

Západočeská univerzita v Plzni

Fakulta aplikovaných věd

Katedra mechaniky

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Návrh obecného trubkového svazku axiálního
kondenzátoru**

Plzeň 2014

Bc. Veronika Havlíčková

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci zpracovala samostatně a že jsem uvedla všechny zdroje a literaturu, ze kterých jsem čerpala.

Plzeň, 27. května 2014

Podpis

Poděkování

Na tomto místě bych ráda poděkovala vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Janu Vimmrovi, Ph.D. za mnoho užitečných rad, psychickou podporu, důvěru a čas, který mi věnoval během psaní této práce. Děkuji také Ing. Zdeňku Jízovi, Ph.D., MBA a celému oddělení Kondenzace a regenerace ve společnosti DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. za poskytnuté konzultace, cenné rady při navrhování trubkového svazku kondenzátoru a pomoc s numerickou simulací.

V neposlední řadě chci poděkovat společnosti DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. a studentskému grantovému projektu SGS 2013-036 na ZČU v Plzni, jejichž podpora mi umožnila plně se soustředit na psaní této práce.

Veliké poděkování patří všem mým blízkým za materiální a morální podporu, která mi umožnila studium na Fakultě aplikovaných věd ZČU v Plzni.

Veronika Havlíčková

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem obecného trubkového svazku povrchového axiálního kondenzátoru. Z konstrukčního hlediska je kondenzátor výměníkem tepla, tj. zařízením, které je využíváno v elektrárnách ke zvýšení účinnosti tepelného oběhu celého systému.

Na základě zadání společnosti DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. byl proveden termodynamický návrh kondenzátoru, návrh rastru trubkového svazku a byl vytvořen zjednodušený model kondenzátoru ve výpočtovém systému ANSYS. Pro simulaci proudění a kondenzace páry byl využit výpočtový systém ANSYS Fluent 15.0, do něhož byly implementovány uživatelské funkce (UDFs).

Hlavním cílem práce bylo navrhnout nové prostorové rozmístění teplosměnných trubek a pomocí numerického výpočtu ověřit, zda je umožněn co nejlepší přístup páry ke všem trubkám. Byly navrženy dvě varianty rastrů trubkového svazku. První podle standardního designu DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. a druhá, alternativní varianta, pro kruhový kondenzátor. Obě navržené varianty byly numericky ověřovány pomocí simulačních výpočtů proudění a kondenzace páry na 3D modelech kondenzátoru. Záměrem předkládané diplomové práce bylo proniknout do problematiky kondenzátorů a systému kondenzace v elektrárnách.

Klíčová slova: kondenzátor, trubkový svazek, kondenzace, pára, ANSYS Fluent.

Abstract

This thesis deals with the design of the tube bundle of surface axial condenser. Surface condenser is the heat exchanger, the equipment used in power plants to increase the efficiency of thermal cycles.

Based on the task, given by DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o., we designed the tube bundle and created a simplified model of the surface condenser in the software ANSYS. For numerical simulation was used computational system ANSYS Fluent 15.0 with implemented User Defined Functions (UDFs).

The main aim of this thesis was to design the distribution of the tubes and to verify the best possible flow of steam for the surface condenser by using numerical simulations. Two variants of the tube bundle were projected. The variant with the standard design of DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. and the other, alternative variant, for circular condenser. Both designed modifications were tested numerically for flow and condensation of steam on 3D models of surface condenser. The next aim was to acquainted with the problems of surface condensers and systems of condensation in power plants.

Keywords: condenser, tube bundle, condensation, steam, ANSYS Fluent.

Obsah

Úvod.....	8
1 Rešerše na téma kondenzátory	10
1.1 Role kondenzátoru v Clausius-Rankinově cyklu	10
1.2 Kondenzátory	13
1.3 Vývoj trubkových svazků kondenzátorů ve světě	20
2 The Heat Exchange Institute (HEI)	24
3 Tepelný výpočet kondenzátoru	25
3.1 Termodynamický návrh kondenzátoru	25
3.2 Termodynamický návrh zadaného kondenzátoru.....	29
4 Hydraulický výpočet kondenzátoru	32
4.1 Tlaková ztráta při podélném průtoku trubkou, kanálem či trubkovým svazkem	32
4.2 Hydraulický odpor vodní strany pro zadaný kondenzátor:	34
5 Teorie vakuových křivek	35
5.1 Určení bodu nulového zatížení	36
5.2 Určení bodu zlomu	37
5.3 Výpočet tlaku na bodu zlomu pro zadaný kondenzátor	40
5.4 Určení vakuových křivek	41
6 Spadek vakua v kondenzátoru	43
7 Návrh trubkového svazku kondenzátoru.....	45
7.1 Uspořádání trubkového svazku	45
7.2 Návrh systému odvodu vzduchu z kondenzátoru.....	47
7.2.1 Volba odsávacího potrubí	47
7.2.2 Výpočet rychlosti parovzdušné směsi v odsávacích otvorech.....	50
7.2.3 Určení počtu odsávacích otvorů.....	50
8 Shrnutí parametrů kondenzátoru.....	52
9 Řešení proudění v kondenzátoru pomocí softwaru ANSYS	54
9.1 Tvorba geometrie, výpočetní sítě a nastavení okrajových podmínek	56
9.1.1 Vytvoření geometrie výpočtové oblasti v softwaru DesignModeler	56

9.1.2 Vytvoření výpočetní sítě zadané oblasti v softwaru ANSYS Meshing	59
9.1.3 Nastavení okrajových podmínek v softwaru ANSYS Meshing	62
9.2 Výpočet proudového pole a kondenzace v kondenzátoru pomocí softwaru ANSYS Fluent.....	66
9.2.1 Teorie proudění parovzdušné směsi v kondenzátoru – strategie výpočtu	67
9.2.2 Specifikace parametrů a nastavení výpočtu v softwaru ANSYS Fluent.....	68
10 Návrh další varianty trubkového svazku a její modelování v softwaru ANSYS	71
10.1 Návrh rastru trubkového svazku.....	71
10.2 Tvorba geometrie v softwaru DesignModeler a výpočtové sítě v softwaru ANSYS Meshing	73
10.3 Nastavení okrajových podmínek v softwaru ANSYS Meshing	75
10.4 Specifikace parametrů a nastavení výpočtu v softwaru ANSYS Fluent	75
11 Výsledky numerických simulací	76
11.1 Rozložení výsledné rychlosti páry v kondenzátoru	76
11.2 Koncentrace inertu v oblasti trubkového svazku.....	81
11.3 Tlakové pole v kondenzátoru	82
11.4 Teplota chladicích vody v teplosměnných trubkách.....	84
11.5 Míra kondenzace páry na povrchu teplosměnných trubek	86
11.6 Celkové shrnutí výsledků obou navržených variant trubkového svazku	87
Závěr	89
Seznam použitých symbolů a značení	91
Seznam použitých zdrojů a literatury	93
Přílohy	95
P.1 Celkový přenášený tepelný tok	95
P.2 Střední logaritmický teplotní spád rekuperačního souproudeho výměníku tepla	96

Úvod

Předkládaná diplomová práce se zabývá návrhem obecného trubkového svazku povrchového axiálního kondenzátoru. Vedle termodynamického výpočtu zadaného kondenzátoru je dalším hlavním cílem práce navrhnout nové prostorové rozmístění teplosměnných trubek a pomocí numerického výpočtu ověřit, zda je umožněn co nejlepší přístup páry ke všem trubkám.

Práce je rozdělena do jedenácti kapitol. V první kapitole jsou zmíněny funkce a použití kondenzátoru. Je zde objasněna role kondenzátoru v rámci tepelného Clausius – Rankinova cyklu, jsou obecně popsány různé druhy kondenzátorů z konstrukčního hlediska a dále je zde vypracována rešerše na téma vývoje trubkových svazků kondenzátorů ve světě.

Druhá kapitola seznamuje čtenáře s činností asociace *The Heat Exchange Institute* (HEI), jež tvoří, určuje a formuje závazné mezinárodně uznávané normy v technické oblasti výměny tepla.

Termodynamickému návrhu kondenzátoru je věnována třetí kapitola. Najdeme zde jednotlivé termodynamické vztahy, které jsou následně využity k určení rozměrů zadaného kondenzátoru.

Čtvrtá kapitola se zabývá hydraulickým výpočtem kondenzátoru, který navazuje na termodynamický výpočet a využívá i řadu společných proměnných a bezrozměrových parametrů. Za částí, jež vysvětluje teorii tlakových ztrát při průtoku trubkovým svazkem, následuje konkrétní výpočet hydraulického odporu vodní strany pro zadaný kondenzátor.

V páté kapitole je popsána problematika vakuových křivek vyjadřujících závislost kondenzačního tlaku na hmotnostním toku páry přivedené do kondenzátoru. Tyto křivky jsou důležitými charakteristikami kondenzátoru.

Výpočet rychlosti zvyšování tlaku, neboli spadku vakua, v kondenzátoru nalezneme v šesté kapitole.

Sedmá kapitola je věnována návrhu tvaru trubkového svazku podle standardu společnosti DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. Tato část patří při konstrukci povrchového kondenzátoru mezi nejnáročnější. Vedle samotného postupu tvorby trubkového svazku je obsahem této kapitoly návrh systému odvodu parovzdušné směsi z kondenzátoru.

Přehledné shrnutí parametrů zadaného kondenzátoru je čtenáři k dispozici v osmé kapitole této práce.

Devátá kapitola pojednává o numerickém řešení proudění pomocí výpočtového systému ANSYS. Popisuje tvorbu geometrie výpočtové oblasti v softwaru DesignModeler, výpočetní síť na zadané oblasti v softwaru ANSYS Meshing a dále nastavení okrajových podmínek v tomto softwaru. Závěr kapitoly je věnovaný výpočtu proudového pole a kondenzace pomocí výpočtového systému ANSYS Fluent. Jsou zde vysvětleny strategie výpočtu, teorie proudění parovzdušné směsi v kondenzátoru, specifikace parametrů, volba a nastavení řešiče v systému ANSYS Fluent.

Návrh další varianty trubkového svazku a její modelování ve výpočtovém systému ANSYS je obsahem desáté kapitoly.

V poslední, jedenácté kapitole, čtenář nalezne přehled výsledků numerických simulací. Jsou zde vyhodnocena a diskutována rychlostní pole, tlaková pole, dále rozložení koncentrace nekondenzujícího vzduchu (inertu), ohřátí chladicí vody a míra kondenzace páry na povrchu teplosměnných trubek pro obě testované varianty trubkových svazků.

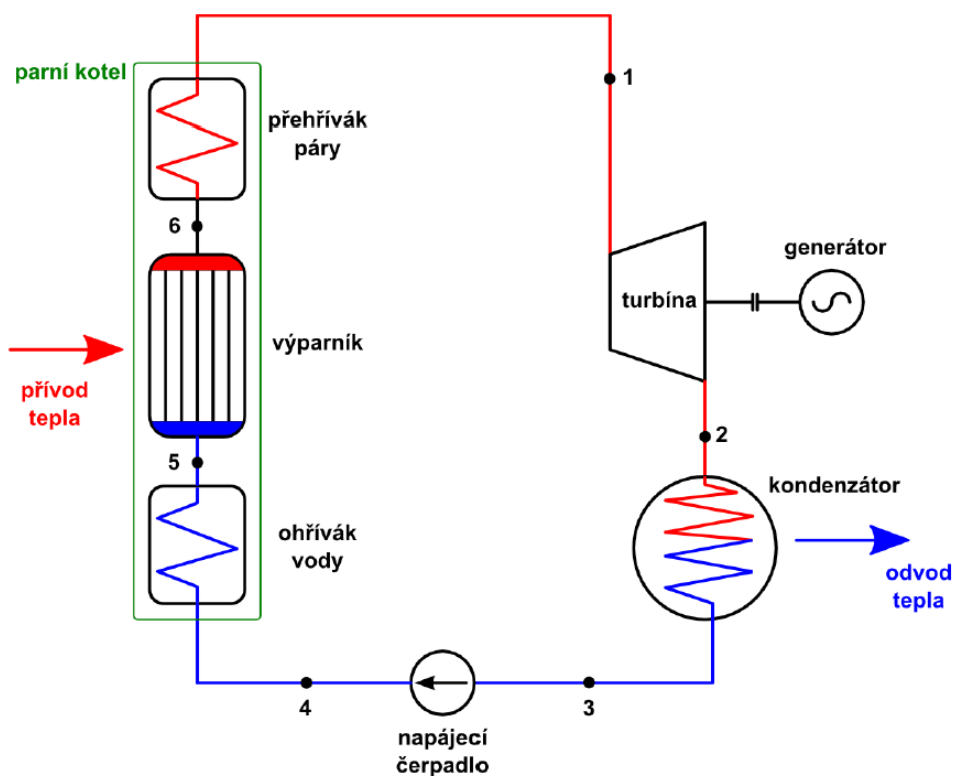
Závěr přináší celkové shrnutí a zhodnocení dosažených přínosů diplomové práce. Je zde popsáno jakým směrem by bylo možné tuto studii návrhu optimálního trubkového svazku povrchového axiálního kondenzátoru dále rozvíjet.

1 Rešerše na téma kondenzátory

Tato kapitola seznamuje čtenáře s problematikou kondenzátorů. Objasňuje nezbytnost kondenzátoru v tepelném Clausius-Rankinově cyklu, obr. 1, dále obecně popisuje kondenzátory z funkčního a konstrukčního hlediska. Poslední část kapitoly je věnována problematice kolem vývoje a designu kondenzátorů ve světě. Vedle faktorů ovlivňujících tepelnou účinnost jsou v závěru podkapitoly 1.3 uvedeny některé konkrétní zahraniční studie. Informace, potřebné k vytvoření této kapitoly, byly čerpány především z publikací Rotha [4], Mareše [19], Szócse [3], Kalčíka [1] a Kadrnožky [2].

1.1 Role kondenzátoru v Clausius-Rankinově cyklu

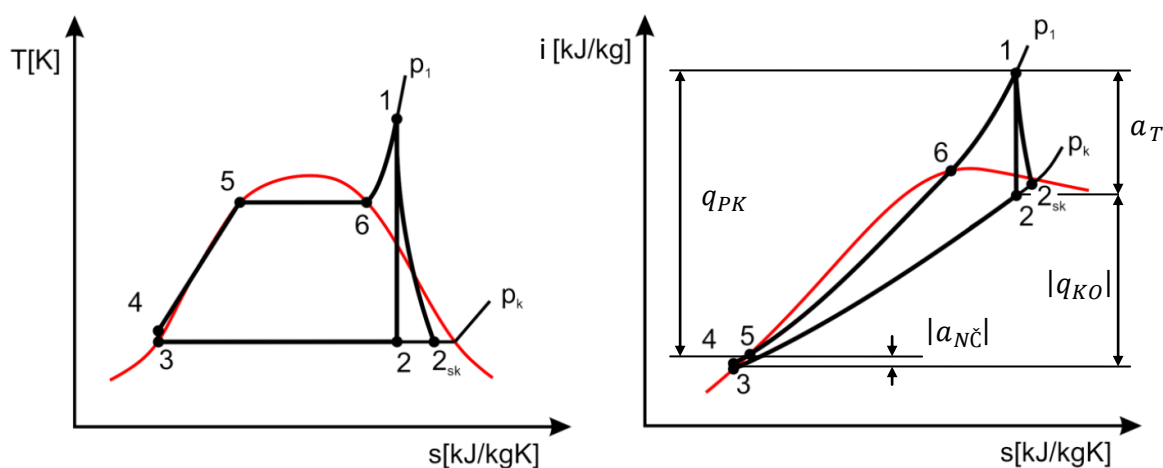
Kondenzátor patří k největším a nejdůležitějším tepelným výměníkům ve strojovně elektrárny. Hlavní funkcí kondenzátoru je kondenzace emisní páry proudící z turbíny na kondenzát, jenž je dále odváděn z kondenzátoru kondenzátními čerpadly, [4].



Obr. 1: Schéma Clausius-Rankinova cyklu, viz [18].

Kondenzátor je jednou z hlavních součástí tepelného Clausius-Rankinova oběhu v elektrárně. Clausius-Rankinův cyklus je standardně používaný porovnávací oběh v tepelných elektrárnách po celém světě. Jedná se o teoretický uzavřený oběh, v němž jsou využívány změny pracovní látky (vody), která v průběhu cyklu mění své skupenství, [3]. Proces přeměny energie během cyklu probíhá ve čtyřech základních částech: v parní turbíně (T), kondenzátoru (KO), napájecím čerpadle (NČ) a v parním kotli (PK), který dále sestává ze tří základních částí, tj. ohříváku vody (OV), výparníku (VY) a přehříváku páry (PP), viz obr. 1.

Jelikož je Clausius-Rankinův cyklus uzavřený, je třeba zkondenzovat páru, která vykonala práci v kondenzační parní turbíně a vzniklý kondenzát navrátit zpět do kotle. Kondenzátor je hermeticky uzavřené zařízení s přívodem páry z turbíny a odvodem kondenzátu a nekondenzujících plynů (vzduch). Úkolem kondenzátoru je tedy převést páru zpět na kapalinu a navíc také udržovat co největší entalpický spád pro turbínu, což je zabezpečováno stálým udržováním vakua v parní části kondenzátoru, [18]. Na obr. 2 je celý Clausius-Rankinův cyklus zobrazen v T-s diagramu představujícím závislost teploty na entropii a v i-s diagramu, tj. graf závislosti entalpie na entropii látky. Příslušné diagramy odrážejí následující popis celého cyklu.



Obr. 2: Znárodnění Clausius-Rankinova cyklu v T-s a i-s diagramu vody/vodní páry, viz [18], vlastní úprava.

Napájecí voda je „tlakována“ napájecím čerpadlem do oběhu a ohřívá se v ohříváku vody (OV) do stavu sytosti (varu), (3–5). Ve výparníku (VY) probíhá izobaricko-izotermická přeměna syté vody na sytou páru (vypařování), (5–6). Dále se pára v přehříváku páry (PP) izobaricky přehřívá na vyšší teplotu, (6-1), a následně pak v turbíně

probíhá adiabatická expanze páry, (1–2). V kondenzátoru nakonec pára izobaricko-izotermicky kondenzuje, (2–3). V diagramech jsou navíc znázorněné dvě izobary p_1 a p_k , přičemž p_1 představuje tlak páry na vstupu do turbíny (admisní tlak) a p_k je tlak kondenzační, [18]. Jak již bylo uvedeno výše, Clausius-Rankinův oběh je teoretickým porovnávacím cyklem. Ve skutečnosti však není expanze páry v turbíně dokonale adiabatická. V diagramech na obr. 2 tak můžeme pozorovat body 2_{sk} a křivky z bodu 1 do bodu 2_{sk} představují skutečný průběh při expanzi páry v turbíně.

Termická účinnost η_t Clausius-Rankinova cyklu je dána podílem měrné mechanické práce využití v parní turbíně a_T a měrného tepla přivedeného do cyklu q_p . Měrná mechanická práce a_T se podle zákona o zachování energie musí rovnat rozdílu mezi měrným přivedeným teplem $q_p = q_{PK}$, navýšeným ovšem ještě o absolutní hodnotu (spotřebovaná práce má podle konvence záporné znaménko) měrné práce spotřebované čerpadlem $|a_{N\check{c}}|$ a absolutní hodnotou měrného odvedeného tepla $|q_o| = |q_{KO}|$ (odvedené teplo má dle konvence záporné znaménko), tedy

$$a_T = q_{PK} + |a_{N\check{c}}| - |q_{KO}|. \quad (1.1)$$

Měrné teplo $q_p = q_{PK}$ je teplo přivedené do cyklu v ohříváku vody (OV), výparníku (VY) a přehříváku páry (PP). Dále definujeme tzv. měrnou entalpii i pomocí měrné vnitřní energie u (vnitřní energie vztažená na jednotku hmotnosti), tlaku a měrného objemu vztahem

$$i = u + pv. \quad (1.2)$$

V diferenciálu měrné energie

$$di = du + pdv + vdp \quad (1.3)$$

jsou první dva členy na pravé straně podle prvního termodynamického zákona rovny měrnému teple dq . Tímto tedy dostáváme rovnici prvního termodynamického zákona pro termodynamickou soustavu s měrnou entalpií

$$dq = di - vdp. \quad (1.4)$$

Druhý člen na pravé straně předchozí rovnice představuje elementární měrnou technickou práci da_t a tedy první termodynamický zákon přejde do tvaru

$$dq = di + da_t. \quad (1.5)$$

Technickou práci vykoná kontinuálně pracující motor (turbína), do kterého je zavedeno pracovní médium o objemu V_1 a tlaku p_1 a odchází z něj o objemu V_2 a tlaku p_2 . V p-V diagramu je tato technická práce zobrazena jako plocha vlevo od expanzní křivky. Při adiabatickém ději, kdy nedochází k výměně tepla s okolím a $dq = 0$, je pak technická práce určená pouze rozdílem entalpií v příslušných stavech.

Jelikož se teplo přivádí i odvádí při stálém tlaku (izobaricky), diferenciál dp je roven nule ($dp = 0$), tudíž přivedené teplo q_{PK} i odvedené teplo q_{KO} jsou rovny rozdílu entalpií. Práce při adiabatickém ději je rovna rozdílu entalpií, čehož využijeme při vyjádření práce spotřebované čerpadlem. Ze stejného důvodu bychom mohli i měrnou práci a_T vyjádřit rovnou pomocí rozdílu hodnot entalpií ve stavech 1 a 2.

Termická účinnost η_t Clausius-Rankinova cyklu je tedy rovna

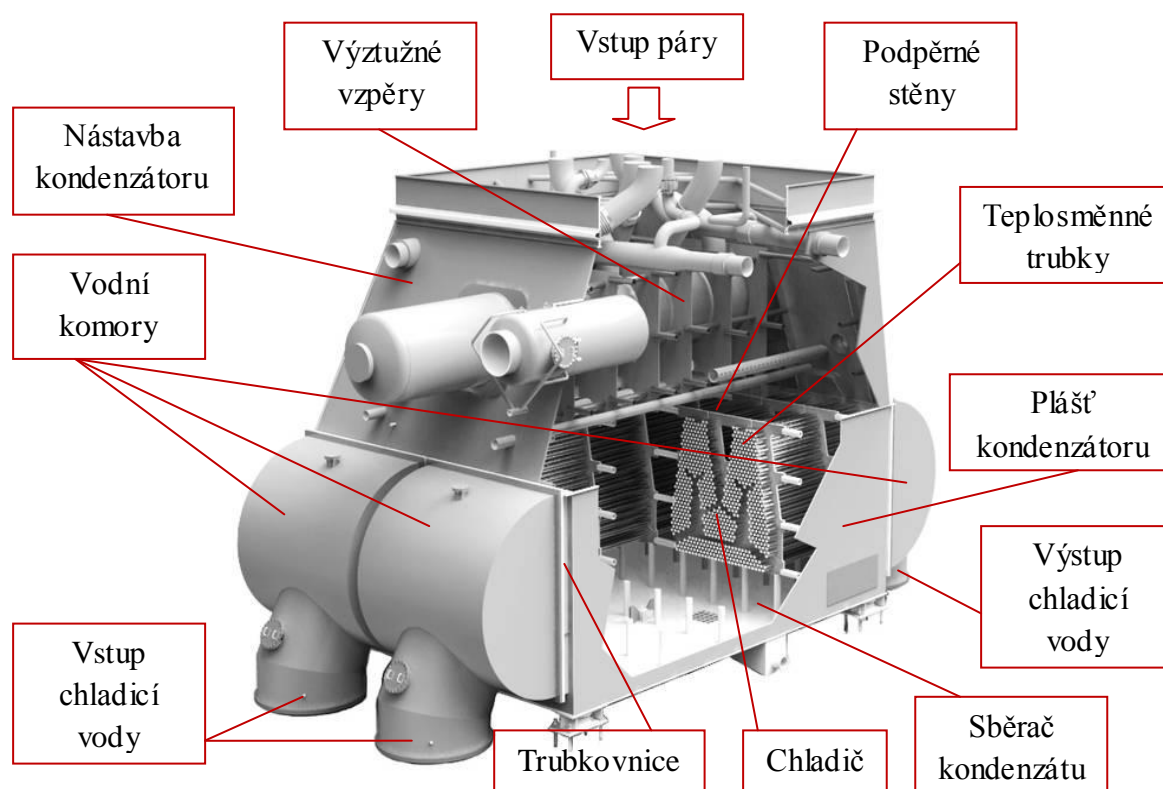
$$\eta_t = \frac{a_T}{q_{PK}} = \frac{q_{PK} - |q_{KO}| + a_{N\check{c}}}{q_{PK}} = \frac{i_1 - i_4 - (i_2 - i_3) + (i_4 - i_3)}{i_1 - i_4} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_4} \quad (1.6)$$

kde i_1, i_2, i_3, i_4 jsou entalpie příslušných termodynamických stavů. Vyjadřují energii pracovního média v jednotlivých termodynamických stavech vztaženou na jednotku hmotnosti a mají proto rozměr měrné energie, [19].

1.2 Kondenzátory

Tato kapitola je především věnována seznámení se s obecným konstrukčním provedením kondenzátorů. Jsou zde rovněž představeny jednotlivé typy elektrárenských kondenzátorů.

Z konstrukčního hlediska je kondenzátor výměník tepla. Po ukončení expanze v turbíně je pára zaváděna z výstupního hrdla turbíny do kondenzátoru, kde dochází k její kondenzaci na povrchu trubek protékanych chladicí vodou, jež odvádí uvolněné skupenské teplo. Je zřejmé, že bod ukončení expanze páry v turbíně, a tím i velikost využitelného entalpického spádu pro turbínu, je právě kondenzátorem jednoznačně determinován. Přirozenou snahou je tak docílení co nejnižšího tlaku v kondenzátoru a zajištění prodloužení expanze páry v turbíně, což má přímý dopad na tepelnou účinnost celého cyklu.



Obr. 3: Schéma povrchového trubkového kondenzátoru, zdroj viz [25].

Tlak v kondenzátoru se pohybuje pod úrovní atmosférického tlaku, aby se utvořil co nejvyšší entalpický spád pro turbínu a proud páry tak vykonal vyšší měrnou práci. Jelikož je kondenzátor nádobou s vnitřním podtlakem, je jeho stěna namáhána vnějším přetlakem atmosférického tlaku proti vakuu uvnitř kondenzátoru, [4]. Tomu odpovídá i konstrukce vlastního tělesa kondenzátoru. Typické uspořádání moderního kondenzátoru je znázorněno na obr. 3.

Základ, a možno říci také nejdůležitější konstrukční prvek kondenzátoru, představují teplosměnné trubky protékané chladicí vodou. Na vnějším povrchu trubek, jenž tvoří teplosměnnou plochu kondenzátoru, dochází ke styku páry se studeným povrchem trubky a následné kondenzaci páry. Přičemž, aby ke kondenzaci došlo, musí být splněna podmínka pro vznik kondenzace, tj. teplota povrchu trubek musí být nižší než teplota sytosti páry odpovídající tlaku v prostoru kondenzátoru. Běžně se hodnoty absolutního tlaku v kondenzátoru pohybují kolem 4 až 10 kPa. Těmto tlakům odpovídá teplota chladicí vody v rozmezí mezi cca 4 až 30 °C na vstupu do kondenzátoru. Ohřátí chladicí vody v kondenzátoru je různé, běžně však nepřekračuje cca 8 až 10 °C. Teplota a množství chladicí vody je ovlivněno jejím zdrojem. Chladicí voda může pocházet z řeky, moře, nebo cirkuluje v uzavřeném okruhu a ochlazuje se v chladicích věžích, [4].

Čelní stěny kondenzátoru tvoří trubkovnice, v jejichž otvorech jsou upevněny jednotlivé trubky. K vnějším stěnám trubkovic jsou připojeny vodní komory, do nichž je přiváděna chladicí voda, která je po protečení trubkami opět přes vodní komory odváděna zpět do chladicího okruhu. Množství chladicí vody, která je k dispozici, ale také například její povolené maximální ohřátí, a v neposlední řadě i dispoziční řešení strojovny elektrárny, determinují volbu počtu vodních tahů kondenzátoru.

Při jednotahovém uspořádání jsou všechny trubky najednou protékány chladicí vodou o stejné vstupní teplotě. Tato varianta uspořádání se převážně volí při způsobu chlazení mořskou vodou nebo vodou z řeky, neboť je náročnější na množství protékané vody. Avšak výhodou tohoto uspořádání je dosažení lepšího vakua (nižšího tlaku) v kondenzátoru, než je tomu u dvoutahového uspořádání, které se užívá především, pokud je limitováno množství chladicí vody. Při tomto uspořádání chladicí voda přitéká jednou polovinou trubek a poté se tato již ohřátá voda zavádí dále, v opačném směru, do zbylé poloviny trubek, odkud je následně vyváděna ven z kondenzátoru. K tomuto účelu musí být uzpůsobené i vodní komory. Často se užívá takové provedení komor, kdy lze odstavit jednu polovinu kondenzátoru za současného provozu druhé poloviny kondenzátoru – dělené provedení kondenzátoru.

Tvar vnitřního prostoru vodních komor je navržen tak, aby rozdělení chladicí vody do jednotlivých trubek bylo co nejvíce rovnoměrné. To je zvláště důležité také v souvislosti s provozováním systému kontinuálního čištění trubek. Usazování některých materiálů, hlavně solí a korozních produktů z chladicí vody, na teplosměnných plochách je příčinou nežádoucího zvýšení tepelného odporu. Usazeniny snižují přenos tepla, a také vytvářejí korozivní prostředí. Systém kontinuálního čištění je způsobem prevence proti zanášení trubek. Do chladicí vody jsou přimíchávány speciální kuličky z pěnové gumy. Jejich měrná hmotnost je srovnatelná s měrnou hmotností chladicí vody a průměr kuliček je nepatrně větší, než je vnitřní průměr trubek. Kuličky se speciálním čerpadlem dávkuje do přívodu chladicí vody do kondenzátoru, spolu s vodou jsou protlačovány trubkami a na výstupu z kondenzátoru jsou zachytávány do speciálních sít, [4].

Trubky jsou v prostoru kondenzátoru rozmístěny ve skupinách, tzv. trubkových svazcích, a to do takového geometrického tvaru, aby byl umožněn co nejlepší přístup páry ke všem trubkám. Na obr. 4 jsou uvedeny příklady běžného uspořádání trubek pro kondenzátor skříňového provedení.



Obr. 4: Ukázka provedení trubkových svazků kondenzátoru, interní zdroj DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o., [8].

Společně s párou do reálného kondenzátoru pronikají i nežádoucí nekondenzující plyny (hlavně vzduch) nazývané též inert. Pokud by tyto plyny nebyly odváděny, došlo by k jejich nahromadění v kondenzátoru (vzduchové pytle), ke zhoršení přestupu tepla a narůstal by tlak v kondenzátoru. Z tohoto důvodu je kondenzátor vybaven vývěvami, které průběžně odvádí nekondenzující plyny ven z kondenzátoru. Vhodné uspořádání trubkového svazku je takové, které zajišťuje rovnoměrné proudění páry spolu s nekondenzujícími plyny celým svazkem směrem do centra svazku, kde je umístěna odsávací trubka, která odvádí nekondenzující plyny k vývěvám.

Aby se zabránilo nežádoucím ztrátám páry jejím odsáváním vývěvami, je vyčleněna část trubkového svazku jako chladič parovzdušné směsi. V chladiči se směs páry a nekondenzujících plynů podchlazuje pod teplotu sytosti v ostatních oblastech kondenzátoru a část páry tak ještě zkondenzuje.

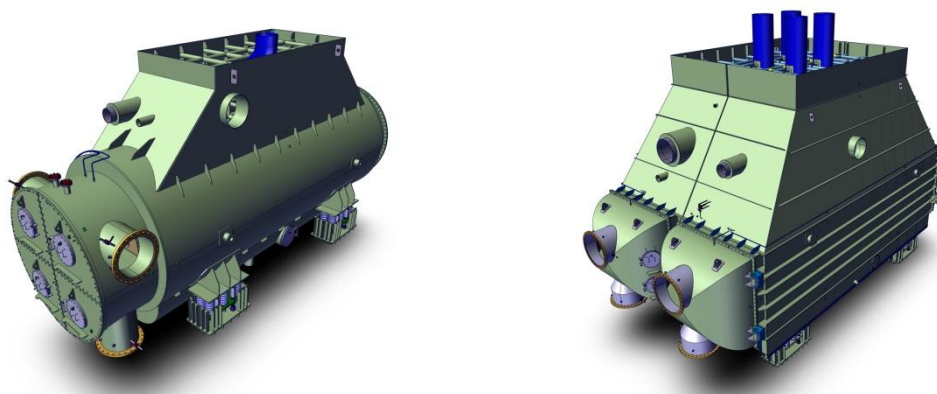
Kromě rovnoměrného proudění páry trubkovým svazkem, je také velice důležitý správný rozvod páry od výstupního hrdla turbíny směrem k obvodovým řadám trubkových svazků. Propojení mezi vlastním kondenzátorem a výstupem z turbíny zajišťuje nástavba kondenzátoru. Tento prostor je nezatrubkovaný a pro různé kondenzátory má různý tvar. U větších kondenzátorů nabývá většinou tvaru komolého jehlanu a u menších je pak oválný. Na tvaru nástavby velice záleží, neboť každý zbytečný odpor průtoku páry touto oblastí má za následek zvýšení tlaku za posledním stupněm turbíny, a tím i ztrátu celkového výkonu tepelného oběhu. Nuceným kompromisem je zde však umístění

výstužných vzpěr v nástavbě, a to z důvodu vnějšího atmosférického přetlaku na stěny nástavby.

Dalším nežádoucím jevem je u kondenzátoru chvění trubek vyvolané prouděním páry. Z tohoto důvodu jsou trubky po své délce podepřeny soustavou podpěrných stěn.

