

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH A VÝPOČET VÝMĚNÍKU SPALINY - VZDUCH

PROJECT AND CALCULATION OF HEAT EXCHANGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. ŠTEFAN KÓŠA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. ZDENĚK SKÁLA, CSC.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Štefan Kóša

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

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

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

Návrh a výpočet výměníku spaliny -vzduch

v anglickém jazyce:

Project and calculation of heat exchanger

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh vysokoteplotního výměníku pro ohřev vzduchu pro expanzní turbínu

Cíle diplomové práce:

Navrhnout tepelný výměník pro ohřev vzduchu na teplotu 750C, tlak 0,4Mpa

Seznam odborné literatury:

Černý, Janeba, Teysler: Parní kotle, SNTL Praha
Budaj, F.: Parní kotle, podklady pro tepelný výpočet

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 3.11.2010

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato závěrečná práce se zabývá návrhem tepelného výměníku pro jednotku s plynovou turbínou. Natlakovaný vzduch z kompresoru je ohříván spalinami vzniklými zplyňováním a následným spalováním dřevné biomasy. Ohřátý vzduch je pak veden na expanzní turbínu. Pro tepelný a hydraulický výpočet byl použit program HTRI Xchanger Suite®. Práce zahrnuje stručný popis výměníků tepla, popis použitého programu, výpočet a volbu vstupních údajů, řešení a následné vyhodnocení výsledků. Její součástí je také výkresová dokumentace výměníku.

Klíčová slova: tepelný výměník, trubkový výměník s U-trubkami, spaliny, vzduch, tepelný a hydraulický výpočet, HTRI Xchanger Suite®

ABSCTRACT

This master's thesis is concerned with design of a heat exchanger for a unit with gas turbine. The pressurized air from the compressor is heated with flue gases from gasification and subsequent combustion of wooden biomass. Then it is led to the expansion turbine. For thermal and hydraulic calculations a program named HTRI Xchanger Suite® has been used. The thesis includes a brief description of heat exchangers, description of the used program, calculation and selection of input data, solving and conclusions. It contains also a layout of the exchanger.

Keywords: heat exchanger, tube and shell exchanger with U-tubes, flue gases, air, thermal and hydraulic calculation, HTRI Xchanger Suite®

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KÓŠA, Š.: *Návrh a výpočet výměníku spaliny – vzduch*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 68 s. Vedoucí závěrečné práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Prohlašuji, že tuto diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, bez cizí pomoci. Vycházel jsem přitom ze svých znalostí, odborných konzultací a odborné literatury uvedené v seznamu na konci práce.

V Brně 26. května 2011

.....
Štefan Kóša

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Zdeňkovi Skálovi, CSc. za obětavou pomoc a poskytnutí cenných informací při vypracování mé diplomové práce, dále rodině za podporu po celou dobu studia.

OBSAH

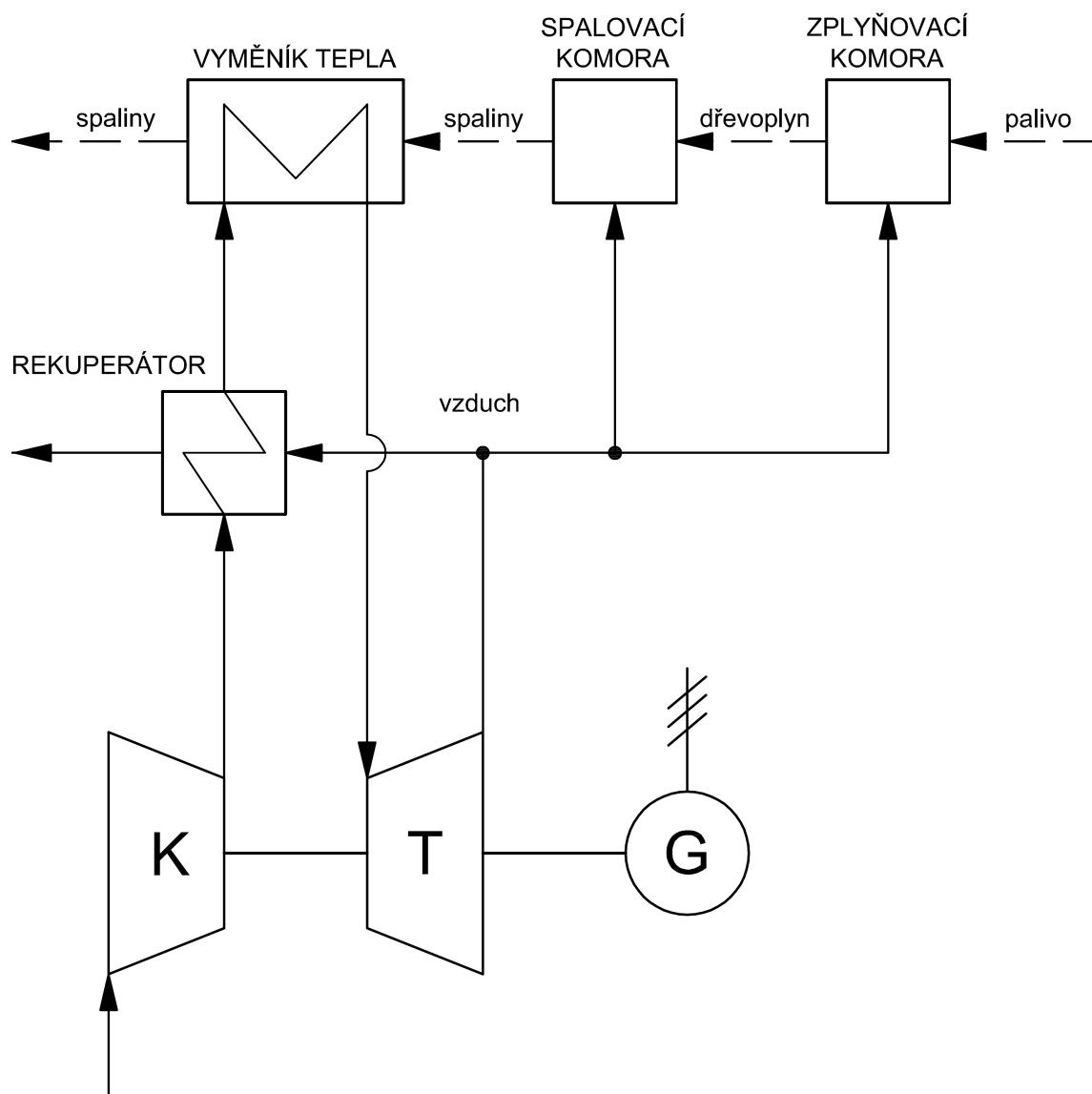
1. ÚVOD.....	3
2. POPIS VÝMĚNÍKŮ TEPLA.....	4
2.1. Princip funkce výměníků	4
2.2. Rozdělení výměníků tepla	4
2.2.1. Rozdělení podle vzájemného směru proudění teplosměnných medií.....	4
2.2.2. Rozdělení podle pracovního pochodu.....	5
2.2.3. Rozdělení podle způsobu přenosu tepla.....	6
2.2.4. Rozdělení podle účelu použití.....	6
2.2.5. Rozdělení podle kombinace teplosměnných medií.....	6
2.2.6. Rozdělení podle konstrukčního řešení výhřevné plochy	6
2.3. Trubkové výměníky tepla.....	7
2.3.1. Popis trubkového výměníku tepla.....	7
2.3.2. Rozdělení trubkových výměníků tepla	11
2.4. Základní vztahy pro výpočet výměníku tepla	13
2.4.1. Tepelný výpočet.....	13
2.4.2. Hydraulický výpočet.....	17
3. POPIS PROGRAMU HTRI XCHANGER SUITE®	18
3.1. Všeobecný popis	18
3.2. Popis výstupních protokolů.....	19
4. VSTUPNÍ ÚDAJE PRO PROGRAM HTRI XCHANGER SUITE®.....	20
4.1. Výpočet složení teplosměnných látek.....	20
4.1.1. Výpočet složení vzduchu	20
4.1.2. Výpočet složení spalin	23
4.2. Návrh konstrukčního řešení výměníku.....	26

4.3.	Volba materiálu výměníku.....	27
4.3.1.	Materiál vysokoteplotní části.....	27
4.3.2.	Materiál nízkoteplotní části.....	27
4.4.	Volba ostatních parametrů	27
5.	ŘEŠENÍ ZADÁNÍ V PROGRAMU HTRI XCHANGER SUITE®	28
6.	VÝSLEDKY VÝPOČTU.....	35
6.1.	Výstupní schémata	35
6.1.1.	Vysokoteplotní část výměníku.....	35
6.1.2.	Nízkoteplotní část výměníku	36
6.2.	Shrnutí hlavních výsledků výpočtu	37
6.2.1.	Vysokoteplotní část.....	37
6.2.2.	Nízkoteplotní část	38
7.	ZÁVĚR.....	39
8.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	40
9.	SEZNAM PŘÍLOH.....	41
10.	PŘÍLOHY	42

1. ÚVOD

Pro udržitelný rozvoj lidstva je jedním z nejdůležitějších faktorů zabezpečení dostatečného množství energie, přičemž její transformace ve využitelnou formu má být zároveň levná a šetrná k životnímu prostředí. V dnešní době se nejvíce využívají zdroje, které mění vázanou chemickou nebo nukleární energii na tepelnou a pak na elektrickou. Jedním z klíčových komponentů takových zařízení jsou tepelné výměníky, které kromě energetického průmyslu se uplatňují v řadě dalších odvětví jako chemický a potravinářský průmysl, metalurgie, klimatizace a další.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem výměníku tepla pro ohřev natlakovaného vzduchu, který následně expanduje v malé plynové turbíně. Ohřívacím médiem jsou spaliny vzniklé zplyňováním dřeva a následním spalováním vzniklého dřevoplynu. Návrh výměníku je proveden v programu HTRI Xchanger Suite®. Kromě zadaných údajů program vyžaduje další vstupní hodnoty, jako složení spalin, který je vypočten z průměrného prvkového složení dřeva. Tento výpočet a popis programu je proveden níže v rámci této práce.



