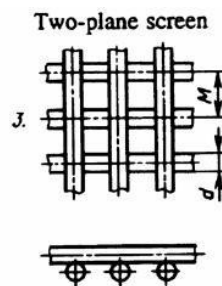
Kde K_M je korekce pro Machovo číslo založená na datech z experimentů Cornella (viz Obrázek 15).



Obrázek 15 K_M v závislosti na Ma [3]

4.3.5.1. Výpočet tlakových ztrát zapříčiněných příčně vloženou výztužnou mříží

Ztrátový součinitel se vlivem podobnosti konstrukce určil jako dvouúrovňový rovinný rošt (viz Obrázek 16).



Obrázek 16 Dvouúrovňová mříž [3]

Ztrátový součinitel je určen následujícím vztahem [3]:

$$\zeta = \frac{\Delta p_c}{\frac{\rho W_1^2}{2}} = 1,28 \frac{1 - \bar{f}}{\bar{f}} \quad (43)$$

Ztrátový součinitel pro dvouúrovňovou mříž není závislý na poloze vložených trubek, ale je závislý pouze na plošném koeficientu \bar{f} (44). [3]

$$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1} \quad (44)$$

Zde F_0 je suma volných ploch a F_1 je plocha před mříží.

Výpočet ztrátového koeficientu a tlakových ztrát:

$$\zeta = 1,28 \frac{1 - \frac{44,99}{58,37}}{\frac{44,99}{58,37}} = 0,38 \quad (45)$$

$$\Delta p_c = \zeta * \frac{\rho W_1^2}{2} = 0,38 \frac{0,052 * 66,73^2}{2} = 43,75 \quad (46)$$

Ztrátový součinitel pro první příčně vloženou mříž je $\zeta = 0,38$. Tlakové ztráty odpovídající ztrátovému součiniteli pro první vloženou mříž jsou $\Delta p_c = 43,75$ [Pa].

4.3.6. Vliv vložených kruhových těles do proudu

Odpor v potrubí nebo v kanálových sekcích s vnitřně vloženými tělesy, kolem kterých tekutina obtéká, je počítán vhodným ztrátovým součinitelem ζ_{sec} (vyjadřuje například odpor třením pro přímá tělesa) a dále je počítán odporem zapříčiněným obtékáním tělesa ζ . [3]

$$\zeta_{ov} = \frac{\Delta p_c}{\frac{\rho W_0^2}{2}} = \zeta_{sec} + \zeta \quad (47)$$

Potřebná práce konaná prouděním pro překonání odporu obtékaného tělesa je vyjádřena odporovou silou tělesa P_{dr} . [3]

$$\Delta N = P_{dr} W_{loc} \quad (48)$$

Kde odporová síla tělesa je:

$$P_{dr} = c_x S_m \frac{\rho W_{loc}^2}{2} \quad (49)$$

Kde:

$$W_{loc} = \frac{W}{1 - \tau \left(\frac{S_m}{F_0} \right)} \quad (50)$$

C_x je odporový koeficient obtékaného tělesa, který je závislý na tvaru tělesa, Reynoldsově čísle $Re' = \frac{W_0 d_m}{\nu}$ a na dalších parametrech vázaných na tvar tělesa. S_m je průmět plochy tělesa v rovině kolmé na směr proudění a d_m je průměr či maximální šířka obtékaného tělesa. W_{loc} je lokální rychlost proudění v místě obtoku, kde průtočná plocha kolem tělesa $F = F_0 - S_m$, W je rychlost proudění před obtékaným tělesem, τ je opravný koeficient zahrnující tvar a změnu proudění v příčném směru obtékaného tělesa, pro hydraulicky hladké těleso $\tau \leq 1$ a pro tělesa hrubého povrchu je $\tau > 1$. [3]

Potřebná práce pro překonání odporové síly vykonaná okolním proudem ΔN se dá vyjádřit ztrátovým koeficientem obtékaného tělesa: [3]

$$\Delta N = \zeta \frac{\rho W_0^2}{2} W_0 F_0 \quad (51)$$

Platí následující závislost mezi ztrátovým součinitelem ζ a odporovým koeficientem tělesa C_x : [3]

$$\zeta = C_x \frac{S_m}{F_0} \left(\frac{W_{loc}}{W_0} \right)^3 \quad (52)$$

Ve většině případů je v potrubí rychlost proudění nerovnoměrná, proto celkový odpor tělesa závisí na jeho poloze v proudění.

Pro **stabilizované turbulentní proudění** lze přibližně vyjádřit rychlostní profil následovně: [3]

$$\frac{W}{W_0} = K_1 \left(1 - \frac{2y}{D_0} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (53)$$

Pro 3-D proudění platí:

$$K_1 = \frac{(2m + 1)(m + 1)}{2m^2} \quad (54)$$

Pro 2-D proudění platí:

$$K_1 = \frac{m + 1}{m} \quad (55)$$

Kde m je exponent závislý na Reynoldsově čísle (viz Obrázek 17).

Coefficients	Re					
	4×10^3	4×10^3	2.5×10^4	2×10^5	6×10^5	3×10^6
m	5	6	7	8	9	10
k_1	1.32	1.26	1.23	1.20	1.17	1.15

Obrázek 17 Závislost m a K_1 na Re [3]

Ztrátový součinitel pro překážku v turbulentním proudění se vyjádří následujícím vztahem: [3]

$$\zeta = \frac{\Delta p_c}{\frac{\rho W_0^2}{2}} = C_x \frac{K_1^3 \frac{S_m}{F_0} \left(1 - \frac{2y}{D_0} \right)^{\frac{3}{m}}}{\left(1 - \tau \left(\frac{S_m}{F_0} \right) \right)^3} \quad (56)$$

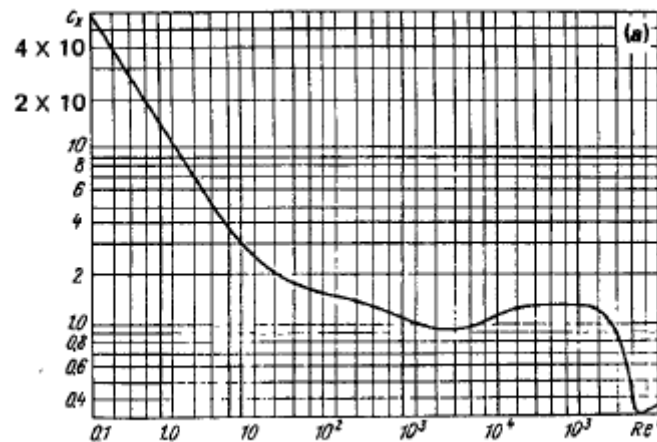
Odporový koeficient kruhového tělesa je určen dvěma faktory: odporem tělesa zapříčiněným třením a odporem zapříčiněným tvarem tělesa. Druhá podmínka podmiňuje odtržení mezní vrstvy a vytvoření vírů za obtékaným tělesem. Vztah mezi třecím a tvarovým odporem je závislý na pozici obtékaného tělesa, na drsnosti povrchu obtékaného tělesa,

Stavba energetických strojů a zařízení

Lukáš Voráček

Reynoldsově čísla, a na stupni turbulence proudu. Tyto podmínky určují, jestli je těleso dobře nebo špatně obtékané.

Závislost odporového koeficientu C_x na Reynoldsově čísla pro tělesa kruhovitěho tvaru je velmi komplexní (viz Obrázek 18).

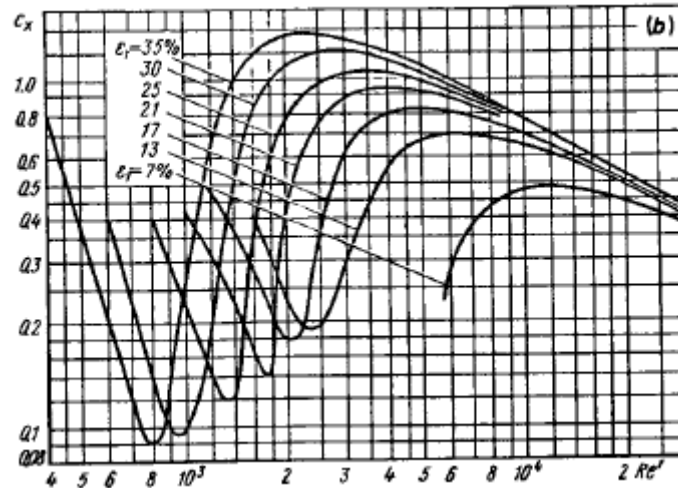


Obrázek 18 Graf závislosti C_x na Re pro hydraulicky hladké kruhové těleso do proudu [3]

Funkce vyjadřující koeficient C_x má maximum při velmi nízkém Reynoldsově čísla Re' . Při narůstajícím Re' C_x klesá a dosahuje prvního minima při hodnotě $Re' = 2 - 5 \cdot 10^5$. Při dalším navyšování Re' se C_x nepatrně navýší ke konstantní hodnotě, která se zachová až k hodnotě $Re' = 10^5 - 2 \cdot 10^5$. Při dosažení této hodnoty Re' (kritická hodnota Re), hodnota C_x ostře poklesne k hodnotě druhého minima, která odpovídá $Re' = 3 \cdot 10^5 - 5 \cdot 10^5$. Následuje nepatrné navýšení hodnoty C_x ale od hodnoty $Re' = 10^6$ odporový koeficient C_x zůstává konstantní. [3]

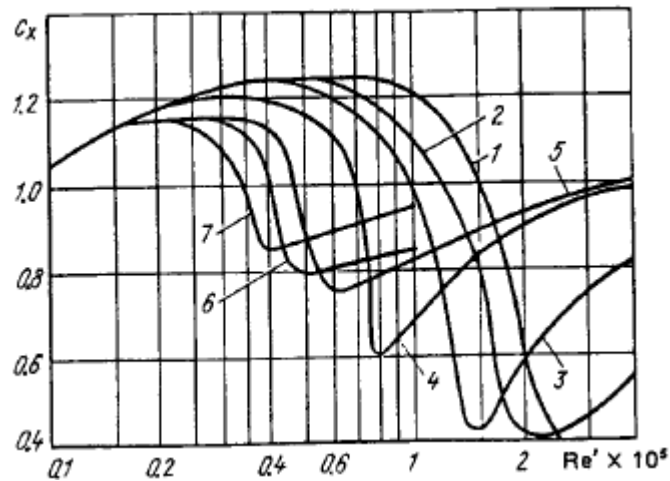
Přímá závislost odporového koeficientu pro kruhová tělesa na Reynoldsově čísla je dána velkou rozdílností v modelech proudění při zvyšujícím se Re' , od velmi nízkých hodnot $Re' \ll 1$ až do velmi vysokých hodnot $Re' = 10^6 - 10^7$. [3]

Při zvyšování stupně turbulence proudění se posouvá bod přechodu z laminárního do turbulentního proudění v mezní vrstvě obtékaného tělesa. Důsledkem je změna rozsahu Re' , na kterých závislý odpor tělesa (viz Obrázek 19).