Na spodní část kondenzátoru (dno) stéká kondenzát vzniklý kondenzací na povrchu teplosměnných trubek. Kondenzát se na dně shromažďuje ve sběrači kondenzátu. Ze sběrače je kondenzát odváděn kondenzátními čerpadly a navrácen zpět do hlavního okruhu, [4].

Plášť kondenzátoru se liší u různých typů a velikostí kondenzátorů. U menších jednotek má většinou válcový tvar (obr. 5, vlevo), jenž s ohledem na co nejmenší velikost, konstrukční jednoduchost, finanční náročnost a nejlepší rozvod páry k jednotlivým trubkám s co nejmenší tlakovou ztrátou pevnostně nejlépe vyhovuje svou odolností proti „zhroucení“ od vnějšího přetlaku. U větších kondenzátorů se osvědčilo tzv. skříňové provedení pláště kondenzátoru (obr. 5, vpravo).



Obr. 5: Kondenzátor s válcovým pláštěm (vlevo) a kondenzátor s pláštěm skříňového provedení (vpravo), interní zdroj DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o., [8].

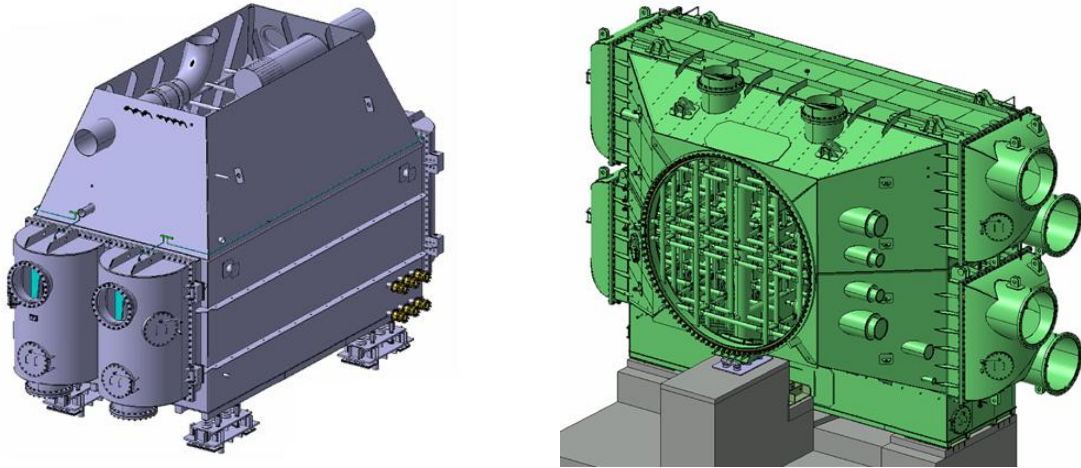
Podle funkčního principu a způsobu kondenzace můžeme kondenzátory rozdělit do dvou základních skupin.

- 1) Směšovací kondenzátory, ve kterých dochází k přímému promíchávání páry z výstupu turbíny a chladicí vody.
- 2) Povrchové kondenzátory jsou nepochybně nejčastěji používanými kondenzátory v tepelných elektrárnách. Pára a chladicí voda jsou navzájem oddělené pevnou nepropustnou stěnou. K přímému kontaktu těchto dvou teplotně odlišných látek tedy nedochází. Podle principu oddělení obou látek dělíme povrchové kondenzátory na trubkové a deskové.

U deskových kondenzátorů mezi jednotlivými deskami vznikají oddělené kanály, kudy protéká ohřívaná i chlazená látka. Každá deska je obtékána primárním médiem z jedné strany a sekundárním ze strany druhé. K prostupu tepla dochází přes stěnu desky. Hojněji používané jsou kondenzátory trubkové. Pára kondenzuje na stěnách trubek, kterými protéká chladicí voda. Čištění trubek zevnitř je mnohem snazší než z vnější strany, proto často znečištěná chladicí voda protéká pouze vnitřkem trubek. Jak již bylo zmíněno, zdrojem chladicí vody může být buď uzavřený okruh s chladicími věžemi, nebo otevřený okruh, který využívá mořskou vodu, vodu z řek, atd. Kondenzát vzniklý na povrchu trubek postupně stéká na dno kondenzátoru a odtud je kontinuálně odváděn do hlavního okruhu, [3].

Dále je uvedeno další dělení povrchových kondenzátorů, které jsou zdaleka nejvíce rozšířeny. Tyto kondenzátory můžeme dělit hned z několika hledisek, [3].

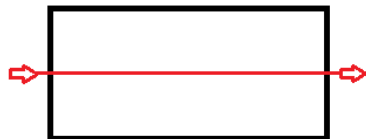
- a) Dle polohy trubkového svazku na:
 - horizontální,
 - vertikální (běžně v praxi nepoužívané).
- b) Dle umístění vzhledem k turbíně:
 - příčně pod turbínou (obr. 6, vlevo),
 - podélné pod turbínou,
 - s bočním připojením
(pro turbíny s bočním výstupem páry),
 - za turbínou s axiálním výstupem páry
(obr. 6, vpravo).
- c) Dle dělení na straně chladicí vody na:
 - nedělené
 - dělené
(lze odstavit polovinu kondenzátoru a snížit tak průtok chladicí vody na polovinu).
- d) Dle počtu vodních tahů na:
 - jednotahové,
 - dvoutahové,
 - třítahové,
 - čtyř- a vícetahové.
- e) Dle druhu chladicího média:
 - mořská voda,
 - sladká voda (jezerní, říční),
 - brakická voda (poloslaná),
 - vzduch.



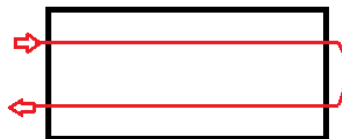
Obr. 6: Kondenzátor umístěný příčně pod turbínou (vlevo) a kondenzátor s axiálním výstupem páry, umístěný za turbínou (vpravo), interní zdroj DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o., [8].

e) Dle uložení:

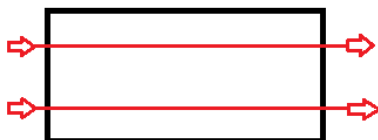
- na pružinách + pevně spojené s turbínou,
- pevné uložení + kompenzátor mezi turbínou a kondenzátorem,
- axiální kondenzátor s kluzným uložením + spřažený kompenzátor,
- axiální kondenzátor s pevným bodem + volný kompenzátor.



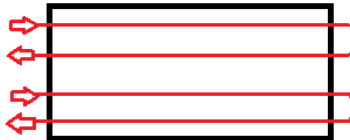
a) jednotahový, nedělený



c) dvoutahový, nedělený



b) jednotahový, dělený



d) dvoutahový, dělený

Obr. 7: Schéma běžných provedení tahů a dělení v kondenzátoru.

1.3 Vývoj trubkových svazků kondenzátorů ve světě

Kondenzátory se řadí mezi nejdůležitější přidaná zařízení v elektrárnách. Při snaze dosáhnout co nejvyšší tepelné účinnosti cyklu hraje kondenzátor nepochybně dominantní roli. V souvislosti s tímto faktem jsou po celém světě prováděny studie, zabývající se možnostmi docílení maximální tepelné účinnosti elektrárenského cyklu, a to jednak vhodným zařazením kondenzátoru a dalších zařízení do oběhu, ale také samotnou koncepcí jednotlivých zařízení.

Se zaměřením pouze na kondenzátory je důležitým faktorem ovlivňujícím výkon tepelné elektrárny udržování co nejnižšího tlaku uvnitř kondenzátoru a v souvislosti s tím zajistit nejlepší možný přestup tepla trubkami. Po ukončení expanze v turbíně je pára zaváděna do kondenzátoru, kde na povrchu trubek kondenzuje a chladicí vodou, jež protéká uvnitř trubek, je odváděno uvolněné skupenské teplo. Je tedy přirozenou snahou docílovat co nejnižšího tlaku v kondenzátoru, neboť se tím prodlužuje expanze páry v turbíně, což má přímý důsledek na tepelnou účinnost celého oběhu. Růst přenosu tepla může zlepšit výkon elektrárny redukcí výstupního tlaku z turbíny a mimo jiné vyšší součinitel přestupu tepla také umožňuje minimalizovat samotné rozměry kondenzátoru, [7].

Obecně je v kondenzátoru umístěno velké množství teplosměnných trubek (pro cca 300 MW turbínu až 20 000 ks), přičemž na jejich rozložení závisí jednak tepelný přenos, ale také průtok páry. Nejsou-li trubky správně rozmístěny, jedním z nežádoucích efektů může být pokles celkového součinitele přestupu tepla, což má za následek nárůst výstupního tlaku páry z turbíny, [7]. Při návrhu koncepce trubkového svazku je třeba uvažovat s poklesem teploty sytosti vlivem tlakových ztrát způsobených prostupem páry svazkem, a také z důvodu zvyšování koncentrace vzduchu. Je důležité, aby pára rovnoměrně prostupovala směrem od vnějších obalových trubek do centra svazku k chladiči a vývěvě odvádějící nekondenzující plyny, [10].

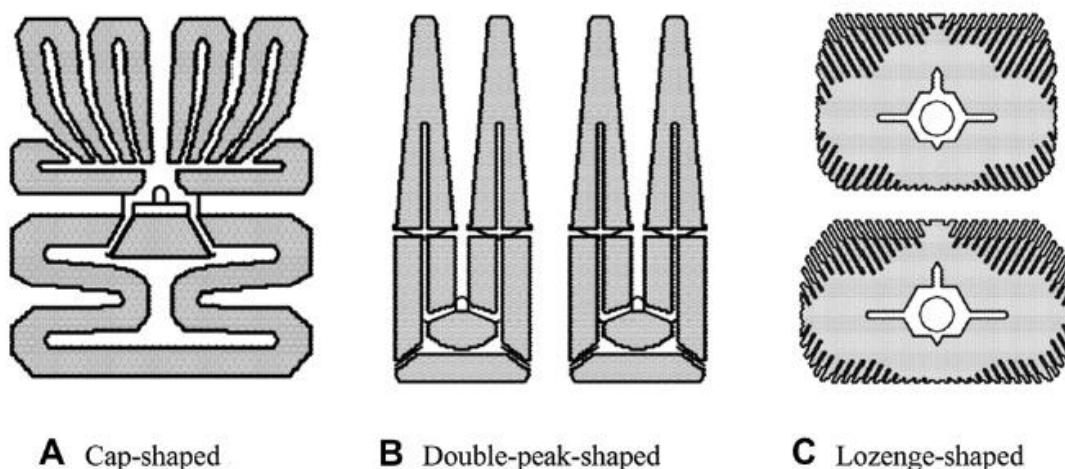
Inženýrské zkušenosti ukázaly, že dobře rozložený trubkový svazek vede k vysokému a uniformnímu koeficientu přestupu tepla, vylučuje hromadění inertu v hlavní kondenzační oblasti a brání prostupu páry přímo k vývěvě bez předchozího prostupu celým trubkovým svazkem.

Ve své studii se Hassan [10] zabýval vlivem uspořádání trubek a stékání kondenzátu po jejich povrchu na tlakové ztráty při průtoku páry malým trubkovým svazkem. Hassan vycházel z dřívějších poznatků autorů, kteří efekt změny průtoku v závislosti na rozmístění

trubek zkoumali experimentálně nebo pomocí numerických simulací. Row a kol. [12] například ukázali, že odstraněním některých trubek svrchní části svazku je možné dosáhnout lepšího prostupu páry směrem dolů, čemuž předtím bránil přílišný třecí odpor horních řad trubek. Roques a kol. [13] zaznamenali proměnný průtok kondenzátu napříč sekce reálného kondenzátoru, neboť prostor mezi trubkami se zmenšuje kvůli přítomnosti kondenzátu. S pomocí těchto poznatků Hassan provedl experimentální měření tlakových ztrát a souběžně sestavil 1D model pro určení tlakových ztrát a koeficient tlakových ztrát při průtoku páry svazkem pro standardní a nový svazek, ve kterém zvětšil rozteč mezi trubkami v prvních dvou řadách. Rozšířením vzdálenosti mezi trubkami došlo k poklesu tlakových ztrát o 35% u nově navržené varianty oproti standardu, pára proniká lépe do svazku. Celková míra vykondenzování však pro nově navržený trubkový svazek značně poklesla.

Další významnou numerickou studii tvarů trubkových svazků kondenzátoru provedli Zeng a kol. [7]. Ve světě existuje celá řada standardních designů (některé viz obr. 8) trubkových svazků. Mezi nejvýznamnější a hojně užívané patří například tzv.:

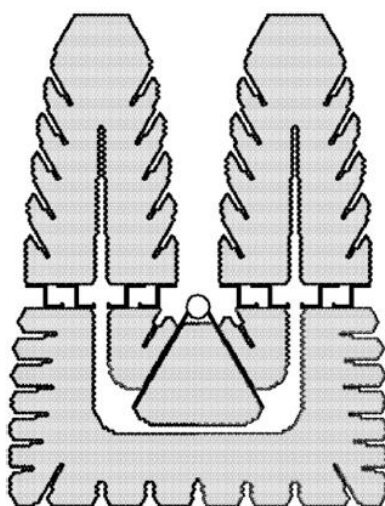
- 1) „cap-shaped“, vyvinutý Alstom Corporation ve Francii,
- 2) „double-peak-shaped“ od německé Balcke-Durr Corporation,
- 3) „lozenge-shaped“ společnosti Westinghouse v USA,
- 4) „church-window-shaped“ (ABB Švýcarsko),
- 5) „AT-shaped“ (Toshiba Japonsko).



Obr. 8: Schéma některých významných standardních designů trubkových svazků v kondenzátoru, viz [7].

Koncepce uvedených trubkových svazků je založena na mnoha experimentálních testech a je v souladu se standardy HEI (Heat Exchange Institute), [22]. Zeng a kol. navazují na dřívější 2D a 3D numerické modely objevující se ve světě. Jedná se například o 2D dvoufázové modely Bushe a kol. [14] a Al-Saney a kol. [15]. S 3D výpočtem kondenzátoru v softwaru PHOENICS přišel Malin [16], přičemž míra vykondenzování se velice shodovala s naměřenými daty. Hu a Zhang [17] vyvinuli modifikovaný k-epsilon turbulentní model pro simulaci chodu kondenzátoru.

Užitím poznatků zmíněných autorů Zeng, Meng a Li [7] sestavili 2D jednofázový numerický model pro analyzování přestupu tepla v kondenzátoru. Teplosměnné trubky byly modelovány jako porézní médium s koeficientem izotropické porozity β definovaným jako poměr objemu, jenž zabírá trubkový svazek, ku celkovému objemu kondenzátoru. Pomocí modelu zkoumali výhody a nevýhody 3 základních typů trubkových svazků: A) „cap-shaped“, B) „double-peak-shaped“ a C) „lozenge-shaped“. Svazky byly analyzovány z hlediska rozložení rychlostí páry, hmotnostního podílu nekondenzujícího plynu (vzduchu) a koeficientu přestupu tepla. Celkově se jako nejvhodnější jevílo upořádání trubek B, neboť vykazovalo velice uniformní rozložení rychlostí a koeficientu přestupu tepla. Naproti tomu u varianty A s C se objevily nežádoucí víry a oblasti nadměrné koncentrace inertu. Varianta C navíc neobsahuje vyčleněnou oblast chladiče, výkon sledovaného kondenzátoru s tímto umístěním trubek dosahuje pouze 63,7% standardu HEI, [22].



Obr. 9: Nový kombinovaný design trubkového svazku v kondenzátoru, viz [7].

Na základě posouzení výhod a nevýhod každého ze tří uvedených designů, vyvinuli nový typ svazku, jenž kombinuje prvky „double-peak-shaped“ a „lozenge-shaped“, viz obr. 9. Jedná se v podstatě o variantu B vylepšenou o malé kanálky po obvodu, které jsou typickými rysy varianty C. Tento krok přispěl k lepšímu rozvodu páry. Dále nevznikají žádné víry a koeficient přestupu tepla je dokonce vyšší než standard HEI, [22]. Kondenzátor s tímto trubkovým svazkem byl následně užit v elektrárně Xibaipo v čínské provincii Hebei, [7].

2 The Heat Exchange Institute (HEI)

Třetí kapitola práce je věnována seznámení čtenáře s činností asociace The Heat Exchange Institute (HEI), jež po desetiletí tvoří, určuje a formuje mezinárodně uznávané a směrodatné normy v technické oblasti výměny tepla. Kapitola zmiňuje principy fungování instituce a také rozdělení na jednotlivé specifické sekce. Veškeré informace byly čerpány z oficiálních webových stránek společnosti, [11].

The Heat Exchange Institute (HEI) je nezisková obchodní asociace založená v roce 1933, jež se zavázala k technickému pokroku, propagaci, sjednocení a porozumění tepelné výměny a vakuových přístrojů v širokém rozsahu v průmyslovém měřítku. HEI soustředí své úsilí na výrobní a technické aspekty vzduchem chlazených kondenzátorů, parních povrchových kondenzátorů, ohříváků topné vody a dalších důležitých elektrárenských zařízení. Primárním účelem HEI je vypracovat a zveřejnit standardy, které napomáhají pokroku technologií, zvýšení efektivity a také podpoře využívání výměny tepla a vakuových přístrojů. Tento cíl je uskutečňován prostřednictvím technologicky specifických výborů působících pod vedením sedmi sekcí institutu HEI:

- 1) Vzduchem chlazené kondenzátory (Air Cooled Condensers)
- 2) Parní povrchové kondenzátory (Steam Surface Condensers)
- 3) Ohříváky hlavního kondenzátu a napájecí vody (Closed Feedwater Heaters)
- 4) Trubkové výměníky tepla (Shell & Tube Heat Exchangers)
- 5) Deskové výměníky tepla (Plate Heat Exchangers)
- 6) Vakuové technologie (Vacuum Technology)
- 7) Odplyňovače (Deaerators).

Každou z těchto sekcí sponzoruje ten technický výbor, jenž je pověřen vývojem a revizí norem a standardů specifických pro danou oblast produktů. Zvolení zástupci za jednotlivé sekce se schází minimálně dvakrát do roka, přičemž komunikace a probíhající diskuse mezi členy výborů zajišťují, že jsou normy založeny na nejnovějších dostupných technologiích. Od svého založení před více než 80 lety, ústav získal mezinárodní uznání jako vedoucí orgán v oblasti technologií pro výměnu tepla a vakuových přístrojů. Standardy institutu HEI jsou používány pro konstrukci, výrobu a provoz tepelných a vakuových zařízení po celém světě, [11].

3 Tepelný výpočet kondenzátoru

V této kapitole je uveden běžný výpočtový postup tepelného návrhu kondenzátoru. Přičemž je možné využít různé modifikace použitých vztahů pro příslušné obměny zadání. Úvodní část vysvětluje jednotlivé termodynamické vztahy potřebné k určení rozměrů kondenzátoru. V závěru kapitoly je výpočet aplikován na zadané vstupní parametry kondenzátoru a je určena konkrétní velikost teplosměnné plochy, délka teplosměnných trubek a další důležité veličiny. Jako teoretické podklady k vytvoření této kapitoly sloužily publikace od Mareše [19], Rotha [4], Kalčíka [1], Kadrnožky [2] a Jíchy [20].

3.1 Termodynamický návrh kondenzátoru

Prostřednictvím termodynamického výpočtu lze určit velikost teplosměnné plochy kondenzátoru pro požadované ohřátí chladicí vody a požadované vakuum, nebo naopak dosažitelné vakuum pro zadanou teplosměnnou plochu. Dále se vypočítají rozměry kondenzátoru a jeho geometrické uspořádání. U kondenzátorů je převážně cílem navržení teplosměnné plochy pro požadované vakuum (tlak v kondenzátoru).

Pro termodynamický návrh kondenzátoru je nejčastěji zadáno:

a) množství kondenzující páry \dot{m}_p , entalpie páry vstupující do kondenzátoru i_p , vstupní teplota chladicí vody t_{v1} .

Dále pak alternativně:

b) ohřátí chladicí vody dt_v ($dt_v = t_{v2} - t_{v1}$, tedy je to rozdíl teplot chladicí vody na výstupu z kondenzátoru a na vstupu do kondenzátoru), nebo je zadáno množství chladicí vody \dot{m}_v a ohřátí chladicí vody se vyjádří z tepelných bilancí,

c) kondenzační teplota t_k (tlak p_k) a hledá se potřebná velikost teplosměnné plochy F_e , nebo je zadaná velikost teplosměnné plochy F_e a výpočtem se určuje odpovídající t_k a p_k , [4].

Množství tepla odvedené v kondenzátoru se získá z bilančního vztahu. Rovnice tepelné bilance udává vztah mezi celkovým tepelným tokem \dot{Q}_k přenášeným v kondenzátoru mezi párou a chladicí vodou, a jejich vstupní a výstupní parametry. Za předpokladu, že kondenzátor neztrácí žádnou tepelnou energii do okolí, je tedy

dokonale tepelně izolován a pokud je zanedbána změna pohybové a potenciální energie tekutin, lze rovnice energetické bilance páry a vody psát ve tvaru

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_p \cdot (i_p - i_k), \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_v \cdot (i_{v2} - i_{v1}), \quad (3.2)$$

kde i_k je entalpie vzniklého kondenzátu. Její hodnota je odečtena z tabulky syté páry [23] pro danou teplotu t_k , popřípadě kondenzační tlak p_k . Entalpie chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru představují i_{v1} a i_{v2} .

Nedochází-li v chladicí vodě k fázové přeměně a uvažujeme-li její měrnou tepelnou kapacitu c_v konstantní, lze rovnici (3.2) psát ve tvaru

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{v2} - t_{v1}), \quad (3.3)$$

kde t_{v1} a t_{v2} jsou teploty chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru. Měrnou tepelnou kapacitu vody (specifické teplo vody) uvažujeme $4186 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Vztah (3.3) je taktéž známý jako kalorimetrická rovnice vyjadřující vztah mezi přivedeným teplem a nárůstem teploty, [20].

Tepelná bilance kondenzátoru, jež představuje zákon o zachování hmoty, tedy udává vazbu mezi dt_v a \dot{m}_v

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_v \cdot dt_v \cdot c_v = \dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{v2} - t_{v1}) = \dot{m}_p \cdot (i_p - i_k). \quad (3.4)$$

Ze vztahu (3.4) lze podle potřeby pro zadané \dot{Q}_k určit buď dt_v nebo \dot{m}_v .

Pro známé množství chladicí vody je třeba určit počet teplosměnných trubek. Vychází se při tom z volby rychlosti průtoku vody trubkami. Tato rychlost se s ohledem na erozi materiálu trubek a únosný hydraulický odpor vodní strany kondenzátoru volí pro trubky z nerezové oceli 2,0 až 2,2 m/s, maximálně však 2,5 m/s. V této etapě návrhu je nutno rovněž rozhodnout, zda kondenzátor bude na vodní straně jednotahový či vícetahový.

S ohledem na stupeň zaplnění plochy trubkovnice trubkami a nutnost protlačit dané množství vody kondenzátorem se v této fázi volí průměry trubek. Větší průměry trubek umožní sice stejným zaplněným průřezem trubkovnice průtok poněkud vyššího množství vody při stejné rychlosti, avšak sníží se počet trubek, což povede na nárůst délky trubek (rozhodnutí dle dispozic), [4].

Známe-li vnitřní průměr trubek, úpravou zákona o zachování hmoty lze vypočítat počet trubek v jednom vodním tahu. Zákon o zachování hmoty říká, že hmotnostní průtok trubicí je konstantní a úměrný měrné hmotnosti látky, rychlosti proudu a průtočné ploše

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot (n_{tr} \cdot S_{tr}) \cdot w_v = \rho_v \cdot \left(n_{tr} \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \right) \cdot w_v \quad , \quad (3.5)$$

kde n_{tr} je počet trubek v jednom tahu vody, ρ_v měrná hmotnost vody a d_i vnitřní průměr teplosměnné trubky.

Počet trubek v jednom tahu vody je tedy roven

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\rho_v \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot w_v} \quad (3.6)$$

Další důležitý vztah je mezi celkovým tepelným tokem a teplotní diferencí kondenzující páry a chladicí vody v trubkách kondenzátoru $dt = t_k - t_v$. Užijeme Newtonův vztah pro konvektivní tepelný tok

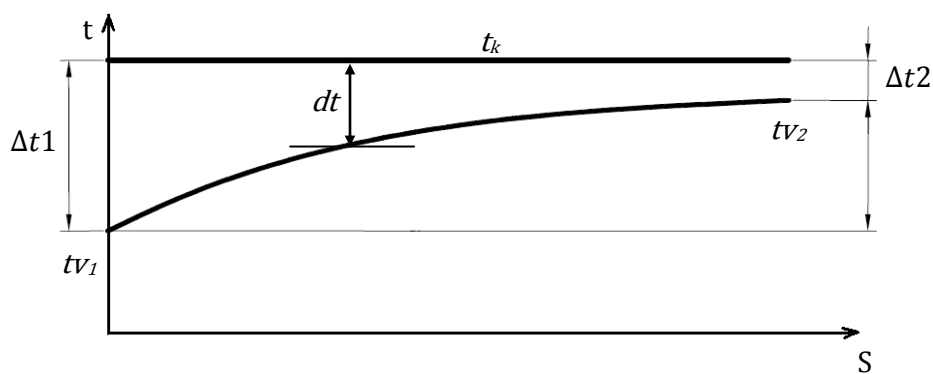
$$\dot{Q} = \alpha \cdot F_e \cdot dt = \alpha \cdot F_e \cdot (t_{tekutina} - t_{stěna}), \quad (3.7)$$

ve kterém nahradíme teplotu stěny teplotou chladicí kapaliny, tudíž se součinitel přestupu tepla α změni na součinitel prostupu tepla k , F_e vyjadřuje velikost teplosměnné plochy, tj.

$$\dot{Q} = k \cdot F_e \cdot dt = k \cdot F_e \cdot (t_k - t_v). \quad (3.8)$$

Prostup tepla znamená přestup tepla z jedné tekutiny do druhé přes pevnou překážku. Zahrnuje tedy přestup tepla na vnitřní a vnější straně trubky a vedení tepla stěnou trubky, [20].

Vyvstává však problém s teplotní diferencí dt , neboť teplota chladicí vody t_v se v kondenzátoru mění s polohou, viz obr. 10.



Obr. 10: Znárodnění teploty kondenzující páry, chladicí vody a příslušných teplotních diferencí.

Z tohoto důvodu se zavádí střední logaritmický teplotní spád (diference) dt_{log} , neboli vhodný střední teplotní rozdíl na celé délce trubky

$$dt_{\log} = \frac{t_{v2} - t_{v1}}{\ln \frac{t_k - t_{v1}}{t_k - t_{v2}}}, \quad (3.9)$$

který, je-li zadána požadovaná kondenzační teplota t_k , je možné určit. Teplota t_{v2} je výstupní teplota chladicí vody. Podrobnější informace a odvození vztahu pro celkový tepelný tok a střední logaritmický rozdíl jsou k dispozici v příloze práce, [19] a [20].

Zavedeme-li teplotní rozdíly

$$\Delta t_1 = t_k - t_{v1}, \quad (3.10)$$

$$\Delta t_2 = t_k - t_{v2}, \quad (3.11)$$

lze střední teplotní rozdíl vyjádřit jako

$$dt_{\log} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}. \quad (3.12)$$

Celkový tepelný tok přenášený mezi párou a chladicí vodou v potrubí je roven

$$\dot{Q}_k = k \cdot F_e \cdot dt_{\log}. \quad (3.13)$$

Součinitel prostupu tepla k pro kondenzátory lze určit z tzv. náhradních empirických vztahů sestavených podle údajů normy HEI, [22]:

$$k = 2854 \cdot c_c \cdot c_m \cdot c_t \cdot (1 - 2,23 \cdot d_e) \cdot w_v^{0,5}, \quad (3.14)$$

kde součinitel c_t vyjadřuje vliv chladicí vody

$$c_t = 1,051 \cdot 10^{-2} t_{v1} - 1,506 \cdot 10^{-3} (|21,5 - t_{v1}|)^{1,39} + 0,7765, \quad (3.15)$$

dále představuje c_c součinitel vlivu znečištění teplosměnných ploch (běžně se počítá s hodnotou 0,85 až 1, HEI [22]), c_m součinitel vyjadřující vliv použitého materiálu trubek (hlavně vliv tepelné vodivosti, nutno odečíst z normy HEI), d_e vnější průměr teplosměnných trubek a w_v rychlost chladicí vody v trubkách, [4].

Úpravou rovnice (3.13) lze získat potřebnou velikost teplosměnné plochy F_e . Pokud je známa tato plocha, je možné již přímo určit odpovídající aktivní délku trubek. Neboť teplosměnná plocha je rovna

$$F_e = n_{tr} \cdot S_{tr} = n_{tr} \cdot \pi \cdot d_e \cdot l_{tr}, \quad (3.16)$$

pak aktivní délka trubek

$$l_{tr} = \frac{F_e}{n_{tr} \cdot \pi \cdot d_e}. \quad (3.17)$$

Tímto jsou určeny hlavní rozměry kondenzační plochy.

Pokud je naopak známa velikost teplosměnné plochy a cílem výpočtu je určení odpovídající kondenzační teploty (a tím tlaku v kondenzátoru), použije se vztah

$$t_k = t_{v1} - \frac{\dot{Q}_k}{\dot{m}_v \cdot c_v} \cdot \frac{1}{c_k}, \quad (3.18)$$

ve kterém c_k je zavedená substituce

$$c_k = e^{\frac{F_{e,k}}{\dot{m}_v \cdot c_v}} - 1. \quad (3.19)$$

Předpis pro kondenzační teplotu t_k (3.18) je získán pouhým srovnáním vztahů (3.4) a (3.13) a následným vyjádřením teploty t_k . Tohoto postupu se používá například při výpočtu charakteristik kondenzátoru (vakuoých křivek), [4].

3.2 Termodynamický návrh zadaného kondenzátoru

Zadání jmenovitých parametrů kondenzátoru:

množství kondenzující páry: $\dot{m}_p = 18,74 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,

entalpie kondenzující páry: $i_p = 2\,206,90 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$,

vstupní teplota chladicí vody: $t_{v1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$,

množství chladicí vody: $\dot{m}_v = 977 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,

požadovaný tlak v kondenzátoru: $p_k = 4,88 \text{ kPa}$,

rychlost vody v trubkách: $w_v = 1,95 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Výpočet:

Kondenzační teplotu, která přísluší kondenzačnímu tlaku p_k , odečteme z tabulky syté páry [23]

$$t_k = t_k(p_k) = 32,44 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Entalpie vzniklého kondenzátu pro příslušnou kondenzační teplotu t_k je rovněž odečtena rovněž z tabulky syté páry [23]

$$i_k = 135,96 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Množství odváděného tepla, (3.1)

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_p \cdot (i_p - i_k) = 18,74 \cdot (2\,206,90 - 135,96) = 38\,809\,402,5 \text{ W}.$$

Ohřátí chladicí vody je vyjádřeno pomocí vztahu (3.4) jako

$$dt_v = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{m}_v \cdot c_{pv}} = \frac{38\,809\,402,5}{977,4186} = 9,49 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru je rovna vstupní teplotě chladicí vody navýšené o příslušné ohřátí v kondenzátoru

$$t_{v2} = t_{v1} + dt_v = 20 + 9,49 = 29,49 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Pro určení potřebného počtu trubek pro jeden tah vody byly zvoleny parametry:

použité trubky: $\varnothing 20 \text{ mm, tl. } 0,7 \text{ mm,}$

materiál trubek: nerezová ocel,

vnitřní průměr trubky: $d_i = 0,0186 \text{ m,}$

vnější průměr trubky: $d_e = 0,020 \text{ m,}$

měrná hmotnost vody: $\rho_v = 997,08 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3},$

Potřebný počet trubek na jeden vodní tah je roven, viz (3.6)

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\rho_v \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot w_v} = \frac{4 \cdot 977}{997,08 \cdot \pi \cdot 0,0186^2 \cdot 1,95} = 1\,849,33 \doteq 1\,850.$$

Součinitel prostupu tepla určíme pomocí vztahu (3.14)

$$k = 2\,854 \cdot c_c \cdot c_m \cdot c_t \cdot (1 - 2,23 \cdot d_e) \cdot w_v^{0,5},$$

přičemž bylo zvoleno $c_c = 0,85$ (součinitel čistoty povrchu trubek), $c_m = 0,88$ (součinitel materiálu trubek), součinitel c_t (vliv teploty vody) je vypočítán pomocí vztahu (3.15)

$$c_t = 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot t_{v1} - 1,506 \cdot 10^{-3} (|21,5 - t_{v1}|)^{1,39} + 0,7765,$$

$$c_t = 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot 20 - 1,506 \cdot 10^{-3} (|21,5 - 20|)^{1,39} + 0,7765 = 0,98405.$$

Součinitel prostupu tepla je tedy roven

$$k = 2\,854 \cdot 0,85 \cdot 0,88 \cdot 0,98405 \cdot (1 - 2,23 \cdot 0,02) \cdot 1,95^{0,5} = 2\,802,69 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}.$$

Střední logaritický teplotní rozdíl je spočítán pomocí vztahu (3.9)

$$dt_{\log} = \frac{t_{v2} - t_{v1}}{\ln \frac{t_k - t_{v1}}{t_k - t_{v2}}} = \frac{29,49 - 20}{\ln \frac{32,44 - 20}{32,44 - 29,49}} = 6,60 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Potřebná velikost teplosměnné plochy je dána rovnicí (3.13), ze které je jako neznámá vyjádřená právě velikost teplosměnné plochy F_e

$$F_e = \frac{\dot{Q}_k}{k \cdot dt_{log}} = \frac{38\,809\,402,5}{2\,802,69 \cdot 6,60} = 2\,098,28 \text{ m}^2.$$

Potřebná aktivní délka teplosměnných trubek je dle (3.17)

$$l_{tr} = \frac{F_e}{n_{tr} \cdot \pi \cdot d_e} = \frac{2\,098,28}{1\,850 \cdot \pi \cdot 0,02} = 18,05 \text{ m}.$$

Takovýto kondenzátor by byl však příliš dlouhý a úzký. Proto se provede jako dvoutahový na vodní straně. Výsledný počet trubek bude dvojnásobný a délka trubek poloviční.