Obr. 1-1: Základní schéma jednotky

2. POPIS VÝMĚNÍKŮ TEPLA

2.1. Princip funkce výměníků

Tepelné výměníky slouží k výměně tepelné energie mezi dvěma teplotními médii, přičemž hnací silou sdílení tepla je rozdíl teplot těchto médií, kde médium o vyšší teplotě sdílí energii médiu o nižší teplotě. Tento proces přenosu tepla může být kontinuální nebo přerušovaný. Návrh výměníků může být značně složitý, neboť tyto zařízení musí vyhovět různým požadavkům, jakými jsou například nízká cena, co nejmenší rozměry, vysoká účinnost, nízké tlakové ztráty, vysoká bezpečnost provozu a snadná údržba. Teplosměnné média často mají vysoké parametry, které ovlivňují výběr materiálu a konstrukci výměníku.

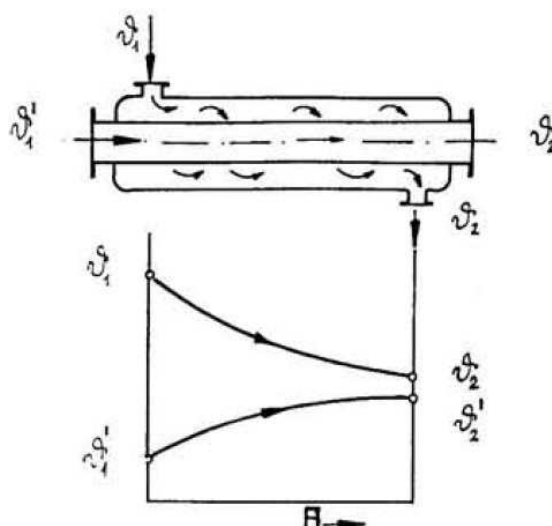
Proces sdílení tepla ve výměníku se provádí třemi základními mechanismy, vedením (kondukcí), prouděním (konvekce) a zářením (radiací). Při přenosu tepla vedením se tepelná energie přenáší z částic o vyšší energie (molekuly u kapalin a plynů a atomy v případě tuhého média) k částicím o nižší energie. Tento mechanismus lze charakterizovat jako difúzní proces sdílení tepla. Při konvekci jedno z teplosměnných médií musí mít kapalnou nebo plynnou skupenství, jelikož tento proces vyžaduje pohyb látky. Samotný proces se skládá ze dvou mechanismů a to z vedení tepla a zároveň z pohybu teplotního média. Výpočtové vztahy pro přenos tepla konvekci závisí na několika faktorech, mezi ně patří, zda se jedná o proudění nucené nebo přirozené, dále na tom, zda médium proudí vně (obtéká těleso) nebo uvnitř tělesa (např. kapalina v trubce). Při přenosu tepla zářením není nutné, aby teplosměnné média byla v kontaktu, ani nevyžaduje žádné prostředkovací látku, jelikož se jedná o přenos energie ve formě elektromagnetického záření. Při reálných aplikacích přenos tepelné energie provádí všemi třemi mechanismy, přičemž většinou konvekce má největší podíl a radiace značně menší.

2.2. Rozdělení výměníků tepla

Výměníky tepla lze rozdělit podle mnoha kritérií, v této kapitole jsou popsány jenom ty nejdůležitější.

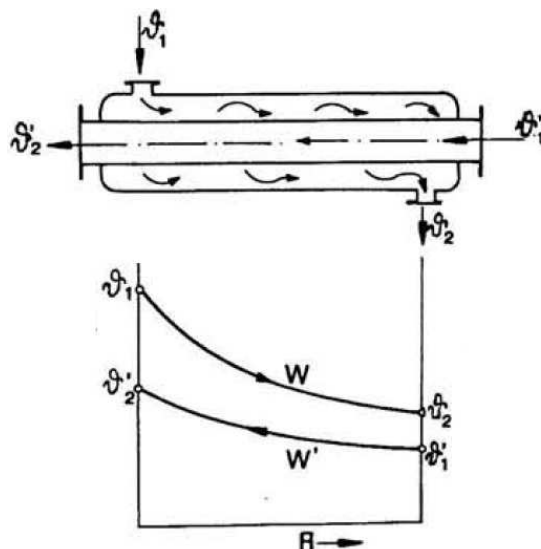
2.2.1. Rozdělení podle vzájemného směru proudění teplosměnných médií

- a) Souproudé – pracovní média proudí rovnoběžně a ve stejném směru. Tyto výměníky mají nižší účinnost než protiproudé, používají se v případě, když ohřívací médium má vysokou teplotu a je potřebné chladit teplosměnnou plochu (trubky) ohříváním médiem.



Obr. 2-1: Souproudé uspořádání [1]

- b) Protiproudé – pracovní média proudí rovnoběžně, ale v opačném směru. Takové zařízení mají vyšší účinnost, umožňují vyšší výstupní teplotu ohřívaného média, avšak může vzniknout problém vysokou teplotou teplosměnného povrchu.

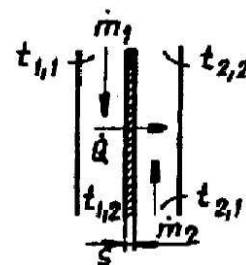


Obr. 2-2: Protiproudé uspořádání [1]

- c) Křížový proud – pracovní média proudí mimoběžně, zpravidla kolmo na sobě, používají se v případě, kdy jeden z teplosměnných médií mění své skupenství.
- d) Kombinované proudění – je to kombinace předchozích typů proudění, používá se při hledání kompromisů ve výhodách a nevýhodách těchto typů.

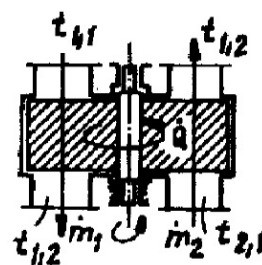
2.2.2. Rozdělení podle pracovního pochodu

- a) Rekupační – Teplosměnné média jsou oddělena nepropustnou stěnou, která tvoří teplosměnnou plochu. Teplo prostupuje přes tuto plochu. Mají nejširší oblast použití.



Obr. 2-3: Rekupační výměník [2]

- b) Regenerační – Tento typ výměníku využívá akumulaci, která střídavě ochlazuje ohřívací médium a ohřívá ohřívané médium. Nejvíce se používají jako ohřívák vzduchu v parních kotlích (Ljungströmův regenerační ohřívák).



Obr. 2-4: Regenerační výměník [2]

- c) Kontaktní – Teplosměnné média jsou v kontaktu, ale nereagují, proto jsou snadně oddělitelné po předání tepla. Teplosměnnou plochu tvoří povrch látek. Příkladem jsou mokré chladicí věže.
- d) Směšovací – Teplosměnné média po kontaktu reagují a na výstupu z výměníku tvoří homogenní směs.

2.2.3. Rozdělení podle způsobu přenosu tepla

- a) Konvekční výměník – Přenos tepla se uskutečňuje hlavně konvekcí.
- b) Radiační výměník – Přenos tepla se uskutečňuje hlavně sálavým mechanismem.
- c) Kombinovaný výměník – Teplo se předává prouděním i radiací.

2.2.4. Rozdělení podle účelu použití

- a) Ohříváky – Cílem je ohřátí média bez fázové přeměny.
- b) Chladiče – Cílem je snížení teploty beze změny fáze.
- c) Výparníky a odparky – Ohřívání médium mění své skupenství a vyparuje se.
- d) Kondenzátory – Pracovní médium mění své fázi a kondenzuje se.
- e) Přehříváky a přihříváky – Slouží k dalšímu ohřevu páry.
- f) Sušárny – Cílem je snížení vlhkosti látky.
- g) Termické odplynění – Ohřátí vody na bod varu což způsobuje vylučování rozpuštěných plynů.
- h) Topná tělesa – Cílem je ohřátí vzduchu v místnosti.

2.2.5. Rozdělení podle kombinace teplosměnných médií

- a) Voda – voda
- b) Pára – pára
- c) Voda – pára
- d) Vzduch – pára
- e) Olej – pára
- f) Spaliny – voda
- g) Spaliny – pára
- h) Spaliny - vzduch

V ostatních oblastech energetiky a průmyslu jako teplosměnné médium se používají další látky, jako CO₂, DO₂, He, K-Na, Pb-Bi, SO₂, NH₃, H₂, freony, silikonové oleje, atd.

2.2.6. Rozdělení podle konstrukčního řešení výhřevné plochy

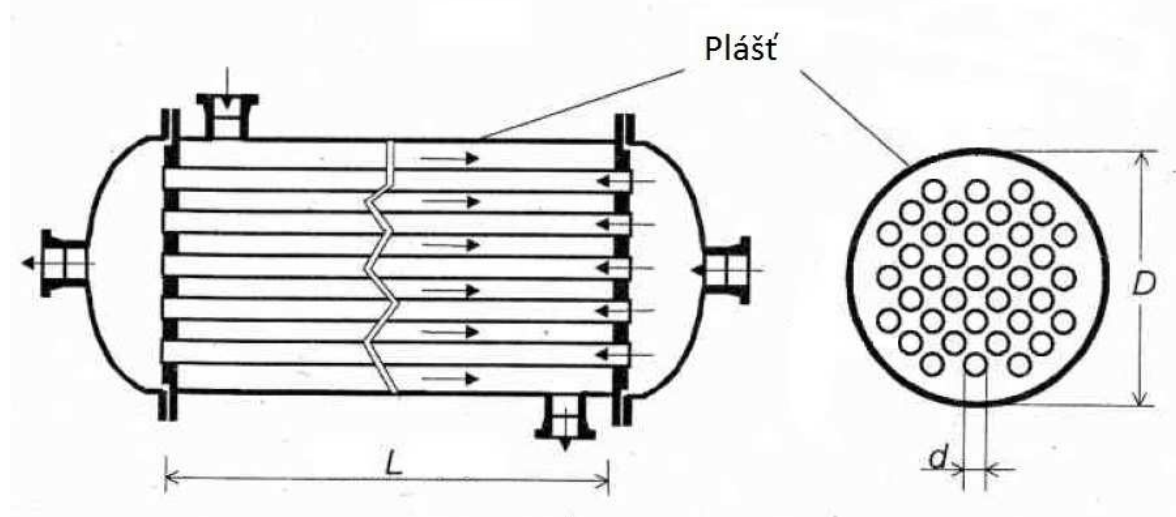
- a) Bubnové
- b) Skříňové
- c) Deskové
- d) Trubkové
- e) Svazkové
- f) Šroubové
- g) Hadové
- h) Žebrové
- i) Vlásokové

2.3. Trubkové výměníky tepla

2.3.1. Popis trubkových výměníků tepla

Trubkové výměníky jsou nejvhodnější k předávání velkých výkonů, neboť v takových zařízeních lze dosáhnout velkých teplosměnných ploch navzdory malým rozměrům zařízení. Jejich údržba a čištění je snadné, další výhodou je, že pracovní látky mohou mít vysoké parametry, jelikož válcový tvar jak trubek, tak i pláště dodává výměníku vysokou odolnost proti vnitřnímu tlaku.