Obrázek 19 Závislosti C_x na Re' při různém ϵ_t [3]

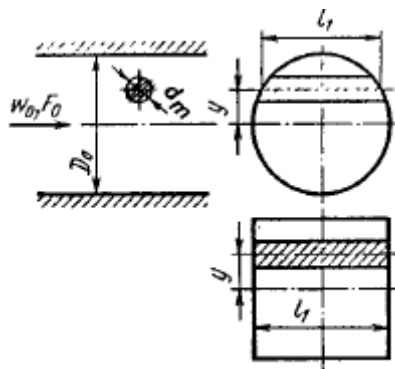
Bod přechodu mezi laminární a turbulentní mezní vrstvou je také závislý na drsnosti povrchu obtékaného tělesa (viz Obrázek 20).



Obrázek 20 Křivky C_x pro různé relativní drsnosti povrchu v závislosti na Re' [3]

Křivka 1 platí pro $\bar{\Delta} = 0$, křivka 2 pro $\bar{\Delta} = 5 \cdot 10^4$, křivka 3 pro $\bar{\Delta} = 20 \cdot 10^4$, křivka 4 pro $\bar{\Delta} = 40 \cdot 10^4$, křivka 5 pro $\bar{\Delta} = 70 \cdot 10^4$, křivka 6 pro $\bar{\Delta} = 90 \cdot 10^4$, křivka 7 pro $\bar{\Delta} = 200 \cdot 10^4$.

4.3.6.1. Výpočet tlakových ztrát zapříčiněných příčně vloženou kruhovou trubicí



Obrázek 21 Příčně vložená kruhová trubka [3]

Pro příčně vloženou trubku do potrubí s hydraulicky hladkým povrchem se ztrátový koeficient ζ určí následujícím vztahem (57): [3]

$$\zeta = \frac{\Delta p_c}{\frac{\rho W_0^2}{2}} = C_x \frac{\frac{S_m}{F_0} \left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}}}{\left(1 - 0,5 \left(\frac{S_m}{F_0}\right)\right)^3} \quad (57)$$

Tento výpočet byl využit pro stanovení tlakových ztrát vlivem vloženého potrubí nízkotlakého ohříváku o průměru 1,53 [m].

Výpočet ztrátového součinitele:

$$\zeta = C_x \frac{\frac{S_m}{F_0} \left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}}}{\left(1 - 0,5 \left(\frac{S_m}{F_0}\right)\right)^3} = 0,974 \frac{\frac{15,03}{68,63} (1 - 0)^{\frac{1}{3}}}{\left(1 - 0,5 \left(\frac{15,03}{68,63}\right)\right)^3} = 0,302 \quad (58)$$

Kde C_x je určeno z tabulky (viz Obrázek 22).

$$\Delta p_c = \zeta \frac{\rho W_0^2}{2} = 0,302 * \frac{0,052 * 74,17^2}{2} = 42,9 \quad (59)$$

Ztrátový součinitel pro NTO je $\zeta = 0,302$ [-]. Tlaková ztráta odpovídající ztrátovému koeficientu je $\Delta p = 42,9$ [Pa].

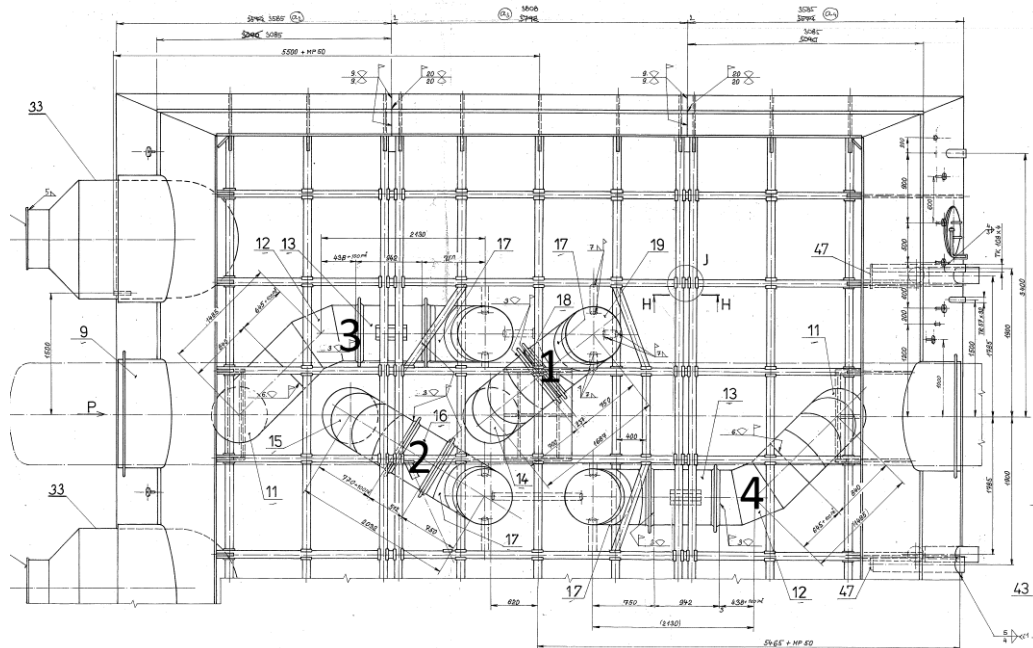
$\epsilon_T \approx 0.1\%$

Re'	0.1	0.5	1.0	5	10	5×10	10^2	5×10^2	10^3	5×10^3	10^4
c_x	59.0	22.5	10.0	4.50	2.65	1.65	1.50	1.20	1.00	0.90	1.05
Re'	5×10^4	10^5	2×10^5	3×10^5	4×10^5	5×10^5	6×10^5	7×10^5	8×10^5	10^6	
c_x	1.25	1.25	1.20	1.10	0.80	0.60	0.32	0.30	0.32	0.35	

Obrázek 22 Vliv Re' na C_x [3]

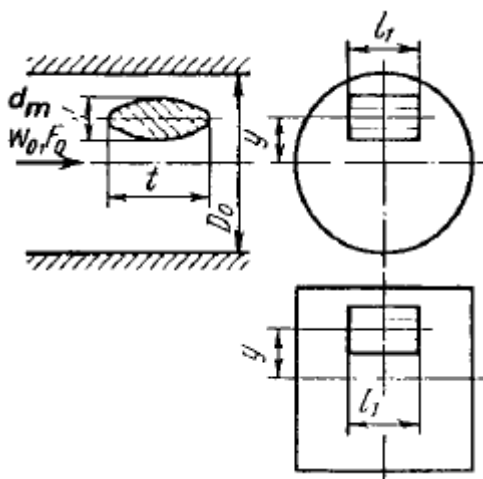
4.3.6.2. Výpočet tlakových ztrát zapříčiněných odběrovým potrubím

V nástavbě kondenzátoru se vyskytují celkem 4 odběrová potrubí (viz Obrázek 23). Odběrová potrubí zapříčiňují ztráty místní a ztráty zapříčiněné třením. Ztráty zapříčiněné třením jsou v porovnání se ztrátami zapříčiněnými místními odpory velmi malé, proto nebudou v práci uvažovány.



Obrázek 23 Odběrová potrubí [7]

Tlakové ztráty vzniklé místními odpory byly vypočítány z podobnosti dle následujících empirických vztahů: [3]



Obrázek 24 Příčně vložená překážka do potrubí [3]

$$\zeta = \frac{\Delta p_c}{\frac{\rho W_0^2}{2}} = C_x \frac{\frac{S_m}{F_0} \left(1 - \frac{2y}{D_0}\right)^{\frac{1}{3}}}{\left(1 - 0,5 \left(\frac{S_m}{F_0}\right)\right)^3} \quad (60)$$

Určení neznámých pro odběrové potrubí číslo 1:

$$\zeta = 0,34 \frac{\frac{1,16}{61,23} \left(1 - \frac{2 * 1,05}{8,29}\right)^{\frac{1}{3}}}{\left(1 - 0,5 \left(\frac{1,16}{61,23}\right)\right)^3} = 0,006 \quad (61)$$

Kde C_x je určeno z tabulky (viz Obrázek 25).

$$\Delta p_c = \zeta \frac{\rho W_0^2}{2} = 0,006 * \frac{0,052 * 49,03^2}{2} = 0,36 \quad (62)$$

Values of c_x

l_1 d_m	$Re' \times 10^{-5}$			
	0.3	0.4	0.5	0.6
2.5	0.38	0.31	0.26	0.22
3.0	0.32	0.26	0.22	0.19
3.5	0.28	0.24	0.21	0.18
4.0	0.25	0.21	0.18	0.16

l_1 d_m	$Re' \times 10^{-5}$			
	0.7	0.8	0.9	1.0
2.5	0.18	0.16	0.14	0.13
3.0	0.16	0.14	0.12	0.11
3.5	0.16	0.14	0.12	0.11
4.0	0.15	0.14	0.13	0.13

Obrázek 25 Tabulka C_x pro odběrová potrubí [3]

Ztrátový součinitel pro první odběrové potrubí je $\zeta = 0,006 [-]$, změna celkového tlaku vlivem odběrového potrubí číslo 1 je $\Delta p_c = 0,36$ [Pa].