Konečné řešení celkové délky a počtu trubek navrhovaného kondenzátoru:

počet vodních tahů:	$n_{TAH} = 2,$
počet trubek v jednom tahu:	$n_{tr} = 1\,850,$
celkový počet trubek v kondenzátoru:	$n = 3\,700,$
aktivní délka trubek:	$l_{tr} = 9,025 \text{ m}.$

Tloušťka trubkovnice l_r , do níž se na obou koncích kondenzátoru trubky zaválcují, je standardně $l_r = 40 \text{ mm}$.

Celková délka trubek L_c se získá jako součet aktivní délky trubek a potřebné délky trubek k zaválcování do trubkovnice na obou koncích kondenzátoru, tj.

$$L_c = l_{tr} + 2 \cdot l_r = 9,025 + 2 \cdot 0,04 = 9,105 \text{ m}.$$

4 Hydraulický výpočet kondenzátoru

Pátá kapitola je věnována hydraulickému výpočtu kondenzátoru, který navazuje na tepelný výpočet a využívá i řadu společných proměnných a bezrozměrných parametrů. Na první podkapitole, jež vysvětluje teorii tlakových ztrát při průtoku trubkovým svazkem, navazuje konkrétní výpočet hydraulického odporu vodní strany pro zadaný kondenzátor. Veškeré potřebné informace byly čerpány od Linharta [21] a Rotha [20].

Cílem hydraulického výpočtu je určení velikosti aerodynamického či hydraulického odporu průtoku pracovních látek kondenzátorem, tzv. tlakových ztrát. Na straně topné látky může pokles tlaku znamenat změnu parametrů (např. snížení tlaku a tím kondenzační teploty topné páry). Pokud je pokles tlaku při průtoku ohřívákem výraznější, je třeba tepelný výpočet opakovat, protože se změnou tlaku se změní fyzikální vlastnosti pracovních látek. Velice záleží na požadované přesnosti návrhu.

4.1 Tlaková ztráta při podélném průtoku trubkou, kanálem či trubkovým svazkem

Při proudění tekutin neustále dochází vlivem tření k přeměně části kinetické energie na teplo. Projevem tohoto děje je pokles celkového tlaku (tlaková ztráta). Z výpočetního hlediska dělíme tlakové ztráty na místní a třecí. Toto tradiční dělení je ale zavádějící, neboť tření je příčinou všech tlakových ztrát. Oba typy ztrát se dají obecně vyjádřit pomocí vztahu

$$dp = z_i \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (4.1)$$

kde z_i [–] představuje ztrátový součinitel a člen $\rho \cdot \frac{w^2}{2}$ dynamický tlak.

Pro třecí ztráty u dlouhých rovných potrubí se dále ztrátový součinitel z_i rozepisuje

$$z_i = k_R \cdot \frac{L_c}{d_i}, \quad (4.2)$$

přičemž k_R je součinitel tření, L_c celková délka potrubí a d_i vnitřní průměr potrubí.

Místní ztráty jsou následkem víření, která vznikají při náhlé změně směru proudu nebo rychlosti proudění, [21].

Celková tlaková ztráta je dána tlakovou ztrátou v trubkách a tlakovou ztrátou v hrdlech vodních komor navýšených o rezervních 5% (bezpečnost)

$$dp_c = 1,05 \cdot (dp_{TR} + dp_{HR}). \quad (4.3)$$

Tlaková ztráta v trubkách je součtem třecích ztrát po délce potrubí a místních ztrát způsobených změnou rychlosti proudění na vstupu a výstupu z trubek, a také obratem proudu ve vodní komoře

$$dp_{TR} = \left(n_{TAH} \cdot k_R \cdot \frac{L_c}{d_i} + \sum_i z_{mi} \right) \frac{w_v^2 \cdot \rho_v}{2}. \quad (4.4)$$

Ve vztahu (4.4) představuje k_R součinitel tření pro turbulentní proudění hydraulicky drsnou trubkou, jenž je odvozen na základě řady experimentálních měření a pokusů a použitelný pro Reynoldsovo číslo v rozsahu 2300 až 80000. Tento součinitel je roven, [21]

$$k_R = 0,11 \cdot \left(\frac{k_d}{d_i} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (4.5)$$

kde k_d je drsnost povrchu trubek. Pro běžně užívané materiály jsou zde uvedeny hodnoty drsnosti povrchu trubek, [8]:

$k_d = 0,00001$ m pro uhlíkovou ocel,

$k_d = 0,000005$ m pro nerezovou ocel,

$k_d = 0,000003$ m pro titan,

$k_d = 0,000002$ m pro mosaz.

Reynoldsovo číslo Re je definováno vztahem

$$Re = \frac{w_v \cdot d_i \cdot \rho_v}{\mu_v}, \quad (4.6)$$

kde μ_v je dynamická viskozita a z_{mi} představují součinitele místních odporů v trubkách, speciálně:

$z_{m1} = 1,5 \cdot n_{TAH}$ pro vstup a výstup z trubek celkem,

$z_{m2} = 2,5 \cdot (n_{TAH} - 1)$ pro obrat v komoře, [4].

Místní ztrátové součinitele jsou zobecněním výsledků experimentů. Jednou z nejúplnějších sbírek je například kniha Idělčík: Příručka hydraulických odporů, jež je již po desetiletí

doplňována novými údaji z laboratoří po celém světě. Pro výpočet tlakových ztrát v této práci jsou místní ztrátové součinitele čerpány z [8], [21].

Tlaková ztráta v hrdlech je místní tlakovou ztrátou vyjádřenou předpisem

$$dp_{HR} = z_H \cdot \frac{w_{vH}^2 \cdot \rho_v}{2}, \quad (4.7)$$

kde w_{vH} je rychlost chladicí vody v hrdle a z_H součinitel místního odporu. Dle standardu HEI, [22]

$z_H = 1,5$ pro vstupní a výstupní hrdlo celkem, [4].

4.2 Hydraulický odpor vodní strany pro zadaný kondenzátor:

Dynamická viskozita je brána, [8]

$$\mu_v = 8,326 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}.$$

Reynoldsovo číslo je vypočítáno pomocí definičního vztahu (4.6)

$$Re = \frac{w_v \cdot d_i \cdot \rho_v}{\mu_v} = \frac{1,95 \cdot 0,0186 \cdot 997,08}{8,326 \cdot 10^{-4}} \doteq 43\,339.$$

Pro trubky z nerezové oceli, užití v navrhovaném kondenzátoru je drsnost povrchu trubek rovna $k_d = 5 \cdot 10^{-6} \text{ m}$, viz kapitola 4.1.

Součinitel tření k_R v trubkách je určen dle rovnice (4.5)

$$k_R = 0,11 \cdot \left(\frac{k_d}{d_i} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,000005}{0,0186} + \frac{68}{43339} \right)^{0,25} = 0,0227648.$$

Hodnoty součinitelů místních odporů jsou brány, viz kapitola 4.1, $z_{m1} = 1,5$ pro vstup a výstup trubek celkem a $z_{m2} = 2,5$ pro obrat ve vratné komoře.

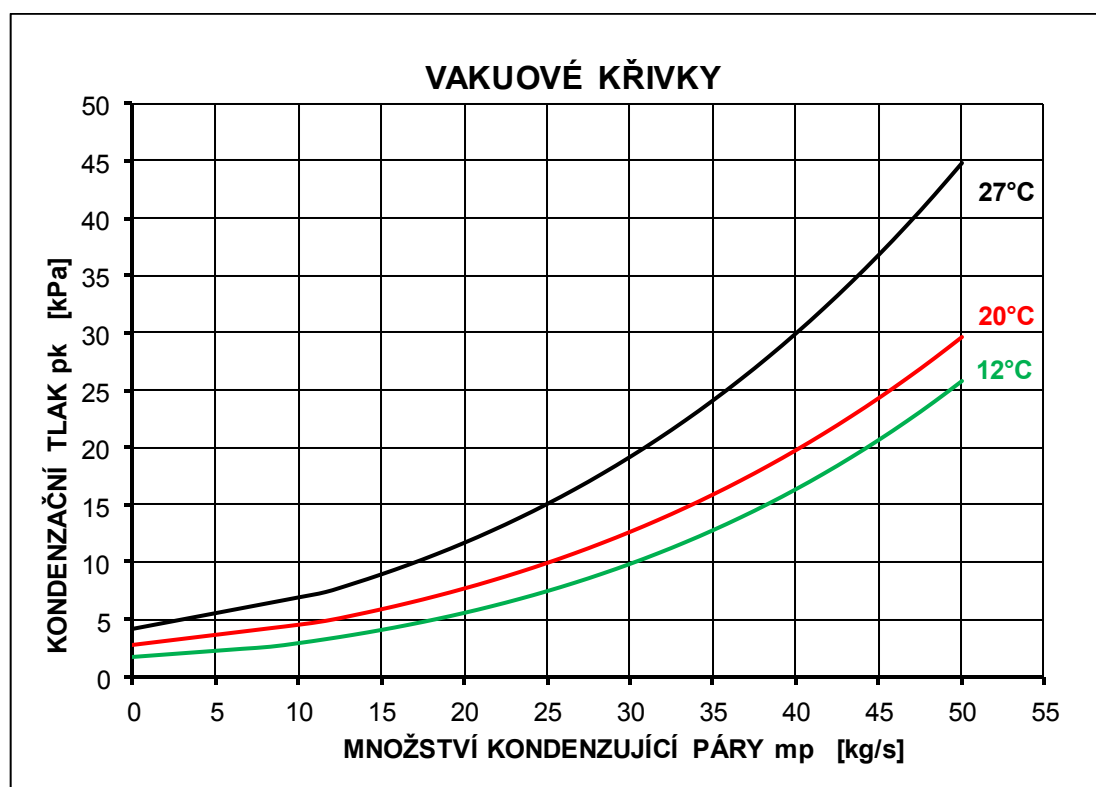
Tlaková ztráta v trubkách u navrhovaného kondenzátoru je rovna

$$dp_{TR} = \left(n_{TAH} \cdot k_R \cdot \frac{L_c}{d_i} + z_{m1} + z_{m2} \right) \cdot \frac{w_v^2 \cdot \rho_v}{2},$$

$$dp_{TR} = \left(2 \cdot 0,0227648 \cdot \frac{9,105}{0,0186} + 1,5 \cdot 2 + 2,5 \cdot (2 - 1) \right) \cdot \frac{1,95^2 \cdot 997,08}{2} \doteq 52\,736 \text{ Pa}.$$

5 Teorie vakuových křivek

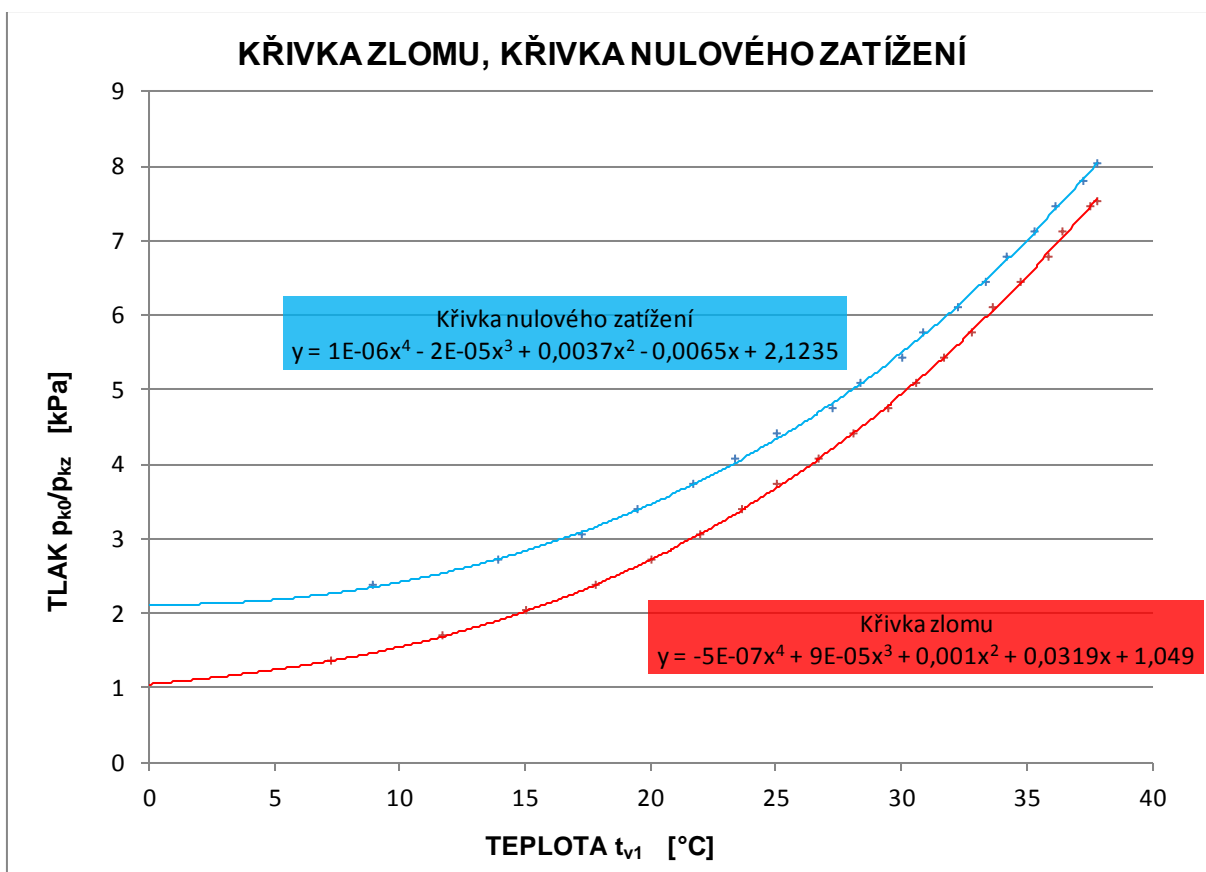
Vakuové křivky vyjadřují závislost kondenzačního tlaku p_k na hmotnostním toku páry přivedené do kondenzátoru \dot{m}_p . Jsou to důležité charakteristiky, neboť účinnost celého Clausius-Rankinova cyklu záleží na kondenzačním tlaku. Zpravidla se tyto křivky vykreslují pro různé vstupní teploty chladicí vody t_{v1} . Každá vakuová křivka se skládá z přímkové části a z exponenciální části, jež plynule navazuje na přímkovou část. Přechod mezi těmito dvěma částmi představuje bod zlomu. Začátek přímkové části je dán bodem nulového zatížení, jenž reprezentuje minimální dosažitelný tlak v kondenzátoru pro danou teplotu chladicí vody. V praxi bod nulového zatížení představuje takový provozní stav, kdy se do kondenzátoru nepřivádí žádná pára a vakuum v zařízení je udržováno pouze vývěvami, které při běžném provozu z kondenzátoru odsávají nekondenzující plyny. Na úseku přímkové části vakuové křivky je vakuum v kondenzátoru určované vývěvami, [3]. Vedle vysvětlení principu určení vakuových křivek je součástí této kapitoly výpočet bodu nulového zatížení a bodu zvratu pro zadaný kondenzátor a mimo jiné vykreslena konkrétní vakuová křivka pro vstupní teplotu chladicí vody rovnou 20°C.



Obr. 11: Příklad vakuových křivek kondenzátoru pro různé vstupní teploty chladicí vody, interní zdroj DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o.

5.1 Určení bodu nulového zatížení

Dle standardu HEI se bod nulového zatížení odečítá z příslušného grafu, viz obr. 12. Pro různé teploty chladicí vody t_{v1} jsou hodnoty tlaku v bodě nulového zatížení p_{k0} odečítané přímo z grafu.



Obr. 12: Křivka zlomu, křivka nulového zatížení, data odečtena z příslušných grafů standardu, HEI [22].

V následující tabulce, obr. 13, je uvedeno několik příkladů bodů nulového zatížení pro různé odpovídající vstupní teploty chladicí vody:

t_{v1} [°C]	p_{k0} [kPa]
18	2,419
20	2,727
22	3,076
24	3,469
26	3,908
28	4,395
30	4,931

Obr. 13: Hodnoty tlaků v bodech nulového zatížení příslušící různým vstupním teplotám chladicí vody.

5.2 Určení bodu zlomu

Bod zlomu je reprezentován provozním bodem daným také HEI standardem. Jelikož jsou vakuové křivky určovány pro různé vstupní teploty chladicí vody t_{v1} , body zlomu se určují pro každou vakuovou křivku zvlášť. Body zlomu můžeme určit dvěma metodami, přičemž jako směrodatná se bere vyšší výsledná hodnota kondenzačního tlaku p_{kz} na bodě zlomu.

1. metoda

Hodnoty kondenzačního tlaku p_{kz} odečítáme přímo z křivky zlomu (HEI), viz obr. 12.

V následující tabulce, obr. 14, je uvedeno několik příkladů kondenzačních tlaků pro různé vstupní teploty chladicí vody:

t_{v1} [°C]	p_{kz} [kPa]
18	3,194
20	3,474
22	3,793
24	4,154
26	4,561
28	5,018
30	5,529

Obr. 14: Hodnoty tlaků v bodech zvratu příslušící různým vstupním teplotám chladicí vody.

2. metoda

Bod zlomu vypočítáme pomocí kritéria koncového teplotního rozdílu. Dle tohoto kritéria se koncový rozdíl teploty chladicí vody na výstupu z kondenzátoru a kondenzační teploty páry rovná smluvní hodnotě 5 °F, HEI [22], [3].

$$\Delta t_2 = t_k - t_{v2} = 5 \text{ °F} = 2,78 \text{ °C.} \quad (5.1)$$

Při výpočtu vycházíme z rovnic tepelné bilance kondenzátoru, jejího různého vyjádření, (3.4), (3.12) a (3.13)

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_p \cdot (i_p - i_k) = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}), \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_k = k \cdot F_e \cdot dt_{\log} = k \cdot F_e \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}. \quad (5.3)$$

Srovnáním rovnic (5.2) a (5.3) získáváme

$$\dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{v2} - t_{v1}) = k \cdot F_e \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}. \quad (5.4)$$

V dalším kroku je třeba vyjádřit rozdíl $\Delta t_1 - \Delta t_2$ pomocí teplot t_{v1}, t_{v2} , (3.10) a (3.11), a tedy

$$\Delta t_1 - \Delta t_2 = (t_k - t_{v1}) - (t_k - t_{v2}) = t_{v2} - t_{v1}. \quad (5.5)$$

Rozdíl teplot (5.5) je následně dosazen do srovnání bilančních vztahů (5.4)

$$\dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{v2} - t_{v1}) = k \cdot F_e \cdot \frac{t_{v2} - t_{v1}}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}. \quad (5.6)$$

Celou rovnici (5.6) vydělíme výrazem $(t_{v2} - t_{v1})$, neboť uvažujeme, že $(t_{v2} - t_{v1}) \neq 0$. Pokud by totiž platilo $(t_{v2} - t_{v1}) = 0$, tepelný tok \dot{Q}_k by byl nulový ($\dot{Q}_k = 0$), což reprezentuje kondenzátor mimo provoz. Z tohoto důvodu nebereme řešení $(t_{v2} - t_{v1}) = 0$ v úvahu.

Získáme tedy

$$\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{k \cdot F_e}{\dot{m}_v \cdot c_v}. \quad (5.7)$$

Opět rozepíšeme teplotní rozdíly Δt_1 a Δt_2 na levé straně rovnice (5.7), (3.10) a (3.11)

$$\ln \frac{t_k - t_{v1}}{t_k - t_{v2}} = \frac{k \cdot F_e}{\dot{m}_v \cdot c_v}. \quad (5.8)$$

Pro zjednodušení výrazu (5.8) zavedeme substituci

$$X = \frac{k \cdot F_e}{\dot{m}_v \cdot c_v}. \quad (5.9)$$

Po úpravě vztahu (5.8) získáváme

$$\frac{t_k - t_{v1}}{t_k - t_{v2}} = e^X, \quad (5.10)$$

$$t_k - t_{v1} = e^X (t_k - t_{v2}), \quad (5.11)$$

$$t_k (1 - e^X) = t_{v1} - t_{v2} e^X, \quad (5.12)$$

$$t_k = \frac{t_{v1}}{1 - e^X} - t_{v2} \frac{e^X}{1 - e^X}. \quad (5.13)$$

Dle uvedeného kritéria (5.1) pro koncový rozdíl je teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru

$$t_{v2} = t_k - \Delta t_2. \quad (5.14)$$

Tento vztah (5.14) pro t_{v2} je dosazen do rovnice (5.13)

$$t_k = \frac{t_{v1}}{1 - e^X} - (t_k - \Delta t_2) \frac{e^X}{1 - e^X}. \quad (5.15)$$

Dále je z (5.15) vyjádřena kondenzační teplota t_k

$$t_k + t_k \frac{e^X}{1 - e^X} = \frac{t_{v1}}{1 - e^X} + \Delta t_2 \frac{e^X}{1 - e^X}, \quad (5.16)$$

$$t_k = \frac{\frac{t_{v1}}{1 - e^X} + \Delta t_2 \frac{e^X}{1 - e^X}}{1 + \frac{e^X}{1 - e^X}}. \quad (5.17)$$

Nyní se již z tabulky syté páry [23] odečte hledaný kondenzační tlak $p_k = p_{kz}$, který přísluší vypočítané (5.17) teplotě kondenzace t_k , [3].

5.3 Výpočet tlaku na bodu zlomu pro zadaný kondenzátor

1. metoda

Z křivky zlomu (HEI), viz obr. 12, je pro teplotu chladicí vody na vstupu $t_{v1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ odečten příslušný kondenzační tlak $p_k = 3,4735 \text{ kPa}$.

2. metoda

Zadání jmenovitých parametrů kondenzátoru:

vstupní teplota chladicí vody	$t_{v1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$,
koncový teplotní rozdíl	$\Delta t_2 = 2,78 \text{ }^\circ\text{C}$,
součinitel prostupu tepla	$k = 2802,69 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$,
velikost teplosměnné plochy	$F_e = 2098,28 \text{ m}^2$,
množství chladicí vody	$\dot{m}_v = 977 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$,
specifické teplo vody	$c_v = 4186 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Zavedená substituce X , (5.9), je rovna

$$X = \frac{k \cdot F_e}{\dot{m}_v \cdot c_v} = \frac{2802,69 \cdot 2098,28}{977 \cdot 4186} = 1,438.$$

Teplota sytosti t_k je získána dle vztahu (5.17)

$$t_k = \frac{\frac{20}{1 - e^{1,438}} + 2,78 \cdot \frac{e^{1,438}}{1 - e^{1,438}}}{1 + \frac{e^{1,438}}{1 - e^{1,438}}} = 31,71 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Z tabulky syté páry [23] je odečtena hodnota kondenzačního tlaku, který přísluší vypočítané teplotě sytosti (kondenzační teplota) t_k

$$p_k(t_k) = 4,68 \text{ kPa}.$$

Jak již bylo zmíněno v podkapitole 5.2, jako směrodatnou bereme vyšší hodnotu kondenzačního tlaku na bodu zlomu, a tedy v našem případě získanou 2. metodou

$$p_{kz} = 4,68 \text{ kPa},$$

$$(t_{kz}(p_{kz}) = 31,71 \text{ } ^\circ\text{C}).$$

Nyní lze pokračovat ve výpočtu některých veličin na bodu zlomu, [3]. Výstupní teplota chladicí vody na bodu zlomu je dána kritériem (5.1)

$$t_{v2z} = t_{kz} - \Delta t_2,$$

$$t_{v2z} = 31,71 - 2,78 = 28,93 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Tepelný tok příslušného chodu kondenzátoru při parametrech na bodě zlomu je roven

$$\dot{Q}_{kz} = \dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{v2z} - t_{v1}) = 977.4186 \cdot (28,93 - 20) = 36\,521,22 \text{ kW}.$$

Při výpočtu množství zkondenzované páry na bodu zlomu vyjdeme z tepelné bilance (3.1)

$$\dot{Q}_{kz} = \dot{m}_{pz} \cdot (i_p - i_{kz}),$$

$$\dot{m}_{pz} = \frac{\dot{Q}_{kz}}{i_p - i_{kz}}.$$

Při číselném dosazení do vztahu pro \dot{m}_{pz} je entalpie kondenzátu i_{kz} odečtena z tabulky syté páry [23] příslušící tlaku na bodu zlomu $p_{kz} = 4,68 \text{ kPa}$, tedy $i_{kz} = 132,68 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a množství zkondenzované páry na bodu zlomu je

$$\dot{m}_{pz} = \frac{36\,521,22}{2\,206,90 - 132,68} = 17,61 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}.$$

To potvrzuje fakt, že hmotnostní tok kondenzující páry na bodu zlomu je o $1,13 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ nižší než hmotnostní tok páry při jmenovitých provozních parametrech ($\dot{m}_p = 18,74 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$). Při provozu zadaném v této práci kondenzátor pracuje nad bodem zlomu.

5.4 Určení vakuových křivek

Srovnáním tepelných bilancí (3.1) a (3.3) dostáváme

$$\dot{m}_p \cdot (i_p - i_k) = \dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \quad (5.18)$$

Entalpii kondenzátu i_k ve srovnání tepelných bilancí kondenzátoru (5.18) nahradíme vztahem (5.3)

$$i_k = c_k \cdot t_k \quad (5.19)$$

kde c_k je měrná tepelná kapacita kondenzátu, a tedy dle rovnice (5.18)

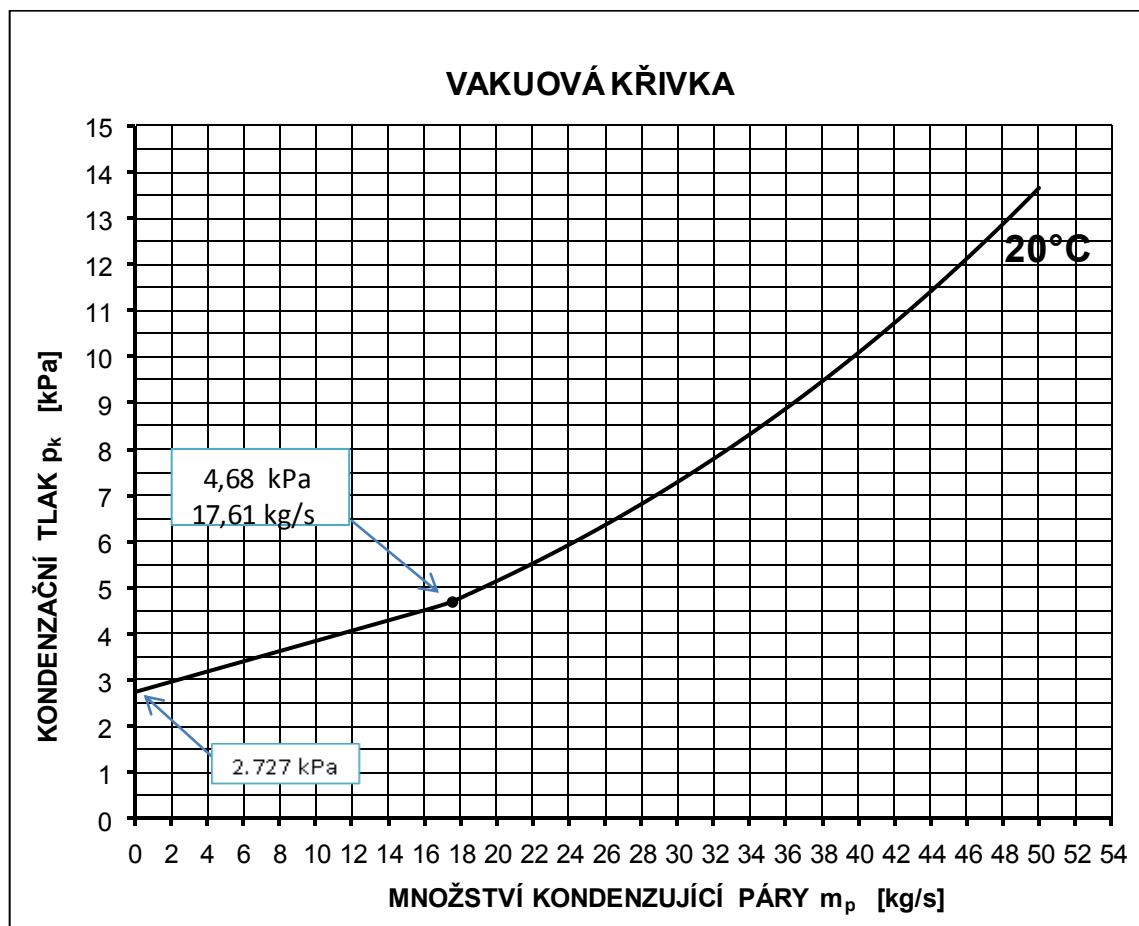
$$t_{v2} = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_p - c_k \cdot t_k)}{\dot{m}_v \cdot c_v} + t_{v1}. \quad (5.20)$$

Dále se využije vztahu (5.13) pro t_k , které je dosazeno do rovnice (5.20). Posledním krokem je vyjádření teploty chladicí vody na výstupu z kondenzátoru t_{v2} , čímž je získána potřebná závislost $t_{v2} = f(t_{v1}, \dot{m}_p)$

$$t_{v2} = \frac{\dot{m}_p \cdot \left(i_p - \frac{c_k \cdot t_{v1}}{1 - e^X} \right) + \dot{m}_v \cdot c_v \cdot t_{v1}}{\dot{m}_v \cdot c_v - \dot{m}_p \cdot c_k \cdot \frac{e^X}{1 - e^X}}. \quad (5.21)$$

Je-li známa teplota t_{v2} , z kritéria (5.1) se vypočítá kondenzační teplota t_k a s využitím tabulky syté páry [23] je určen hledaný kondenzační tlak p_k příslušící teplotě t_k , [3].

Na obr. 15 je vykreslena vakuová křivka pro zadaný kondenzátor, včetně zvýraznění hodnot tlaků na bodu zlomu p_{kz} a nulového zatížení p_{k0} a také množství zkondenzované páry na bodu zlomu \dot{m}_{pz} .



Obr. 15: Vakuová křivka zadaného kondenzátoru.

6 Spadek vakua v kondenzátoru

Tato kapitola je věnována výpočtu rychlosti zvyšování tlaku, neboli spadku vakua, v kondenzátoru při neprovozovaných vývěvách. Veškeré poznatky o dané problematice byly získány z publikace Szöcse [3], ze standardu HEI [22] a interních zdrojů DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. [8].

Pokud v kondenzátoru přestane pracovat systém odvodu nekondenzujících plynů, začne se postupně zvyšovat parciální tlak vzduchu. Nastává jev nazývaný spadek vakua. Tlak v prostoru kondenzátoru postupně narůstá. Hodnotu spadku vakua vyjadřuje rychlost tohoto nežádoucího zvyšování tlaku. Vztah pro výpočet úbytku (spadku) vakua lze jednoduše odvodit ze stavové rovnice plynu, [3]

$$p \cdot V = m \cdot R_{vzd} \cdot T, \quad (6.1)$$

kde p představuje tlak směsi nekondenzujících plynů, V její objem, m pak hmotnost směsi. Spadek vakua je způsoben zvyšováním parciálního tlaku směsi nekondenzujících plynů, jež je z většiny tvořena vzduchem. Směs plynů ve stavové rovnici je tedy charakterizována plynovou konstantou vzduchu $R_{vzd} = 287,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Teplota plynu se bere stejná jako je teplota páry v kondenzátoru t_k . Ve stavové rovnici však musíme použít teplotu absolutní T

$$T = t_k + 273,15, \quad (6.2)$$

$$T = 32,44 + 273,15 = 305,59 \text{ K}.$$

Ze stavové rovnice (6.1) se vyjádří tlak p

$$p = m \cdot \frac{1}{V} \cdot R_{vzd} \cdot T. \quad (6.3)$$

Abychom získali rychlost spadku vakua v kondenzátoru $\frac{dp}{d\tau}$, zavede se časová derivace rovnice (6.1)

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{dm}{d\tau} \cdot \frac{1}{V} \cdot R_{vzd} \cdot T = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{1}{V} \cdot R_{vzd} \cdot T. \quad (6.4)$$

Člen $\frac{dm}{d\tau} = \dot{m}_{vzd}$ vyjadřuje množství vzduchu přisávaného netěsnostmi do kondenzátoru. Následně má být toto množství odváděno ven z kondenzátoru společně s určitým množstvím nezkondenzované páry systémem odsávání nekondenzujících plynů. Pro určení

množství suchého vzduchu přiváděného do kondenzátoru slouží tabulka doporučených množství daná standardem HEI [22], viz obr. 16.

Průtočné množství přisávaného vzduchu [kg/h]

Jednoplášťový kondenzátor		
Průtočné množství páry na každé vstupní hrdlo [kg/h]	Počet vstupních hrdel páry	
	1	2
do 11 340	6,123	8,165
11 340 - 22 578	8,165	10,206
22 578 - 45 360	10,206	15,331
45 360 - 113 398	15,331	25,492

Obr. 16: Množství přisávaného vzduchu do kondenzátoru, HEI [22].