Orientace výměníku může být horizontální, vertikální nebo nakloněný. Všechny mají své výhody i nevýhody, při vysokých tlacích a teplotách je výhodné použít vertikální výměník a tím vymezit průhyb tenkých teplosměnných trubek. Když se jedná o výměník s fázovou přeměnou, jakým je kondenzátor, je výhodné použít horizontální výměník, neboť rostoucí tloušťka blány vody stékající na spodek výměníku by snižovala přenos tepla v této oblasti.



Obr. 2-5: Schéma horizontálního trubkového výměníku [3]

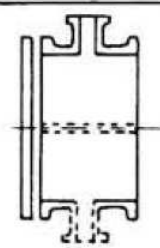
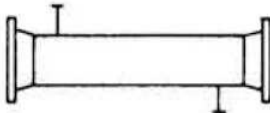
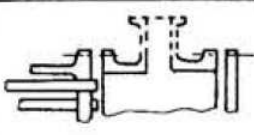
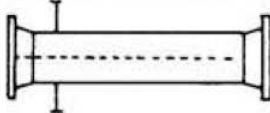
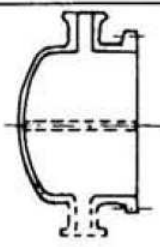
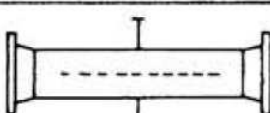
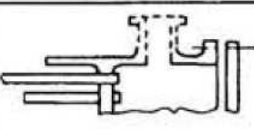
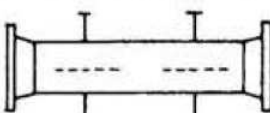
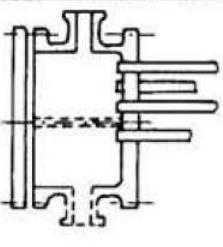
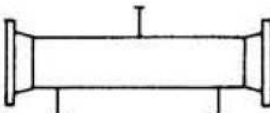
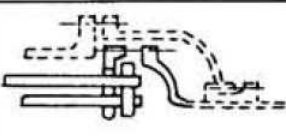
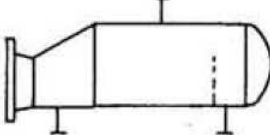
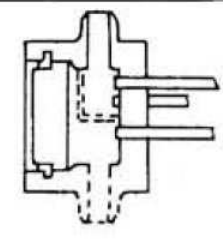
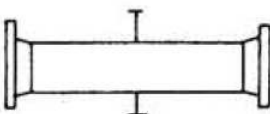


Teplosměnné médium proudící uvnitř trubek přichází vstupním nátrubkem do vstupní komory, pak vstupuje do trubek, které jsou zakotvené do trubkovnice na obou koncích a tvoří trubkový svazek. Zakotvení může být provedeno zaválcováním nebo přivařením. Z teplosměnných trubek pak vstupuje do výstupní komory a přes výstupní hrdlo odchází z výměníku. Médium proudící v mezitrubkovém prostoru vstupuje přes vstupní hrdlo přímo do mezitrubkového prostoru, která je tvořena trubkovým svazkem a pláštěm výměníku. Plášť, trubkovnice a komory jsou spojené rozebíratelným spojem. Jedním ze zásadních částí návrhu výměníku je volba, která z teplosměnných médií o různých parametrech, vlastnostech a toku bude proudit trubkami a která v mezitrubkovém prostoru.

Zpravidla v teplosměnných trubkách proudí médium:

- dvoufázové, kvůli zabránění vzniku vzduchového polštáře
- které působí intenzivnější usazování a to kvůli snadnějšímu čištění trubek jako mezitrubkového prostoru
- korozivní médium, neboť v tom případě není potřebná výroba celého výměníku z korozivzdorného materiálu
- médium a vyšším tlaku, neboť plášť výměníku může být tenčí a levnější

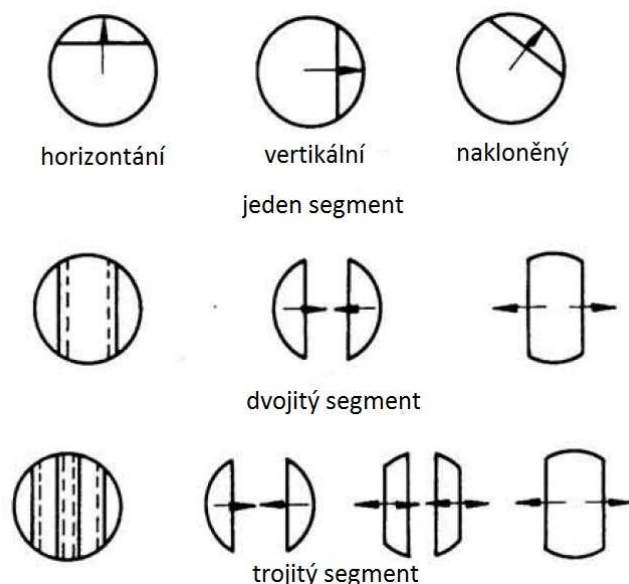
Když je třeba brát v ohledu více z vyjmenovaných okolností, tak rozhodující jsou bezpečnostní faktory, výrobní a provozní náklady jsou druhotní otázkou.

Asociace výrobců trubkových výměníků (TEMA – Tubular Exchanger Manufacturers Association) ve svých normách vypracovala jednotné označení trubkových výměníků, která je známá a používána jak v České Republice, tak i na celém světě. Tato norma popisuje výměník třemi písmeny podle následující tabulky.

1	Vstupní komora	2	Plášť	3	Zadní komora
A		E		L	
		F			
B		G		N	
		H			
C		J		S	
		K			
D		X		U	
				W	

Tab. 2-1: Označování výměníků podle TEMA [1]

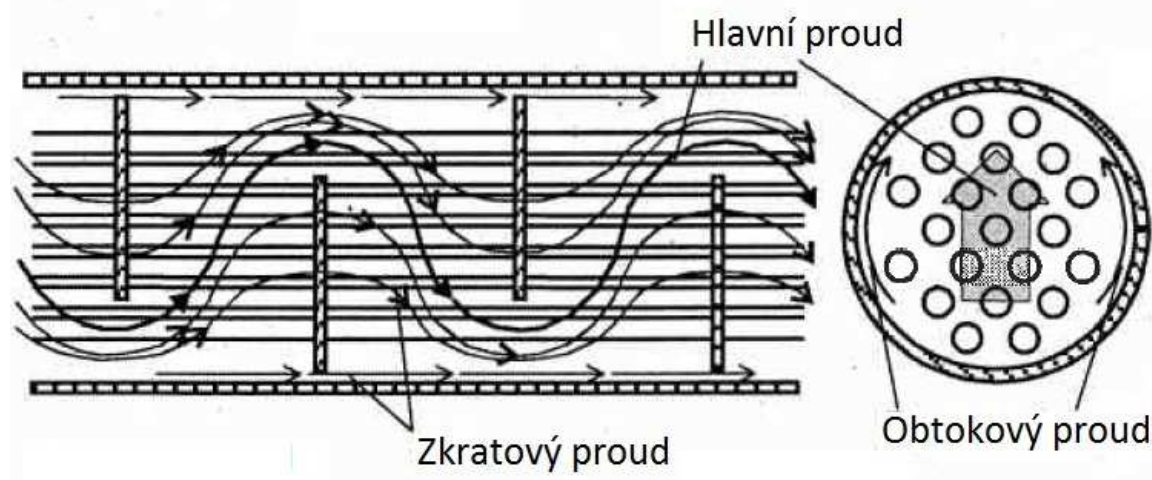
Z důvodu intenzifikace přenosu tepla se doporučuje zvýšení turbulence a nastavení optimální rychlosti proudění média v mezitrubkovém prostoru. V praxi to znamená použití příčných přepážek, které slouží také jako podpora teplosměnných trubek. Tyto přepážky mohou být diskové, prstencové nebo mohou mít tvar kruhového segmentu. Na následujícím obrázku jsou znázorněny segmentové přepážky.



Obr. 2-6: Druhy segmentových přepážek [1]

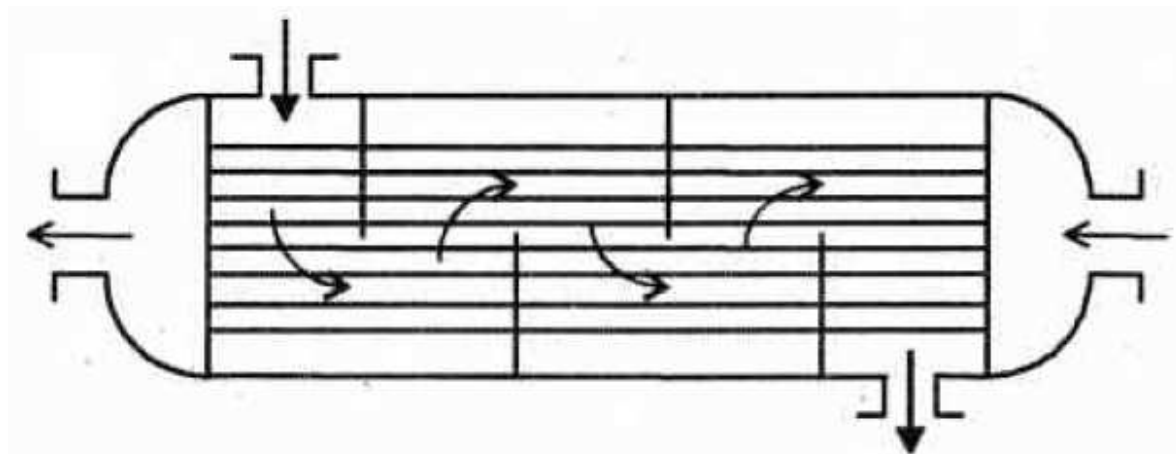
Nejvíce použité uspořádání je znázorněno na

Obr. 2-7. Je patrné, že segmentové přepážky nutí hlavní proud v mezitrubkovém prostoru k vícenásobné změně směru proudění čímž zabezpečí styk teplosměnného média se všemi teplosměnnými trubkami svazku a intenzifikuje turbulenci proudění. Rychlost proudění pak lze nastavit mírou zasunutí přepážek do mezitrubkového prostoru. Při standardních podmínkách se přepážky umísťují rovnoměrně po délce trubkového svazku. Kvůli minimalizaci napětí působené teplotní roztažností trubek, přepážky nejsou pevně spojeny s trubkami ani vnitřní stěnou pláště, což způsobuje vznik tzv. zkratových a obtokových proudů.