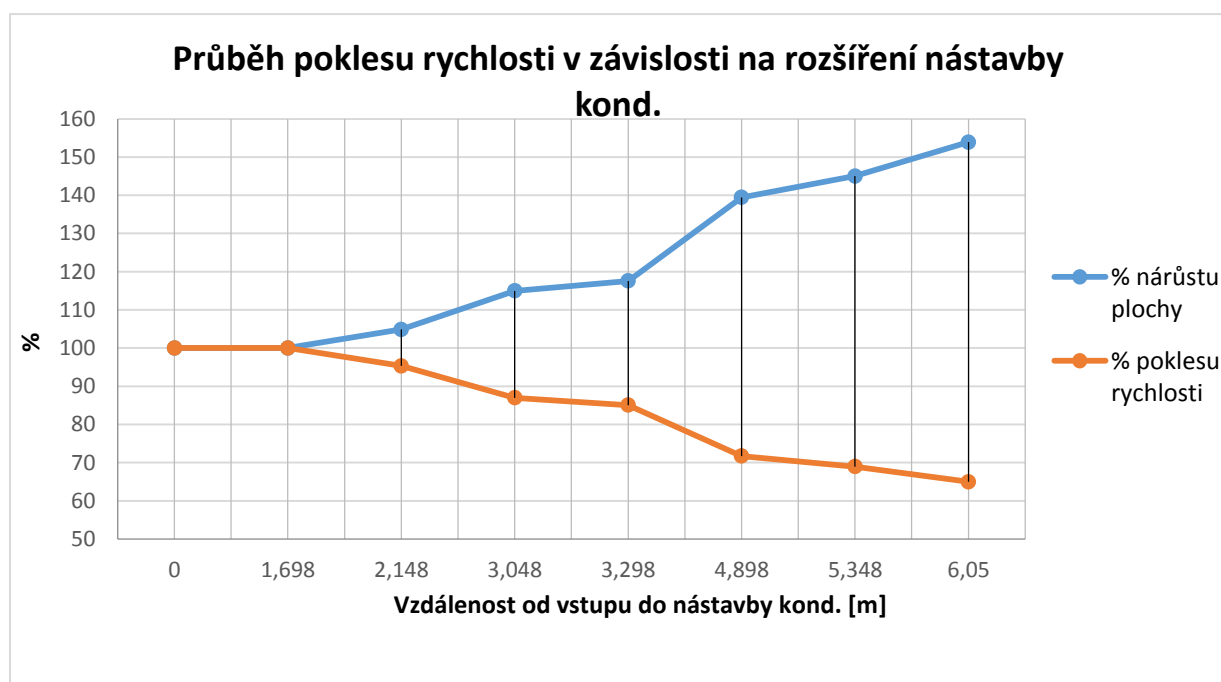
Výpočty ztrátových koeficientů na zbylých odběrových potrubí byly vypočteny dle totožných vztahů jako pro odběrové potrubí číslo 1. Ztrátový koeficient pro všechny čtyři odběrová potrubí je $\zeta = 0,019$. Tlaková ztráta odpovídající ztrátovému koeficientu pro všechna odběrová potrubí je $\Delta p = 1,15$ [Pa]. Velikost tlakových ztrát je velmi nízká vlivem

nízké zabrané průtočné plochy v nástavbě kondenzátoru. Poměr $\frac{S_m}{F_0}$ pro všechna potrubí je roven 11 %.

5. Zjištění vlivu jednotlivých vnitřních komponent na celkovou ztrátu v nastavbě a doporučení pro jejich tvarovou nebo prostorovou optimalizaci

5.1. Vliv vnitřních komponent

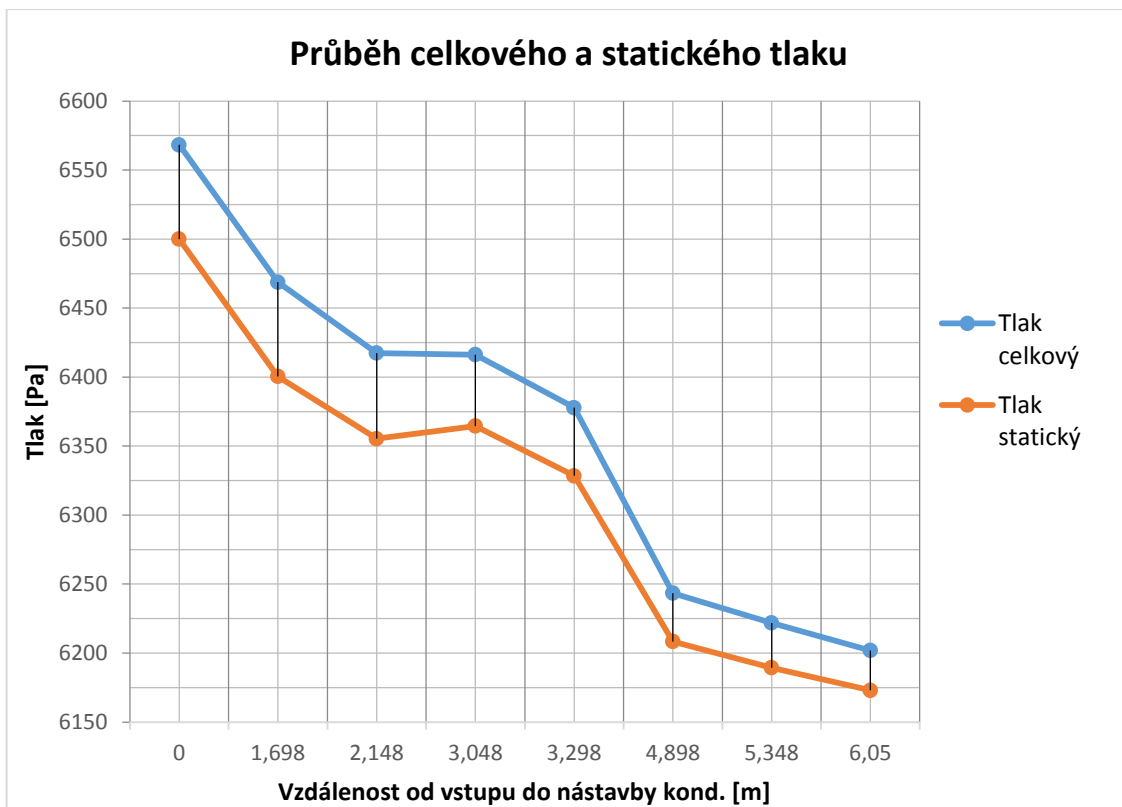
Největší vliv vnitřních komponent můžeme očekávat v místě s nejvyšší rychlostí proudícího média, tedy v místě nejvyšších hodnot dynamického tlaku, na kterém je tlaková ztráta přímo úměrná. Průběh rychlosti v nastavbě kondenzátoru je znázorněn v grafu (viz Graf 1). Nejvyšší tlakové ztráty lze tedy očekávat v první polovině nastavby kondenzátoru, kde vstupní rychlost do nastavby kondenzátoru dosahuje hodnoty 51,43 [m/s] (100 %) a následně klesá vlivem zvyšujícího se průřezu průtočné plochy.



Graf 1 Průběh poklesu rychlosti v závislosti na rozšíření nastavby kond.

Ztrátový součinitel referenční nastavby kondenzátoru vlivem všech vnitřních vestaveb je $\zeta_{\text{cel}} = 5,37$ pro tlak celkový a $\zeta_{\text{stat}} = 4,81$ pro tlak statický. Tlakové ztráty odpovídající ztrátovým součinitelům jsou $\Delta p_c = 366$ [Pa] a $\Delta p_s = 329$ [Pa]. Průběh ztrát celkového a statického tlaku je znázorněn v grafu (viz Graf 2) a tabulce (viz Tabulka 2).

Tlakové ztráty v referenční nastavbě zapříčiní pokles statického tlaku ze vstupních 6500 [Pa] na hodnotu 6173 [Pa]. Takováto změna zapříčiní zhoršení suchosti na výstupu z nastavby kondenzátoru o 0,17 %.



Graf 2 Průběh celkového a statického tlaku

Vzdálenost od vstupní roviny [m]	p_c	Δp_c	p_s	Δp_s
Vstupní rovina	6568	0	6500	0
Kontrolní objem 1	6468	100	6400	100
Kontrolní objem 2	6417	52	6355	45
Kontrolní objem 3	6416	1	6364	9
Kontrolní objem 4	6377	39	6328	36
Kontrolní objem 5	6243	134	6208	120
Kontrolní objem 6	6221	22	6189	19
Kontrolní objem 7	6201	20	6173	16

Tabulka 2 Průběh celkového a statického tlaku

V první části grafu pozorujeme totožný pokles celkového i statického tlaku o 100 [Pa]. Změna celkového i statického tlaku je shodná vlivem konstantního průřezu a neměnné rychlosti proudění. Tato část grafu zobrazuje průběh v kontrolním objemu 1, kde je vložena dvouúrovňová příčná výztužná mříž a je zde započítána ztráta od rozšíření.

Druhá část zobrazuje kontrolní objem 2. Pozorujeme rozdílný pokles celkového a statického tlaku. Příčinou je rozšiřující se průřez nástavby kondenzátoru, tedy rozdílný pokles tlaku statického $\Delta p_s = 452$ [Pa] a pokles tlaku celkového $\Delta p_c = 52$ [Pa].

Třetí část grafu zobrazuje změnu tlaku zapříčiněnou pouze odběrovým potrubím. Vlivem nízké zabrané plochy je změna celkového tlaku $\Delta p_c = 1$ [Pa] a změna tlaku statického $\Delta p_s = -9$ [Pa]. Záporná hodnota u statického tlaku vyjadřuje nárůst statického tlaku v kontrolním objemu 3. Nárůst statického tlaku je důsledkem nízkých tlakových ztrát zapříčiněných odběrovým potrubím a nevhodně určeným kontrolním objemem, kdy dochází k vysokému rozdílu rychlostí na vstupu do kontrolního objemu a výstupní rychlostí z kontrolního objemu.

Průběh změny celkového a statického tlaku ve čtvrté části je shodný s druhou částí grafu.

V páté části pozorujeme nejvyšší tlakové ztráty. Příčinou vysokých ztrát je vložení NTO do nástavby kondenzátoru. NTO zabírá vysokou část průtočné plochy. To má za následek

extrémní urychlení proudění, které obtéká kolem příčně vložené výztužné mříže v místě NTO. Změna celkového tlaku je $\Delta p_c = 134$ [Pa] a změna statického tlaku je $\Delta p_s = 120$ [Pa].

Šestá a sedmá část grafu vyjadřuje mírný pokles statického i celkového tlaku. Tyto části grafu popisují průběh tlakových ztrát v kontrolních objemech 6 a 7. Tlakové ztráty jsou zde zapříčiněny pouze příčně vloženými výztužnými mřížemi. Důsledek nízkých ztrát je nízká rychlost proudění tedy nízký dynamický tlak.