Navrhovaný kondenzátor je jednoplášťový s jedním vstupním hrdlem pro parovzdušnou směs. Množství páry vstupující do kondenzátoru $\dot{m}_p = 18,74 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 67\,464 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ je součástí zadání práce. Celkové množství přisávaného suchého vzduchu pro zadaný kondenzátor je dle tabulky, obr. 16, rovno

$$\dot{m}_{\text{vzd}} = 15,331 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} = 4,26 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (6.5)$$

Jelikož nastavba a plášť kondenzátoru nekopírují přesně jednoduché geometrické tvary, byl by exaktní výpočet objemu vnitřního prostoru kondenzátoru V velice složitý. Objem V se v praxi běžně dá stanovit empiricky dle HEI [22] z množství páry v $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ přiváděné do kondenzátoru

$$V = \dot{m}_p \cdot 1,6231 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3, \quad (6.6)$$

$$V = 67\,464 \cdot 1,6231 \cdot 10^{-3} = 109,5 \text{ m}^3.$$

Číselným dosazením za všechny veličiny ve vztahu (6.4) získáme hodnotu spadku vakua

$$\frac{dp}{d\tau} = \dot{m}_{\text{vzd}} \cdot \frac{1}{V} \cdot R_{\text{vzd}} \cdot T = 4,26 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{109,5} \cdot 287,1305,59 = 3,41 \text{ Pa} \cdot \text{s}^{-1}.$$

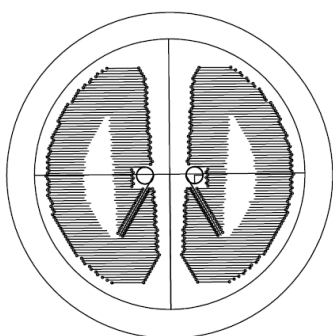
Pokud by přestal v kondenzátoru fungovat systém odsávání směsi nekondenzujících plynů, tlak v kondenzátoru by se zvyšoval rychlostí $3,41 \text{ Pa} \cdot \text{s}^{-1}$, tj. $204,6 \text{ Pa} \cdot \text{min}^{-1}$.

7 Návrh trubkového svazku kondenzátoru

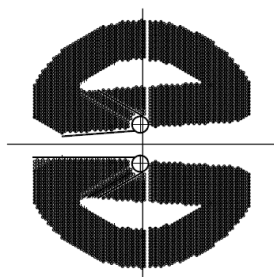
Navržení tvaru trubkového svazku patří mezi nejnáročnější disciplíny při konstrukci povrchového kondenzátoru. Výrobci kondenzátorů vycházejí z konstrukce dřívějších zařízení a z experimentů. V dnešní době umožňují vylepšené počítačové a numerické simulace řešit tok kapalin a tepelný tok ve svazcích, a zahrnout tedy i tvar trubkového svazku. V praxi má každá firma, taktéž ŠKODA DOOSAN POWER, s.r.o., své know-how navrhování trubkového svazku, které si chrání. První podkapitola se zabývá postupem tvorby trubkového svazku pro zadaný kondenzátor. Druhá podkapitola je věnována návrhu systému odvodu parovzdušné směsi z kondenzátoru. Součástí je i výpočet světlosti odsávacích trubek a počtu otvorů vyvrtaných po jejich délce.

7.1 Uspořádání trubkového svazku

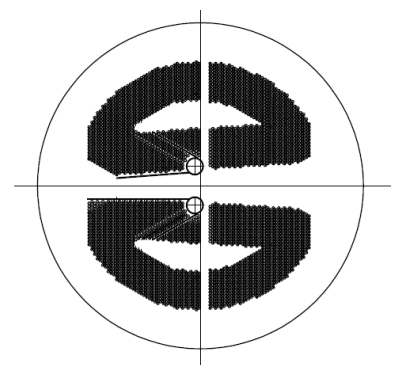
Rozložení trubek v trubkovém svazku bylo voleno dle standardního designu DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. Pro kruhové kondenzátory je běžně užíván trubkový svazek typu „ledvina“. Jedná se o rozmístění teplosměnných trubek zdánlivě připomínající tento párový orgán. Rastr trubkového svazku, ve kterém jsou trubky geometricky uspořádány pro kondenzátor přičně pod turbínou, byl vytvořen v interním programu společnosti DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. a následně vyexportován do softwaru AutoCAD2012.



Rastr vygenerovaný
v softwaru
AutoCAD



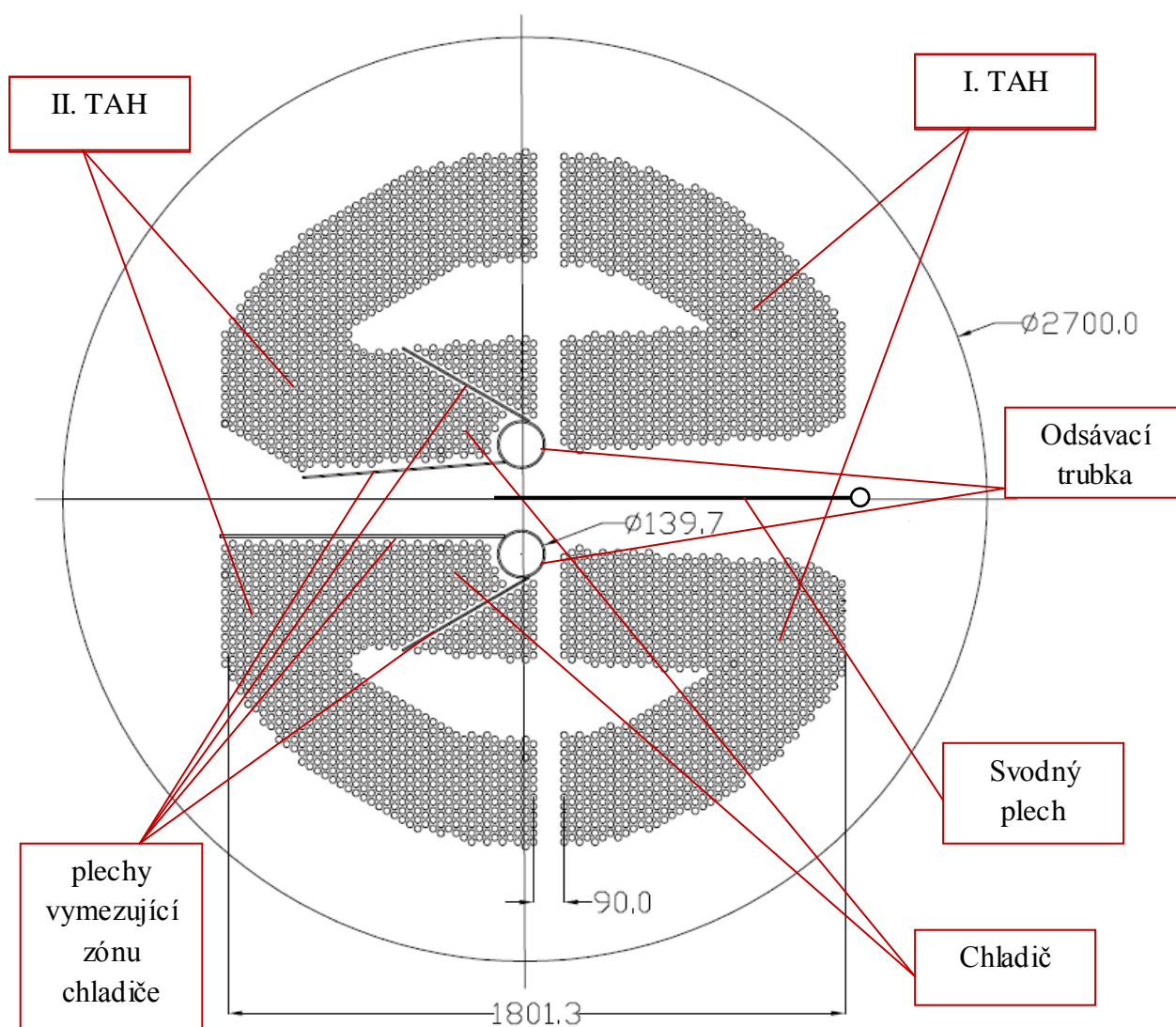
Pootočení o 90° a umístění
plechů svádějících kondenzát
vymežující zónu chladiče



Přesun některých
teplosměnných
trubek

Obr. 17: Úprava trubkového svazku do finální podoby.

První fází úprav a vývoje svazku, obr. 17, bylo tedy jeho potočení o 90°, aby odpovídal axiálnímu napojení k turbíně a směru proudění páry do kondenzátoru. Dále byly v souladu s potřebami připevnění vodní komory posunuty některé trubky. Jelikož je kondenzátor dvoutahový, je při úpravách důležité dbát na zachování rovnosti počtu trubek v jednotlivých tazích. Pravou polovinu zaujmají trubky prvního tahu, levá polovina představuje druhý tah, obr. 18. Vnější poloměr trubek a rozteče mezi jednotlivými trubkami jsou taktéž vyznačeny v obr. 18.



Obr. 18: Návrh trubkového svazku zadaného kondenzátoru.

Součástí svazku jsou také dvě odsávací trubky o normované světlosti DN125, jimiž jsou odváděny nekondenzující plyny společně s nezkondenzovanou párou ven z kondenzátoru. Návrh a výpočet světlosti odsávacích trubek, je uveden v podkapitole 7.2.

V prostoru mezi horní a dolní polovinou trubkového svazku je umístěn svodný plech, který zabraňuje stékání kondenzátu na trubky dolní poloviny. Při absenci svodného plechu by stékající kondenzát zamezil přístup páry k teplosměnným trubkám, což by zapříčinilo zhoršení přestupu tepla a zvýšení tlaku v kondenzátoru.

Do nátokové strany páry jsou v oblasti chladičů umístěny vymežující plechy. Některé z těchto plechů plní současně i funkci svodných plechů. Plechy jsou navrženy tak, aby v co největší možné míře umožnily přístup nekondenzujícím plynům do prostoru chladiče a zamezily zkratu páry do odsávacích otvorů v chladiči.

7.2 Návrh systému odvodu vzduchu z kondenzátoru

Do reálného kondenzátoru společně s párou proniká vzduch (nekondenzující plyn), který by mohl způsobit nárůst tlaku v důsledku svého hromadění uvnitř kondenzátoru. Z tohoto důvodu se do centra trubkového svazku musí umístit odsávací trubka s řadou odsávacích otvorů po celé délce, prostřednictvím níž jsou nekondenzující plyny odváděny ven z kondenzátoru směrem k vývěvám. Obsahem této kapitoly je postup, jak správně navrhnout světlost odsávacích trubek a potřebný počet odsávacích otvorů. Teoretické informace byly čerpány z publikace Szócse [3], ze standardu HEI [22] a interních zdrojů DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. [8].

7.2.1 Volba odsávacího potrubí

Pro výpočet světlosti odsávacího potrubí se využije rovnice kontinuity v upraveném tvaru, jež představuje zákon zachování hmotnosti proudící tekutiny. Vyjadřuje vztah mezi rychlostí proudění w a obsahem průřezu potrubí S při ustáleném objemovém toku směsi odsávaných nekondenzujících plynů \dot{V}_{sm}

$$\dot{V}_{sm} = S \cdot w \quad (7.1)$$

Při určování objemového toku směsi nekondenzujících plynů \dot{V}_{sm} vyjdeme ze stavových rovnic složek směsi (pára, vzduch) derivovaných podle času

$$\text{obecně: } p_i \cdot \dot{V}_i = \dot{m}_i \cdot R_i \cdot T, \quad (7.2)$$

$$\text{vzduch: } p_{vzd} \cdot \dot{V} = \dot{m}_{vzd} \cdot R_{vzd} \cdot T, \quad (7.3)$$

$$\text{pára: } p_{ods_p} \cdot \dot{V} = \dot{m}_{ods_p} \cdot R_{ods_p} \cdot T, \quad (7.4)$$

a z Daltonova zákona pro parciální tlaky složek nekondenzující směsi páry a vzduchu

$$p_{sm} = p_{ods_p} + p_{vzd}. \quad (7.5)$$

Proměnná p_{vzd} představuje parciální tlak vzduchu ve směsi a lze ho vyjádřit z rovnice (7.5) jako rozdíl tlaku směsi p_{sm} a parciálního tlaku odsávané páry p_{ods_p}

$$p_{vzd} = p_{sm} - p_{ods_p}. \quad (7.6)$$

Ve stavových rovnicích (7.3) a (7.4) je T [K] absolutní teplota parovzdušné směsi, dále se zde objevují 2 konstanty R_{vzd} plynová konstanta vzduchu a $R_{ods_p} = 461,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ plynová konstanta páry. \dot{V} je objemový tok vzduchu, který je podle stavových rovnic (7.3) a (7.4) shodný s objemovým tokem odsávané páry.

Množství odsávaného suchého vzduchu $\dot{m}_{vzd} = 4,26 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ bylo určeno v kapitole 6. Tlak směsi p_{sm} je uvažován stejný jako tlak v kondenzátoru p_k .

Před odsáním směsi nekondenzujících plynů je třeba odloučit kondenzací ještě co největší množství páry. Proto směs prochází chladičem, ve kterém se podle HEI standardu [22] předpokládá podchlazení parovzdušné směsi o hodnotu $4,2 \text{ }^\circ\text{C}$ pod hodnotu t_k . Teplota směsi t_{sm} je tedy rovna

$$t_{sm} = t_k - 4,2 = 32,44 - 4,2 = 28,24 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (7.7)$$

Tlak a měrný objem páry odpovídající této teplotě jsou odečteny z tabulek syté páry [23]

$$p_{ods_p} = 3,83 \cdot 10^3 \text{ Pa},$$

$$v_{ods_p} = 36,195 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}.$$

Porovnáním rovnic (7.3) a (7.4) a úpravou získaného výrazu lze vyjádřit hledané množství odsávané páry \dot{m}_{ods_p}

$$\dot{m}_{ods_p} = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{p_{ods_p}}{p_{vzd}} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_{ods_p}}. \quad (7.8)$$

Parciální tlak vzduch nahradíme vztahem (7.6) odvozeným z Daltonova zákona a jako parciální tlak směsi je brán tlak v kondenzátoru p_k

$$\dot{m}_{ods_p} = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{p_{ods_p}}{p_{sm} - p_{ods_p}} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_{ods_p}} = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{p_{ods_p}}{p_k - p_{ods_p}} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_{ods_p}}. \quad (7.9)$$

Po vyčíslení

$$\dot{m}_{ods_p} = 4,26 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3,83 \cdot 10^3}{4,88 \cdot 10^3 - 3,83 \cdot 10^3} \cdot \frac{287,1}{461,5} = 9,67 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} . \quad (7.10)$$

Z kondenzátoru je společně se vzduchem kontinuálně odsáváno $\dot{m}_{ods_p} = 9,67 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ páry.

Z Daltonova zákona vyplývá, že objemový tok směsi je roven objemovému toku páry a objemovému toku vzduchu, [3]. Vypočítá se jako součin průtočného množství odsávané páry a jejího měrného objemu, tedy

$$\dot{V}_{sm} = \dot{V} = \dot{V}_{vzd} = \dot{V}_{ods_p} = \dot{m}_{ods_p} \cdot v_{ods_p} . \quad (7.11)$$

Na zvolený trubkový svazek připadají dle návrhu dvě odsávací trubky. Z toho vyplývá, že při výpočtu světlosti potrubí připadá na každou odsávací trubku polovina odsávané parovzdušné směsi. Pro výpočet využijeme rovnici kontinuity (7.1) a vztah pro objemový tok směsi (7.11), ovšem s polovičním množstvím odsávané páry $\frac{\dot{m}_{ods_p}}{2}$. Objemový tok jednou odsávací trubkou je také poloviční

$$\frac{\dot{V}_{sm}}{2} = \frac{\dot{m}_{ods_p}}{2} \cdot v_{ods_p} = S \cdot w . \quad (7.12)$$

Střední rychlost proudění směsi w se udržuje pod $23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, [8]. Pro mezní rychlost $23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je obsah plochy S průřezu jedné odsávací trubky roven

$$S = \frac{\dot{m}_{ods_p} \cdot v_{ods_p}}{2 \cdot w} = \frac{\dot{m}_{ods_p} \cdot v_{ods_p}}{2 \cdot w} = \frac{9,67 \cdot 10^{-3} \cdot 36,195}{2 \cdot 23} = 0,00761 \text{ m}^2 .$$

Průměr odsávacího potrubí d je vyjádřen ze vztahu pro výpočet obsahu kruhu

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00761}{\pi}} = 0,0984 \text{ m} . \quad (7.13)$$

Aby rychlost proudění směsi nepřekročila mezní hodnotu, je zvolen nejbližší větší normovaný rozměr potrubí DN125, s vnějším průměrem $0,1397 \text{ m}$ a tloušťkou stěny $0,010 \text{ m}$. Vnitřní průměr odsávací trubky je roven $0,1197 \text{ m}$. Skutečnou střední rychlost proudění směsi ve zvoleném odsávacím potrubí DN125 vyjádříme z rovnice (7.12)

$$w = \frac{\dot{m}_{ods_p} \cdot v_{ods_p}}{2 \cdot S} = \frac{\dot{m}_{ods_p} \cdot v_{ods_p}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{9,67 \cdot 10^{-3} \cdot 36,195}{2 \cdot \pi \cdot \frac{(119,7 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 15,56 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} .$$

7.2.2 Výpočet rychlosti parovzdušné směsi v odsávacích otvorech

Při výpočtu výtokové rychlosti parovzdušné směsi $w_2 = w_{teoret}$ se vychází ze vztahu pro rychlost proudění přes clonu odvozenou z rovnice prvního zákona termodynamiky pro proudící ideální plyn. Počáteční rychlost w_1 proudění je zanedbána a jsou učiněny následující předpoklady: proudění je ve vodorovném směru, proudící látce není přiváděno teplo a plyn nekoná technickou práci, odvození viz [19], pak

$$w_{teoret} = \sqrt{2 \cdot (i_1 - i_2)} = \sqrt{2 \cdot i_{ad}}, \quad (7.14)$$

kde i_{ad} představuje adiabatický spád, jež se v praxi určuje pomocí empirického vztahu, který je podle interního dokumentu společnosti DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. [8]

$$i_1 - i_2 = i_{ad} = (0,00367 \cdot p_1 + 1,569) \cdot \Delta p. \quad (7.15)$$

Tlak na vstupu do clony p_1 odpovídá tlaku v kondenzátoru $p_1 = p_k$, Δp je stanoveno standardně na 3 %, [8].

$$i_{ad} = (0,00367 \cdot 4,88 + 1,569) \cdot 3 = 4,761 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1},$$

$$w_{teoret} = \sqrt{2 \cdot 4,761} = 97,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

Získanou teoretickou hodnotu rychlosti proudění parovzdušné směsi je třeba přenásobit příslušným výtokovým součinitelem kapaliny otvorem μ , abychom získali rychlost skutečnou w_{skut} . Výtokový součinitel je roven součinu rychlostního součinitele, který zahrnuje účinek vnitřního tření v kapalině na skutečnou výtokovou rychlost, a součinitele kontrakce, jež vyjadřuje zúžení průtočného průřezu s důsledku setrvačných sil pohybující se kapaliny, [21]. Dle standardu DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. [8], byl součinitel volen $\mu = 0,59$

$$w_{skut} = \mu \cdot w_{teoret} = 0,59 \cdot 97,58 = 57,57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$

7.2.3 Určení počtu odsávacích otvorů

Pro určení počtu odsávacích otvorů v jedné odsávací trubce využijeme opět vztah (7.12). Za rychlost w dosadíme skutečnou rychlost parovzdušné směsi w_{skut} , průtočná plocha S je součtem ploch všech odsávacích kruhového průřezu

$$S = N \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}, \quad (7.16)$$

kde N je hledaný počet otvorů a d průměr každého z otvorů, kterou je standardně, [8], zvolena $d = 0,008 \text{ m}$. Rovnice (7.12) je přepsána

$$\dot{m}_{\text{ods}_p} \cdot v_{\text{ods}_p} = 2 \cdot N \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot w_{\text{skut}}, \quad (7.17)$$

a vyjádřen N potřebný počet odsávacích otvorů

$$N = \frac{2 \cdot \dot{m}_{\text{ods}_p} \cdot v_{\text{ods}_p}}{\pi \cdot d^2 \cdot w_{\text{skut}}}, \quad (7.18)$$

$$N = \frac{2 \cdot 9,67 \cdot 10^{-3} \cdot 36,195}{\pi \cdot 0,008^2 \cdot 57,57} = 60,475 \text{ otvorů.}$$

Po zaokrouhlení nahoru na celé číslo

$$N = 61 \text{ otvorů.}$$

Počet otvorů se zaokrouhluje nahoru na nejbližší celé číslo. Do každé z odsávacích trubek je třeba rovnoměrně po délce vyvrtat 61 otvorů o průměru 8 mm , kterými bude odváděna parovzdušná směs ven z kondenzátoru.

8 Shrnutí parametrů kondenzátoru

Parametry chladicí vody			
Množství chladicí vody	\dot{m}_v	kg/s	977
Charakter chladicí vody	věžová voda		
Měrná tepelná kapacita chladicí vody	c_v	J/(kg.K)	4186
Hustota chladicí vody	ρ_v	kg/m ³	997,08
Teplota chladicí vody na vstupu	t_{v1}	°C	20
Teplota chladicí vody na výstupu	t_{v2}	°C	29,49
Ohřátí chladicí vody	dt_v	°C	9,49
Teplotní rozdíl na vstupu	Δt_1	°C	12,44
Teplotní rozdíl na výstupu	Δt_2	°C	2,95
Střední logaritmický teplotní rozdíl	dt_{log}	°C	6,60

Parametry páry a kondenzátu			
Tepelný výkon (množství odváděného tepla)	\dot{Q}_k	kW	38,809
Množství páry vstupující do kondenzátoru	\dot{m}_p	kg/s	18,74
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	i_p	kJ/kg	2206,9
Entalpie kondenzátu	i_k	kJ/kg	135,96
Tlak vakua v kondenzátoru	p_k	kPa	4,88
Teplota sytosti páry	t_k	°C	32,44

Parametry teplosměnné plochy			
Materiál teplosměnných trubek	nerezová ocel		
Vnější průměr teplosměnných trubek	d_e	Mm	20
Vnitřní průměr teplosměnných trubek	d_i	Mm	18,6
Tloušťka stěny teplosměnných trubek	$tl.$	Mm	0,7
Součinitel čistoty povrchu trubek	c_c	-	0,85
Součinitel materiálu trubek	c_m	-	0,88
Součinitel vlivu teploty vody	c_t	-	0,98405
Střední rychlost proudění chladicí vody v trubkách	w_v	m/s	1,95
Velikost teplosměnné plochy	F_e	m ²	2098,28
Počet trubek v jednom tahu	n_{tr}	-	1850
Počet tahů	n_{TAH}	-	2
Celkový počet trubek v kondenzátoru	n	-	3700
Aktivní (účinná) délka trubek	l_{tr}	M	9,025
Celková délka trubek	L_c	M	9,105

Hydraulický odpor kondenzátoru			
Tlaková ztráta na straně chladicí vody	dp_{TR}	kPa	52,736

Spadek vakua v kondenzátoru	$dp/d\tau$	Pa/s	3,41
-----------------------------	------------	------	------

Systém odvodu vzduchu z kondenzátoru			
Vnější průměr odsávacího potrubí	d_e	Mm	139,7 (DN125)
Tloušťka stěny odsávací trubky	tl.	Mm	10
Rychlost proudění odsávané parovzdušné směsi	w_{skut}	m/s	57,57
Počet odsávacích otvorů	n	-	61

Obr. 19: Shrnutí parametrů kondenzátoru.

Při teoretických výpočtech kondenzátoru byla uvažována jedna tloušťka teplosměnných trubek. Ve skutečnosti se často užívá dvojí tloušťka trubek. Z důvodu ochrany trubkového svazku jsou do míst výraznějšího náporu proudu páry (obvodové řady trubek) umístěny teplosměnné trubky tloušťky o několik desetin milimetru větší (například trubky tloušťky 0,7 mm a 1 mm). Tento fakt se ve výsledku projeví nepatrným zmenšením délky kondenzátoru, viz obr. 21 (účinná délka trubek 8,976 m).

9 Řešení proudění v kondenzátoru pomocí softwaru ANSYS

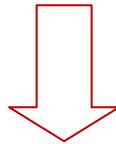
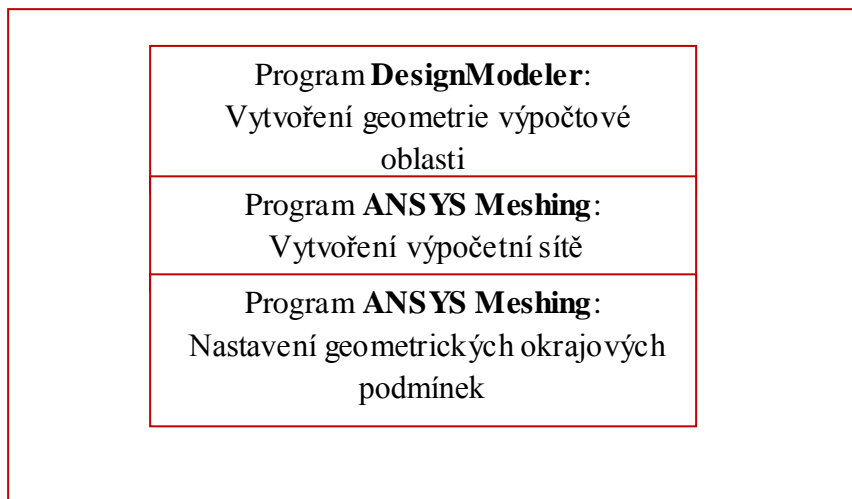
Z hlediska optimalizace konstrukce kondenzátoru, je velice důležitá informace o proudění. Vývoj a konstrukce nového zařízení je zdoluhavou a nákladnou záležitostí. Optimalizační proces je vždy prováděn s ohledem na parametry zařízení, technologické možnosti výroby a také na cenu. Dříve se postup při návrhu nového zařízení skládal z několika standardních kroků. Nejprve bylo vyrobeno prototypové zařízení s několika variantami důležitých částí. Následovala řada experimentů s různými kombinacemi základních dílů. Na základě výsledků experimentálních měření byla vyráběna optimální varianta daného zařízení. V současné době je díky vývoji výpočetní techniky snaha řešení proudění zaměřena především na numerické simulace. Na vzestupu jsou moderní numerické metody, a to jednak pro výpočty deformací pomocí metody konečných prvků FEM (Finite Element Method), ale také pro určování proudových polí s využitím metody konečných objemů CFD.

CFD je zkratka z anglického Computational Fluid Dynamics, což se dá volně přeložit jako „výpočty v dynamice tekutin“. Jedná se o metody počítačové simulace procesů v mechanice tekutin, které využívají základních transportních a stavových rovnic mechaniky tekutin. Tyto metody podstatně zjednodušují a urychlují celý proces návrhu zařízení. Odpadá pracná a finančně náročná jednodusová výroba experimentálních zařízení, [24].

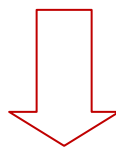
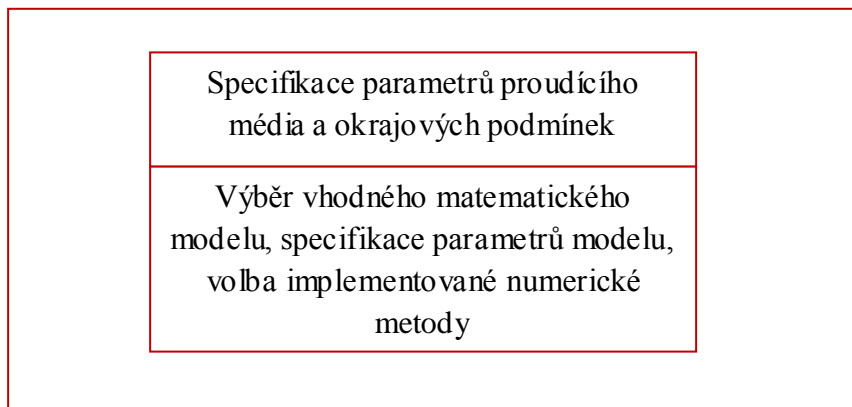
Je třeba zdůraznit, že počítačové simulace nemohou plně vyřadit experiment, neboť reálné proudění je nahrazeno matematickým modelem. To s sebou vždy přináší určitá konstrukční zjednodušení modelu oproti realitě. Z tohoto důvodu je pozice experimentu stále důležitá. Experimentální měření a hodnoty získané z provozu jsou zdrojem informací pro validaci výsledků numerických simulací.

Společnost DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. pro CFD analýzy užívá komerčního softwaru ANSYS. Kompletní postup při výpočtu proudového pole zadaného kondenzátoru je popsán v následující kapitole. Pro čtenářovu lepší představu je na obr. 20 uvedeno schéma obecného postupu, který se dodržuje při řešení úloh proudění pomocí počítačových simulací.

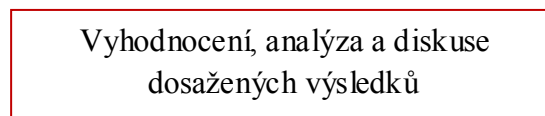
Programové prostředí **ANSYS Workbench** - preprocessing



ANSYS Fluent - processing



ANSYS CFD-Post - postprocessing



Obr. 20: Obecné schéma řešení úloh proudění pomocí numerických počítačových simulací.

9.1 Tvorba geometrie, výpočetní sítě a nastavení okrajových podmínek

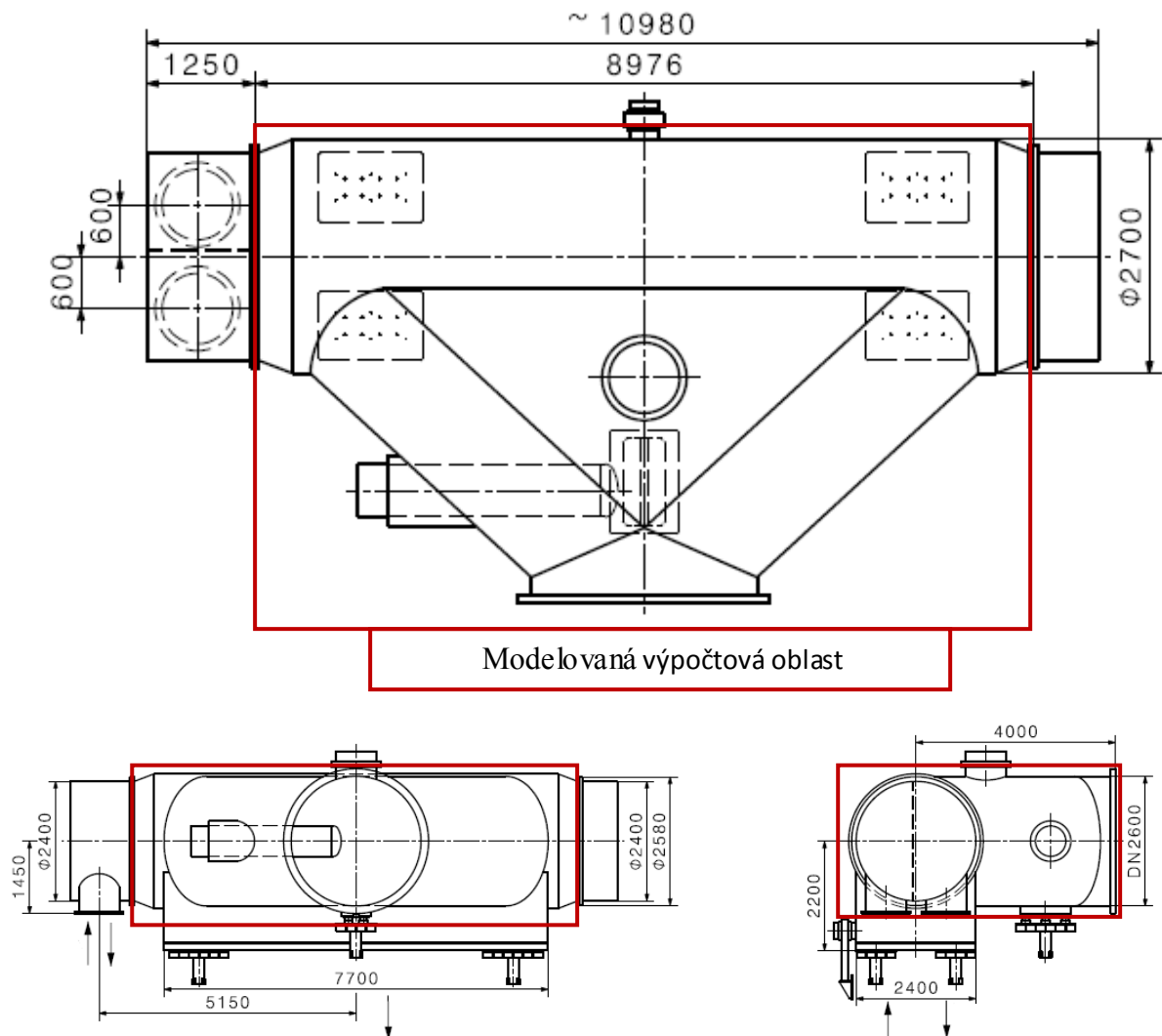
První fáze řešení proudění pomocí počítačových simulací se souhrnně nazývá preprocessing. Zahrnuje sestavení geometrie zadané výpočtové oblasti, následuje tvorba výpočetní sítě pro tuto oblast a specifikace geometrických okrajových podmínek. Pro preprocessingovou fázi bylo využito programové prostředí ANSYS Workbench 15.0, které představuje správce programů DesignModeler, ANSYS Meshing a ANSYS Fluent.

Program DesignModeler slouží k vytváření a úpravě geometrie. Program ANSYS Meshing je určen k vytváření výpočetní sítě uvnitř hotové geometrie. Dále je k následné numerické simulaci v prostředí ANSYS Workbench integrován i software ANSYS Fluent.

Filozofie správce souboru ANSYS Workbench spočívá ve vytvoření komplexního projektu, který v sobě zahrnuje všechny fáze numerické simulace proudění. Jednotlivé programy v prostředí ANSYS Workbench jsou vzájemně provázány a v průběhu práce lze mezi jednotlivými položkami volně přecházet. Navíc každá změna v určité položce je následována aktualizací ve zbylých položkách, což s sebou přináší řadu výhod včetně zvýšení efektivnosti a urychlení práce uživatele.