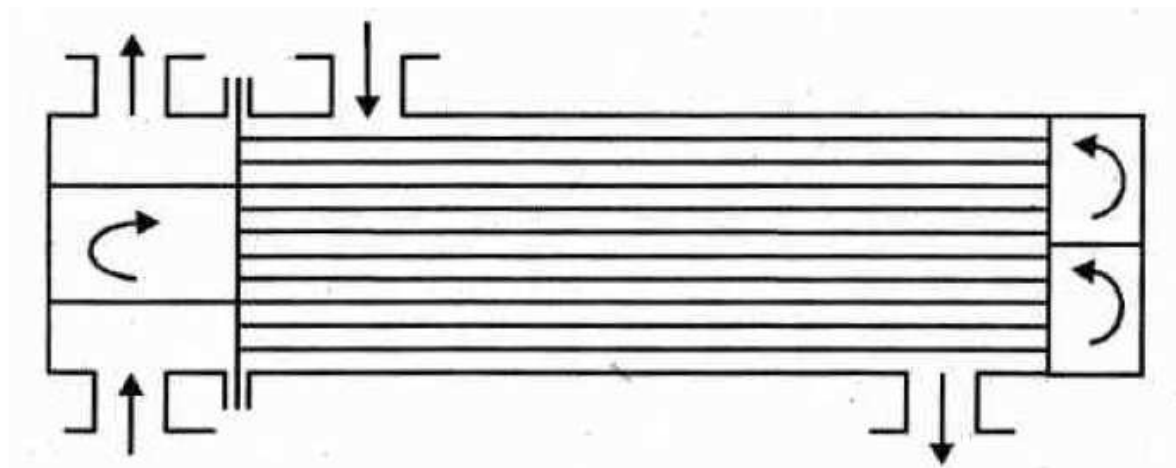


Obr. 2-7: Charakter proudění v mezitrubkovém prostoru trubkového výměníku [3]

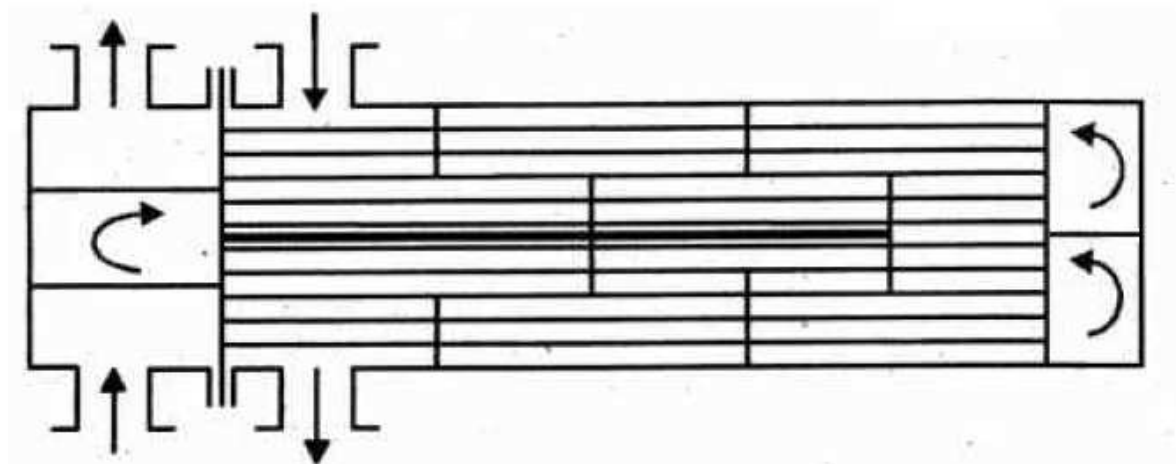
Počet chodů jak na straně trubek, tak i na straně mezitrubkového prostoru může být různý, na následujících obrazech jsou znázorněny některé nejjednodušší provedení.



Obr. 2-8: Trubkový výměník s jedním chodem na straně trubek a mezitrubkového prostoru [3]



Obr. 2-9: Trubkový výměník se čtyřmi chody na straně trubek a jedním chodem v mezitrubkovém prostoru bez přepážek [3]



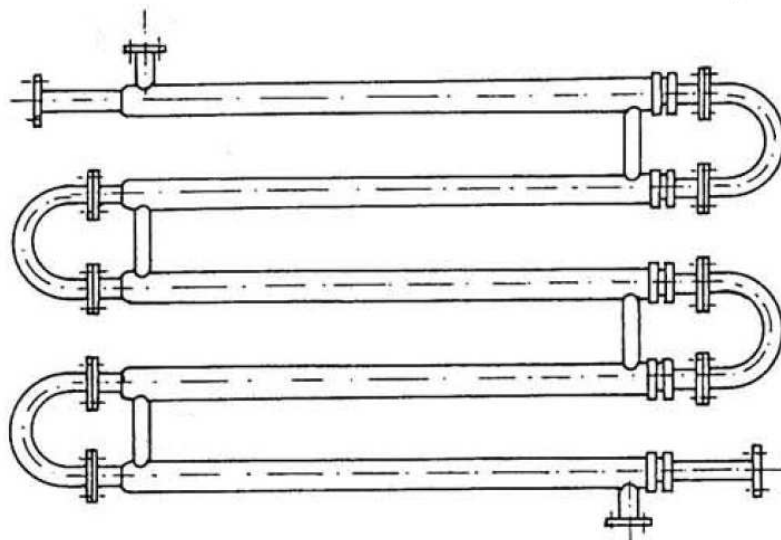
Obr. 2-10: Trubkový výměník tepla se čtyřmi chody na straně trubek a dvěma chody v mezitrubkovém prostoru [3]

2.3.2. Rozdělení trubkových výměníků tepla

Podle konstrukčního provedení trubkových výměníků rozeznáváme 4 základní typy.

1) Výměníky typu trubka v trubce

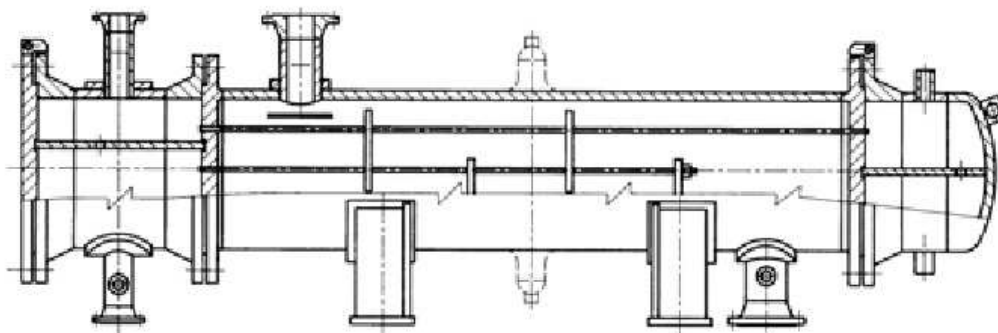
Je to trubkový výměník s nejjednodušším konstrukčním řešením, je to v podstatě teplosměnná trubka uložena soustředně v další, obalové trubce o větším průměru. Kvůli malé teplosměnné ploše používá se v aplikacích, kde je potřeba převést jen malé výkony.



Obr. 2-11: Trubkový výměník tepla typu trubka v trubce [1]

2) Výměníky s pevnou trubkovnicí nebo s kompenzátorem v plášti

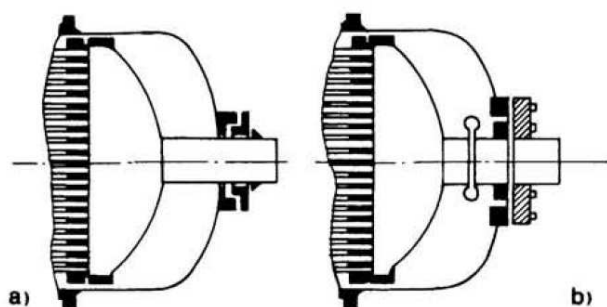
Má jednodušší konstrukční provedení, ale její použití se nedoporučuje v případě, kdy nerovnoměrné teplotní dilatace nadměrně namáhají trubky, trubkovnice nebo jiné komponenty výměníku. Tyhle nerovnoměrné teplotní dilatace mohou vzniknout velkým rozdílem teplot teplosměnných médií v různých částech výměníku nebo kvůli různým materiálovým vlastnostem jednotlivých komponentů. K minimalizaci napětí je možné použít kompenzátor v plášti, ale v tom případě čištění mezitrubkového prostoru je obtížné a lze jí provést pouze chemicky, proto se nedoporučuje použít kompenzátor v případě, když dochází k nadměrnému usazování nečistot v mezitrubkovém prostoru.