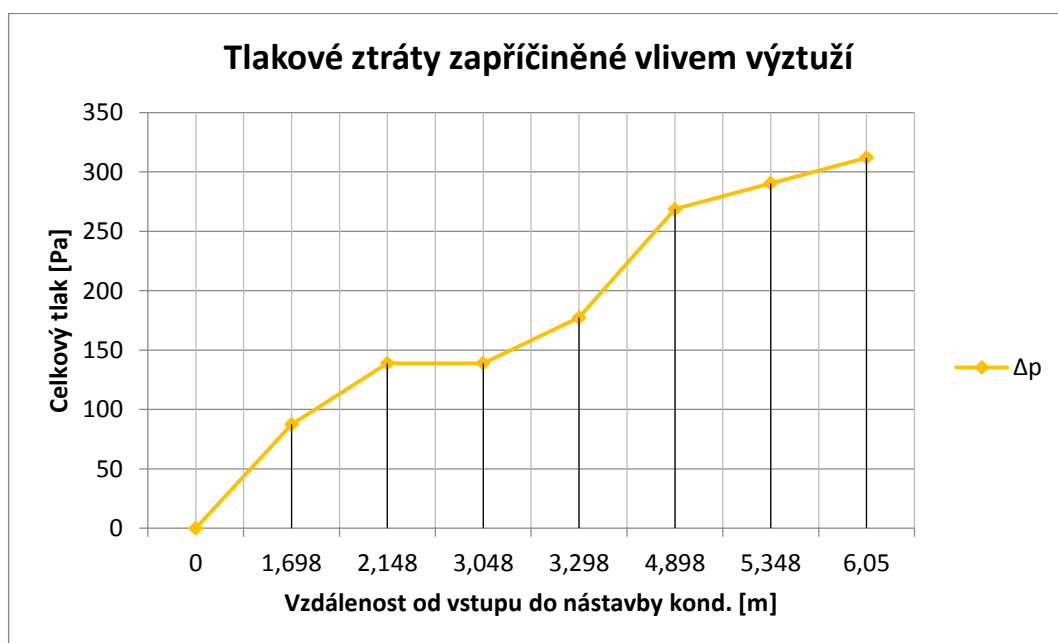
5.1.1. Vliv výztužných mříží

Největší podíl na tlakových ztrátách mají příčné výztužné mříže vložené do nástavby kondenzátoru. Celkový ztrátový součinitel je $\zeta_{\text{celk}} = 3,03$ a tlaková ztráta zapříčiněná příčnými výztužnými mřížemi je $\Delta p_c = 312$ [Pa].

Kontrolní objem	ζ_c	Tlaková ztráta Δp_c [Pa]
Kontrolní objem 1	0,76	88
Kontrolní objem 2	0,44	52
Kontrolní objem 3	0	0
Kontrolní objem 4	0,43	38
Kontrolní objem 5	0,64	92
Kontrolní objem 6	0,38	22
Kontrolní objem 7	0,38	20
Suma	3,03	312

Tabulka 3 Tabulka ztrátových součinitelů vlivem příčných výztuží v kontrolních objemech

Nejvyšší vliv příčně umístěných výztuží je v kontrolním objemu 1 a 5. V kontrolním objemu 1 je tlaková ztráta zapříčiněna dvěma příčně vloženými mřížemi. V kontrolním objemu 5 je tlaková ztráta ovlivněna zvýšenou rychlostí proudícího média vlivem NTO.



Graf 3 Tlakové ztráty vlivem výztužných mříží

5.1.2. Vliv nízkotlakého ohříváku

Tlakové ztráty zapříčiněné nízkotlakým ohřívákem jsou v hodnotách velmi podobné tlakové ztrátě jedné výztužné mříže v místě konstantního průřezu. Tlaková ztráta zapříčiněná NTO je $\Delta p_c = 43$ [Pa]. Takováto tlaková ztráta nemá vysoký vliv na celkové tlakové ztráty, ale NTO svou velkou zabranou průtočnou plochou v nástavbě kondenzátoru zvyšuje lokálně rychlost proudícího média, a tedy rapidně zvyšuje tlakové ztráty na výztužné mříži, která je umístěna ve stejné rovině jako osa NTO. Takovéto konstrukční uspořádání je nevhodné a v této části nástavby kondenzátoru tak vznikají nejvyšší takové ztráty z celé průtočné části nástavby.

5.1.3. Vliv odběrových potrubí

Tlakové ztráty zapříčiněné odběrovým potrubím se uvažují pouze v místě vodorovného potrubí, které zapříčiňuje místní tlakové ztráty.

Potrubí	Ztrátový součinitel	Tlaková ztráta Δp_c [Pa]
Odběr 1	0,006	0,36
Odběr 2	0,005	0,32
Odběr 3	0,004	0,23
Odběr 4	0,004	0,24
Suma	0,019	1,15

Tabulka 4 Tlakové ztráty vlivem odběrových potrubí

Z výsledků je patrné, že odběrová potrubí nemají rozhodující vliv na tlakové ztráty celé nástavby kondenzátoru. Příčinou je nízký poměr plochy zabrané odběrovým potrubím ku průtočné ploše.

5.2. Optimalizace vnitřních komponent nastavby kondenzátoru

Nejvyšší vliv na tlakové ztráty v nastavbě kondenzátoru mají vnitřní výztužné mříže, které tvoří 85 % tlakových ztrát. Tato kapitola bude věnována především snížení tlakových ztrát zapříčiněných výše uvedenou vnitřní komponentou.

Dalším významným komponentem s vysokým vlivem na tlakové ztráty je NTO, který tvoří necelých 12 % tlakových ztrát. Bohužel se jedná o zařízení, jehož konstrukční optimalizace je nad rámec této práce.

Zbýlé tlakové ztráty jsou důsledkem rozšíření nastavby kondenzátoru a vlivem odběrových potrubí.

5.2.1. Tvarová optimalizace vnitřních výztužných mříží

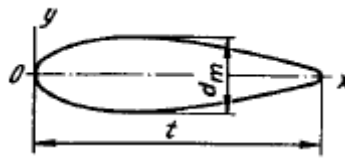
Pro dosažení optimalizace vnitřních výztužných mříží využijeme vztahu pro výpočet ztrátového součinitele příčně vloženého kruhového tělesa do proudu (57). Níže popsanými zásahy do konstrukce příčných výztužných mříží byla inicializována snaha o snížení ztrátového součinitele jedné výztuže a tím i celé mříže.

Vztah pro výpočet ztrátového koeficientu je přímo úměrný odporovému koeficientu tělesa C_x a na poměru průmětu plochy příčně vložené trubky do proudu kolmé ke směru proudění a průtočné ploše. K dosažení maximální optimalizace tlakových ztrát musíme snížit hodnoty obou vlivů na ztrátový součinitel.

Prvním krokem vedoucím ke snížení tlakových ztrát je snížení odporového koeficientu tělesa. Vysoký vliv na odporový součinitel C_x má tvar obtékaného tělesa. Například špatně obtékaná tělesa odporový koeficient velmi zvyšují, a to vlivem vysokých přeměn rychlostí proudění a vlivem velkých úplavů za tělesem.

Odporový koeficient C_x kruhových nebo oblých těles je závislý na poměru stran $\bar{t} = t/d_m$, kde t je délka tělesa rovnoběžná se směrem proudění a d_m je šířka kolmá na směr proudění. S navyšujícím se poměrem stran \bar{t} , se snižuje odporový koeficient C_x . Z toho vyplývá, že důležitým faktorem, na kterém je odporový koeficient závislý, je tvar obtékaného tělesa. Čím více je těleso proudnicového tvaru, aneb je považováno za dobře obtékané, tím je odtržení mezní vrstvy slabší. Stejně je tomu i pro vytváření vírů za tělesem, za dobře obtékaným tělesem jsou víry slabé. Důsledkem je zmenšení odporového koeficientu obtékaného tělesa. [3]

Těleso proudnicového tvaru je charakterizováno hladce zaoblenou přední částí a zužujícím se zakončením (viz Obrázek 26).



Obrázek 26 Proudnicové těleso [3]

Čím ostřejší je zúžení střední části tělesa, tím dříve se odtrhne mezní vrstva a tím silnější budou víry vytvořené za tělesem. Vybráním optimálního profilu tělesa můžeme dokonce dosáhnout zamezení odtržení mezní vrstvy na tělese.

Mezi proudnicová tělesa patří například i tělesa eliptického tvaru či kruhového tvaru s protaženou zadní částí. Odporový koeficient takovýchto těles je sice vyšší než pro tělesa optimálního proudnicového tvaru, přesto jsou běžně používány kvůli jednoduchosti jejich konstrukce. [3]

Dalším krokem je snížení poměru plochy zabrané tělesem a plochy průtočné. Protože vnitřní výztuže jsou namáhány od vnějšího atmosférického tlaku, budeme uvažovat podmínku, že suma ploch optimalizovaných výztuží musí být rovna nebo vyšší než suma ploch výztuží v referenční nástavbě kondenzátoru.

5.2.2. Prostorová optimalizace

Prostorově optimalizovat vnitřní výztužné mříže je pro reálný případ velmi komplikované vlivem nahodilého proudění. Pro úlohu stacionární s rovnoměrným rychlostním profilem na vstupu do nástavby kondenzátoru můžeme využít proudnicových těles (viz kapitola 2.2.2) nebo prostorové optimalizace, která je popsána níže.

Z kapitoly 4.3.6 víme, že za obtékaným tělesem se tvoří úplav, ve kterém je zpětné proudění. Při této úvaze můžeme umístit dvě tělesa tak, že druhé bude vloženo do úplavu od tělesa předchozího a snížíme tak tlakové ztráty zakrytého tělesa. Odporový koeficient každého tělesa a jejich celkového odporového koeficientu je závislý na jejich relativní vzdálenosti $\bar{l} = l_2/d_m$. [3]

Pro případ, kdy bude zadní těleso celé zakryté v úplavu od tělesa předního nebude tvořit žádný odpor. Úplav tvořený předním tělesem bude delší než úplav tvořený tělesem zadním. Rozdíl tlaku na zadním tělese způsobí, že bude působit jako překážka pro zpětné proudění. Výsledná hodnota odporového součinitele C_x zakrytého tělesa tedy bude dosahovat negativních hodnot, ve smyslu proudění hlavního proudu. Důsledkem bude zmenšení hodnoty odporového koeficientu obou těles. S narůstající relativní vzdáleností \bar{l} se výše popsaný vliv zadního tělesa snižuje. Nicméně při zachování vzdálenosti takové, že zadní těleso bude stále zasahovat do úplavu od předního tělesa, bude odporový koeficient zadního

tělesa nižší než odporový koeficient předního. Hodnota C_x zakrytého tělesa bude postupně narůstat se zvyšující se relativní vzdáleností, než dosáhne hodnoty tělesa předního. [3]

Takovéto chování proudění při obtékání těles můžeme využít pouze v případě, že známe vektorové pole rychlosti proudění. Při uvažování rovnoměrného, ale nereálného proudění na vstupu můžeme průměr výztuží snížit a přidat další úroveň výztuží do.

Stejná podmínka platí i pro tvarovou optimalizaci z předešlé kapitoly. Při využití proudnicového tvaru, například kapkovitého, musíme zajistit rovnoběžnost osy tělesa ke směru proudění pro dosažení minimalizace ztrát. V případě, kdy by takovéto těleso bylo obtékáno s náběžným úhlem, tlakové ztráty by narůstaly. Při zvyšování odchylky úhlu osy tělesa od směru proudění by se zvyšoval odporový koeficient obtékaného tělesa a tím i tlakové ztráty, které by rapidně přerostly hodnoty tlakových ztrát od například tělesa kruhového tvaru.