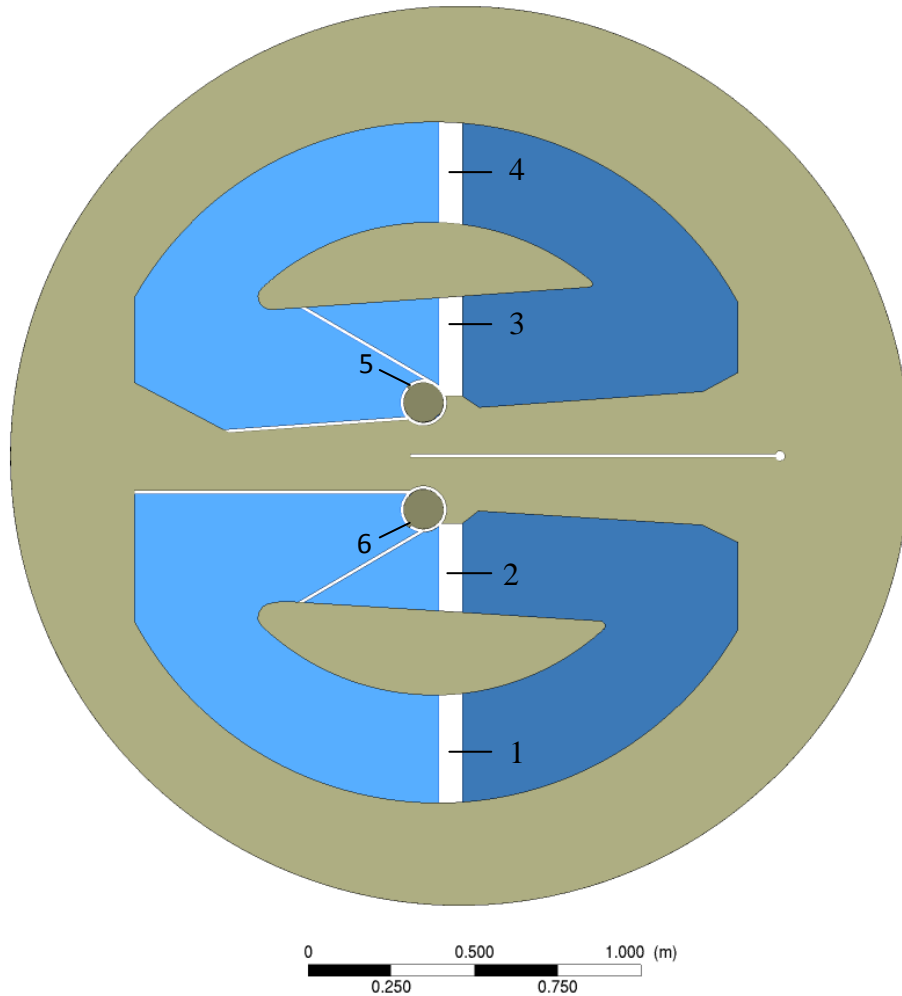
9.1.1 Vytvoření geometrie výpočtové oblasti v softwaru DesignModeler

Geometrie výpočtové oblasti byla v programu DesignModeler vytvářena dle výkresu kondenzátoru předloženého zadavatelem práce, obr. 21, a na základě návrhu uspořádání trubkového svazku z předchozí kapitoly, obr. 18 a 22. Pro řešení příslušné úlohy proudění byla provedena určitá zjednodušení, byl modelován pouze parní prostor, viz obr. 21.



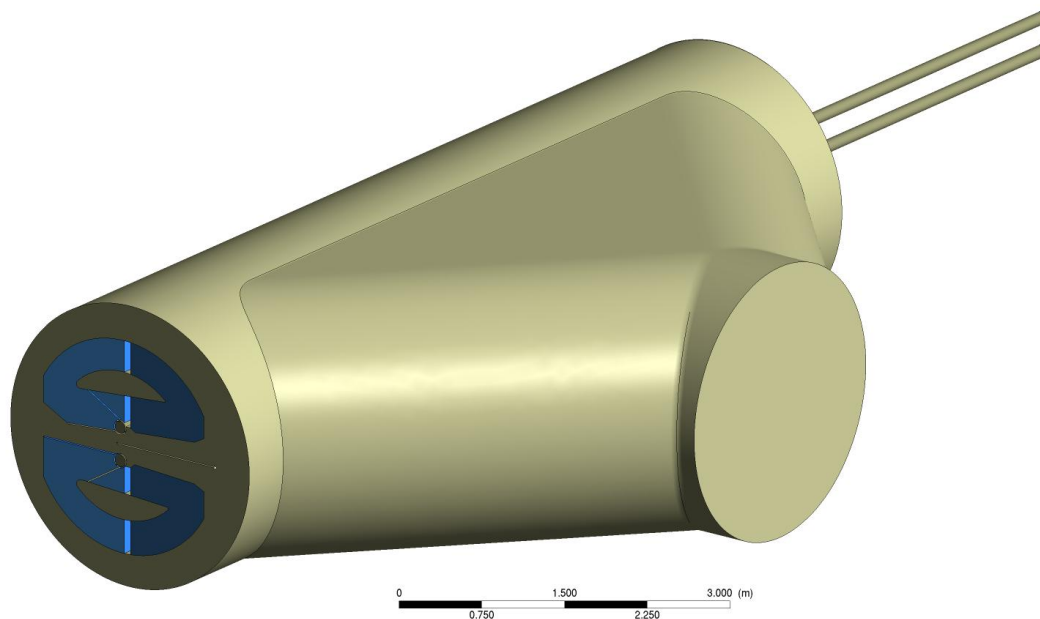
Obr. 21: Výkres zadaného kondenzátoru, interní zdroj DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o.

Tvorba 3D objektů v DesignModeleru spočívala ve vytvoření 2D plochy, která byla následně vytažena do prostoru. Odsávací otvory v obou odsávacích trubkách byly nahrazeny svodnými kanály po celé délce trubek, viz obr. 22: 5 – 6. Do trubkového svazku byly dále vertikálně přidány plechy, viz obr. 22: 1 – 4. Tyto plechy slouží k usměrnění páry a znemožňují zkrat páry do chladiče kondenzátoru. Objemy, které uzavírají plechy, byly z modelu vymazány. Výpočtový systém automaticky přiřadí obalové ploše těchto „prázdných“ objemů geometrickou okrajovou podmínku typu „wall“ (pevná stěna).



Obr. 22: Příčný řez modelem kondenzátoru. 1 - 4: „prázdné“ objemy uzavřené plechy, 5 – 6: svodné kanály.

Z hlediska proudění je jako nejproblematictější místo předpokládán odtah kondenzátoru (odsávací trubky). V první řadě kvůli velkému poměru vstupní a výstupní plochy pro parovzdušnou směs. Pokud by v kondenzátoru kondenzovalo menší množství páry, než do něho vstupuje, dostali bychom příliš vysoké rychlosti proudící páry na výstupu z odsávacích trubek. Druhým problémem je zpětné proudění ovlivňující i kondenzaci páry, které bychom dostali při namodelování příliš krátkých odsávacích trubek. Z tohoto důvodu jsou odsávací trubky prodlouženy ještě 5 m za kondenzátor, viz obr. 23. Eliminuje se tak vliv nežádoucího zpětného proudění na kondenzaci páry v kondenzátoru.

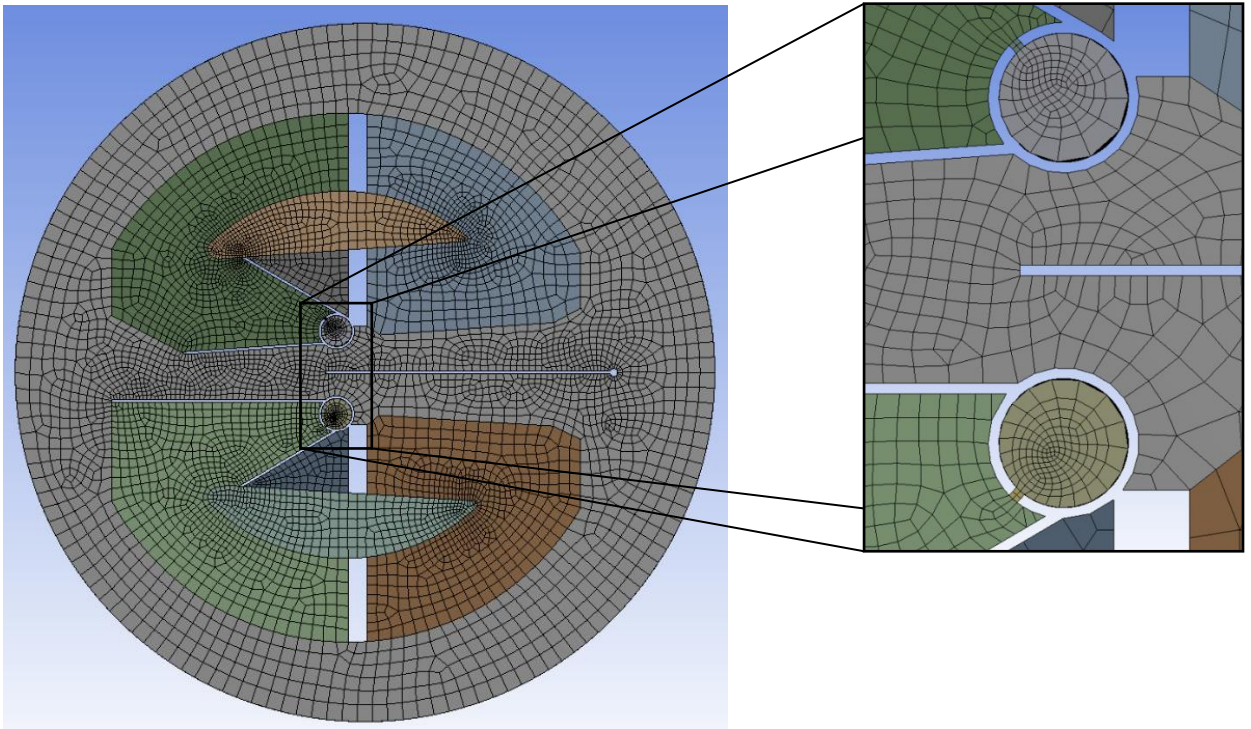


Obr. 23: Model geometrie zadaného kondenzátoru.

9.1.2 Vytvoření výpočetní sítě zadané oblasti v softwaru ANSYS Meshing

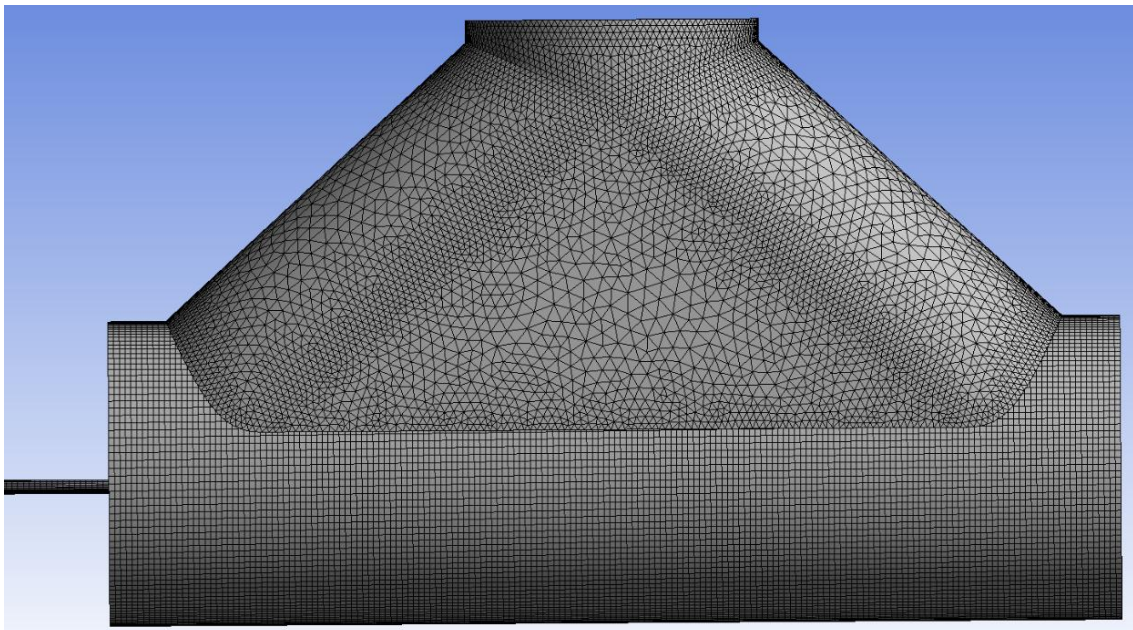
Výpočetní síť uvnitř geometrie byla vytvořena v programu ANSYS Meshing. Obecně lze v tomto softwaru použít metodu automatického generování sítě – „*Automatic Method*“. Druhou možností je postupné síťování, které bylo v rámci práce užito na samotné tělo kondenzátoru a odtahy z kondenzátoru, čímž byla dosažena vyšší kvalita výpočetní sítě. Tělo kondenzátoru a nástavba, jsou dva zcela oddělené objemy, což umožňuje síťovat každý objem nezávisle na druhém. Lze tak vytvořit podstatně kvalitnější síť na každé části. Společná dotyková plocha nástavby kondenzátoru a pláště těla kondenzátoru tvoří nekonformní rozhraní. Tento fakt je vyřešen pomocí okrajové podmínky „*interface*“, viz následující odstavce 9.2.2.

V prvním kroku byla na konci těla kondenzátoru vytvořena nestrukturovaná čtyřúhelníková 2D síť typu „*Quad*“, viz obr. 24, která byla tažena do třetího rozměru metodou „*Sweep*“. Strukturovanou mapovanou síť bylo možné použít pouze na dvou malých ploškách svodného kanálu odsávacích trubek, viz obr. 24 – detailní přiblížení. Vzniklé 3D buňky výsledné objemové sítě jsou typu „*Hexahedral*“ (šestistěny). Analogicky bylo postupováno i u obou odtahů z kondenzátoru, přičemž „*Sizing*“ (dimenzování) tažení byl nastaven konstantně na hodnotu 0,05 m.



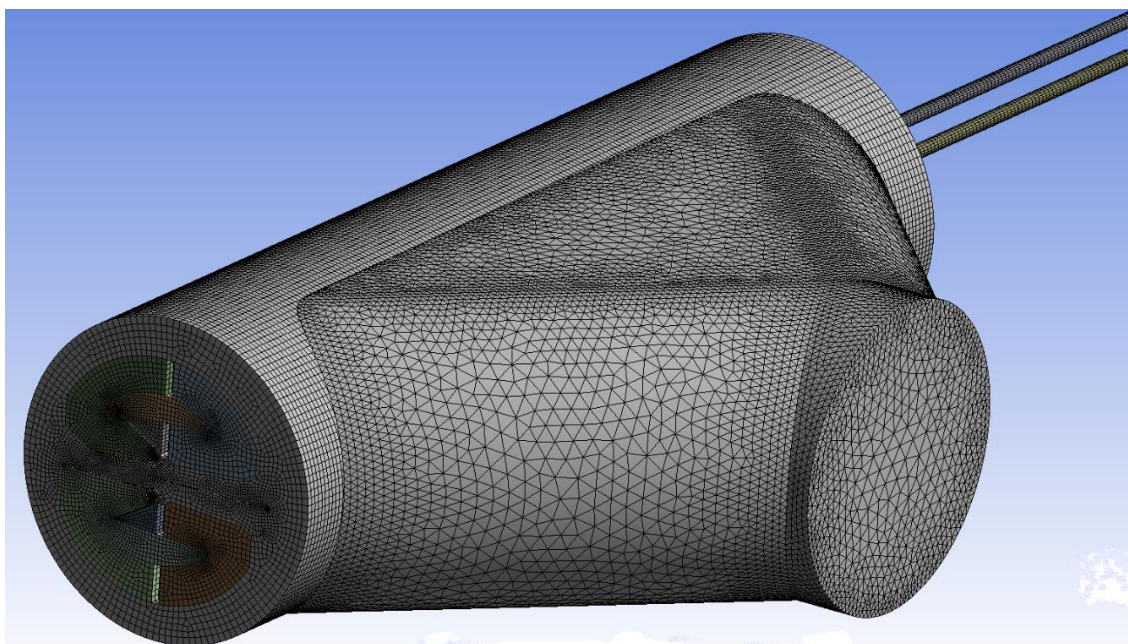
Obr. 24: Výpočetní síť – nestrukturovaná síť s lokálním zahuštěním.

Nástavba kondenzátoru byla z důvodu složitější geometrie síťována pomocí automatické metody programu ANSYS Meshing. Povrchová 2D síť je trojúhelníková typu „Tri“, viz obr. 25. Výslednou objemovou síť nástavby tvoří elementy typu „Tetrahedral“ (čtyřstěny).



Obr. 25: Povrchová síť kondenzátoru.

Sizing buněk v modelu kondenzátoru bylo voleno v rozsahu 0,01 – 0,05 m. Celkový počet elementů vytvořené objemové výpočetní sítě dosahuje hodnoty 1 303 446.



Obr. 26: Kompletní síť 3D modelu kondenzátoru.

Je zřejmé, že pro 3D model kondenzátoru s takto složitou geometrií nelze při počtu buněk přesahujícím milion vytvořit celkově strukturovanou síť. Při samotném síťování je tedy důležitá kontrola kvality sítě. Nekvalitní síť může negativně ovlivnit a znehodnotit celý numerický výpočet proudění.

Software ANSYS Meshing nabízí celou řadu hodnotících kritérií kvality elementů výpočetní sítě. Nejdůležitější jsou však tři „*Skewness*“, „*Orthogonal Quality*“ a „*Aspect Ratio*“.

Parametr „*Skewness*“ (koeficient šikmosti) udává míru zkosení buněk sítě, která je definována vztahem, [9]

$$\text{Skewness} = \max \left[\frac{\theta_{\max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{\min}}{\theta_e} \right], \quad (9.1)$$

kde θ_{\max} představuje největší úhel v buňce, θ_{\min} nejmenší úhel v buňce a θ_e je normalizovaný úhel pro rovnoúhlu buňku, tj. například u roviných elementů 90° pro čtverec a 60° pro trojúhelník. Tento parametr dosahuje hodnot v rozmezí 0 – 1. Klíčovou hodnotou k posouzení vhodnosti elementů je maximální hodnota, která by neměla překročit limitující hodnotu 0,97 pro celkovou stabilitu výpočtu. V našem případě je maximální hodnota rovna 0,941 a dosahuje jí pouze malé procento buněk nacházejících

se v oblasti připojení nastavby k samotnému tělu kondenzátoru. Průměrná hodnota parametru „*Skewness*“ je 0,175 a minimální hodnota dosahuje $2,690 \cdot 10^{-4}$.

Druhým důležitým parametrem kvality sítě je „*Orthogonal Quality*“ (koeficient kolmosti), který je definován vztahem, [9]

$$\text{Orthogonal Quality} = \min \left[\frac{A_i \cdot f_i}{|A_i| \cdot |f_i|}, \frac{A_i \cdot c_i}{|A_i| \cdot |c_i|} \right], \quad (9.2)$$

kde index i probíhá od 1, 2, ..., počet stěn elementu, A_i je normálový vektor i -té stěny, f_i je vektor směřující ze středu buňky do středu i -té stěny, c_i je vektor směřující ze středu buňky do středu buňky přilehlé k i -té stěně.

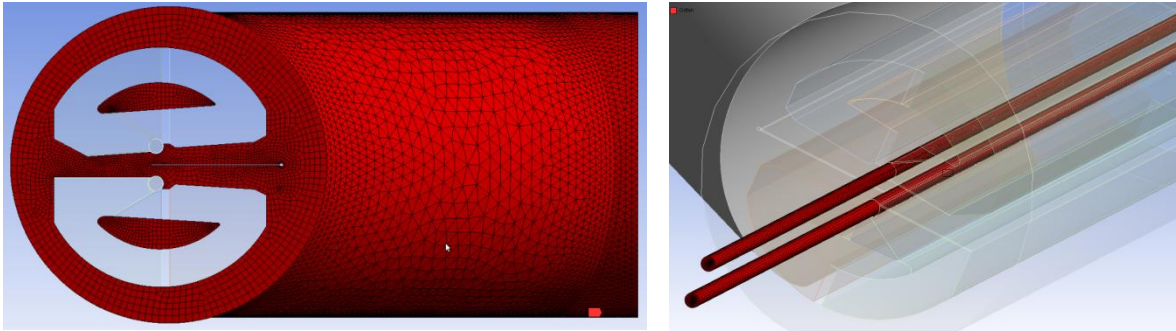
Parametr „*Orthogonal Quality*“ dosahuje, stejně jako parametr „*Skewness*“, hodnoty 0 – 1, na rozdíl od „*Skewness*“ ale vyšší hodnota znamená u „*Orthogonal Quality*“ kvalitnější výpočetní síť. Pro dostačující kvalitu sítě by měl tento parametr vždy přesahovat hodnotu 0,1. V našem případě je minimální hodnota „*Orthogonal Quality*“ rovna 0,207, což je dostačující.

Třetím kontrolovaným parametrem je „*Aspect Ratio*“ (koeficient poměru stran), který udává maximální poměr stran elementu sítě. Tento poměr by neměl přesáhnout hodnotu 1000. V našem případě byla podmínka splněna, neboť maximální hodnota parametru „*Aspect Ratio*“ je rovna 26,605.

Výpočetní síť je s ohledem na kompromis mezi kvalitou sítě a celkovým počtem buněk dle daných kritérií vyhovující.

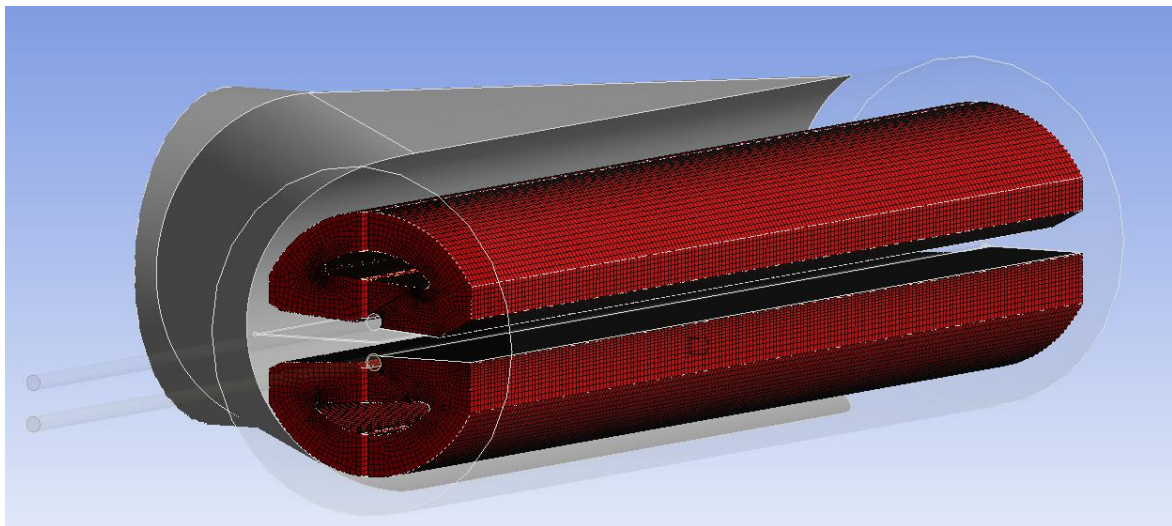
9.1.3 Nastavení okrajových podmínek v softwaru ANSYS Meshing

Po vysíťování geometrického modelu výpočtové oblasti je nyní nezbytné v programu ANSYS Meshing definovat okrajové podmínky na jednotlivých objemech a plochách modelu, tj. vytvořit „*Named Selection*“. Pro pojmenování okrajových podmínek je vhodné užívat anglické názvy, neboť existuje propojení sítě s řešícím programem ANSYS Fluent, který automaticky přiřadí ploše dle názvu příslušné „*Named Selection*“ správnou okrajovou podmínku „*Boundary Condition*“.



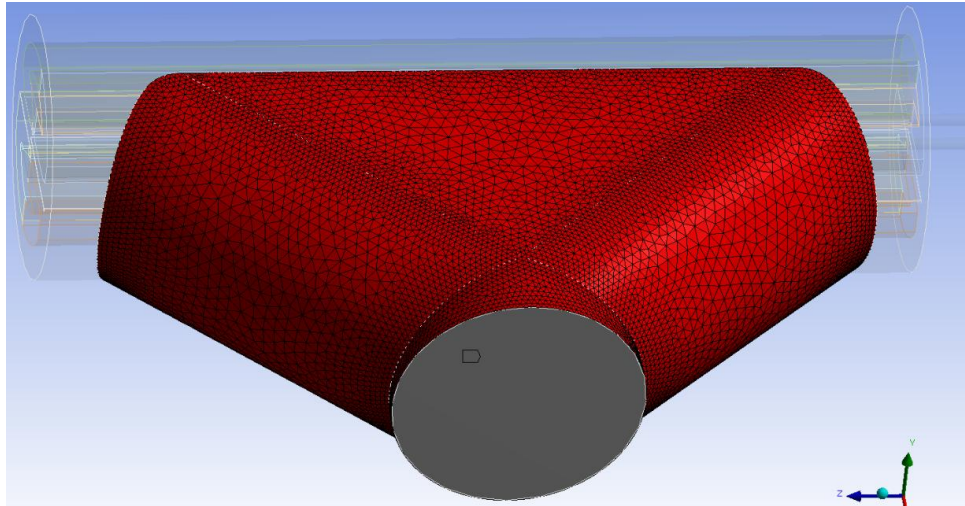
Obr. 27: „Named Selection“ - „Okoli“ (vlevo) a „Odtah“ (vpravo).

Všechny objemy modelu byly rozděleny do tří „Named Selection“. „Svazek“ představuje objem trubkového svazku, „Odtah“ objemy odsávacích trubek a svodných kanálů a „Okoli“ zahrnuje zbývající objemy, tj. nástavbu a vnitřní prostor pláště kondenzátoru, do kterého proudí z nástavby parovzdušná směs, viz obr. 27 a 28.



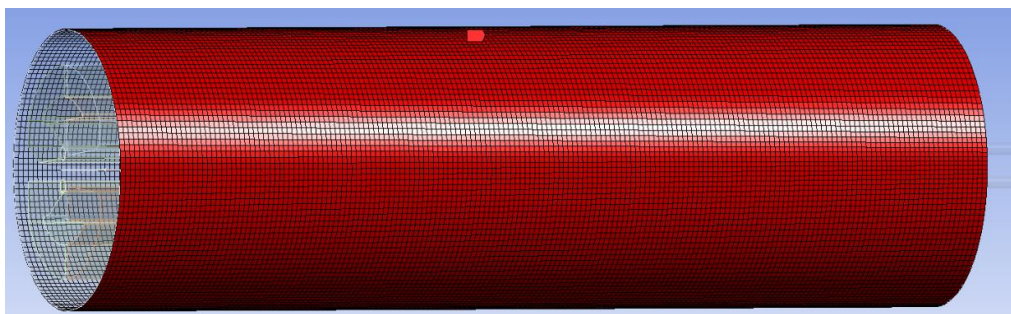
Obr. 28: „Named Selection“ - „Svazek“.

Podmínka „wall_nstavba“ představuje pevnou stěnu nástavby kondenzátoru, na níž bude nastavena v ANSYS Fluentu nulová rychlost, viz obr. 29.

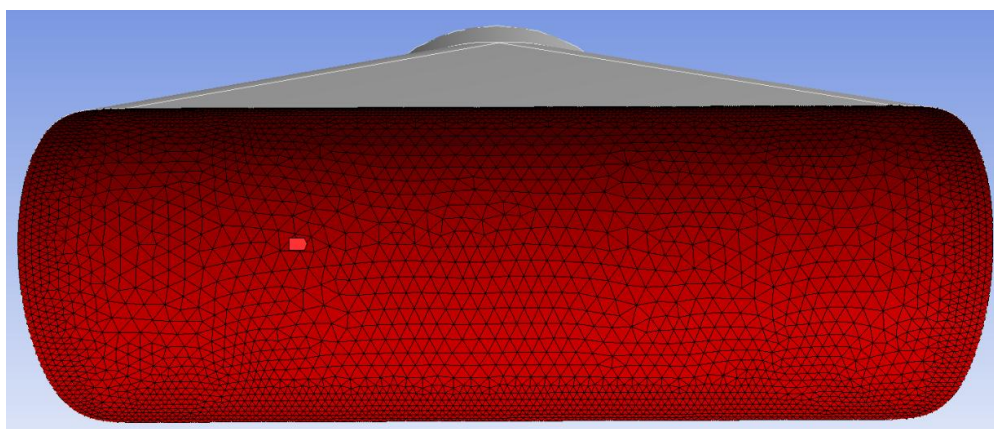


Obr. 29: „Named Selection“ - „wall_nastavba“.

S nekonformním rozhraním (zdvojená plocha) bude v ANSYS Fluentu počítáno jako s rozhraním „interface“, tudíž obalová plocha těla kondenzátoru tvoří jednu „Named Selection“ „iface-valec“ a plocha, přes kterou vstupuje pára z nástavby do pláště kondenzátoru, tvoří druhou „Named Selection“ „iface-nastavba“, viz obr. 30 a 31.

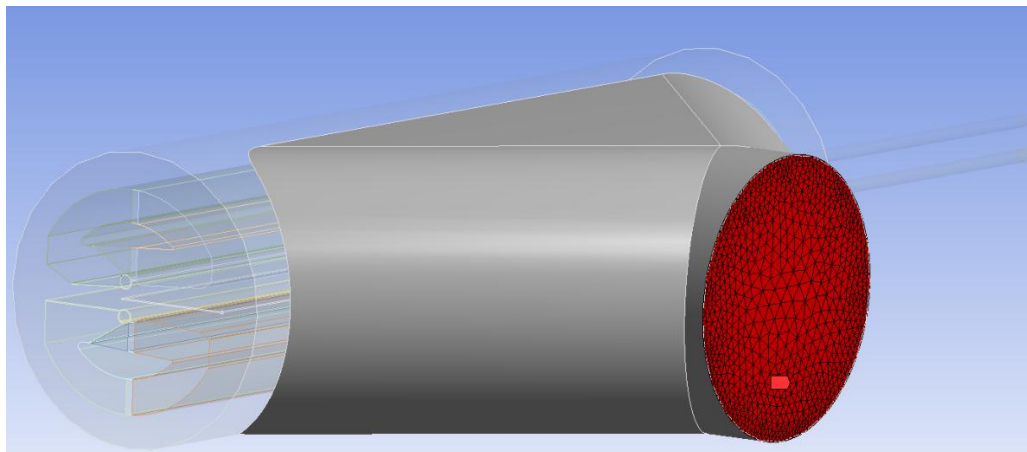


Obr. 30: „Named Selection“ - „iface-valec“.

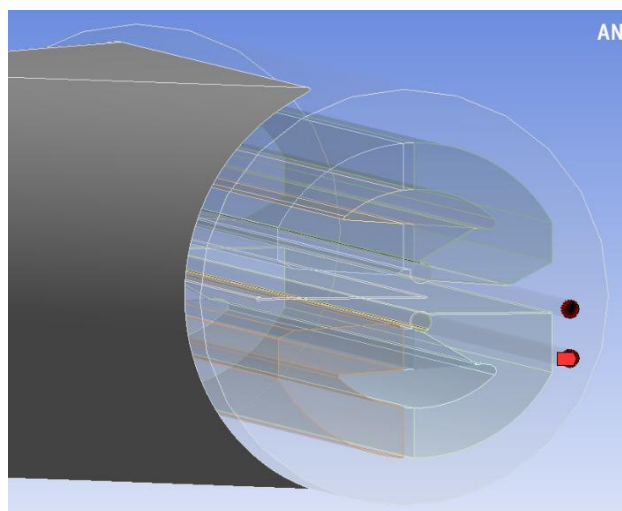


Obr. 31: „Named Selection“ - „iface-nastavba“.

Vstupní plocha páry do nástavby je pojmenována jako „inlet“. Výstupní plochy, přes které odchází nezkondenzovaná pára společně s nekondenzujícími plyny ven z kondenzátoru, jsou sdruženy do „Named Selection“ „outlet“, viz obr. 32 a 33.

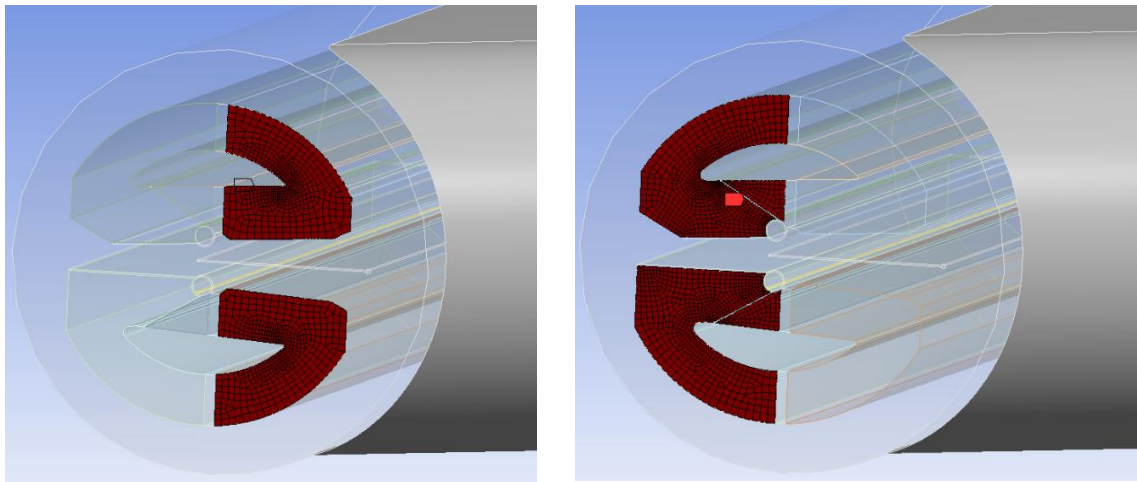


Obr. 32: „Named Selection“ - „inlet“.