Obr. 2-12: Trubkový výměník tepla s pevnou trubkovnicí a kompenzátorem v plášti [4]

3) Výměníky s plovoucí hlavou

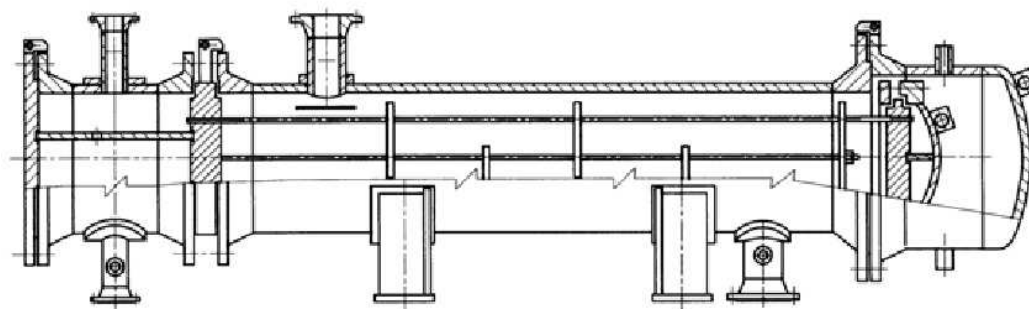
Tento typ se používá zejména v případě, když zatížení působené velkým rozdílem v dilataci trubek a pláště nelze eliminovat použitím kompenzátoru. Konstrukční provedení dna výměníku je takové, že zadní trubkovnice a komora se může pohybovat volně ve směru dilatace trubkového svazku jako celek. Když se jedná o jednoduchý výměník na straně trubek, výstupní hrdlo teplosměnného média proudícího uvnitř trubek musí být opatřen kompenzátozem nebo ucpávkou.



Obr. 2-13: Vývod média z plovoucí hlavy [1]

a – použitím ucpávky
b – použitím kompenzátoru

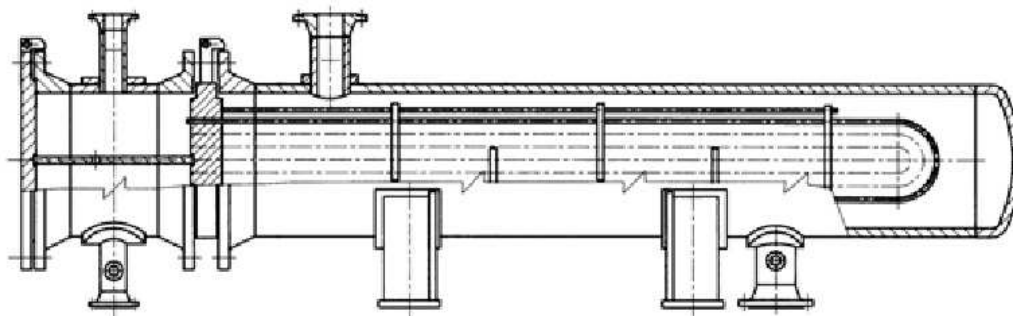
Po demontáži zadní komory je možné vybrat celý trubkový svazek a tím je její čištění snadné a lze jí použít i v případě, když v důsledku charakteru teplosměnného média proudícího v mezitrubkovém prostoru dochází k nadměrnému usazování nečistot.



Obr. 2-14: Trubkový výměník tepla s plovoucí hlavou [4]

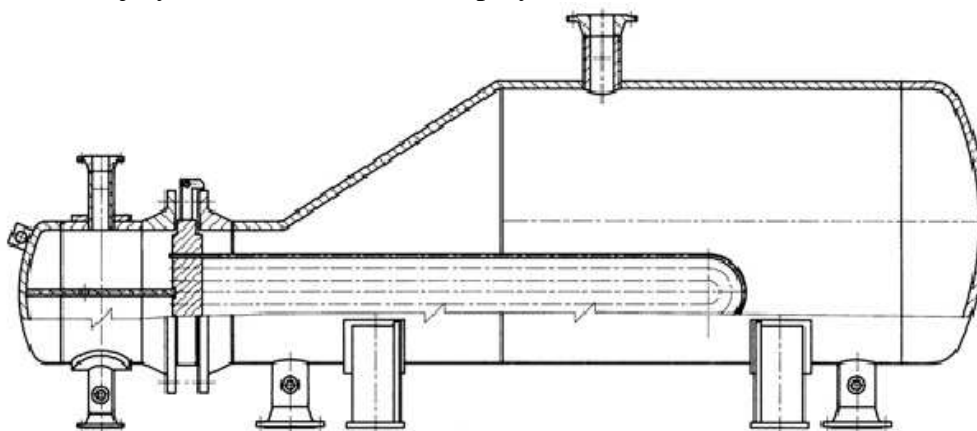
4) Výměníky s U-trubkami

Výměníky s U-trubkami se používají v podobných případech jako výměníky s plovoucí hlavou. Všechny trubky jsou zakotveny do jedné trubkovnice, proto není potřeba druhé komory a tím je jejich konstrukce a montáž snadnější, mají nižší hmotnost a nižší cenu. Při nesprávném návrhu, v oblasti zahnutí trubek může vzniknout problém větší dilatací vnitřních trubek než vnějších a proto může dojít k nadměrnému namáhání některých částí. Čištění vnějšího povrchu trubek v této oblasti je někdy obtížné, proto se nedoporučuje jí použít v případě, když v mezitrubkovém prostoru proudí látka působící nadměrné usazování nečistot. Další nevýhodou je omezená možnost výměny poškozených teplosměnných trubek, proto v některých aplikacích množství trubek je předimenzován a v případě poškození je možné je zavařit, přičemž tepelný výkon se výrazně neklesne. Vláškové výměníky jsou většinou dvouchodé v trubkovém prostoru a jednoduché v mezitrubkovém prostoru. Použitím podélné přepážky lze vytvořit protiproudé uspořádání.



Obr. 2-15: Trubkový výměník tepla s U-trubkami [4]

Speciálním případem vlásenkového výměníku je tzv. Reboiler. Takové zařízení se používá v případě, když dochází k varu média v mezitrubkovém prostoru. Má rozšířený plášť, což zabezpečí dostatečný objem pro tento proces a umožní umístění žaluziových separátorů nebo jiných odlučovačů vlhkosti páry.



Obr. 2-16: Trubkový výměník tepla s U-trubkami typu Reboiler [4]

2.4. Základní vztahy pro výpočet výměníku tepla

2.4.1. Tepelný výpočet

Tepelný výpočet výměníků tepla zpravidla vychází ze **zákona zachování energie** podle následující rovnice:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_z \quad (2.1)$$

kde \dot{Q}_1 [W] je tepelný výkon přivedený ochlazovaným médiem

\dot{Q}_2 [W] je tepelný výkon odvedený ohřívaným médiem

\dot{Q}_z [W] je součet tepelných ztrát

Tepelné výměníky uvažujeme jako izolované soustavy, a proto ztráty jsou zanedbatelné a rovnice (2.1) nabývá následující tvar:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (2.2)$$

Tyto **tepelné výkony** lze přepsat do tvaru bilančních rovnic, které mají následující tvar:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1} \cdot (t_{1,IN} - t_{1,OUT}) \quad (2.3)$$

kde: \dot{m}_1 [kg/s] je hmotnostní tok ochlazovaného média
 \bar{c}_{p1} [J · kg⁻¹ · K⁻¹] je střední měrná tepelná kapacita ochlazovaného média
 $t_{1,IN}$ [°C] je teplota ochlazovaného média na vstupu do výměníku
 $t_{1,OUT}$ [°C] je teplota ochlazovaného média na výstupu z výměníku

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot \bar{c}_{p2} \cdot (t_{2,OUT} - t_{2,IN}) \quad (2.4)$$

kde: \dot{m}_2 [kg/s] je hmotnostní tok ohřívajícího média
 \bar{c}_{p2} [J · kg⁻¹ · K⁻¹] je střední měrná tepelná kapacita ohřívajícího média
 $t_{2,OUT}$ [°C] je teplota ohřívajícího média na výstupu z výměníku
 $t_{2,IN}$ [°C] je teplota ohřívajícího média na vstupu do výměníku

Po dosazení do rovnice (2.2) dostaneme tvar:

$$Q = \dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1} \cdot (t_{1,IN} - t_{1,OUT}) = \dot{m}_2 \cdot \bar{c}_{p2} \cdot (t_{2,OUT} - t_{2,IN}) \quad (2.5)$$

kde: Q [W] je tepelný výkon výměníku

Jelikož **měrná tepelná kapacita** je závislá na teplotě a její průběh v závislosti na teplotě není lineární, její výpočet pro ochlazované médium se provádí podle následující rovnice:

$$\bar{c}_{p1} = \frac{1}{t_{1,IN} - t_{1,OUT}} \cdot \int_{t_{1,OUT}}^{t_{1,IN}} c_{p1}(t) \cdot dt \quad (2.6)$$

a pro ohřívající médium podle následujícího vzorce:

$$\bar{c}_{p2} = \frac{1}{t_{2,OUT} - t_{2,IN}} \cdot \int_{t_{2,IN}}^{t_{2,OUT}} c_{p2}(t) \cdot dt \quad (2.7)$$

Rovnice (2.3), (2.4) resp. (2.5) slouží k výpočtu některých z členů těchto rovnic. Jelikož měrné tepelné kapacity látek používaných v tepelných výměnících jsou shrnuté v tabulkách a vstupní a výstupní teploty obou médií jsou zpravidla dané nebo zvolené z optimální účinnosti cyklu, tyto rovnice slouží zejména k výpočtu hmotnostního průtoku většinou ochlazovaného média, jelikož hmotnostní průtok ohřívajícího média bývá zadán z potřeby tepelné energie. Pomocí těchto rovnic lze také stanovit celkový tepelný výkon výměníku.