Dalším bodem pro prostorovou optimalizaci je vkládání výztužných mříží do míst o nižších rychlostech proudění.

Nevhodně umístěná výztužná mříž se vyskytuje v místě NTO, kde je proudění urychleno až o 50% vstupní rychlosti do nástavby kondenzátoru vlivem snížené průtočné plochy.

5.2.3. Řešení optimalizace výztužných mříží

Z výše uvedeného byly vytvořeny tři optimalizace do výztužných mříží pro docílení optimalizace tlakových ztrát. Pro zvýšení průtočného průřezu bylo využito optimálního počtu výztužných trubek a optimalizací jejich průměru. Dále bylo využito charakteristické chování proudění, a tedy vytváření úplavů, kdy byla každá úroveň výztužných mříží rozdělena do dvou úrovní z toho jedna úroveň byla schována do úplavu od mříže předchozí. Varianty výztužných mříží jsou uvedeny v tabulce (viz Tabulka 5).

Varianta	Počet výztuží ve směru rovnoběžném s kratší stěnou n. k.	Počet výztuží ve směru rovnoběžném s delší stěnou n. k.	Průměr výztužných trubek [mm]
Referenční nastavba kondenzátoru	9 od 4. Roviny: 11	6	130
Varianta 2	5 od 4. Roviny: 7	4	175
Varianta 3 - Mříže v úplavu	5 (10) od 4. Roviny: 7 (14)	4 (8)	125
Varianta 4	13 od 4. Roviny: 18	10	75

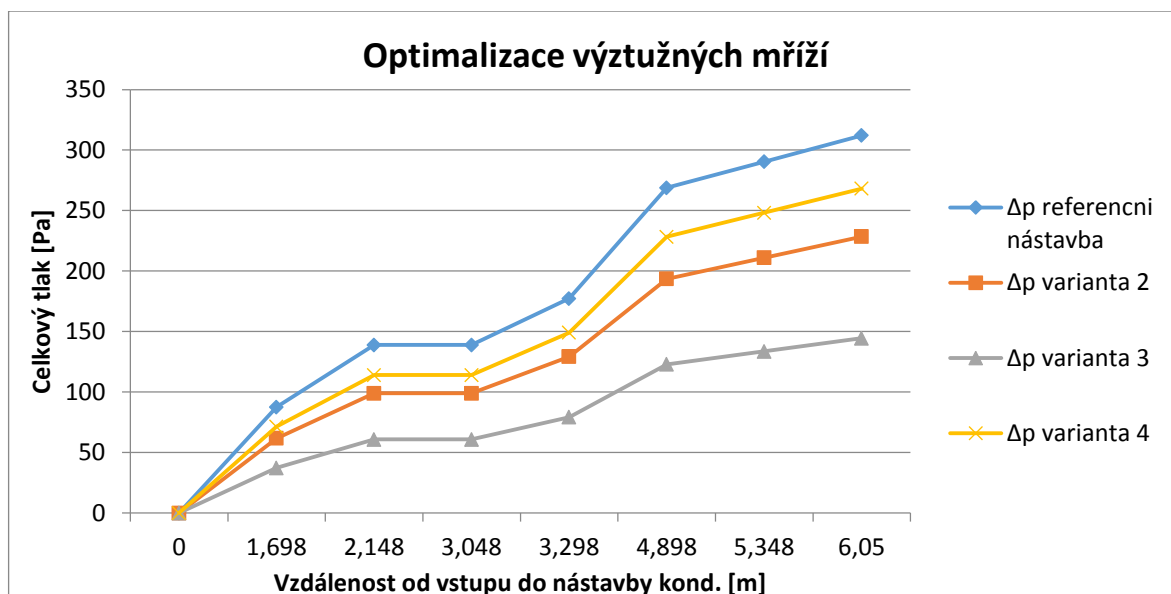
Tabulka 5 Popis variant nastavby kondenzátoru

Hodnoty ztrátových koeficientů pro celkový tlak v každém kontrolním objemu jsou zvedeny v tabulce (viz Tabulka 6).

Kontrolní objem	ζ_c – referenční n. k.	ζ_c – varianta č. 2	ζ_c – varianta č. 3	ζ_c – varianta č. 4
Kontrolní objem 1	0,76	0,60	0,41	0,66
Kontrolní objem 2	0,44	0,36	0,26	0,39
Kontrolní objem 3	0	0	0	0
Kontrolní objem 4	0,43	0,37	0,26	0,40
Kontrolní objem 5	0,64	0,52	0,41	0,59
Kontrolní objem 6	0,38	0,33	0,23	0,36
Kontrolní objem 7	0,38	0,33	0,24	0,36
Suma ζ	3,03	2,5	1,8	2,79

Tabulka 6 Tabulka ztrátových součinitelů výztužných mříží pro varianty n. k.

Odpovídající tlakové ztráty v každém kontrolním objemu jsou znázorněny v grafu (viz Graf 4).



Graf 4 Tlakové ztráty pro varianty výztužných mříží

Z výše uvedeného grafu je patrné, že navrhované varianty výztužných trubek mají kladný vliv na tlakové ztráty v nástavbě kondenzátoru. Detailní vyhodnocení je uvedeno v kapitole 5.3.1.

5.3. Optimalizace konstrukce nástavby kondenzátoru

Tlakové ztráty v nástavbě kondenzátoru můžeme nejlépe optimalizovat rychlostí proudění. Snížením rychlosti proudícího média dosáhneme i snížení dynamického tlaku, na kterém jsou tlakové ztráty přímo úměrné.

Snížení rychlosti dosáhneme rozšířením nástavby kondenzátoru nebo zvýšením úhlu rozšíření nástavby s ohledem na limitní hodnoty rozšíření z kapitoly 4.3.3.

V případě snížení vstupní rychlosti do nástavby kondenzátoru vlivem zvýšení průtočné plochy o 5 % se v referenční nástavbě sníží tlakové ztráty z $\Delta p_c = 366$ na 272 [Pa]. Snížením vstupní rychlosti o 5 % můžeme tedy dosáhnout snížení tlakových ztrát přibližně o 26 %. Při zvýšení průtočné plochy o 10 % jsou tlakové ztráty přibližně nižší o 44 %, tedy $\Delta p_c = 205$ [Pa]. Takováto optimalizace je ale finančně a výrobně velmi náročná.

Pokud to je možné všechny komponenty v nástavbě kondenzátoru by měly být instalovány do míst s nižší rychlostí. Pro rozšiřující se nástavbu kondenzátoru je to spodní část nástavby s větší průtočnou plochou.

Vzhledem k velké zabrané ploše vlivem vloženého NTO do nástavby kondenzátoru, by jeho poloha měla být taktéž ve spodní části nástavby. Na jeho úrovni by neměly být instalovány další komponenty, na kterých by vlivem vysoké rychlosti vznikaly vysoké tlakové ztráty.

5.3.1. Varianty nastavby kondenzátoru

Z informací uvedených v předchozích kapitolách byly vytvořeny tři návrhy pro optimalizaci nastavby kondenzátoru. Optimalizované varianty se řídí podle tabulky (viz Tabulka 5). Pro porovnání vlivu rozšíření na tlakové ztráty byla vypočítána nastavba konstantního průřezu – varianta číslo 5.

Výsledné ztrátové součinitele variant nastavby kondenzátoru pro změny tlaku celkového i statického jsou uvedeny v následující tabulce (viz Tabulka 7).

Varianta	Z_{celk}	ζ_{stat}
Referenční nastavba kondenzátoru	5,37	4,81
Varianta 2	4,09	3,52
Varianta 3 – Dvouúrovňové mříže	2,81	2,23
Varianta 4	4,71	4,14
Varianta 5 – konstantní průřez	6,76	6,76

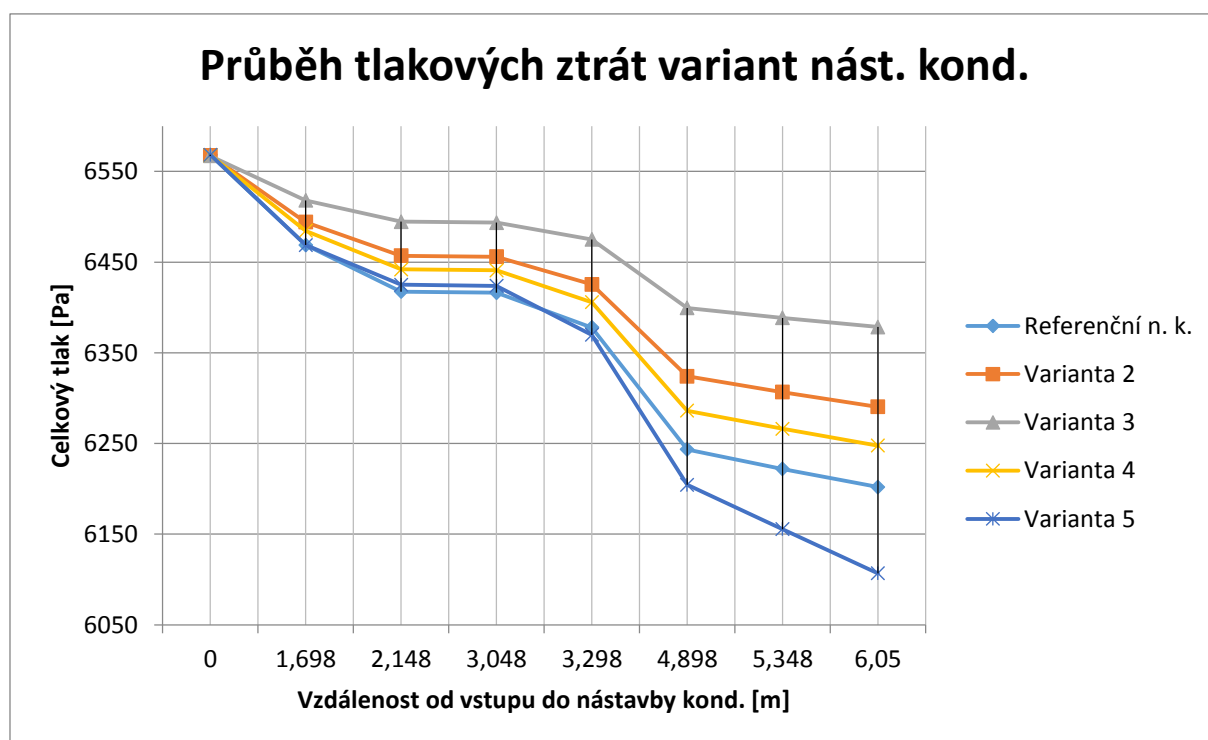
Tabulka 7 Hodnoty ztrátových součinitelů

Průběh změn celkového tlaku pro jednotlivé varianty můžeme pozorovat v grafu (viz Graf 5).