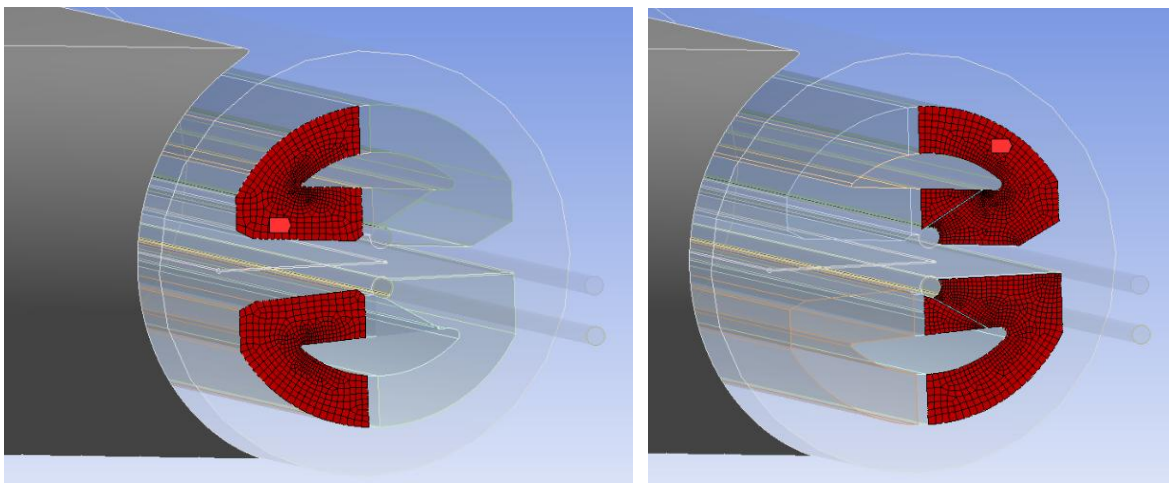
Obr. 33: „Named Selection“ - „outlet“.

Pro další nastavení výpočtu v softwaru ANSYS Fluent je velice důležité ve správném pořadí označit vstupní a výstupní plochy, přes které protéká chladicí voda v obou tazích.



Obr. 34: „Named Selection“ - „Tah1_in“ (vlevo) a „Tah2_out“ (vpravo).

Plochou „Tah1_in“ vstupuje chladicí voda do trubek prvního tahu a vytéká z nich plochou „Tah1_out“. Dále chladicí voda vstupuje do trubek druhého tahu plochou „Tah2_in“ a nakonec vystupuje ven z kondenzátoru přes plochu označenou „Tah2_out“, viz obr. 34 a 35.



Obr. 35: „Named Selection“ - „Tah1_out“ (vlevo) a „Tah2_in“ (vpravo).

9.2 Výpočet proudového pole a kondenzace v kondenzátoru pomocí softwaru ANSYS Fluent

Pomocí programu Fluent lze řešit řadu technických a vědeckých úloh. Na speciální úlohy je možné přikoupit od společnosti ANSYS specifické moduly, s jejichž užitím lze dosáhnout přesnějších výsledků. Dále program Fluent umožňuje připsání vlastní uživatelské funkce UDF (User-Defined Function), pomocí níž je možné model

simulovaného jevu lépe popsat. V této práci bylo využito dvou UDF, které byly vyvinuty pro speciální potřeby společnosti DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. První UDF slouží k výpočtu kondenzace páry v kondenzátoru a ohřevu chladicí kapaliny, pomocí druhé UDF je počítána tlaková ztráta porézního média, jímž byl v numerickém výpočtu nahrazen trubkový svazek. Cílem tvorby speciálních UDF byla schopnost počítat kondenzaci páry v trubkovém svazku (doprogramování zdrojových členů do rovnice kontinuity reprezentujících kondenzaci páry), proudění a ohřev chladicí vody, tlakovou ztrátu při proudění trubkovým svazkem. Z numerického výpočtu je získáváno rozložení rychlostí, tlaků, koncentrace inertu, intenzita kondenzace (propad hmoty), kondenzační (latentní) teplo, ohřátí a teplota chladicí vody v kondenzátoru.

9.2.1 Teorie proudění parovzdušné směsi v kondenzátoru – strategie výpočtu

Z hlediska výpočtu v softwaru ANSYS Fluent je zásadně rozlišováno proudění parovzdušné směsi mimo trubkový svazek, tj. oblast „*Named Selection*“ „*okoli*“, a proudění ve svazku, tj. oblast „*Named Selection*“ „*svazek*“, kde je počítána kondenzace páry na povrchu trubek.

9.2.1.1 Proudění parovzdušné směsi mimo trubkový svazek

Parovzdušná směs ve skutečnosti proudí nástavbou do kondenzátoru nasycená, s určitým obsahem kapiček kondenzátu. Při proudění mimo trubkový svazek dochází pouze k volné kondenzaci, jejíž vliv je v rámci numerické simulace zanedbán. Kapičky kondenzátu nejsou uvažovány. Není tedy počítáno s tlakovou ztrátou mimo trubkový svazek, proto je možné proudění považovat za izobarické. Proudění je turbulentní a izotermické. V těchto podmínkách se směs vodní páry a vzduchu chová jako vazká, nestlačitelná tekutina.

9.2.1.2 Proudění parovzdušné směsi v trubkovém svazku

Ve skutečnosti je proudění v trubkovém svazku dvoufázové. První fáze je parovzdušná směs. Druhou fází tvoří kondenzát, který stéká po trubkách do sběrače kondenzátu. Zjednodušením v rámci numerické simulace je modelování pouze jednofázového proudění parovzdušné směsi. Na trubkách dochází ke kondenzaci, se kterou je spojen hmotový propad parní složky směsi. Trubkový svazek klade odpor proudící parovzdušné směsi.

Vzniká tlaková ztráta, která je dána geometrií trubek a směrem proudu ve svazku. Ve svazku, stejně jako mimo trubkový svazek, není uvažována volná kondenzace, neboť v porovnání s kondenzací na povrchu trubek je zanedbatelná. Proudění je turbulentní. Parovzdušná směs se v trubkovém svazku chová jako vazká, stlačitelná tekutina.

Výpočet proudového pole uvažuje konstantní hustotu páry. Hustota parovzdušné směsi je proměnná a dopočítává se z koncentrace inertu. Proudění samo je izotermní, ve Fluentu je vypnuto řešení energie. Klesající teplota sytosti je dopočítávána stranou v závislosti na koncentraci páry ve směsi a místním tlaku.

Při výpočtu kondenzace je hustota páry proměnná, počítá se z tlaku a koncentrace za předpokladu, že se pohybujeme na mezi sytosti. Fluent si v každé buňce zavolá rutinu počítající kondenzaci (propad hmoty a ohřev chladicí kapaliny) a předá jí hodnoty proudového pole (rychlost, tlak, koncentrace). Rutina spočítá kondenzaci a Fluentu vrátí propad hmoty. Hodnota ohřátí chladicí kapaliny je ukládána stranou. Výpočet kondenzace v rámci UDF je založen na korelativních vztazích převzatých z interní dokumentace společnosti DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. Na přání DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. nejsou v této práci příslušné korelativní vztahy, z důvodu zachování „know-how“, blíže specifikovány a zveřejněny.

9.2.2 Specifikace parametrů a nastavení výpočtu v softwaru ANSYS Fluent

Při nastavení výpočtu v softwaru ANSYS Fluent je nejprve potřeba nadefinovat přídavné paměti „*User-Defined Scalars*“ pro teplotu chladicí vody, propad hmoty („*mass drop*“) a ohřátí chladicí kapaliny a následně zkompileovat obě UDF.

Pro zadávání parametrů trubkového svazku a kondenzátoru bylo načteno speciální rozhraní. Do tohoto rozhraní byly zadány parametry, jejichž hodnoty vycházejí ze zadání práce a z doporučení DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. Jedná se o parametry pro počáteční inicializační výpočet a stabilizaci proudění, geometrické charakteristiky trubkového svazku (rozteč trubek a průměr trubek), charakteristiky materiálu trubek (tepelná vodivost), vstupní hodnoty pro chladicí vodu (vstupní teplota a směr proudění), globální charakteristiky kondenzátoru (průtočná množství, délka kondenzátoru a tlak v kondenzátoru) a relaxační faktory výpočtu.

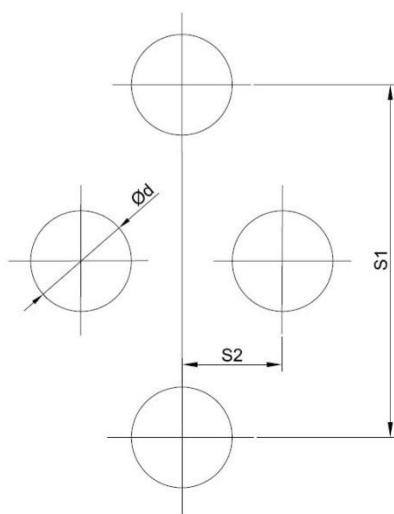
Pro výpočet turbulentní vazkosti byl použit $k - \epsilon$ turbulentní model. Jedná se o dvourovnicový model, který řeší dvě diferenciální rovnice. První pro turbulentní

kinetickou energii k a druhou diferenciální rovnici pro rychlost turbulentní disipace ε . Pomocí bilancovaných veličin k a ε je vypočítán člen turbulentní vazkosti. Tento model je vhodný zejména pro turbulentní proudění s vysokým Reynoldsovým číslem. Proudícím médiem je parovzdušná směs, byl přidán vzduch „air“ a vodní pára „water-wapour (h2o)“. U vodní páry je třeba nastavit hustotu pro sytou páru o tlaku 4,88 kPa, tj. 0,0347 kg.m⁻³.

Následně jsou nastaveny parametry porézního média, kterým je nahrazen trubkový svazek („svazek“). Je třeba zapnout „Porous Zone“ a zadat parametr porézního média „Porosity β “, který se dopočítá jako poměr průtočné plochy svazku k celkové ploše, ze vzorce

$$\beta = 1 - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4 \cdot s_1 \cdot s_2}, \quad (9.3)$$

kde d_e představuje vnější průměr trubky, s_1 dvojnásobnou svislou rozteč trubek a s_2 poloviční vodorovnou rozteč trubek. Tyto parametry jsou voleny dle doporučení DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o.



Obr. 36: Svislá (s_1) a vodorovná (s_2) rozteč trubek ve svazku.

$$\text{Číselně } \beta = 1 - \frac{\pi \cdot 0,020^2}{4 \cdot 0,0485 \cdot 0,014} \doteq 0,54.$$

Jako operační tlak byl zadán tlak na vstupu do kondenzátoru, tj. 4880 Pa.

Dalším krokem je nastavení okrajových podmínek výpočtu. Na vstupu do výpočtové oblasti („inlet“) byla použita okrajová podmínka „mass-flow-inlet“, tedy vstupní hmotnostní tok tekutiny. Množství vstupující parovzdušné směsi „Mass Flow Rate“ je 18,74 kg s⁻¹. Hmotnostní koncentrace vzduchu je rovna 0,05 %. Na výstupu

z výpočtové oblasti („outlet“) byla volena okrajová podmínka „pressure-outlet“, tj. tlakový výstup. Tlak byl nastaven na 0 Pa, koncentrace vzduchu při zpětném proudění na nulu. Stěnám, kde vstupuje do kondenzátoru chladicí kapalina („Tah1_in“ a „Tah2_in“) je přiřazena okrajová podmínka „wall“ pevná stěna a je třeba pomocí příslušné přídavné paměti inicializovat teplotu chladicí vody. Pevné stěny („wall_nastavba“ a „wall_odtah“), na nichž je nastavena nulová rychlost média, představují taktéž okrajovou podmínku typu „wall“. Poslední zadávanou okrajovou podmínkou je nekonformní rozhraní „interface“, které je zadáno na plochách „iface-valec“ a „iface-nastavba“. Přes souřadnice jednotlivých uzlů buněk jsou k sobě s určitou tolerancí přiřazeny odpovídající uzly obou „interface“, přičemž jsou zachovány průtoky velikostmi ploch.

Pro vlastní numerické řešení bylo zvoleno implicitní upwind schéma prvního a druhého řádu přesnosti, které jako „Pressure-velocity Coupling“ nabízí výpočtový systém ANSYS Fluent.

10 Návrh další varianty trubkového svazku a její modelování v softwaru ANSYS

Pro srovnání proudového pole kondenzátoru s trubkovým svazkem designu DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. typu „ledvina“ byla navržena další varianta uspořádání teplosměnných trubek pro zadaný kondenzátor s válcovým pláštěm, tzv. „mezikruh“. O možnosti vyžití rastru typu „mezikruh“ bylo již v minulosti ve společnosti uvažováno. Nikdy však nebyl tento typ rastru realizován. Celý postup návrhu rastru, tvorby geometrického modelu a výpočetní sítě, nastavení okrajových podmínek a specifikace parametrů v softwaru ANSYS Fluent je obdobný jako u varianty rastru typu „ledvina“. Proto je tato kapitola v porovnání s předchozími zestručněna a jsou zde uvedeny pouze změny a rozdílnosti nového návrhu oproti standardnímu designu.

10.1 Návrh rastru trubkového svazku

Další variantou trubkového svazku pro kondenzátor s válcovým pláštěm je rastr typu „mezikruh“. Teplosměnné trubky v příčném řezu tvoří v parním prostoru kondenzátoru dvě soustředná mezikruží, skrz něž pára proudí směrem do středu kondenzátoru. Důvodem testování tohoto typu trubkového svazku je předpoklad, že mezera mezi kruhy by měla umožnit rovnoměrnější rozložení parovzdušné směsi na vstupu do dalšího (vnitřního) kruhu. To by mělo vést k tomu, že zóny s vysokou koncentrací vzduchu se budou vyskytovat co nejhluběji ve svazku, tj. co nejbliže k odsávací trubce. Vertikálně mezi prvním a druhým tahem jsou umístěny plechy zabraňující zkratu páry do sání k vývěvám. Součástí trubkového svazku je jedna odsávací trubka se svodným kanálem, jež je umístěna ve středu kondenzátoru, viz obr. 37. Návrh a výpočet světlosti odsávací trubky byl proveden analogicky s trubkovým svazkem typu „ledvina“, viz podkapitola 7.2. V rovnici (7.12) však není zadáno poloviční množství odsávané páry, neboť trubkou protéká všechna nezkondenzovaná pára a nekondenzující plyny. Číselně dle vztahů (7.12) a (7.13) je obsah plochy S průřezu odsávací trubky roven

$$S = \frac{\dot{m}_{ods.p} \cdot v_{ods.p}}{w} = \frac{\dot{m}_{ods.p} \cdot v_{ods.p}}{w} = \frac{9,67 \cdot 10^{-3} \cdot 36,195}{23} = 0,0152 \text{ m}^2 .$$

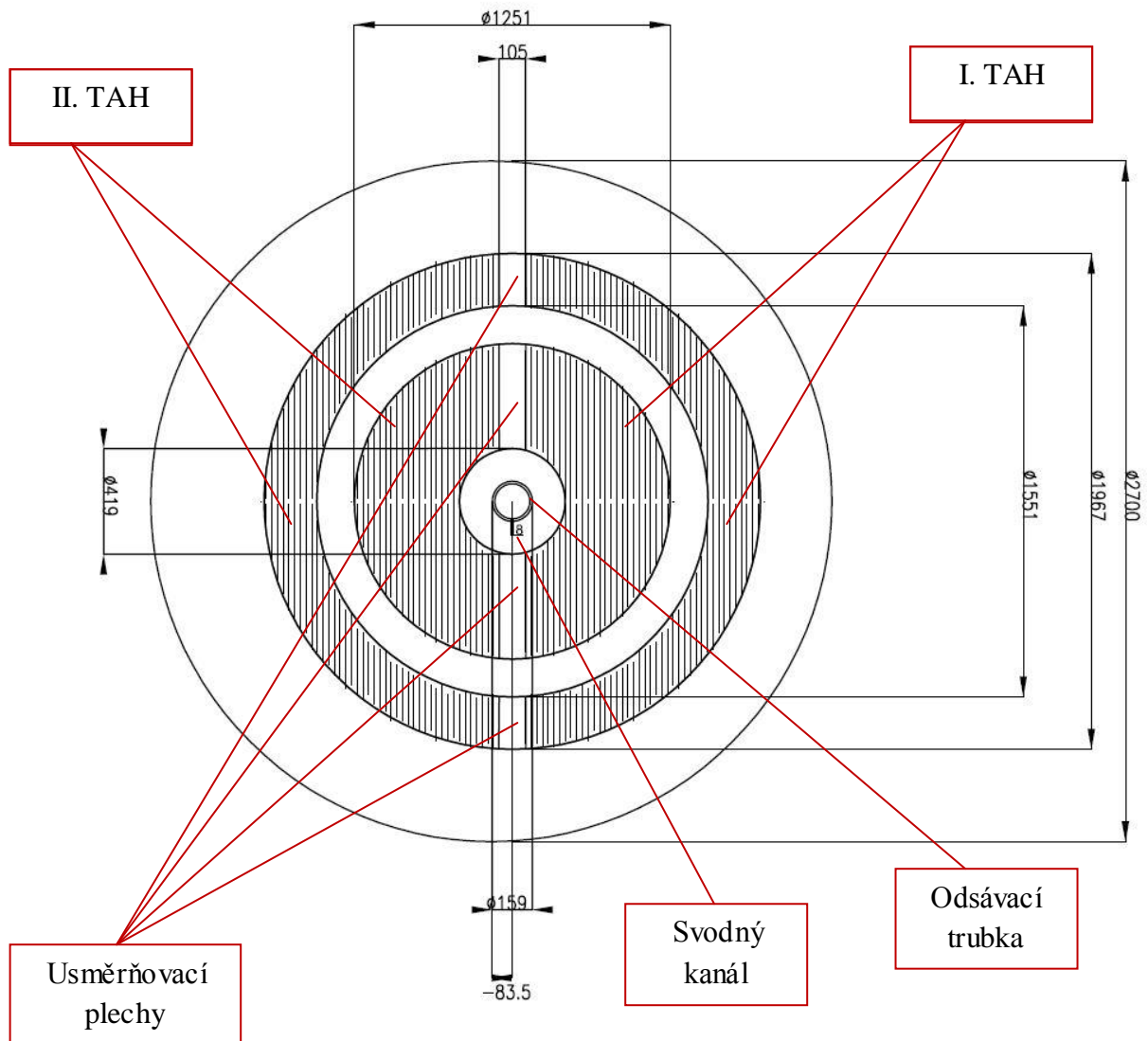
Průměr odsávacího potrubí d je vyjádřen ze vztahu pro výpočet obsahu kruhu

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0152}{\pi}} = 0,139 \text{ m.} \quad (10.1)$$

Zvolen byl tedy nejbližší větší normovaný rozměr potrubí DN150, o vnějším průměru 0,1593 m a tloušťkou stěny 0,010 m. Vnitřní průměr odsávací trubky je roven 0,1393 m.

Skutečnou střední rychlost proudění směsi ve zvoleném odsávacím potrubí DN150, která by neměla přesahovat mezní hodnotu $23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, vyjádříme z rovnice (7.12)

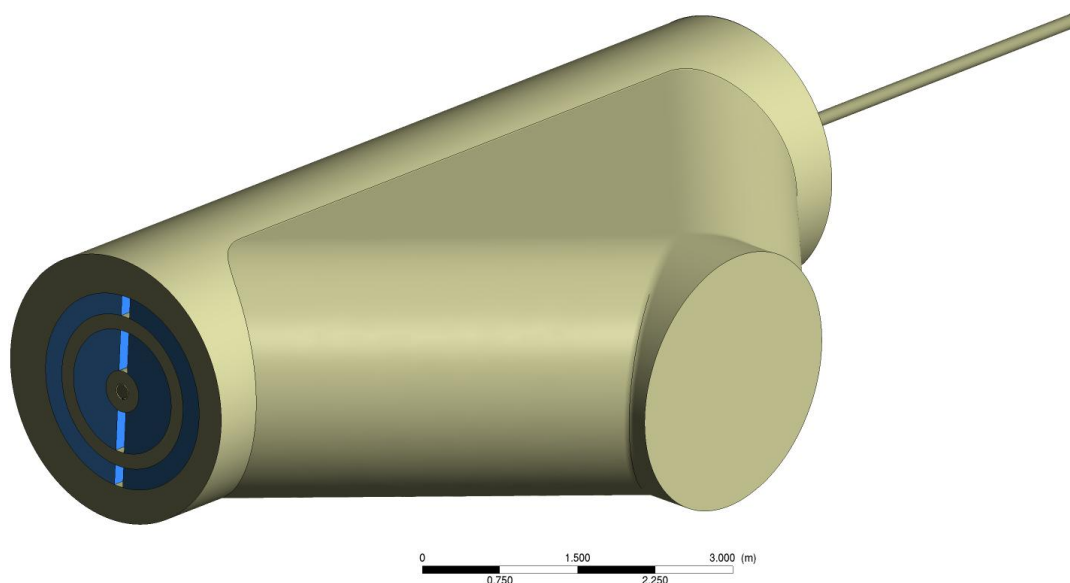
$$w = \frac{\dot{m}_{\text{ods.p.}} \cdot v_{\text{ods.p.}}}{S} = \frac{\dot{m}_{\text{ods.p.}} \cdot v_{\text{ods.p.}}}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{9,67 \cdot 10^{-3} \cdot 36,195}{\pi \cdot \frac{(139,3 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 22,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}.$$



Obr. 37: Návrh trubkového svazku typu „mezikruh“.

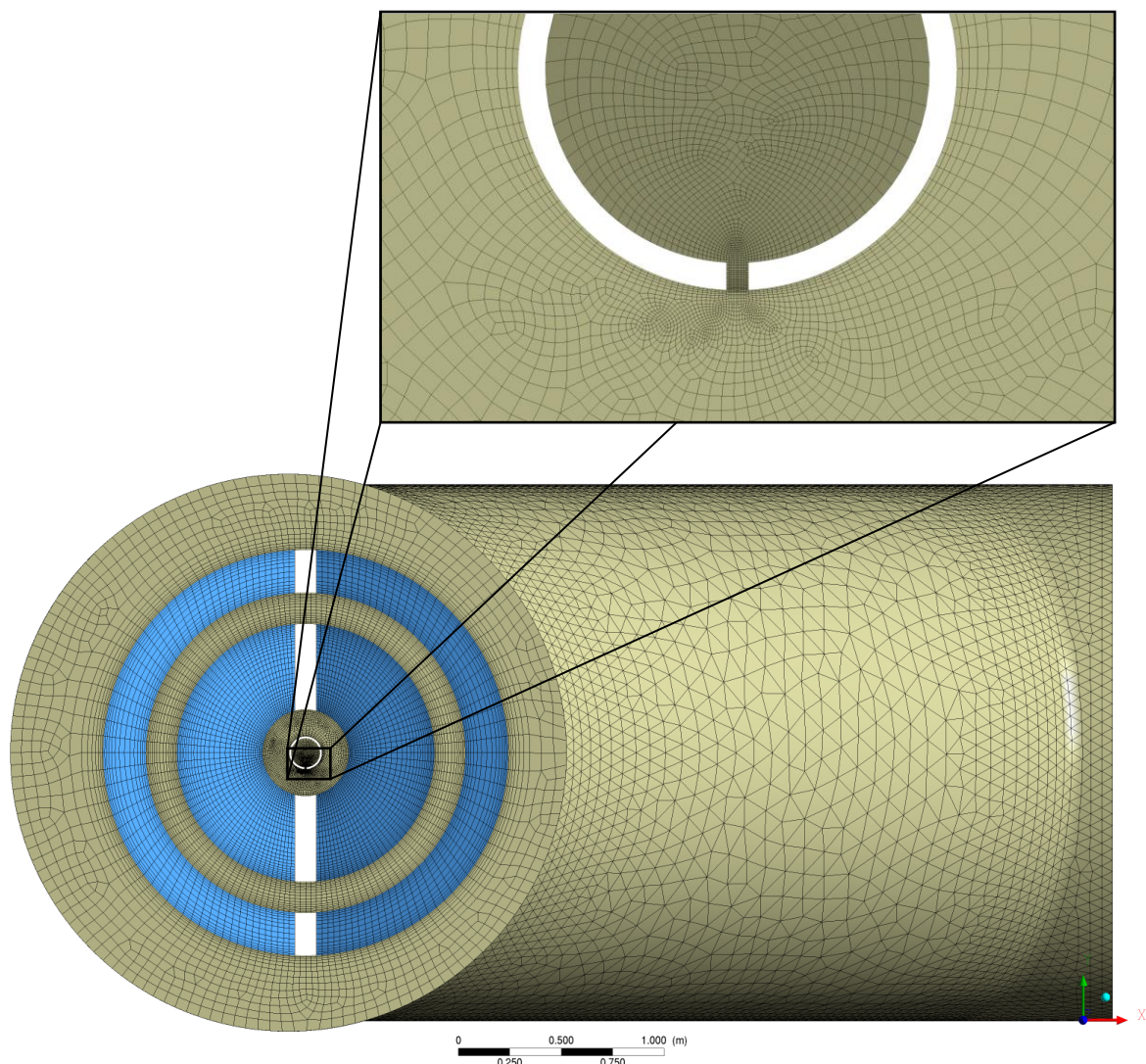
10.2 Tvorba geometrie v softwaru DesignModeler a výpočtové síť v softwaru ANSYS Meshing

Stejně jako u první varianty trubkového svazku, byl pro tvorbu modelu výpočtové oblasti použit software DesignModeler. Bylo pouze třeba respektovat nové geometrické uspořádání trubek ve svazku, viz obr. 38.



Obr. 38: Model geometrie zadaného kondenzátoru.

Výpočetní síť byla vytvořena v programu ANSYS Meshing. Postup síťování byl stejný jako u rastru typu „ledvina“. Nestrukturovaná čtyřúhelníková 2D síť byla tažena do třetího rozměru. 3D buňky výsledné objemové sítě tvoří šestistěny. Síť nastavby kondenzátoru zůstala nepozměněná, obr. 39.



Obr. 39: Výpočetní síť – nestrukturovaná síť s lokálním zahuštěním.

Z hlediska kvality sítě byly opět kontrolovány tři parametry „*Skewness*“, „*Orthogonal Quality*“ a „*Aspect Ratio*“. Maximální hodnota koeficientu šikmosti „*Skewness*“ je rovna 0,95, což nepřekračuje limitující hodnotu pro celkovou stabilitu výpočtu 0,97. Koeficient kolmosti „*Orthogonal Quality*“ ve svém minimu 0,21 přesahuje hodnotu 0,1, je tak dostačující pro simulaci proudění ve Fluentu. Maximální hodnota 983 parametru „*Aspect Ratio*“ je menší než 1000, tedy splňuje podmínku pro stabilitu výpočtu.

Celkový počet elementů výpočetní sítě dosahuje hodnoty 1 540 006. Výpočetní síť je opět s ohledem na kompromis mezi kvalitou sítě a celkovým počtem buněk dle daných kritérií vyhovující.

10.3 Nastavení okrajových podmínek v softwaru ANSYS Meshing

Po vysíťování geometrického modelu výpočtové oblasti byly v programu ANSYS Meshing definovány okrajové podmínky. Geometrické okrajové podmínky na jednotlivých objemech a plochách modelu zůstávají principiálně stejné jako u varianty první (svazek typu „ledvina“). Liší se pouze geometrickými rozměry ploch a velikostí objemů v souladu s novým návrhem trubkového svazku typu „mezikruh“.

10.4 Specifikace parametrů a nastavení výpočtu v softwaru ANSYS Fluent

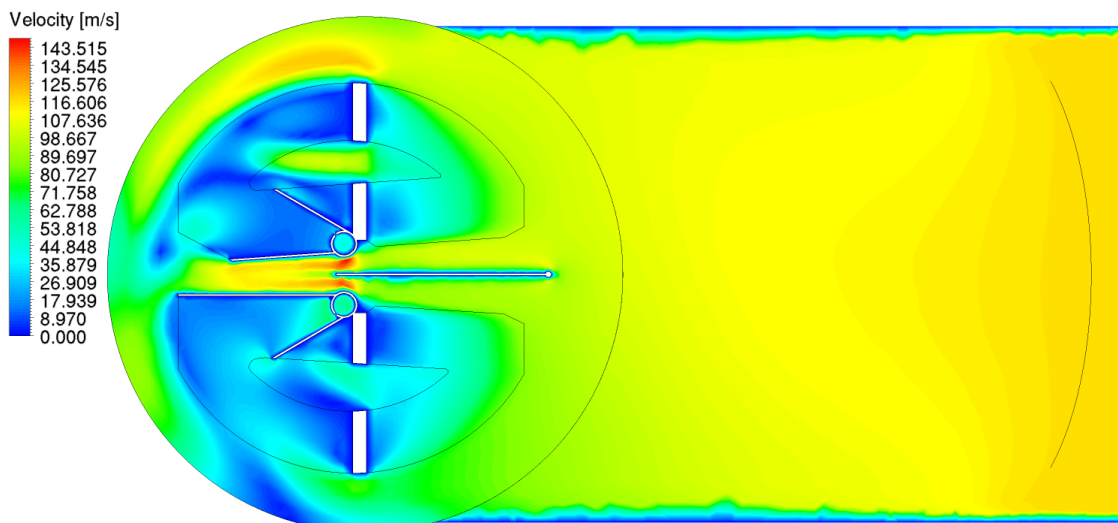
Numerický výpočet v softwaru ANSYS Fluent je analogií výpočtu kondenzátoru s trubkovým svazkem typu „ledvina“. Stejně tak všechny parametry výpočtu byly specifikovány shodně. Postačujícím je odkázání se na podkapitulu 9.2 práce, ve které je detailně vysvětlena strategie výpočtu, a dále jsou zde uvedena všechna nastavení výpočtu.

11 Výsledky numerických simulací

Tato kapitola prezentuje výsledky numerických simulací, které slouží jako podklad pro posouzení vhodnosti reálného použití navržených variant uspořádání trubek v trubkovém svazku zadaného kondenzátoru. Z konstrukčního hlediska je v první řadě důležitá rovnoměrná kondenzace páry na povrchu všech teplosměnných trubek po délce kondenzátoru, a tedy efektivní využití celé kondenzační plochy. Míra kondenzace páry v jednotlivých částech kondenzátoru je ovlivněna a úzce svázána s různými faktory, jako například koncentrací inertu v objemu svazku, rozložením rychlostí proudící páry nebo tlakovým polem v kondenzátoru. Z tohoto důvodu je kapitola rozdělena do několika podkapitol, které se podrobně zabývají srovnáním tlakových polí, rozložením rychlostí, koncentrací inertu v oblasti trubkového svazku, teploty chladicí vody v trubkách a v neposlední řadě samotné kondenzace páry na povrchu teplosměnných trubek pro obě navržené varianty rastrů zadaného kondenzátoru. Na závěr je vložena podkapitola, která přináší celkové shrnutí výsledků obou simulovaných variant. Při vizualizaci výsledků byl využit postprocessingový software CFD Post 15.0.

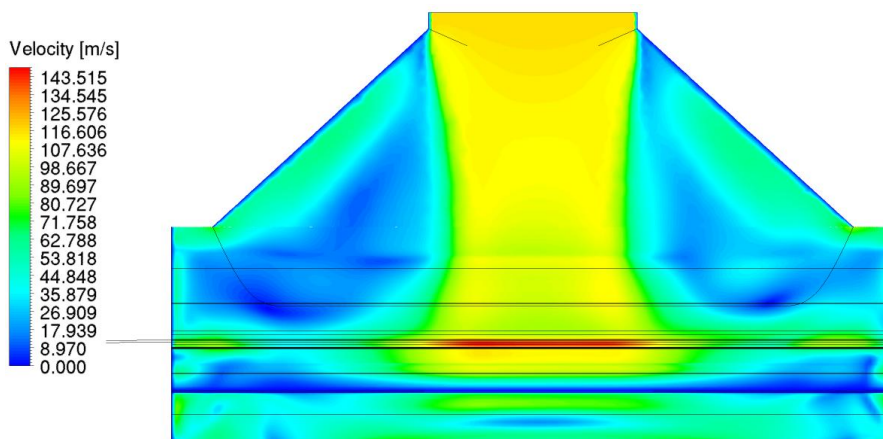
11.1 Rozložení výsledné rychlosti páry v kondenzátoru

Pára vstupuje do nástavby kondenzátoru rychlostí kolem $120 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a následně je rozváděna do samotného trupu kondenzátoru. Soustředíme se nejprve na trubkový svazek typu „ledvina“, viz obr. 40 příčný řez středem kondenzátoru. Po opuštění nástavby pára proudí do oblasti trubkového svazku. Pára proniká mezi jednotlivými trubkami směrem do středu kondenzátoru, ve kterém jsou umístěny odsávací trubky, přičemž cestou většina páry zkondenzuje. Část páry obtéká trubkový svazek a dostává se tak i ke vzdálenějším trubkám druhého tahu. Při obtékání svazku proudí směrem dolní částí o 30% páry méně než horní částí. V oblasti mezi stěnou pláště a krajními trubkami prvního a druhého tahu je pára značně urychlována. Maximální rychlost páry zde dosahuje $135 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Další výrazné urychlení páry je možné sledovat v oblasti mezi horní a dolní polovinou trubkového svazku. Z důvodu zúžení centrálního kanálu mezi oběma polovinami druhého tahu trubkového svazku a kvůli zamezení úniku páry do stran plechy vymežujícími prostor chladiče je v této oblasti rychlost páry v maximech rovna $148 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, viz obr. 40.