Výsledkem tepelného výpočtu má být teplosměnná plocha výměníku, kterou lze vypočítat z rovnice výměny tepla:

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta T_{\ln} \quad (2.8)$$

kde: k $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je součinitel prostupu tepla
 A $[m^2]$ je teplosměnná plocha výměníku
 ΔT_{\ln} $[^{\circ}C]$ je střední logaritmický teplotní rozdíl

Součinitel prostupu tepla je veličinou, která charakterizuje intenzitu výměny tepla mezi dvěma médii. Tvar rovnice výpočtu závisí na typu výměníku, pro trubkový výměňník vypadá následovně:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_i} + R_{z,i}\right) \cdot \frac{D_i}{d_i} + \frac{D_i}{2 \cdot \lambda_i} \cdot \ln\left(\frac{D_i}{d_i}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_o} + R_{z,o}\right)} \quad (2.9)$$

kde: α_i $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru
 α_o $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru
 $R_{z,i}$ $[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$ je součinitel zanášení v trubkovém prostoru
 $R_{z,o}$ $[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$ je součinitel zanášení v mezitrubkovém prostoru
 D_i $[m]$ je vnější průměr teplosměnných trubek
 d_i $[m]$ je vnitřní průměr teplosměnných trubek
 λ_i $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ je součinitel tepelné vodivosti materiálu trubek

Součinitel přestupu tepla pro obě média se počítá podle následujícího vztahu:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \quad (2.10)$$

kde: Nu $[-]$ je Nusseltovo číslo
 λ $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ je součinitel tepelné vodivosti teplosměnného média
 d $[m]$ je charakteristický rozměr

V trubkových výměňících jako charakteristický rozměr označujeme vnitřní průměr teplosměnných trubek na straně trubkového prostoru a hydraulický průměr na straně mezitrubkového prostoru.

Nusseltovo číslo se počítá z kriteriální rovnice, kterou volíme podle charakteru proudění, který může být laminární nebo turbulentní, volné nebo nucené a vnitřní nebo vnější, a podle druhu teplosměnné látky. Obecně má tvar:

$$Nu = a \cdot Re^b \cdot Pr^c \quad (2.11)$$

kde: Re $[-]$ je Reynoldsovo číslo
 Pr $[-]$ je Prandtlovo číslo
 a, b, c $[-]$ jsou konstanty dané charakterem proudění

Pomocí Reynoldsova čísla určíme, jestli se jedná o laminární nebo turbulentní proudění. Počítá se pomocí vztahu:

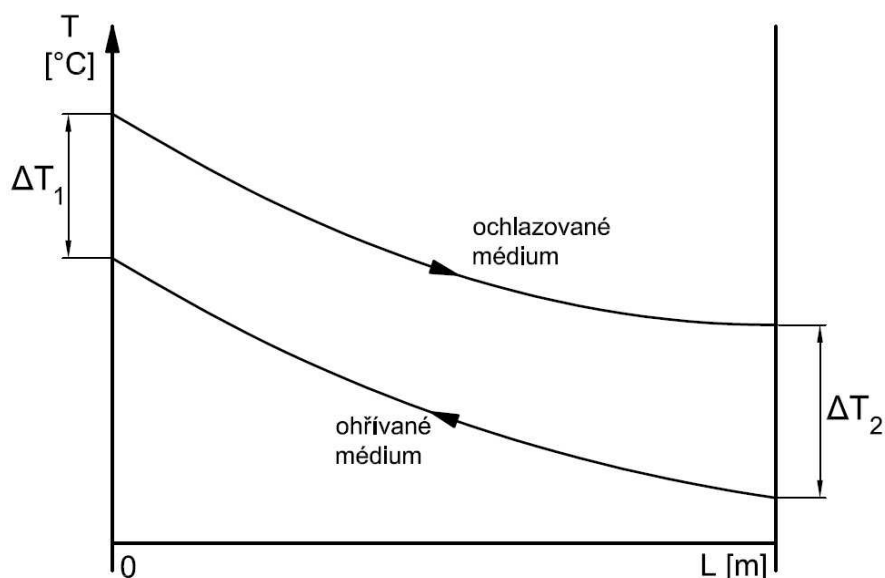
$$Re = \frac{w \cdot D \cdot \rho}{\eta} \quad (2.12)$$

kde: w $[m \cdot s^{-1}]$ je rychlost proudění teplosměnné látky
 D $[m]$ je charakteristický rozměr
 ρ $[kg \cdot m^{-3}]$ je hustota teplosměnné látky
 η $[Pa \cdot s]$ je dynamická viskozita teplosměnné látky

Střední logaritmický teplotní rozdíl se počítá z maximálního a minimálního rozdílu teplot pracovních látek na obou koncích výměníku. Teploty pracovních látek v závislosti na délce teplosměnné plochy mají logaritmický průběh, proto rovnice pro výpočet středního rozdílu teplot má následující tvar:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (2.13)$$

kde: ΔT_{max} $[^{\circ}C]$ je maximální teplotní rozdíl teplosměnných médií
 ΔT_{min} $[^{\circ}C]$ je minimální teplotní rozdíl teplosměnných médií



Obr. 2-17: Průběh teplot teplosměnných médií v protiproudém výměníku

V případě trubkového výměníku z **teplosměnné plochy** a počtu trubek lze vypočítat potřebnou délku teplosměnných trubek k zabezpečení přenosu potřebného výkonu pomocí následující rovnice:

$$A = n_t \cdot \pi \cdot D_t \cdot L_t \quad (2.13)$$

Kde: n_t [°C] je počet teplosměnných trubek

L_t [m] je délka teplosměnných trubek

Když jsme při výpočtu součinitele prostupu tepla brali jako referenční rozměr vnější průměr trubek, tak i v případě výpočtu délky trubek musíme brát stejný rozměr.

2.4.2. Hydraulický výpočet

Hydraulický výpočet určuje tlakové ztráty výměníku na straně trubek i mezitrubkového prostoru. Tlakové ztráty lze rozdělit na délkové a místní, počítáme je podle následujícího postupu.

Pomocí Reynoldsova kritéria a poměru drsnosti a charakteristického rozměru trubek, určíme **součinitel třecích ztrát** z Moodyho digramu.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Re} = \\ \frac{\varepsilon}{d} = \end{array} \right\} \Rightarrow \lambda \quad (2.14)$$

kde: ε [m] je drsnost potrubí

λ [-] je součinitel třecích ztrát

Pak rovnice pro výpočet **délkových tlakových ztrát** vypadá následovně:

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (2.15)$$

kde: Δp_t [Pa] je třecí tlaková ztráta

Místné tlakové ztráty počítáme z následující rovnice:

$$\Delta p_m = \sum \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (2.16)$$

kde: Δp_m [Pa] je součet místních tlakových ztrát

$\sum \xi$ [-] je součet součinitelů tlakových ztrát, které lze určit podle diagramů

3. POPIS PROGRAMU HTRI XCHANGER SUITE®

3.1. Všeobecný popis

Software HTRI (Heat Transfer Research, Inc.) Xchanger Suite® slouží k návrhu, výpočtu a simulaci širokého spektra výměníků tepla, má však modul i pro výpočet a návrh pecí. V programu jsou zabudovány vztahy pro tepelný a hydraulický výpočet výměníků. Software má vlastní databázi, která obsahuje termofyzikální vlastnosti některých látek použitých jako teplosměnné médium ve výměnících, kromě toho obsahuje mechanické vlastnosti řadu materiálů, které slouží k pevnostnímu výpočtu. Program také umožňuje zadání potřebných vlastností předem nedefinovaných teplosměnných látek a materiálů výměníku.

Software obsahuje následující návrhové moduly:

- *Xace* – slouží k návrhu vzduchových chladičů a ekonomizérů
- *Xfh* – slouží k návrhu pecí
- *Xhpe* – slouží k návrhu vlásenkových výměníků
- *Xist* – slouží k návrhu trubkových výměníků
- *Xjpe* – slouží k návrhu výměníků typu trubka v trubce
- *Xphe* – slouží k návrhu deskových výměníků
- *Xspe* – slouží k návrhu spirálových výměníků

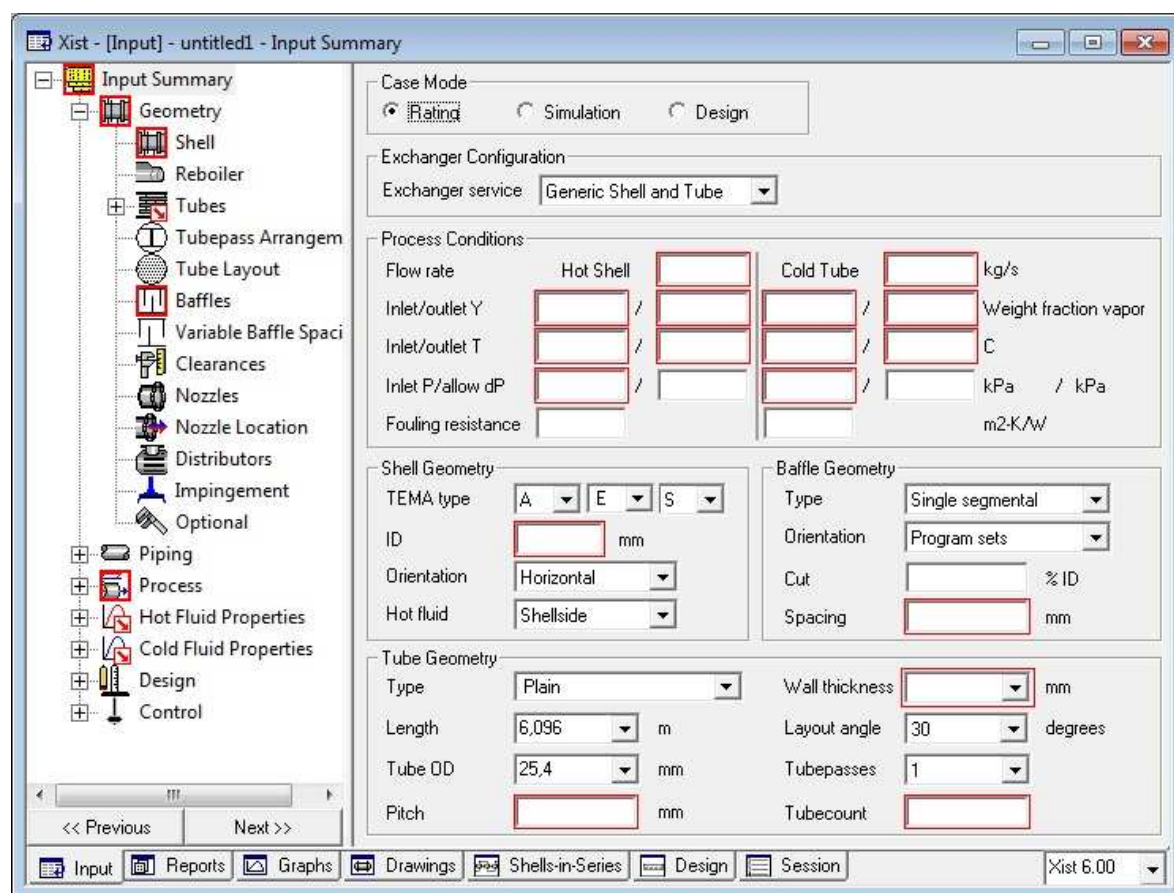
Dalšími moduly jsou:

- *Xtlo* – slouží k návrhu rozvržení trubek
- *Xvib* – slouží k analýze vibrací

Uživatelské rozhraní programu je typické pro operační systém Windows. Práci v softwaru začínáme záložkou *File*, kde můžeme navrhnout nový výměník stisknutím *New* a typ výměníku, nebo otevřít existující soubor použitím *Open case...* Po výběru typu výměníku nebo po otevření existujícího souboru se objeví pracovní okno *Input Summary*, které je s ostatními pracovními okny uspořádán do stromové struktury v levé části pracovního okna. Na spodku okna jsou jednotlivé záložky, první je *Input* a obsahuje dříve zmíněné pracovní okna pro zadávání vstupů. Další záložky neobsahují žádná data před samotným spuštěním návrhu. Po dokončení návrhu, záložka *Reports* obsahuje výstupní protokoly, *Graphs* umožňuje vykreslení výstupních dat ve formě grafů a *Drawings* umožní grafické znázornění uspořádání trubek, hlavních rozměrů výměníku, dispoziční uspořádání a trojdimenzionální náčrt. Další záložka obsahuje schematický náčrt více výměníků zapojených sériově nebo paralelně a její název závisí na zvoleném typu výměníku. Další záložky *Design* a *Session* se používají při jednotlivých módech návrhu popsaných níže.

Software podporuje tři různé metody návrhu, které lze volit ve vrchní části pracovního okna *Input Summary*. První dvě metody jsou *Rating* a *Simulation*, které se volí v případě, kdy je známá geometrie výměníku a potřebujeme znát doplňkové údaje jako tlakové ztráty, některé předem neznámé parametry teplosměnných látek, míru vibrací, atd. Mód *Design* slouží k předběžnému návrhu hlavních rozměrů výměníku, je založen na vstupních údajích.

Po zadání všech potřebných vstupních dat program umožňuje spuštění návrhu, což se provádí stisknutím ikony *Run case*.



Obr. 3-1: Pracovní okno Input Summary pro trubkový výměník

3.2. Popis výstupních protokolů

Výsledné protokoly jsou sjednoceny pod záložkou **Reports** na spodku pracovního okna.

- Output Summary** – obsahuje hlavní vstupní a výstupní parametry pracovních látek, vypočtený výkon a vybrané geometrické údaje.
- Runtime Messages** – obsahuje připomínky a chybové hlášení o nesrovnalostech zjištěných během návrhu
- Final Results** – má tři záložky, ve kterých jsou podrobně shrnuty všechny údaje o výměníku. Mezi nimi patří parametry pracovních látek, geometrické vlastnosti pláště, přepážek, teplosměnných trubek, tlakové ztráty, rozměry vstupních a výstupních hrdel a další informace.
- Shellside Monitor** – obsahuje parametry teplosměnné látky proudícího v mezitrubkovém prostoru.
- Tubeside Monitor** – obsahuje parametry teplosměnné látky proudícího uvnitř trubek.
- Vibration** – obsahuje údaje o vzniklých vibracích.
- Tema Spec Sheet** – je to oficiální protokol podle norem TEMA.
- Rating Data Sheet** – je odvozen z TEMA Spec Sheet a je doplněn dalšími vybranými údaji.
- Property Monitor** – obsahuje podrobný rozbor termofyzikálních údajů pracovních látek v jednotlivých bodech výměníku.
- Stream Properties** – jsou v něm shrnuty vlastnosti a prvkové složení teplosměnných médií.

4. VSTUPNÍ ÚDAJE PRO PROGRAM HTRI XCHANGER SUITE®

4.1. Výpočet složení teplosměnných látek

4.1.1. Výpočet množství a složení vzduchu

Výpočet vychází z prvkového složení spalované biomasy podle *Tab. 4-1*. Výpočet byl proveden použitím vztahů podle literatury [5].

Q_i^r	C^r	S^r	N^r	O^r	H^r	A^r	W^r
[MJ/kg]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
16,7	45	0,01	0	10,67	3,24	2	39

Tab. 4-1: Prvkové složení biomasy

$[N_2]$	$[O_2]$	$[CO_2]$	$[Ar]$
[%]	[%]	[%]	[%]
78,05	21	0,03	0,92

Tab. 4-2: Složení suchého vzduchu [5]

Minimální objem kyslíku na spálení 1kg paliva:

$$O_{O_2, \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H_2^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{32,06} - \frac{O_2^r}{32} \right) \quad (4.1)$$

Veškerou síru obsaženou v palivu lze považovat za organickou, tj. veškerá síra je spalitelná.

$$O_{O_2, \min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{45}{12,01} + \frac{3,24}{4,032} + \frac{0,01}{32,06} - \frac{10,67}{32} \right) = 0,95 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Protože vzduch obsahuje 21% kyslíku, minimální množství suchého vzduchu na spálení 1kg paliva:

$$O_{vz\ min}^s = \frac{100}{[O_2]} \cdot O_{O_2\ min} \quad (4.2)$$

$$O_{vz\ min}^s = \frac{100}{21} \cdot 0,95 = 4,52\ m^3/kg$$

Pro výpočet objemu vody na jednotku objemu vzduchu byl použit následující vztah:

$$o_{H_2O} = \varphi \cdot \frac{p''}{p_c - \varphi \cdot p''} \quad (4.3)$$

Kde φ je relativní vlhkost vzduchu, její hodnota obecně bývá 70%. p'' je tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu, při normálních podmínkách, tj. při 20°C má hodnotu 0,0023MPa [6]. p_c je celkový absolutní tlak vzduchu, při normálních podmínkách je to 0,1MPa.

$$o_{H_2O} = \frac{70}{100} \cdot \frac{0,0023}{0,1 - \frac{70}{100} \cdot 0,0023} = 0,017\ m^3/m^3$$

Součinitel zohledňující vlhkost vzduchu je:

$$\chi_v = 1 + v_{H_2O} \quad (4.4)$$

$$\chi_v = 1 + 0,017 = 1,017$$

Minimální množství vlhkého vzduchu potřebného na spálení 1kg paliva:

$$O_{vz\ min} = O_{vz\ min}^s \cdot \chi_v \quad (4.5)$$

$$O_{vz\ min} = 4,52 \cdot 1,017 = 4,6\ m^3/kg$$

Při uvažování přebytku vzduchu $\alpha = 1,3$, což je hodnota obecně používaná při spalování biomasy, množství vzduchu na spálení 1kg paliva je:

$$O_{vz} = O_{vz\ min} \cdot \alpha \quad (4.6)$$

$$O_{vz} = 4,6 \cdot 1,3 = 5,98\ m^3/kg$$

Procentuální zastoupení složek ve vlhkém vzduchu:

$$y_{CO_2} = [CO_2] \cdot \frac{O_{vz\ min}^s}{O_{vz\ min}} = 0,03 \cdot \frac{4,52}{4,6} = \underline{\underline{0,029\%}} \quad (4.7)$$

$$y_{SO_2} = [SO_2] \cdot \frac{O_{vz\ min}^s}{O_{vz\ min}} = 0 \cdot \frac{4,52}{4,6} = \underline{\underline{0\%}} \quad (4.8)$$

$$y_{N_2} = [N_2] \cdot \frac{O_{vz\ min}^s}{O_{vz\ min}} = 78,05 \cdot \frac{4,52}{4,6} = \underline{\underline{76,77\%}} \quad (4.9)$$

$$y_{O_2} = [O_2] \cdot \frac{O_{vz\ min}^s}{O_{vz\ min}} = 21 \cdot \frac{4,52}{4,6} = \underline{\underline{20,66\%}} \quad (4.10)$$

$$y_{Ar} = [Ar] \cdot \frac{O_{vz\ min}^s}{O_{vz\ min}} = 0,92 \cdot \frac{4,52}{4,6} = \underline{\underline{0,9\%}} \quad (4.11)$$

$$y_{H_2O} = 100 - y_{CO_2} - y_{SO_2} - y_{N_2} - y_{O_2} - y_{Ar} \quad (4.12)$$

$$y_{H_2O} = 100 - 0,03 - 0 - 76,77 - 20,66 - 0,9 = \underline{\underline{1,64\%}}$$

CO_2	0,029	[%]
SO_2	0	[%]
N_2	76,77	[%]
O_2	20,66	[%]
Ar_2	0,9	[%]
H_2O	1,64	[%]

Tab. 4-3: Složení vlhkého vzduchu

4.1.2. Výpočet složení spalin

Při výpočtu složení spalin nejdříve byly vypočteny objemy jednotlivých složek spalin bez uvažování přebytku vzduchu:

$$O_{CO_2 \min} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + \frac{[CO_2]}{100} \cdot O_{vz \min}^s \quad (4.13)$$

$$O_{CO_2 \min} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{45}{12,01} + \frac{0,03}{100} \cdot 4,52 = 0,8354 m^3/kg$$

$$O_{SO_2 \min} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} + \frac{[SO_2]}{100} \cdot O_{vz \min}^s \quad (4.14)$$

$$O_{SO_2 \min} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{0,01}{32,06} = 0,00007 m^3/kg$$

$$O_{N_2 \min} = \frac{22,4}{100} \cdot \frac{N^r}{28,016} + \frac{[N_2]}{100} \cdot O_{vz \min}^s \quad (4.15)$$

$$O_{N_2 \min} = \frac{78,05}{100} \cdot 4,52 = 3,5301 m^3/kg$$

$$O_{Ar \min} = \frac{[Ar]}{100} \cdot O_{vz \min}^s \quad (4.16)$$

$$O_{Ar \min} = \frac{0,92}{100} \cdot 4,52 = 0,0416 m^3/kg$$

$$O_{H_2O \min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H^r}{4,092} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + (\chi_v - 1) \cdot O_{vz \min}^s \quad (4.17)$$

$$O_{H_2O \min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{3,34}{4,092} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{39}{18,016} + (1,017 - 1) \cdot 4,52 = 0,9313 m^3/kg$$