Pro každou variantu nastavby kondenzátoru byla navýšená průtočná plocha o 10 %. Navýšení průtočné plochy zapříčinilo pokles rychlosti na vstupu z 51,43 na 42,07 [m/s]. Vliv navýšení průtočné plochy na změnu celkového tlaku je znázorněn v tabulce (viz Tabulka 8).

Varianta	Δp_c pro referenční průtočnou plochu	Δp_c po navýšení průtočné plochy o 10 %
Referenční nastavba kondenzátoru	366	205
Varianta 2	277	158
Varianta 3 – Dvouúrovňové mříže	189	110
Varianta 4	320	181
Varianta 5 – konstantní průřez	461	255

Tabulka 8 Tlakové ztráty jednotlivých variant



Graf 5 Průběh tlakových ztrát variant nást. kond.

Z výše uvedeného grafu, kde jsou znázorněny tlakové ztráty při 100% rychlosti na vstupu do nastavby kondenzátoru, tedy 51,43 [m/s], je patrné, že nejlepším řešením pro minimalizaci tlakových ztrát je nejvhodnější varianta číslo 3.

Varianta číslo 3 obsahuje dvouúrovňové výztužné mříže (druhá úroveň je vložena do úplavu v těsné blízkosti úrovně první). Tato operace docílila minimalizaci zabránění průtočné plochy a zapříčinila rapidní pokles tlakových ztrát $\Delta p_c = 189$ [Pa]. Bohužel výše uvedený

Stavba energetických strojů a zařízení**Lukáš Voráček**

výsledek platí pouze pro rovnoměrný rychlostní profil v průběhu celé nástavby kondenzátoru, tedy uvažování nereálného proudění. Při uvažování reálného proudění, by jakýkoli jiný směr proudění, než dokonale svislý rapidně navyšoval tlakové ztráty.

Druhou nejvhodnější variantou je varianta nástavby kondenzátoru číslo 2. Tato varianta nástavby kondenzátoru obsahuje menší počet výztuží v každé rovině. Zredukováním počtu výztuží se zvýšil jejich průřez. Optimální kombinací průřezu a počtu výztuží se docílilo stavu, kdy se zachoval potřebný průřez do pevnostní podmínky od vnějšího přetlaku, ale došlo ke snížení zabrané průtočné plochy. Důsledkem bylo snížení tlakových ztrát přibližně o 24 % oproti referenční nástavbě kondenzátoru. Protože se snížení tlakových ztrát docílilo využitím kruhových výztuží, tudíž tlakové ztráty nejsou přímo závislé na směru proudění, můžeme variantu číslo 2 určit jako nejvhodnější. Spolu s využitím změny konstrukce nástavby, tedy zvýšení průtočné plochy o 10 % můžeme docílit až 43 % snížení tlakových ztrát oproti nerozšířené referenční nástavbě kondenzátoru.

Využitím varianty číslo 4 docílíme snížení tlakových ztrát o 13 %. Optimalizace byla provedena při využití kombinace více výztuží o menším průřezu. Z výše popsaného je patrné, že varianta číslo 2 je pro optimalizaci tlakových ztrát v nástavbě výhodnější.

Pro porovnání konstrukce nástavby kondenzátoru byla přidána Varianta číslo 5. Tato varianta má konstantní rychlost v celé průtočné části nástavby. Důsledkem je zvýšení tlakových ztrát přibližně o 18 % oproti referenční nástavbě kondenzátoru. Konstantní průřez nástavby kondenzátoru je z pohledu změn celkového tlaku nevhodný. Když porovnáme změnu tlaku statického u referenční nástavby kondenzátoru $\Delta p_s = 327$ [Pa] a varianty číslo 5 $\Delta p_s = 459$ [Pa] je patrné, že rozšiřující se průřez nástavby má kladný vliv na parametry páry vystupující z nízkotlakého dílu turbíny.

5.4. Vliv optimalizace na výkon nízkotlakého dílu turbíny

Výkon nízkotlakého dílu turbíny vypočteme dle následujícího vztahu (63):

$$P = a_t * \dot{m} \quad (63)$$

Technickou práci vypočteme z prvního zákona termodynamiky pro izoentropický děj, tedy neuvažujeme žádné ztráty v turbíně a žádný přenos tepla do okolí. Technická práce se pak rovná rozdílu entalpií na vstupu do turbíny a na výstupu z turbíny.

$$a_t = h_{vstup} - h_{výstup} \quad (64)$$

Entalpie na vstupu do nízkotlakého dílu bude uvažována $h_{vstup} = 2977$ [KJ/Kg]. Entalpie na výstupu z turbíny se bude měnit podle tlakových ztrát v nástavbě kondenzátoru. Hodnoty entalpie odečteme z tabulek voda-pára [6].

Pro jednoduchost budeme uvažovat nízkotlaký díl turbíny bez odběrů. Hmotnostní průtok celou turbínou se pak rovná hmotnostnímu průtoku z okrajových podmínek pro vypočítání tlakových ztrát v nástavbě kondenzátoru, tedy $\dot{m} = 155$ [Kg/s].

Referenční nástavba kondenzátoru je výstupním tělesem pro dvouproudou nízkotlakou turbínu. Z toho vyplývá, že hodnota vypočítaného výkonu odpovídá celému dílu a polovina hodnoty pak jednomu proudu dané turbíny. Pro výpočet změn výkonu celé elektrárny se pak změna výkonu násobí počtem nízkotlakých dílů turbíny. Například v Jaderné elektrárně Temelín (dále JETE) je jeden vysokotlaký díl turbíny a tři nízkotlaké. Pro JETE by tedy výsledný vliv optimalizace na výkon byl trojnásobný.

5.4.1. Výkon NT dílu turbíny bez nástavby kondenzátoru

Pro případ, kdy neuvažujeme žádné tlakové ztráty na výstupu z turbíny, bude výstupní tlak roven kondenzačnímu tlaku.

Pro výstupní statický tlak $p_s = 6500$ [Pa] je pak entalpie na výstupu z turbíny $h_{výstup} = 2279,9$ [KJ/Kg].

Dosažený výkon NT dílu turbíny:

$$P = (h_{vstup} - h_{výstup}) * \dot{m} \quad (65)$$

$$P = (2977 - 2279,9) * 155 = 108,05 \text{ [MW]} \quad (66)$$

5.4.2. Výkon NT dílu turbíny s referenční nastavbou

Pro referenční nastavbu kondenzátoru využijeme vstupní podmínku statického tlaku $p_s = 6500$ [Pa] a přidáme tlakovou ztrátu statického tlaku, vzniklou v nastavbě. Pro referenční nastavbu se entalpie pro $p_s = 6826$ [Pa] na výstupu z turbíny rovná $h_{výstup} = 2286,09$ [KJ/Kg].

$$P = (2977 - 2286,09) * 155 = 107,09 \text{ [MW]} \quad (67)$$

Při uvažování referenční nastavby kondenzátoru dojde vlivem tlakových ztrát k poklesu výkonu NT dílu turbíny o 0,89 %, tedy ke ztrátě výkonu o 960 [KW] od výpočtu bez nastavby kondenzátoru.

5.4.3. Výkon NT dílu turbíny s 2. variantou nastavby kondenzátoru

Varianta číslo 2 nastavby kondenzátoru disponuje tlakovými ztrátami $\Delta p_s = 238,29$ [Pa]. Entalpie na výstupu z turbíny je pro statický tlak na vstupu do nastavby kondenzátoru $p_s = 6693$ [Pa] rovna $h_{výstup} = 2284,46$ [KJ/Kg].

$$P = (2977 - 2284,46) * 155 = 107,34 \text{ [MW]} \quad (68)$$

Využitím druhé varianty optimalizace nastavby kondenzátoru, kdy jsou tlakové ztráty o 24% nižší než v referenční nastavbě kondenzátoru, bylo dosaženo výkonu $P = 107,34$ [MW]. Došlo tedy k poklesu výkonu o 710 [KW] od výpočtu bez nastavby kondenzátoru.

5.4.3.1. Výkon NT dílu turbíny s 2. variantou nastavby kondenzátoru s 10 % navýšením průtočné plochy

Pro totožnou variantu nastavby kondenzátoru ale při zvýšení průtočné plochy nastavby kondenzátoru o 10 % bylo dosaženo tlakových ztrát $\Delta p_s = 132,20$ [Pa]. Entalpie na výstupu z turbíny je pro statický tlak na vstupu do nastavby kondenzátoru $p_s = 6663$ [Pa] rovna $h_{výstup} = 2882,44$ [KJ/Kg].

$$P = (2977 - 2283,59) * 155 = 107,66 \text{ [MW]} \quad (69)$$

Využitím druhé varianty optimalizace nastavby kondenzátoru a zvýšením průtočné plochy, bylo dosaženo výkonu $P = 107,66$ [MW], Došlo tedy k poklesu výkonu o 390 [KW] od výpočtu bez nastavby kondenzátoru.

Varianta výpočtu	Vstupní statický tlak do nástavby kondenzátoru [Pa]	Výkon jednoho nízkotlakého dílu turbíny [MW]	Ztráta výkonu [KW]
Výpočet bez nástavby kondenzátoru	6500	108,05	0
Výpočet s referenční nástavbou kondenzátoru	6826	107,09	960
Výpočet s variantou číslo 2. n. k.	6693	107,34	710
Výpočet s variantou číslo 2. n. k. s navýšením průtočné plochy o 10 %	6663	107,66	390

Tabulka 9 *Tabulka výkonů jednoho nízkotlakého dílu turbíny pro varianty nástaveb kondenzátoru*

6. Závěr

Cílem této práce bylo odhadnout tlakové ztráty vnitřně vestavěných komponent nástavby kondenzátoru za pomoci empirických vztahů a určení vlivu jednotlivých komponent na tlakové ztráty a návrh pro jejich tvarovou nebo prostorovou optimalizaci.

Z provedených výpočtů vyšlo, že nejvyšší vliv na tlakové ztráty má samotný tvar nástavby kondenzátoru. Referenční nástavba kondenzátoru se dá považovat za malou a poměrně malým zvýšením průtočné plochy o 10 % můžeme dosáhnout až o 44 % nižší tlakové ztráty. Dalším důležitým faktorem je rozšiřující se tvar nástavby kondenzátoru. Rozšiřující se tvar zvyšuje statický tlak a částečně tak kompenzuje tlakové ztráty vlivem vnitřních komponent. Statický tlak určuje parametry páry, v našem případě je důležité snížit statický tlak na výstupu z turbíny, tak aby bylo docíleno prodloužení expanzní křivky v turbíně.