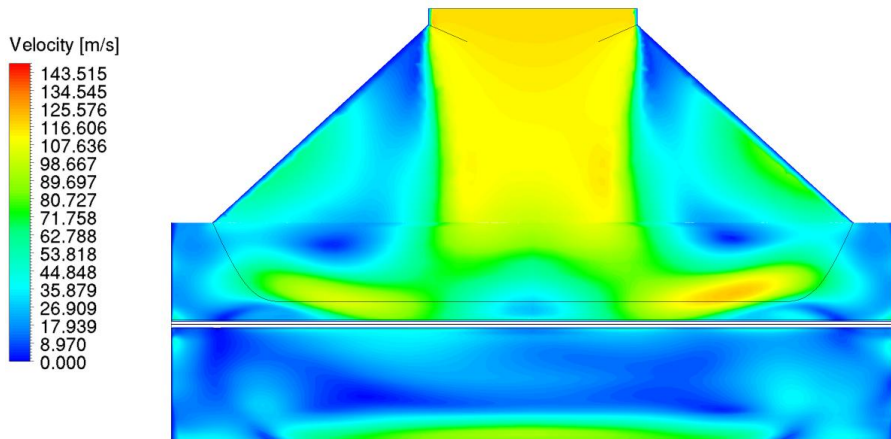
*Obr. 40: Izoplochy výsledné rychlosti - varianta „ledvina“
(příčný řez středem kondenzátoru).*

Na podélném řezu středem kondenzátoru jsou zřetelné dva velké víry, které se tvoří v místech napojení nástavby k plášti kondenzátoru, viz obr. 41. Tyto víry způsobují zúžení hlavního proudu páry přiváděné z turbíny. Pára proto není rovnoměrně rozváděna do přední a zadní části kondenzátoru, což by přispělo rovnoměrnější kondenzaci po celé délce kondenzátoru.



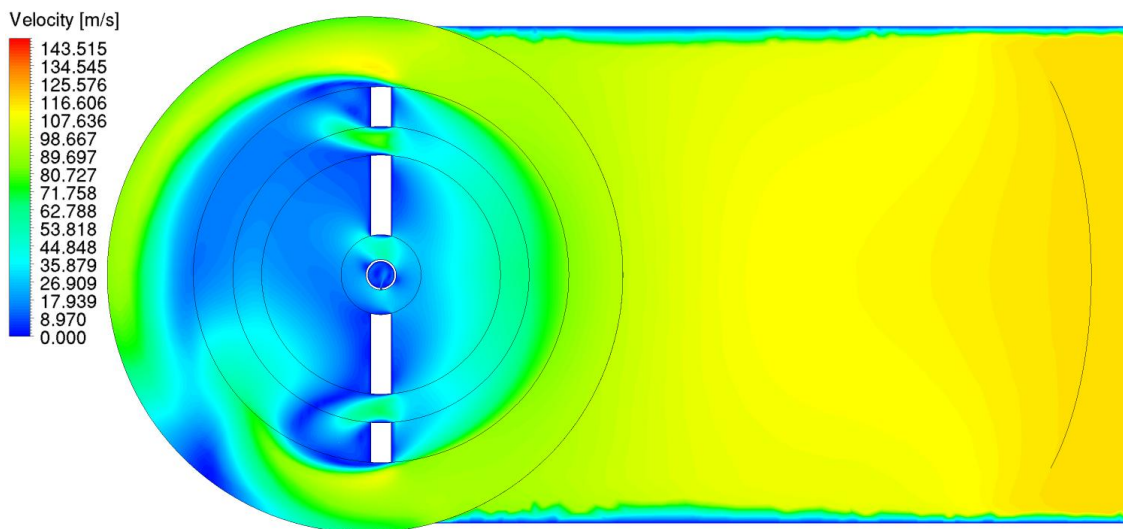
*Obr. 41: Izoplochy výsledné rychlosti - varianta „ledvina“
(podélný řez středem kondenzátoru).*

U druhé varianty trubkového svazku typu „mezikruh“ je viditelné zmenšení těchto dvou nežádoucích vírů a rozšíření hlavního proudu páry směřujícímu k trubkovému svazku, viz obr. 42.



Obr. 42: Izoplochy výsledné rychlosti - varianta „mezikruh“
(podélný řez středem kondenzátoru).

Oproti předchozí variantě je v podélném řezu pozorován výrazný odklon páry do dvou větví, které napomáhají lepšímu rozvodu páry směrem k oběma koncům kondenzátoru. Proud páry však na koncích kondenzátoru směřuje ke stěně pláště kondenzátoru. Patrné je také zrychlení páry v těchto dvou větvích v maximech na rychlost $130 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Tento jev je důsledkem toho, že pára neproniká tak snadno do středu trubkového svazku kondenzátoru jako u první varianty, kde se mezi horní a dolní polovinou svazku nachází centrální kanál s usměrňovacím plechem.

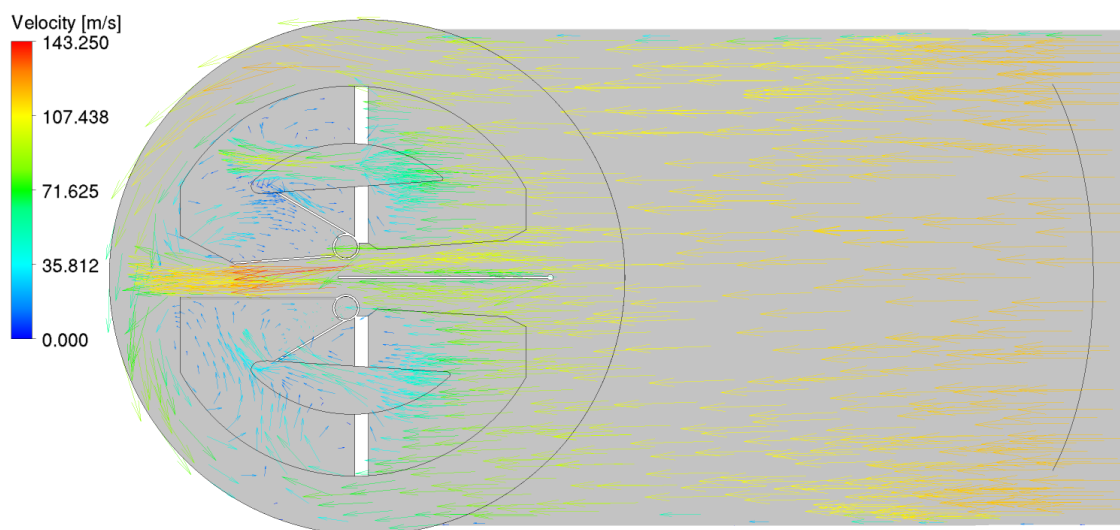


Obr. 43: Izoplochy výsledné rychlosti - varianta „mezikruh“
(příčný řez středem kondenzátoru).

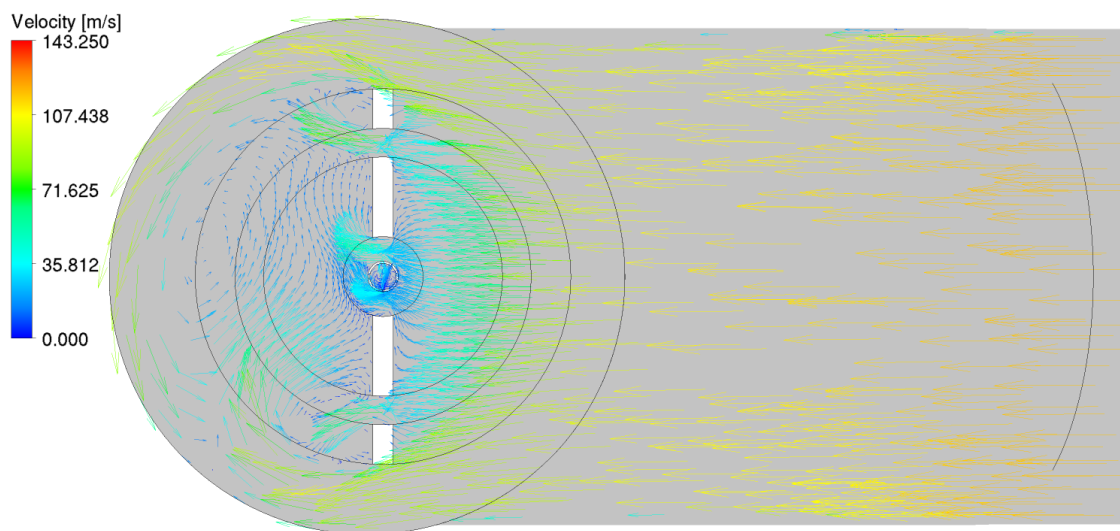
U varianty typu „mezikruh“ prvotní náraz na obvodové trubky svazku způsobí odraz páry směrem k oběma koncům kondenzátoru (trubkovnicím). Při obtékání svazku je

do spodní části kondenzátoru směřována větší část páry. Dolní částí proudí o 22% páry méně než horní. Proudění je tedy oproti předchozí variantě rovnoměrnější, viz obr. 43.

Všechny uvedené skutečnosti o rozložení rychlostí a proudění páry v kondenzátoru pro obě uvažované varianty trubkového svazku jsou kromě izoploch, obr. 40, 41, 42 a 43, dobře čitelné z vektorového pole, viz obr. 44, 45, 46 a 47.

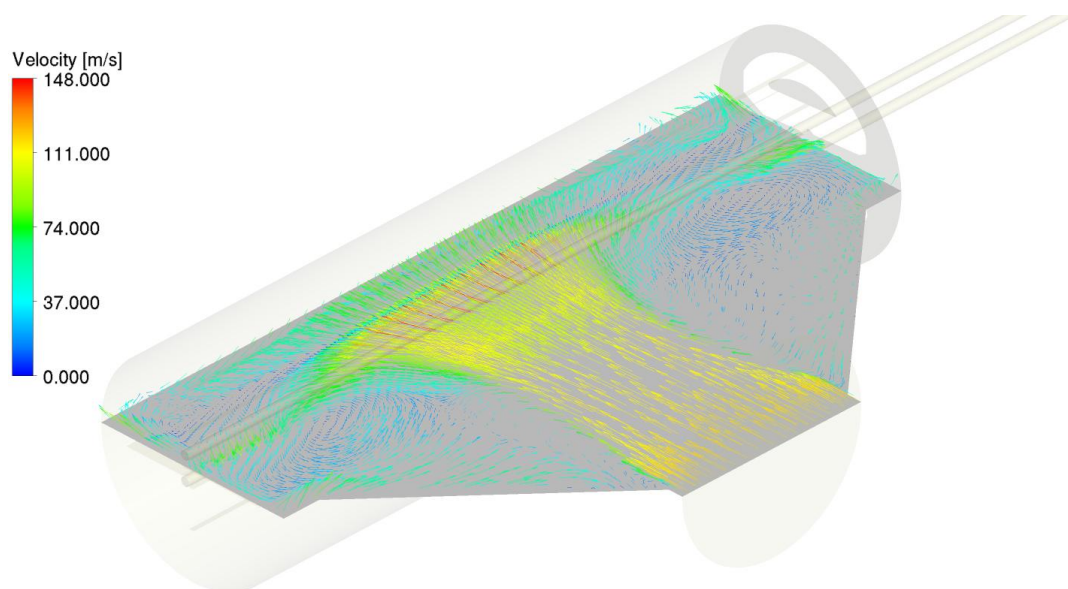


Obr. 44: Vektorové pole výsledné rychlosti - varianta „ledvina“ (příčný řez středem kondenzátoru).

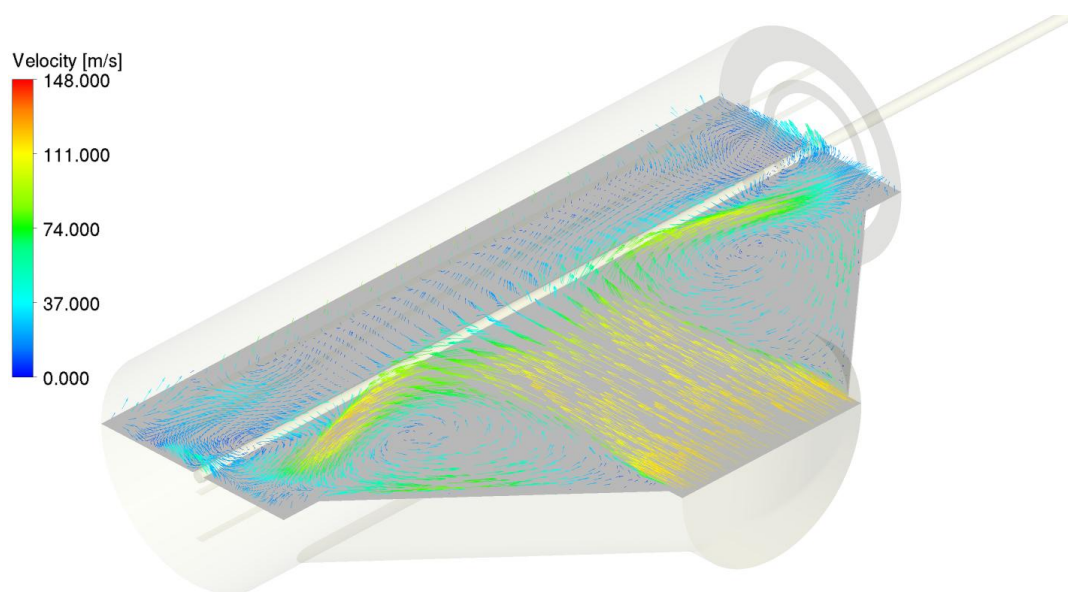


Obr. 45: Vektorové pole výsledné rychlosti - varianta „mezikruh“ (příčný řez středem kondenzátoru).

Jednotlivé vektory zobrazují směr proudu páry a jejich velikost znázorňuje výslednou rychlost proudění páry v kondenzátoru. Můžeme tedy transparentně sledovat dva zmíněné víry, odklon páry, nežádoucí urychlení páry i postupné pronikání páry trubkovým svazkem směrem k odsávání nekondenzujícího vzduchu ven z kondenzátoru.



Obr. 46: Vektorové pole výsledné rychlosti - varianta „ledvina“ (podélný řez středem kondenzátoru).

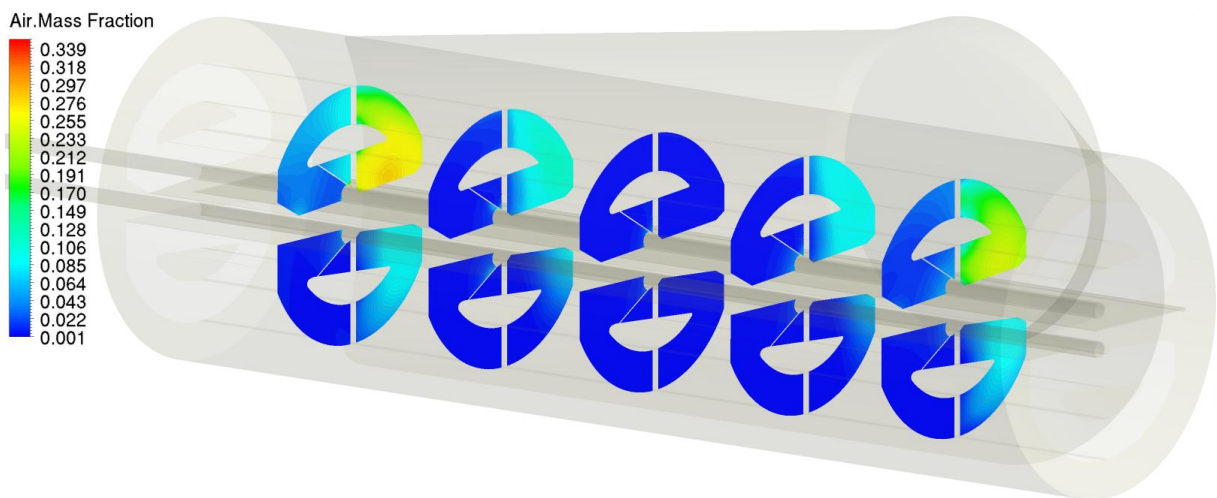


Obr. 47: Vektorové pole výsledné rychlosti - varianta „mezikruh“ (podélný řez středem kondenzátoru).

11.2 Koncentrace inertu v oblasti trubkového svazku

Koncentrace inertu v oblasti svazku je důležitým kontrolovaným parametrem při návrhu vhodného rozložení trubkového svazku. V místech, kde se inert hromadí, a do kterých tak nemůže pronikat pára, je výrazně omezena kondenzace páry na povrchu teplosměnných trubek. U ideálního trubkového svazku by se neměly objevovat oblasti s vyšší koncentrací inertu. Nekondenzující vzduch by měl rovnoměrně prostupovat trubkovým svazkem směrem do středu kondenzátoru k odsávacím trubkám, kde je odsávacími otvory vyváděn ven z kondenzátoru.

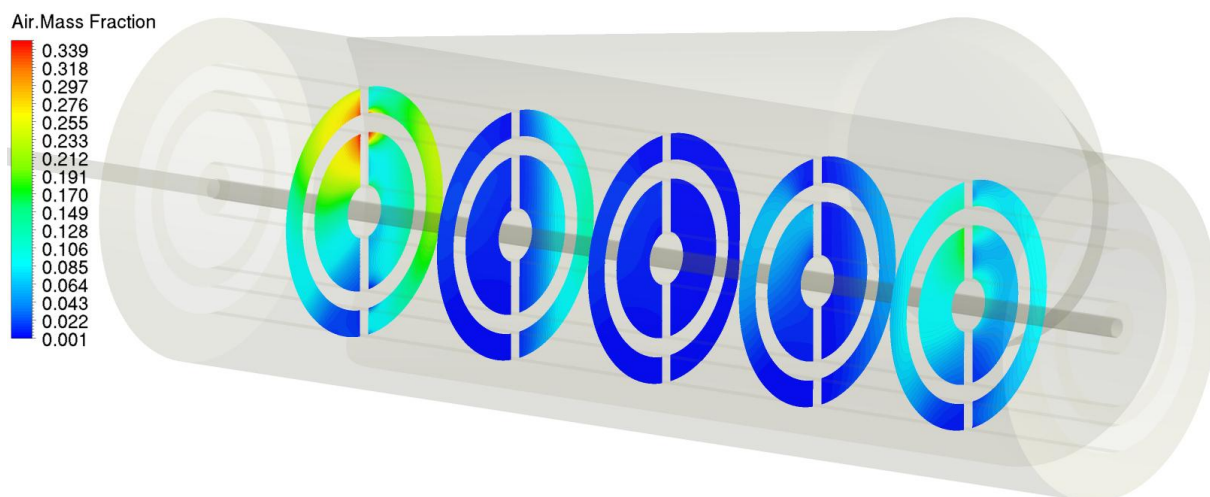
U navrženého trubkového svazku typu „ledvina“ jsou pozorovány dvě hlavní oblasti s vyšší koncentrací inertu dosahující téměř 33%. Jedná se o části prvního tahu na obou koncích kondenzátoru (řezy 1 a 5). Velké víry, zmíněné v předchozí podkapitole, zapříčiňují vznik hluchých míst, ve kterých pára proudí velice nízkou rychlostí. V těchto místech narůstá koncentrace inertu, který je přiváděn společně s kondenzující párou a dále neprostupuje trubkovým svazkem k odsávacím trubkám, viz obr. 48.



Obr. 48: Izoplochy koncentrace inertu – varianta „ledvina“ (příčné řezy: 1) 1,5m, 2) 3m, 3) 4,5m, 4) 6m a 5) 7,5m od vstupu chladicí kapaliny prvním tahem do kondenzátoru).

Druhá varianta trubkového svazku typu „mezikruh“ vykazuje podobné chování jako typ „ledvina“. Nejvyšší koncentrace inertu dosahující téměř 35% se objevuje na obou koncích kondenzátoru (řezy 1 a 5). Kromě dvou velkých vírů, nežádoucí koncentraci inertu dále oproti předchozí variantě umocňují větve odklonu hlavního proudu páry, které ženu páru směrem k plášti kondenzátoru a vznikají tak další hluchá místa zasahující

i do druhého tahu trubek na obou koncích kondenzátoru, kde se pára s obsahem nekondenzujícího vzduchu zpomaluje a neproudí plynule dále směrem k odsávací trubce, viz obr. 49.

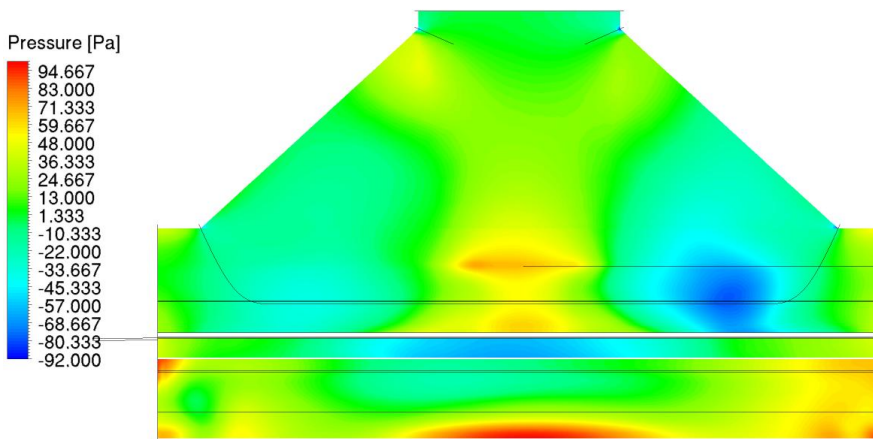


Obr. 49: Izoplochy koncentrace inertu – varianta „mezikruh“ (příčné řezy: 1) 1,5m, 2) 3m, 3) 4,5m, 4) 6m a 5) 7,5m od vstupu chladicí kapaliny prvním tahem do kondenzátoru).

11.3 Tlakové pole v kondenzátoru

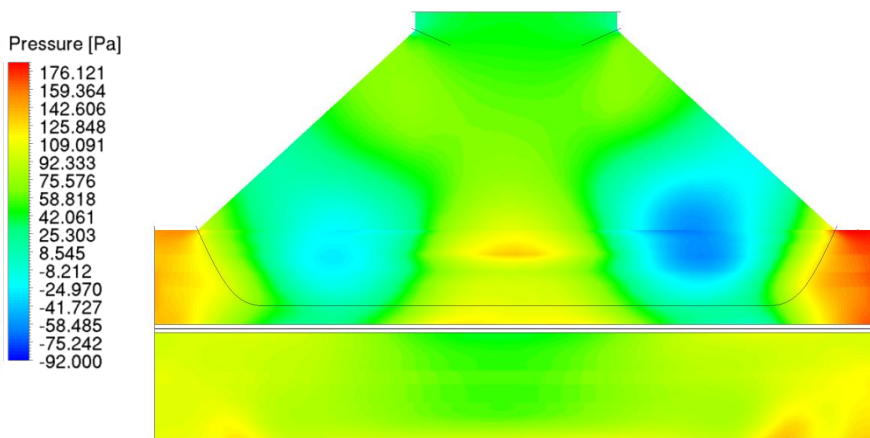
Rozložení celkového tlaku páry v kondenzátoru velice úzce souvisí s rychlostním polem proudící páry. Na obrázcích 50 a 51 je znázorněný přetlak oproti referenční hodnotě zadané při numerickém výpočtu, jež je rovna požadovanému tlaku v kondenzátoru $4880 Pa$.

U první varianty, tj. u trubkového svazku typu „ledvina“, je oblastí s nejvyšší hodnotou přetlaku blízké okolí stěny pláště protilehlé vstupu páry do kondenzátoru. Pára urychlená v centrálním kanálu mezi horní a dolní polovinou trubkového svazku zde přímo naráží do stěny pláště kondenzátoru. Maximální hodnota přetlaku v této oblasti dosahuje $100 Pa$. Další lokální maximum tlaku páry se nachází na výstupu páry z nástavby a je zapříčiněno prvotním nárazem páry na svodný plech. V místech vzniku dvou velkých vírů nalezneme nízké hodnoty tlaku, v minimech téměř $-95 Pa$. Druhým významným místem podtlaku páry dosahujícího téměř $-100 Pa$ je centrální kanál trubkového svazku, ve kterém pára dosahuje své maximální rychlosti, viz obr. 50.



Obr. 50: Izoplochy přetlaku oproti referenční hodnotě 4880Pa – varianta „ledvina“ (podélný řez středem kondenzátoru).

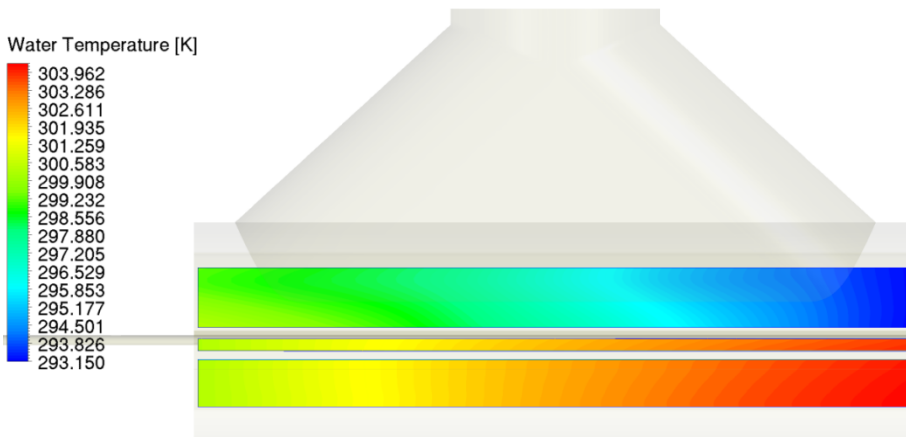
Rozložení přetlaku u druhé varianty, tj. svazek typu „mezikruh“ je vidět na obr. 51. Průměrně tlak v kondenzátoru dosahuje o několik Pa vyšších hodnot než u předchozí varianty. Opět se v oblasti napojení nástavby k plášti kondenzátoru, tedy v místech vzniku dvou velkých vírů, vyskytují minimální hodnoty tlaku dosahující téměř $-95 Pa$. Rozdílné oproti první variantě jsou oblasti nejvyššího přetlaku. Přetlak až $180 Pa$ oproti referenčnímu tlaku $4880 Pa$ se objevuje na obou koncích trupu kondenzátoru, kde pára, vedená větvemi odklonu hlavního proudu páry, naráží na stěny pláště kondenzátoru. Další lokální maximum tlaku páry u této varianty je pozorováno v oblasti prvotního nárazu páry na obvodové trubky svazku. Zde je přetlak roven téměř $150 Pa$.



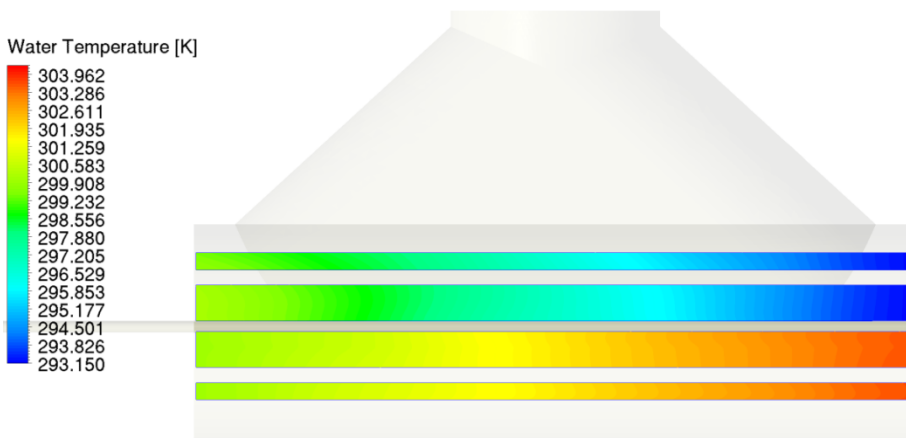
Obr. 51: Izoplochy přetlaku oproti referenční hodnotě 4880Pa – varianta „mezikruh“ (podélný řez středem kondenzátoru).

11.4 Teplota chladicí vody v teplosměnných trubkách

Další důležitou vyhodnocovanou veličinou je teplota chladicí vody v teplosměnných trubkách. U obou variant do prvního tahu trubek proudí voda o teplotě $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, tj $293,15\text{ K}$. Pára během kondenzace odevzdává své skupenské teplo chladicí vodě, která se postupně ohřívá. Celý průběh ohřátí chladicí vody u varianty typu „ledvina“, resp. „mezikruh“, je sledován na podélném řezu horní polovinou trubkového svazku zadaného kondenzátoru, obr. 52, resp. obr. 53.



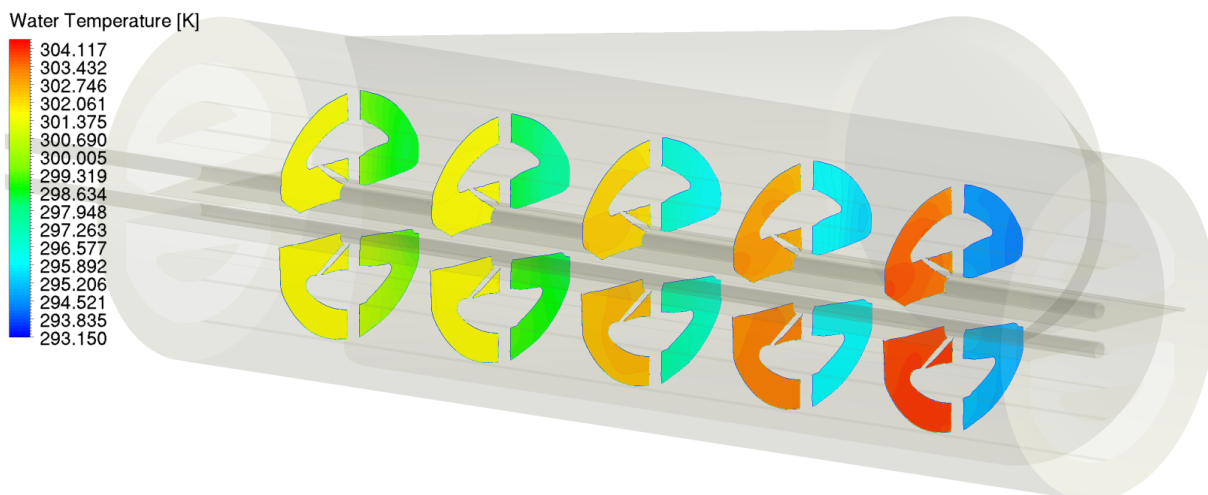
Obr. 52: Izoplochy teploty chladicí vody – varianta „ledvina“ (podélný řez $0,35\text{ m}$ směrem vzhůru od středu kondenzátoru).



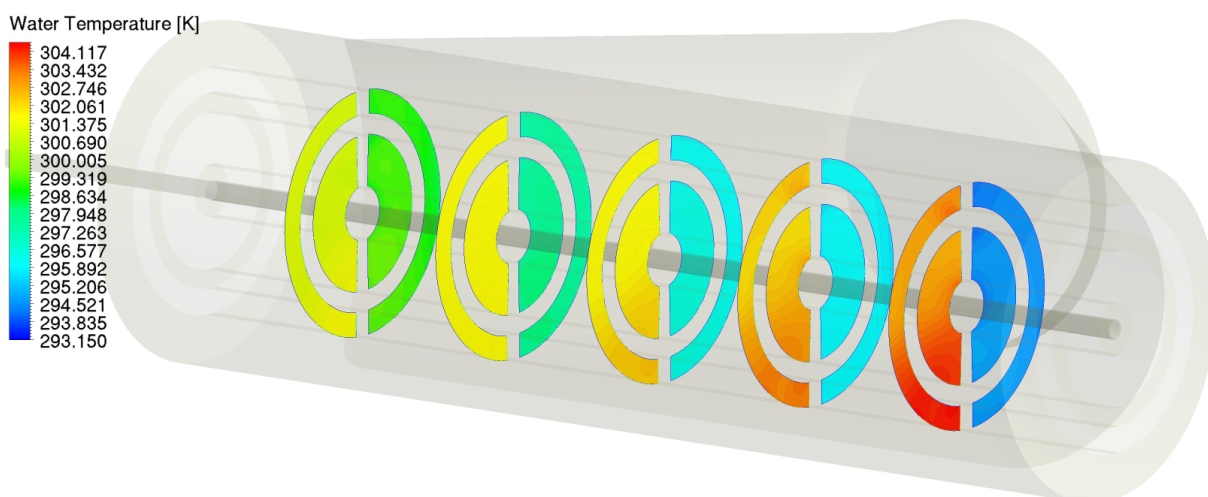
Obr. 53: Izoplochy teploty chladicí vody – varianta „mezikruh“ (podélný řez $0,35\text{ m}$ směrem vzhůru od středu kondenzátoru).

Na obr. 54 a 55 je teplota chladicí vody zobrazena v několika příčných řezech obou simulovaných variant kondenzátoru. V jednom řezu tak můžeme sledovat nepatrně se lišící teplotu chladicí vody na různých místech v každém z obou tahů. V libovolném příčném

řezu například u druhého tahu je lokální teplota chladicí kapaliny v jednotlivých trubkách různá. Důvodem rozdílných teplot na stejné délkové úrovni kondenzátoru v rámci obou tahů je nerovnoměrné rozložení kondenzace páry na povrchu teplosměnných trubek. Výsledná výstupní teplota chladicí kapaliny je dána průměrnou hodnotou teplot ve všech trubkách na výstupu z druhého tahu. Výsledné zprůměrované ohřátí chladicí kapaliny na výstupu z druhého tahu u obou variant odpovídá teoretické hodnotou ohřátí téměř 10 K.



Obr. 54: Izoplochy teploty chladicí kapaliny – varianta „ledvina“ (příčné řezy: 1) 1,5m, 2) 3m, 3) 4,5m, 4) 6m a 5) 7,5m od vstupu chladicí kapaliny prvním tahem do kondenzátoru).

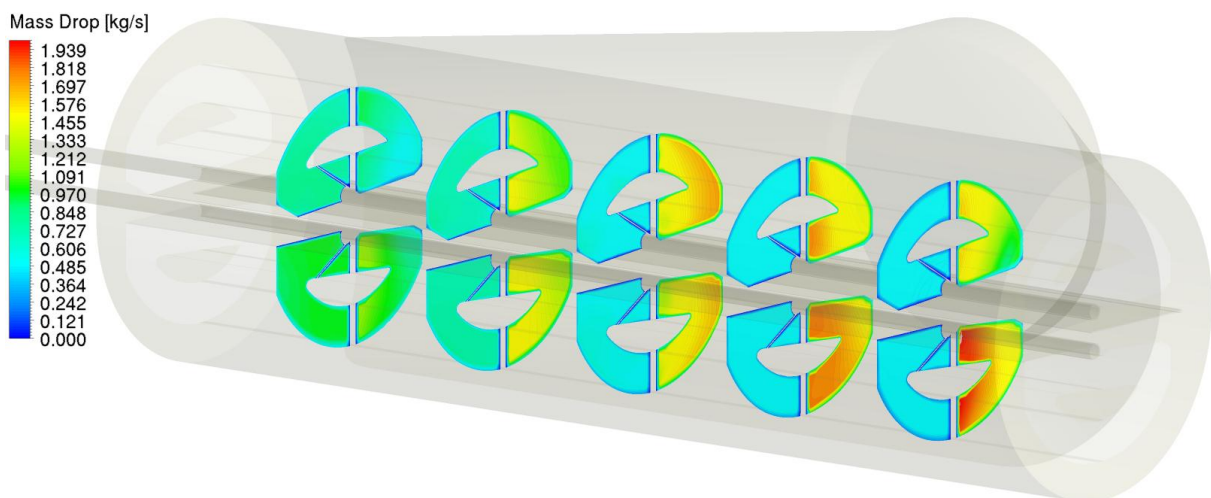


Obr. 55: Izoplochy teploty chladicí kapaliny – varianta „mezikruh“ (příčné řezy: 1) 1,5m, 2) 3m, 3) 4,5m, 4) 6m a 5) 7,5m od vstupu chladicí kapaliny prvním tahem do kondenzátoru).

11.5 Míra kondenzace páry na povrchu teplosměnných trubek

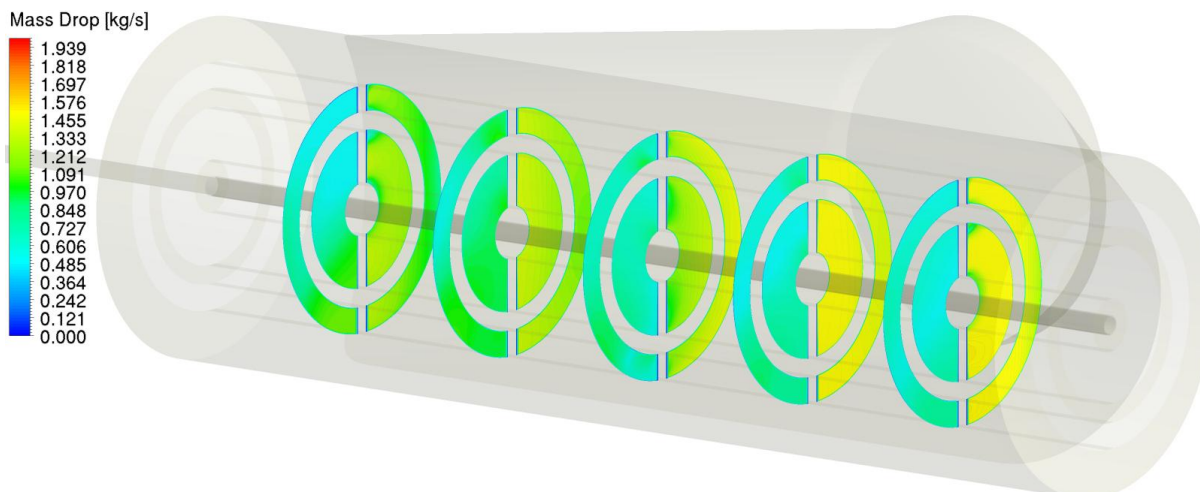
Poslední důležitou vyhodnocovanou veličinou je míra kondenzace páry na povrchu teplosměnných trubek. Tato veličina je odrazem všech veličin diskutovaných a vyhodnocovaných v předchozích podkapitolách. Ve vhodně navrženém trubkovém svazku pára rovnoměrně kondenzuje na povrchu teplosměnných trubek, je tedy efektivně využita celá kondenzační plocha.

Na obr. 56 je pomocí izoploch v několika příčných řezech kondenzátorem zobrazena míra kondenzace páry pro variantu trubkového svazku typu „ledvina“. Na první pohled viditelná oblast s nejvyšší mírou kondenzace se nachází v přední části kondenzátoru na trubkách prvního tahu (řez 1). Teplota chladicí vody je v této části nejnižší, zde je odevzdáno nejvíce skupenského tepla. Výrazně menší hodnoty kondenzace na trubkách horní poloviny prvního tahu oproti dolní polovině v tomto řezu přisuzujeme nežádoucímu hromadění inertu v těchto místech. Je tedy částečně zabráněno kondenzaci páry na povrchu teplosměnných trubek.



Obr. 56: Izoplochy míry kondenzace páry – varianta „ledvina“
(příčné řezy: 1) 1,5m, 2) 3m, 3) 4,5m, 4) 6m a 5) 7,5m od vstupu chladicí kapaliny prvním tahem do kondenzátoru).

Stejná situace nastává také v zadní části kondenzátoru (řez 5), kde se nachází druhá, výše zmíněná, oblast s vysokou koncentrací inertu. Uvnitř teplosměnných trubek druhého tahu proudí chladicí voda ohřátá oproti vstupní teplotě téměř o 10 K. Míra kondenzace je proto v druhém tahu výrazně nižší.



Obr. 57: Izoplochy míry kondenzace páry – varianta „mezikruh“ (příčné řezy: 1) 1,5m, 2) 3m, 3) 4,5m, 4) 6m a 5) 7,5m od vstupu chladicí kapaliny prvním tahem do kondenzátoru).

U druhé varianty svazku typu „mezikruh“, viz obr. 57, je zaznamenáno o poznání rovnoměrnější rozložení míry kondenzace páry. Vyšší hodnoty kondenzace se vyskytují v prvním tahu, kde trubkami proudí chladnější voda. Problematickým místem této simulované varianty je horní oblast druhého tahu v zadní části kondenzátoru (řez 5). Kvůli hromadícímu se inertu je v této části druhého tahu pozorována velice nízká míra kondenzace.

11.6 Celkové shrnutí výsledků obou navržených variant trubkového svazku

V předchozích podkapitolách byly uvedeny výsledky obou simulovaných variant trubkových svazků pro zadaný kondenzátor. Z hlediska rychlosti proudění páry je shledán problematickým jev, který se objevuje u obou variant, tj. tvorba dvou velkých vírů, které ovlivňují jednak hlavní proud páry vstupující nástavbou kondenzátoru a jednak vytváří hluchá místa na koncích kondenzátoru, kde se hromadí inert. U varianty typu „mezikruh“ se navíc objevují dvě větve odklonu páry. Pára je v nich urychlena a směřuje zpět ke stěnám kondenzátoru, což se ve výsledku promítne zvýšením koncentrace nahromaděného inertu, a to zejména na zadním konci kondenzátoru. U varianty svazku typu „ledvina“ jsou nežádoucí vysoké rychlosti páry naměřeny v zužujícím se centrálním kanálu mezi horní a dolní polovinou trubkového svazku. V celkovém měřítku rozložení

výsledné rychlosti, a s ní spojeném nežádoucím hromaděním inertu, je za vhodnější považována varianta trubkového svazku typu „ledvina“.

Nyní se zaměříme na tlakové pole v kondenzátoru. Obecně je nižšího tlaku dosaženo u varianty svazku typu „ledvina“. Výraznější přetlak oproti požadovanému tlaku v kondenzátoru se svazkem typu „ledvina“ sledujeme v místech dopadu urychleného proudu páry na plášť kondenzátoru. U druhé navrhované varianty se objevují vysoké hodnoty přetlaku oproti referenční hodnotě $4880 Pa$ na obou koncích kondenzátoru v místech napojení nástavby k plášti kondenzátoru. Z hlediska celkového tlaku by byl spíše volen rastr typu „ledvina“, kdy je v kondenzátoru dosaženo lepšího vakua.

Poslední sledovanou veličinou byla míra kondenzace páry na povrchu teplosměnných trubek. Stejně jako u trubkového svazku typu „ledvina“, i u svazku typu „mezikruh“ nalezneme oblasti s nízkou mírou kondenzace, které se vyskytují na koncích kondenzátoru. Právě v těchto místech se hromadí inert, jenž omezuje přístup páry ke stěnám teplosměnných trubek. Z pohledu využití kondenzační plochy tedy nejsou obě navržené varianty nyní zcela efektivní.

Závěr

Tato diplomová práce se skládala ze dvou částí, z teoretické a praktické. V teorii byla rozebrána problematika kondenzátorů. Byla objasněna jejich funkce, použití a dále byly kondenzátory popsány z konstrukčního hlediska. Byl proveden tepelný a hydraulický výpočet zadaného kondenzátoru, a také výpočet spadku vakua, neboli rychlosti zvyšování tlaku v kondenzátoru při odstavené evakuaci. V neposlední řadě zde byla objasněna problematika vakuových křivek, důležitých charakteristik kondenzátoru.

Praktická část práce se věnovala návrhu tvaru trubkového svazku. První varianta rastru byla tvořena dle standardu DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. Výsledkem byl trubkový svazek typu „ledvina“. Druhou navrženou variantu představoval trubkový svazek typu „mezikruh“, který se od první varianty značně odlišoval. Nedílnou součástí tvorby obou variant trubkového svazku byl návrh systému odvodu parovzdušné směsi z kondenzátoru. Kondenzátor s oběma variantami trubkového svazku byl namodelován pomocí softwaru ANSYS. Byly provedeny numerické simulace proudění a kondenzace páry.

Všechny hlavní cíle diplomové práce byly splněny. Na základě výsledků, které byly popsány v kapitole 11, můžeme učinit několik závěrů a doporučení.

Z výsledků numerických simulací vyplývá, že obě navržené varianty vykazují z hlediska proudění parovzdušné směsi v kondenzátoru obdobné vlastnosti. Při studování proudového pole jsme u obou variant narazili na dva velké víry, které se tvoří v rozšiřující se části nástavby v místech napojení k plášti kondenzátoru. Víry způsobují zúžení hlavního proudu páry přiváděné z turbíny. Pára proto není rovnoměrně přiváděna do přední a zadní části kondenzátoru, což by napomohlo rovnoměrnější kondenzaci po celé délce kondenzátoru. Vzhledem k charakteru proudění v nástavbě a vstupní části kondenzátoru by bylo možné navrhnout nástavbu s menším rozevřením. Docílili bychom tak úspory materiálu a zjednodušení samotné konstrukce nástavby kondenzátoru. Dalším společným rysem obou variant je hromadění inertu v oblasti prvního tahu trubek v přední a zadní části kondenzátoru. Víry zapříčínují vznik hluchých míst, ve kterých narůstá koncentrace inertu, který je přiváděn společně s kondenzující párou a dále neprostupuje trubkovým svazkem k odsávacím trubkám. U varianty trubkového svazku typu „mezikruh“ je navíc nárůst koncentrace inertu umocněn větvemi odklonu hlavního proudu páry, které ženu páru směrem k plášti kondenzátoru a vznikají tak další hluchá místa zasahující i do druhého tahu trubek na obou koncích kondenzátoru. Nepotvrdil se tak předpoklad výskytu hlavních

zón s vysokou koncentrací inertu co nejbližší k odsávací trubce u varianty trubkového svazku typu „mezikruh“.

V řešení zmíněných problémů se bude v budoucnu pokračovat. U svazku typu „mezikruh“ bude vhodné zanalyzovat obměněnou variantu se třemi mezikruhy a dále pak varianty s odděleným odsáváním pro první a druhý tah. Tímto bychom mohli zabránit výskytu zón s vysokou koncentrací inertu. Napomohli bychom rovnoměrné kondenzaci po celé délce kondenzátoru a zefektivnili využití kondenzační plochy. U varianty svazku typu „ledvina“ by bylo vhodné rozšířit zužující se koncovou část centrálního kanálu, který se nachází mezi horní a dolní polovinou trubkového svazku. Došlo by ke snížení rychlosti páry, která je právě v této oblasti značně urychlována. Tato konstrukční úprava však může vést ke zvětšení průměru pláště kondenzátoru. Další uvažovanou úpravou by mohla být změna pozice plechů vymežující chladič v dolní části trubkového svazku.

Na základě uvedených závěrů můžeme dále říci, že tato práce měla přínos v rozšíření portfolia rastrů trubkových svazků pro axiální kondenzátory. Napomohla lepšímu proniknutí do dané tematiky a dala nové podněty pro další zkoumání trubkových svazků.

Hlavním přínosem diplomové práce je, že závěry, doporučení a poznatky při vypracovávání práce se promítnou do budoucího vývoje a rozvoje trubkových svazků užívaných ve společnosti DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o. Díky této práci byly nalezeny a upraveny některé zásadní chyby a bylo poukázáno na problémy, kterými je nutné se do budoucna zabývat.

Seznam použitých symbolů a značení

CFD		Computational Fluid Dynamics
FEM		Finite Element Method
HEI		Heat Exchange Institute
a_t	$[J.kg^{-1}]$	měrná mechanická práce
α	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
β	$[-]$	parametr porézního média
c_v	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita vody
c_t	$[-]$	součinitel vlivu chladicí vody
c_c	$[-]$	součinitel vlivu znečištění teplosměnných ploch
c_m	$[-]$	součinitel použitého materiálu
δ	$[m]$	tloušťka stěny
d	$[m]$	průměr odsávacího potrubí
d_t	$[^{\circ}C]$	ohřátí chladicí vody (teplotní difference)
d_i, d_e	$[m]$	vnitřní, vnější průměr teplosměnné trubky
dt_{log}	$[^{\circ}C]$	střední logaritmický teplotní spád
$\Delta t_1, \Delta t_2$	$[^{\circ}C]$	teplotní rozdíl
dp_c, dp_{TR}, dp_{HR}	$[Pa]$	tlaková ztráta celková, v trubkách, v hrdlech
$\frac{dp}{d\tau}$	$[Pa.s^{-1}]$	spadek vakua
ε	$[m^2.s^{-3}]$	rychlost turbulentní disipace
F_e	$[m^2]$	velikost teplosměnné plochy
η_T	$[-]$	termická účinnost Rankine-Clausiova cyklu
$\theta_{max}, \theta_{min}$	$[^{\circ}]$	největší, nejmenší úhel v buňce
θ_e	$[^{\circ}]$	normalizovaný úhel pro rovnoúhlu buňku
i_p, i_k	$[J.kg^{-1}]$	měrná entalpie páry, kondenzátu
k	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$	součinitel prostupu tepla
k_R	$[-]$	součinitel tření
k_d	$[m]$	drsnost povrchu trubky
\mathbf{k}	$[m^2.s^{-2}]$	turbulentní kinetická energie
l_{tr}	$[m]$	aktivní délka trubek
l_r	$[m]$	tloušťka trubkovnice

λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	tepelná vodivost
L_c	$[m]$	celková délka trubek
\dot{m}_p, \dot{m}_v	$[kg \cdot s^{-1}]$	průtočné množství páry, chladicí vody
μ_v	$[Pa \cdot s]$	dynamická viskozita
m	$[kg]$	hmotnost kapaliny
$\dot{m}_{vzd}, \dot{m}_{ods_p}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	množství přisávaného vzduchu, odsávané páry
n_{tr}	$[-]$	počet trubek v jednom tahu
n_{TAH}	$[-]$	počet tahů
n	$[-]$	celkový počet trubek v kondenzátoru
p_k	$[Pa]$	kondenzační tlak
p_{k0}, p_{kz}	$[Pa]$	kondenzační tlak v bodě nulového zatížení, zlomu
$p_{vzd}, p_{sm}, p_{ods_p}$	$[Pa]$	parciální tlak vzduchu, směsi, odsávané páry
q	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrné teplo
\dot{Q}_k	$[W]$	množství odvedeného tepla
ρ_v	$[kg \cdot m^{-3}]$	měrná hustota vody
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo
R_{vzd}, R_{ods_p}	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	plynová konstanta vzduchu, páry
s	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná entropie
S	$[m^2]$	obsah průřezu odsávacího potrubí
s_1	$[m]$	dvojnásobná svislá rozteč trubek
s_2	$[m]$	poloviční vodorovná rozteč trubek
T	$[K]$	termodynamická teplota
t_k	$[^\circ C]$	kondenzační teplota
t_{v1}, t_{v2}	$[^\circ C]$	teplota chladicí vody na vstupu, výstupu
t_{sm}	$[^\circ C]$	teplota odsávané směsi páry a vzduchu
u	$[J \cdot kg^{-1}]$	měrná vnitřní energie
v, v_{ods_p}	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	měrný objem, měrný objem odsávané páry
V	$[m^3]$	objem tekutiny
\dot{V}_{sm}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	objemový tok odsávaných plynů
w_v	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost chladicí vody v trubkách
z_i	$[-]$	ztrátový součinitel
z_{mi}	$[-]$	součinitel místních odporů v trubkách
z_H	$[-]$	součinitel místních odporů v hrdlech

Seznam použitých zdrojů a literatury

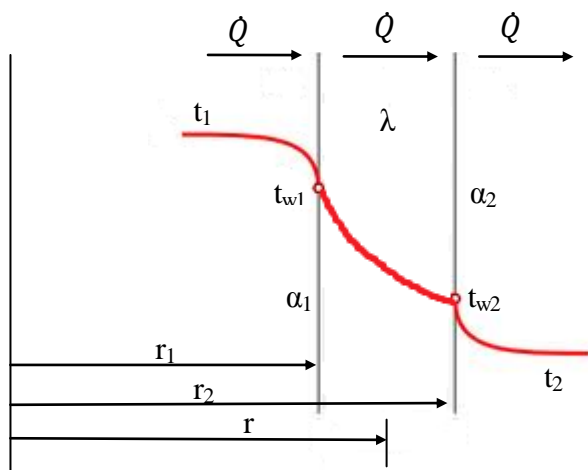
- [1] Kalčík J.: Technická termodynamika. Nakladatelství ČSAV, Praha, 1963.
- [2] Kadrnožka J.: Tepelné elektrárny a teplárny. Praha, 1984.
- [3] Szócs L.: Povrchový kondenzátor pro parní turbínu. Diplomová práce, VUT v Brně, Ústav energetiky, 2012.
- [4] Roth Z.: Výměníky tepla v energetice. Texty přednášek pro ZČU v Plzni, 1994.
- [5] Li J.-D.: CFD simulation of water vapour condensation in the presence of non-condensable gas in vertical cylindrical condensers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 57 (2): 708-721, 2013.
- [6] Dehbi A., Janasz F., Bellb B.: Prediction of steam condensation in the presence of noncondensable gases using a CFD-based approach. *Nuclear Engineering and Design* 258: 199-210, 2013.
- [7] Zeng H., Meng J., Li Z.: Numerical study of a power plant condenser tube arrangement. *Applied Thermal Engineering* 40: 294-303, 2012.
- [8] DOOSAN ŠKODA POWER, s.r.o.: Firemní dokumentace společnosti, 2013.
- [9] ANSYS: Uživatelský manuál.
- [10] Hassan A. A. M.: Effect of tube arrangement and condensate flow rate on the pressure loss for cross flow of steam in small tube bundle. *Energy Conversion and Management* 51: 703-709, 2010.
- [11] <http://www.heatexchange.org>. [online]. [cit. 2014-01-27].
- [12] Row M., Davidson B.J., Andrews E.F.C, Ferrison J.A., Taylor B.J.: Heat transfer and air blanketing in steam condensers. In: *Proceedings of the conference on steam turbines for the 1980s*. Inst Mech Engrs 153, 1979.
- [13] Roques J.F., Dupont V., Thome J.R.: Falling film transitions on plain and enhanced tubes. *ASME J Heat Transfer* 24: 491-499, 2002.
- [14] Bush A.W., Marshall G.S., Wilkinson T.S.: The prediction of steam condensation using a three component solution algorithm. In: *Proceedings of the Second International Symposium on Condensers and Condensation*. University of Bath, 1990.

- [15] Al-Sanea S.A., Rhodes N. Wilkinson T.S.: Mathematical modeling of two-phase condenser flows. In: Second International Conference on Multi-phase Flow. London, 1985.
- [16] Malin M.R.: Modeling flow in an experimental marine condenser. *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 24: 597-608, 1997.
- [17] Hu H.G., Zhang C.: A modified k-epsilon turbulence model for the simulation of two-phase flow and heat transfer in condensers. *Int. J. Heat Mass Transfer* 50: 1641-1648, 2007.
- [18] <http://home.zcu.cz/~jstech>. [online]. [cit. 2014-01-17].
- [19] Mareš R.: Kapitoly z termomechaniky. Plzeň, 2008.
- [20] Jícha M.: Přenos tepla a látky. 1. vyd. Brno, 2001.
- [21] Linhart J.: Mechanika tekutin I. 2. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2009.
- [22] The Heat Exchange Institute, Inc.: Standards for Steam Surface Condensers. 11th Edition, 2012.
- [23] Mareš R.: Tabulky termodynamických vlastností vody a vodní páry. Plzeň, 2008.
- [24] Blejchař T.: Turbulence – Modelování proudění – CFX. Učební text, Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2012.
- [25] <http://www.balcke-duerr.com/products/>. [online]. [cit. 2014-02-25].

Přílohy

P.1 Celkový přenášený tepelný tok

Pokud se jedná o přenos tepla z jedné tekutiny do druhé přes nějakou pevnou přepážku, pak hovoříme o prostupu tepla. Celkový tepelný tok je přenášen postupně konvekcí z horké tekutiny t_1 (pára v kondenzátoru) do povrchu válcové stěny t_{w1} (stěna trubky), následuje vedení tepla stěnou a konvekce z druhého povrchu stěny t_{w2} do studené tekutiny t_2 (chladičí voda v trubkách), viz obr. 58.



Obr. 58: Prostup tepla válcovou stěnou.

Uvažuje-li se dokonale izolovaná soustava, celkový přenášený tepelný tok je během prostupu konstantní a lze vyjádřit třemi rovnicemi

$$\dot{Q} = \alpha_1 \cdot S_1 \cdot (t_1 - t_{w1}) = \alpha_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L \cdot (t_1 - t_{w1}), \quad (\text{P.1})$$

$$\dot{Q} = \frac{\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot (t_{w1} - t_{w2}), \quad (\text{P.2})$$

$$\dot{Q} = \alpha_2 \cdot S_2 \cdot (t_{w2} - t_2) = \alpha_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L \cdot (t_{w2} - t_2), \quad (\text{P.3})$$

kde α_1 a α_2 představují součinitele přestupu tepla na obou stěnách trubky, $S_{1,2}$ jsou povrchy stěny, kterými je tepelný tok přenášen, λ je tepelná vodivost a L délka trubky. Vedení tepla stěnou vyjadřuje Fourierův zákon (P.2). Přenos tepla konvekcí z horké tekutiny do povrchu stěny a z druhého povrchu stěny do studené tekutiny, viz (P.1) a (P.3), je dán empirickým Newtonovým ochlazovacím zákonem, [20].

Jednoduchým přeuspořádáním členů v rovnicích (P.1-P.3) dostaneme

$$(t_1 - t_{w1}) = \dot{Q} \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L}, \quad (\text{P.4})$$

$$(t_{w1} - t_{w2}) = \dot{Q} \cdot \frac{1}{\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}, \quad (\text{P.5})$$

$$(t_{w2} - t_2) = \dot{Q} \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L}. \quad (\text{P.6})$$

Tyto tři rovnice se sečtou a úpravou se získá rovnice pro celkový přenášený tepelný tok

$$(t_1 - t_2) = \dot{Q} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L} + \frac{1}{\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L} \right), \quad (\text{P.7})$$

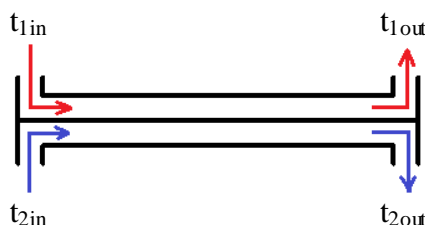
$$\dot{Q} = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2} \right)} = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{1}{k \cdot S}} = k \cdot S \cdot (t_1 - t_2), \quad (\text{P.8})$$

kde k představuje součinitel prostupu tepla, přičemž platí, [20]

$$k \cdot S = 2 \cdot \pi \cdot L \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2} \right)^{-1}. \quad (\text{P.9})$$

P.2 Střední logaritmický teplotní spád rekuperačního souproudého výměníku tepla

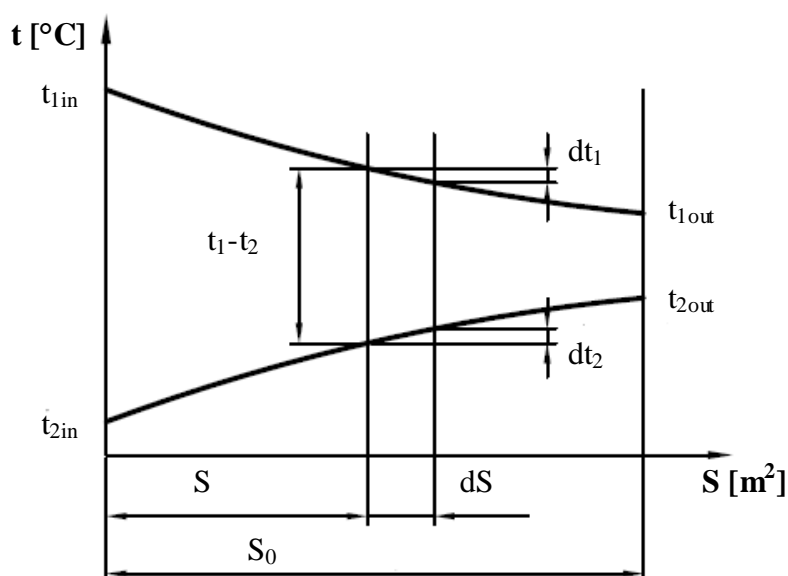
Na obr. 59 je schematicky zobrazen souproudý výměník tepla, tj. směr průtoku obou tekutin je shodný. S ohledem na dělení výměníků podle probíhajících procesů při předávání tepla, je v rekuperačním výměníku teplo předáváno prostupem teplosměnnou plochou.



Obr. 59: Schéma rekuperačního souproudého výměníku tepla, [19] vlastní úprava.

Velký teplotní rozdíl na vstupu do výměníku se postupně zmenšuje vlivem předávaného tepla. Postupně se snižuje i intenzita přenosu tepla. Průtok tepla \dot{Q} prostupem teplosměnnou plochou je vyjádřen vztahem (P.8). Teplotní rozdíl $(t_1 - t_2)$ se podél stěny

mění, viz obr. 60. Z tohoto důvodu je třeba najít střední hodnotu teplotního rozdílu dt_{log} , [19].



Obr. 60: Průběh teplotního rozdílu ($t_1 - t_2$) podél stěny rekuperačního souproudého výměníku, [19] vlastní úprava.

S ohledem na rovnici (P.8) je průtok tepla výměníkem s teplosměnnou plochou S_0

$$\dot{Q} = S_0 \cdot k \cdot dt_{log}. \quad (P.10)$$

Integrací je pak vyjádřeno teplo předané za čas τ

$$Q = S_0 \cdot k \cdot dt_{log} \cdot \tau. \quad (P.11)$$

Teplo dQ předané na elementární ploše dS teplejší tekutinou, jenž je stejné jako teplo přijaté chladnější kapalinou, lze vyjádřit pomocí kalorimetrických rovnic a rovnice pro přestup tepla

$$dQ = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (-dt_1), \quad (P.12)$$

$$dQ = m_2 \cdot c_{p2} \cdot (dt_2), \quad (P.13)$$

$$dQ = k \cdot dS \cdot (t_1 - t_2) \cdot \tau. \quad (P.14)$$

Diferenciál teplotního rozdílu $d(t_1 - t_2)$ se vyjádří jako rozdíl diferenciálů dt_1 a dt_2 , které vyjádříme z rovnic (P.12) a (P.13).

Následně se zavede substituce $M = \left(\frac{1}{m_1 \cdot c_{p1}} + \frac{1}{m_2 \cdot c_{p2}} \right)$ pro zjednodušení zápisu

$$d(t_1 - t_2) = dt_1 - dt_2 = -\left(\frac{1}{m_1 \cdot c_{p1}} + \frac{1}{m_2 \cdot c_{p2}}\right) \cdot dQ = -\frac{dQ}{M}. \quad (\text{P.15})$$

Srovnáním diferenciálu dQ z rovnic (P.14) a (P.15) dostaneme

$$-M \cdot d(t_1 - t_2) = k \cdot dS \cdot (t_1 - t_2) \cdot \tau. \quad (\text{P.16})$$

Separací výrazů v závorkách získáme

$$\frac{d(t_1 - t_2)}{(t_1 - t_2)} = -\frac{k \cdot \tau}{M} \cdot dS. \quad (\text{P.17})$$

Obecný integrál rovnice (P.17) je roven

$$\ln(t_1 - t_2) = -\frac{k \cdot \tau}{M} \cdot S + C_{\text{int}}. \quad (\text{P.18})$$

Zavedou-li se teplotní okrajové podmínky na vstupu (výstupu) do výměníku $S = 0$ ($S = S_0$), viz obr. 60

$$\ln(t_{1\text{in}} - t_{2\text{in}}) = -\frac{k \cdot \tau}{M} \cdot 0 + C_{\text{int}}, \quad (\text{P.19})$$

$$\ln(t_{1\text{out}} - t_{2\text{out}}) = -\frac{k \cdot \tau}{M} \cdot S_0 + C_{\text{int}}. \quad (\text{P.20})$$

Následuje odečtení rovnice (P.20) od rovnice (P.19), vyjádření substituce M a její dosazení do rovnice (P.15).

$$\ln\left(\frac{t_{1\text{in}} - t_{2\text{in}}}{t_{1\text{out}} - t_{2\text{out}}}\right) = \frac{k \cdot \tau}{M} \cdot S_0, \quad (\text{P.21})$$

$$M = \frac{k \cdot \tau \cdot S_0}{\ln\left(\frac{t_{1\text{in}} - t_{2\text{in}}}{t_{1\text{out}} - t_{2\text{out}}}\right)}, \quad (\text{P.22})$$

$$dQ = -\frac{k \cdot \tau \cdot S_0}{\ln\left(\frac{t_{1\text{in}} - t_{2\text{in}}}{t_{1\text{out}} - t_{2\text{out}}}\right)} \cdot d(t_1 - t_2). \quad (\text{P.23})$$

Integrací od vstupu do výměníku do konce výměníku

$$Q = k \cdot S_0 \cdot \frac{(t_{1\text{in}} - t_{2\text{in}}) \cdot (t_{1\text{out}} - t_{2\text{out}})}{\ln\left(\frac{t_{1\text{in}} - t_{2\text{in}}}{t_{1\text{out}} - t_{2\text{out}}}\right)} \cdot \tau. \quad (\text{P.24})$$

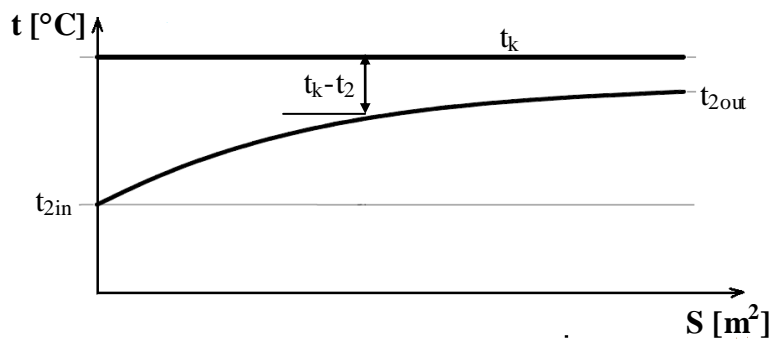
Průtok tepla výměníkem je roven

$$\dot{Q} = k \cdot S_0 \cdot \frac{(t_{1\text{in}} - t_{2\text{in}}) \cdot (t_{1\text{out}} - t_{2\text{out}})}{\ln\left(\frac{t_{1\text{in}} - t_{2\text{in}}}{t_{1\text{out}} - t_{2\text{out}}}\right)}. \quad (\text{P.25})$$

Srovnáním rovnice (P.10) a (P.25) získáváme vztah pro střední logaritmický teplotní spád dt_{\log} , [19]

$$dt_{\log} = \frac{(t_{1in} - t_{2in})(t_{1out} - t_{2out})}{\ln\left(\frac{t_{1in} - t_{2in}}{t_{1out} - t_{2out}}\right)}. \quad (\text{P.26})$$

Kondenzátor je v podstatě zvláštním typem rekuperačního souproutého tepelného výměníku. Pára v kondenzátoru kondenzuje, přičemž kondenzace probíhá za konstantní teploty (i tlaku). Odvození středního logaritmického teplotního spádu je v tomto případě analogické s odvozením pro rekuperační souproutý tepelný výměník, kde teplota $t_{1in} = t_{2in} = t_k$, viz obr. 61.



Obr. 61: Průběh teplotního rozdílu ($t_k - t_2$) podél stěny kondenzátoru, [19] vlastní úprava.