Z vnitřně vestavených komponent mají nejvyšší vliv na tlakové ztráty výztužné mříže, které tvoří až 85 % všech tlakových ztrát. Pro optimalizaci výztužných trubek bylo využito snížení zabrané průtočné plochy neboli zvýšení průměru trubek při redukcí jejich počtu nebo naopak snížení průměru a navýšení počtu trubek. Vždy musela být navržena optimální varianta tohoto poměru, tak aby byla dodržena pevnostní podmínka od vnějšího přetlaku.

Využitím nejvhodnější varianty pro optimalizaci tlakových ztrát na vnitřních vestavbách a navýšením průtočné plochy bylo dosaženo navýšení výkonu daného nízkotlakého dílu turbíny o 570 KW oproti referenční nástavbě kondenzátoru.

Z výpočtů je patrné že špatně zvolená konstrukce nástavby kondenzátoru může mít fatální vliv na tlakové ztráty, a tedy i negativní vliv na výkon samotné turbíny. Doporučením pro zmenšení tlakových ztrát v nástavbě kondenzátoru je umístění vnitřně vestavených komponent do míst o nižší rychlosti, a to zejména do úplavů od jiných vnitřně vestavených komponent nebo do spodní části rozšiřující se nástavby kondenzátoru. Velmi negativní vliv na celkové tlakové ztráty má umístění vnitřních vestaveb do míst u nízkotlakého ohříváku, který lokálně zvyšuje rychlost proudění až o dvojnásobek a tím povyšuje hodnotu tlakových ztrát na všech komponentech v této části nástavby.

Reference

- [1] LINHART, J. *Mechanika Tekutin I.*, 2. vydání. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009.
- [2] Uruba, V. Přednášky z předmětu Mechanika tekutin 1, [online, cit. 04. 04. 2019]: <http://home.zcu.cz/~uruba/MT/>
- [3] I. E. Idelchik *Hand of hydraulic resistance*, 3rd ed.; JAICO PUBLISHING HOUSE: Mumbai, 2005.
- [4] Kalčík, J. *Technická termodynamika*; Československé akademie věd: Praha, 1963.
- [5] Louthan, J. Přednášky z předmětu PTK, [online, cit. 15. 04. 2019]: http://home.zcu.cz/~kuceraj/PTK/PTK_kondenzace_a_regenerace/Lekce_01/PTK_Kondenzace%20a%20regenerace_1.pdf
- [6] Mareš, R. *Tabulky termodynamických vlastností vody a vodní páry*, 1st ed.; Západočeská univerzita v Plzni: Plzeň, 2008.
- [7] Interní dokumenty Doosan Škoda Power
- [8] D. S. Miller *Internal flow systems*, 2nd ed.; BHRA (Information services), 1990.

Seznam tabulek

Tabulka 1	Tabulka rozložení rovin a kontrolních objemů	29
Tabulka 2	Průběh celkového a statického tlaku	49
Tabulka 3	Tabulka ztrátových součinitelů vlivem příčných výztuží v kontrolních objemech	51
Tabulka 4	Tlakové ztráty vlivem odběrových potrubí.....	53
Tabulka 5	Popis variant nastavby kondenzátoru.....	57
Tabulka 6	Tabulka ztrátových součinitelů výztužných mříží pro varianty n. k.	57
Tabulka 7	Hodnoty ztrátových součinitelů	59
Tabulka 8	Tlakové ztráty jednotlivých variant.....	60
Tabulka 9	Tabulka výkonů jednoho nízkotlakého dílu turbíny pro varianty nastaveb kondenzátoru	64

Seznam obrázků

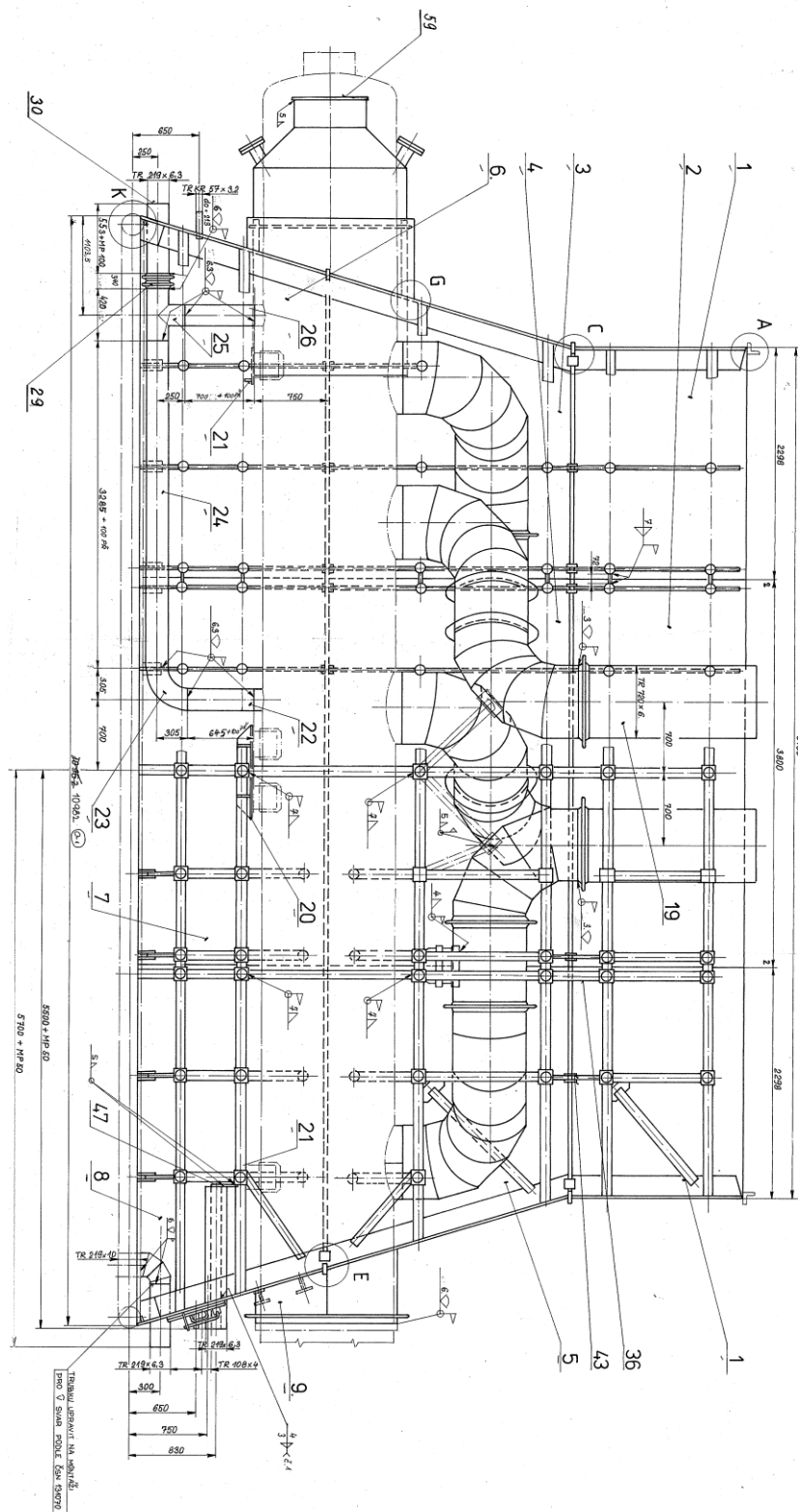
Obrázek 1	Turbulentní / laminární proudění [1].....	12
Obrázek 2	Vliv výšky zdrsňení obtékané stěny na ztráty třením [1].....	13
Obrázek 3	Nikuradseho diagram pro potrubí s umělou drsností [3].....	14
Obrázek 4	Moodyho diagram [2].....	16
Obrázek 6	h-s diagram Rankine-Clausiov cyklus.....	19
Obrázek 7	T-s diagram Rankine-Clausiova cyklu.....	20
Obrázek 8	Termodynamické děje v difuzorech.....	22
Obrázek 9	Vliv nastavby kondenzátoru na účinnost parní turbíny.....	24
Obrázek 10	Chování proudění při různém rozšíření [3].....	31
Obrázek 11	Závislost ζ na Re při rozdílných α [3].....	32
Obrázek 12	Rozšiřující se kanál [3].....	33
Obrázek 13	Ztrátové součinitele pro rozšiřující se kanál [3].....	33
Obrázek 14	Vliv rovinné mříže vložené do proudění [3].....	35
Obrázek 15	K_m v závislosti na Ma [3].....	36
Obrázek 16	Dvouúrovňová mříž [3].....	36
Obrázek 17	Závislost m a K_1 na Re [3].....	39
Obrázek 18	Graf závislosti C_x na Re pro hydraulicky hladké kruhové těleso do proudu [3].....	40
Obrázek 19	Závislosti C_x na Re' při různém ε_t [3].....	41
Obrázek 20	Křivky C_x pro různé relativní drsnosti povrchu v závislosti na Re' [3]....	41
Obrázek 21	Příčně vložená kruhová trubka [3].....	42
Obrázek 22	Vliv Re' na C_x [3].....	43
Obrázek 23	Odběrová potrubí [7].....	44
Obrázek 24	Příčně vložená překážka do potrubí [3].....	44
Obrázek 25	Tabulka C_x pro odběrová potrubí [3].....	45
Obrázek 26	Proudnicové těleso [3].....	55

Stavba energetických strojů a zařízení

Lukáš Voráček

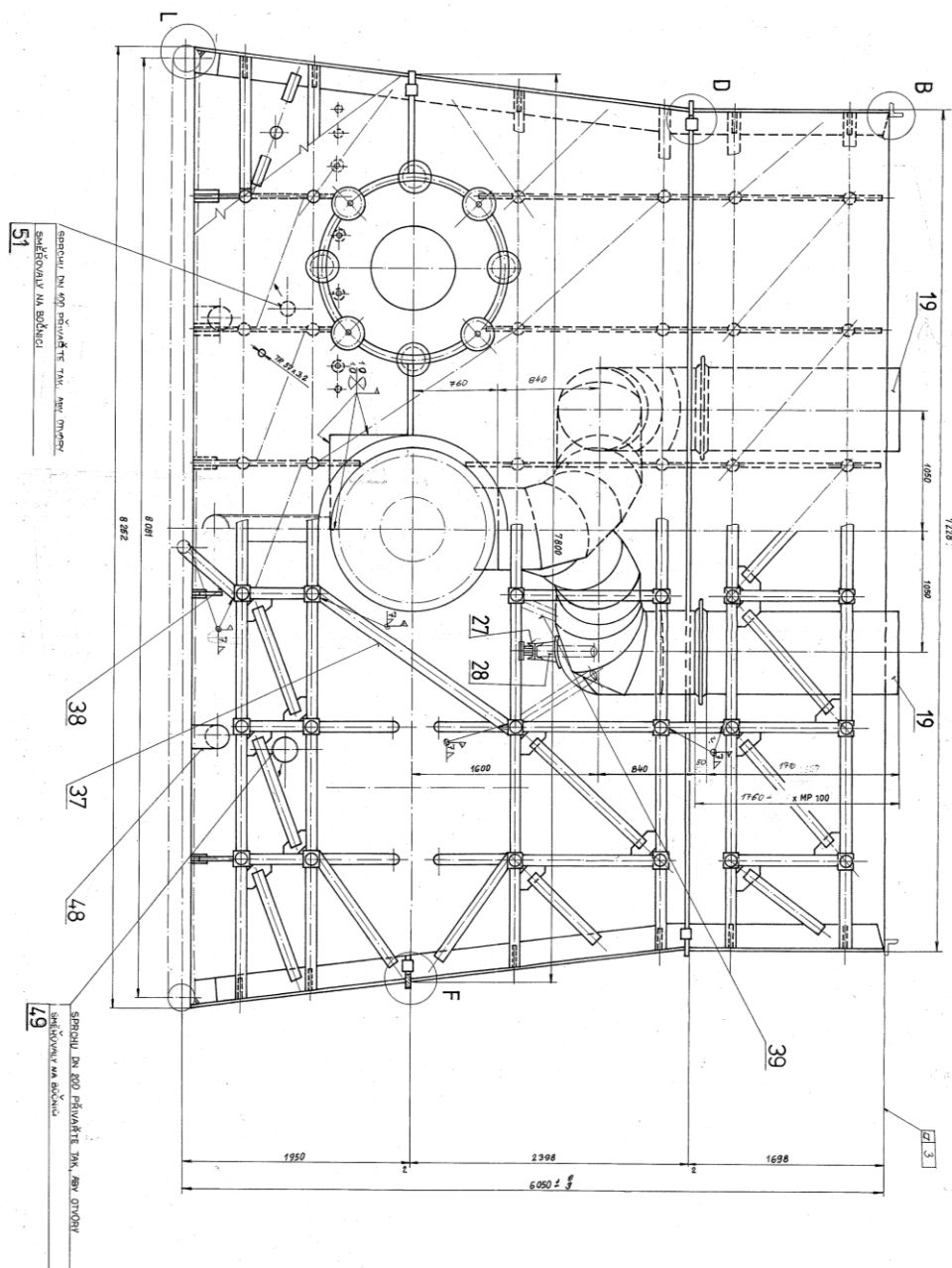
Obrázek 27	Výkresová dokumentace č. 1 [7].....	70
Obrázek 28	Výkresová dokumentace č. 2 [7].....	71
Obrázek 29	Výkresová dokumentace č. 3 [7].....	72
Obrázek 30	Výkresová dokumentace č. 4 [7].....	73
Obrázek 31	Roviny a kontrolní objemy	74

Příloha 1



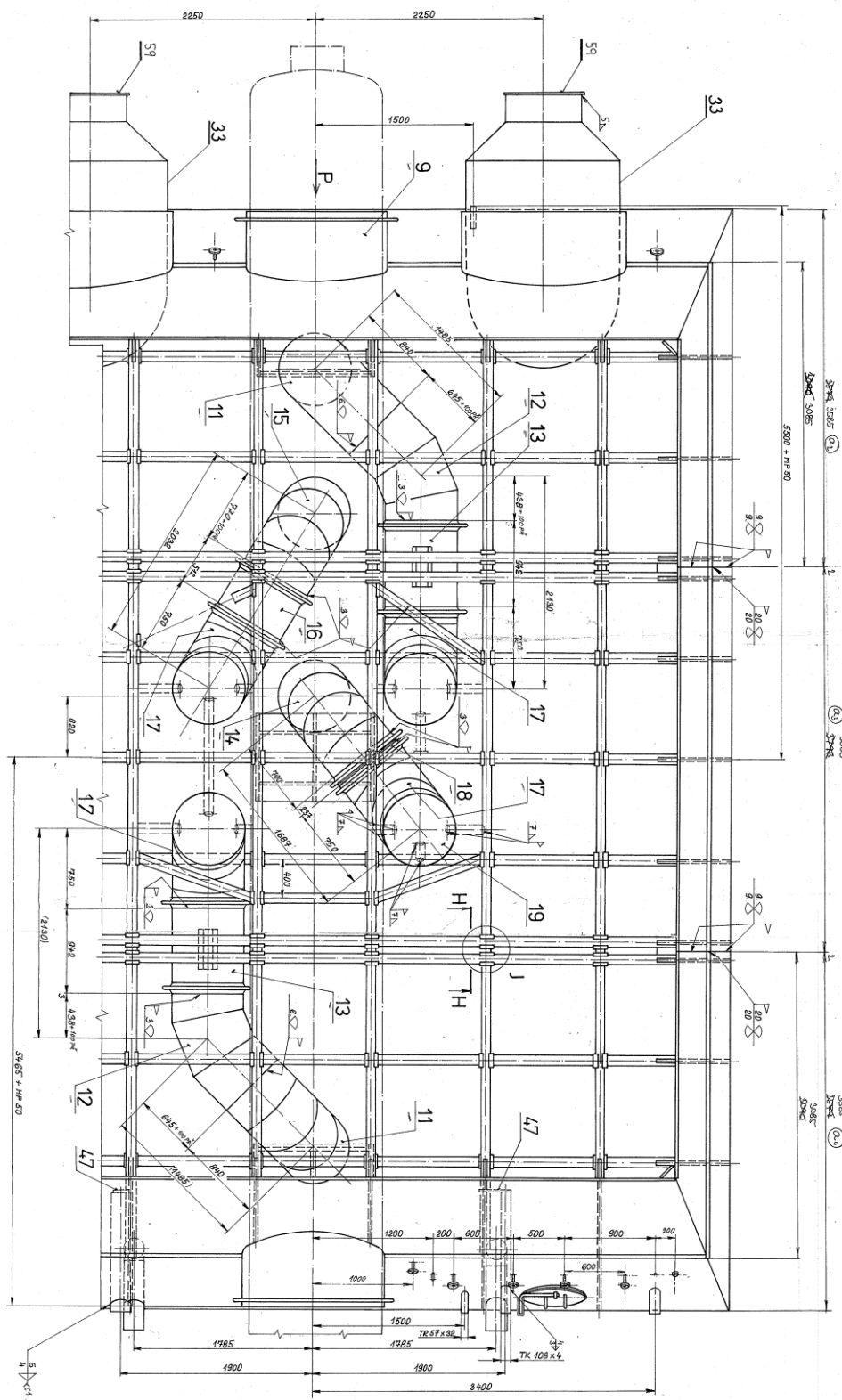
Obrázek 27 Výkresová dokumentace č. 1 [7]

Příloha 2



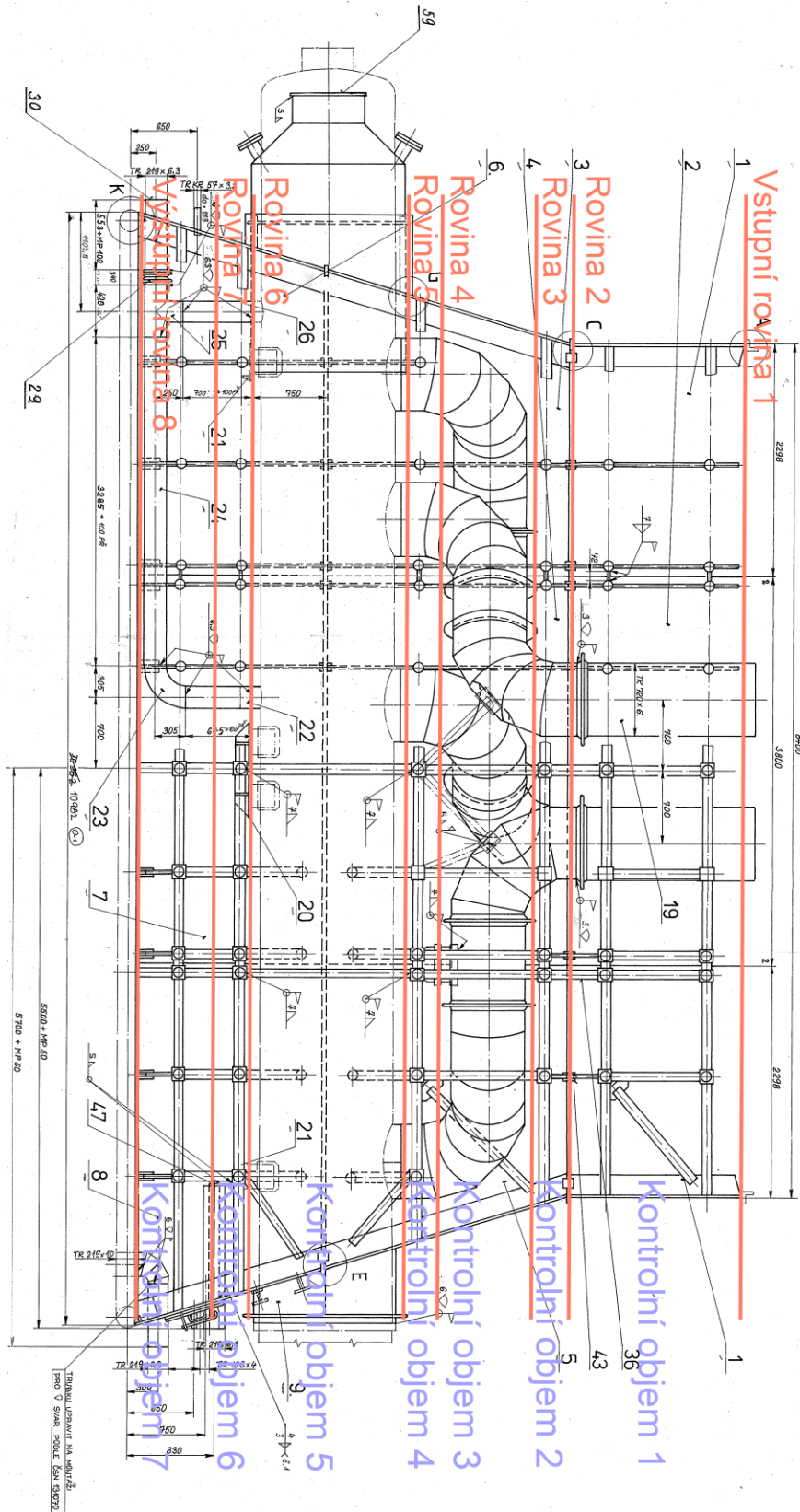
Obrázek 28 Výkresová dokumentace č. 2 [7]

Příloha 3



Obrázek 29 Výkresová dokumentace č. 3 [7]

Příloha 5



Obrázek 31 Roviny a kontrolní objemy