Celkový minimální objem spalin:

$$O_{sp \min} = O_{CO_2 \min} + O_{SO_2 \min} + O_{N_2 \min} + O_{Ar \min} + O_{H_2O \min} \quad (4.18)$$

$$O_{sp \min} = 0,8354 + 0,00007 + 3,5301 + 0,0416 + 0,9313 = 5,3385 m^3/kg$$

Objem složek spalin s uvažováním přebytek vzduchu $\alpha = 1,3$:

$$O_{CO_2} = O_{CO_2 \min} + O_{vz \min}^s \cdot (\alpha - 1) \cdot \frac{[CO_2]}{100} \quad (4.19)$$

$$O_{CO_2} = 0,8354 + 4,52 \cdot (1,3 - 1) \cdot \frac{0,03}{100} = 0,8358 m^3 / kg$$

$$O_{SO_2} = O_{SO_2 \min} + O_{vz \min}^s \cdot (\alpha - 1) \cdot \frac{[SO_2]}{100} \quad (4.20)$$

$$O_{SO_2} = 0,00007 + 4,52 \cdot (1,3 - 1) \cdot 0 = 0,00007 m^3 / kg$$

$$O_{N_2} = O_{N_2 \min} + O_{vz \min}^s \cdot (\alpha - 1) \cdot \frac{[N_2]}{100} \quad (4.21)$$

$$O_{N_2} = 3,5301 + 4,52 \cdot (1,3 - 1) \cdot \frac{78,05}{100} = 4,5892 m^3 / kg$$

$$O_{O_2} = O_{O_2 \min} + O_{vz \min}^s \cdot (\alpha - 1) \cdot \frac{[O_2]}{100} \quad (4.22)$$

$$O_{O_2} = 0 + 4,52 \cdot (1,3 - 1) \cdot \frac{21}{100} = 0,2849 m^3 / kg$$

$$O_{Ar} = O_{Ar \min} + O_{vz \min}^s \cdot (\alpha - 1) \cdot \frac{[Ar]}{100} \quad (4.23)$$

$$O_{Ar} = 0,0416 + 4,52 \cdot (1,3 - 1) \cdot \frac{0,92}{100} = 0,0541 m^3 / kg$$

$$O_{H_2O} = O_{H_2O \min} + O_{vz \min}^s \cdot (\alpha - 1) \cdot (\chi_v - 1) \quad (4.24)$$

$$O_{H_2O} = 0,9313 + 4,52 \cdot (1,3 - 1) \cdot (1,017 - 1) = 0,9539 m^3 / kg$$

Celkový objem spalin:

$$O_{sp} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{O_2} + O_{Ar} + O_{H_2O} \quad (4.25)$$

$$O_{sp} = 0,8358 + 0,00007 + 4,5892 + 0,2849 + 0,0541 + 0,9539 = 6,718 m^3 / kg$$

Procentuální zastoupení jednotlivých složek spalin ve vlhkých spalinách:

$$x_{CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{sp}} \cdot 100 = \frac{0,8358}{6,718} \cdot 100 = \underline{\underline{12,44\%}} \quad (4.26)$$

$$x_{SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{sp}} \cdot 100 = \frac{0,00007}{6,718} \cdot 100 = \underline{\underline{0,001\%}} \quad (4.27)$$

$$x_{N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{sp}} \cdot 100 = \frac{4,5892}{6,718} \cdot 100 = \underline{\underline{68,31\%}} \quad (4.28)$$

$$x_{O_2} = \frac{O_{O_2}}{O_{sp}} \cdot 100 = \frac{0,2849}{6,718} \cdot 100 = \underline{\underline{4,24\%}} \quad (4.29)$$

$$x_{Ar} = \frac{O_{Ar}}{O_{sp}} \cdot 100 = \frac{0,0541}{6,718} \cdot 100 = \underline{\underline{0,809\%}} \quad (4.30)$$

$$x_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp}} \cdot 100 = \frac{0,9539}{6,718} \cdot 100 = \underline{\underline{14,2\%}} \quad (4.31)$$

Když následující nerovnost neplatí, tak vliv popílku na entalpii spalin je zanedbatelný [7].
Při uvažování úletu 50%, její hodnota je:

$$A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot x_p} \quad (4.32)$$

$$2 > \frac{6 \cdot 16,7 \cdot 10^3}{41,8 \cdot 50} = 47,94$$

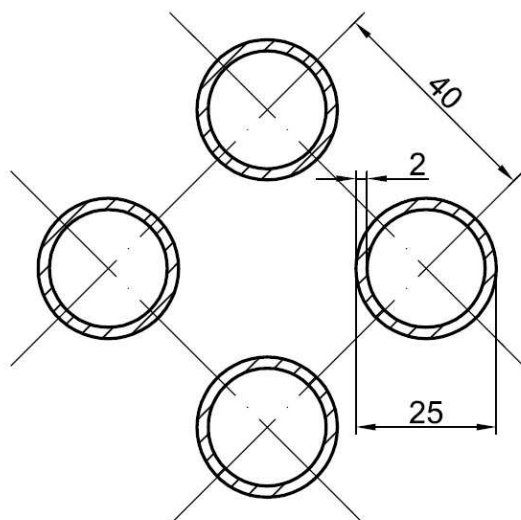
Nerovnost neplatí, proto entalpii popílku v tepelném výpočtu neuvažují.

CO_2	12,44	[%]
SO_2	0,001	[%]
N_2	68,31	[%]
O_2	4,24	[%]
Ar_2	0,809	[%]
H_2O	14,2	[%]

Tab. 4-4: Složení spalin

4.2. Návrh konstrukčního řešení výměníku

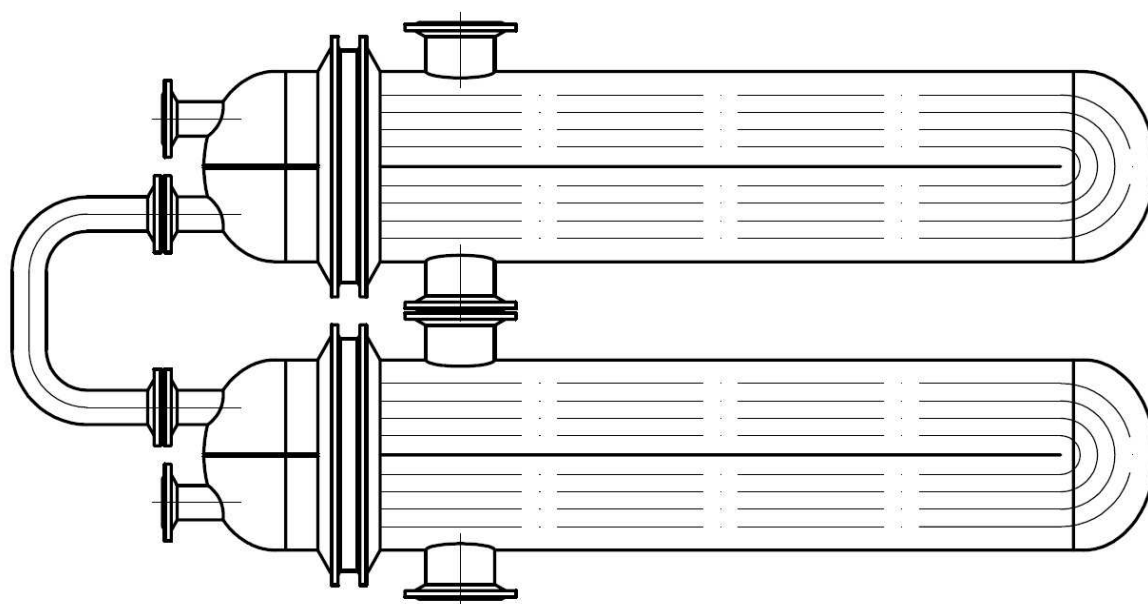
Výměník bude trubkový s vlásenkovými trubkami, protiproudý se dvěma chody jak na straně trubek, tak i na straně mezitrubkového prostoru. Takové uspořádání odpovídá TEMA typu BFU. Jelikož tlak vzduchu je větší než tlak spalin, je výhodnější jí umístit do trubkového prostoru a tím tloušťka stěny pláště může být menší. Celá jednotka bude rozdělena na dvě části a to na vysokoteplotní (dále VT) a nízkoteplotní (dále NT) část, takovým řešením NT část lze vyrobit z méně ušlechtilého a tím i levnějšího materiálu. Takové uspořádání odpovídá dvěma výměníkům vyrobených z různého materiálu zapojených sériově jak na straně spalin, tak i na straně vzduchu.



Teplosměnné trubky budou hladké, s vnějším průměrem 25mm a tloušťkou stěny 2mm. Rozměr by zvolen podle [8], trubky takového rozměru jsou běžně dostupné na trhu. Rozteč trubek byl volen 40mm a uložení bude čtvercový s otočením o 45°. Délka trubek je zvolena z pohledu optimálních rozměrů výměníku, v našem případě tomu odpovídá hodnota kolem 3m. Materiál trubek je stejný jako materiál ostatních částí výměníku, je to výhodné zejména z hlediska tepelné roztažnosti jednotlivých komponentů. Volba materiálu je provedena v další kapitole.

Obr. 4-1: Uložení a rozměry trubek

Přepážky budou segmentové a horizontální. Hrdla spalin budou radiální, přičemž vstup bude na vrhu a výstup na spodku, jelikož látka, která se ochlazuje, má tendenci sestoupit. Výstupní hrdlo NT části a vstupní hrdlo VT části budou spojeny pevně. Vstupní a výstupní hrdla vzduchu budou axiální a budou spojeny převáděcím potrubím, tím lze minimalizovat pnutí vzniklé různou tepelnou roztažností materiálů VT a NT částí po spojení.



Obr. 4-2: Schematický náčrt výměníku

4.3. Volba materiálu výměníku

4.3.1. Materiál vysokoteplotní části

Jelikož nevyšší provozní tedy i výpočtová teplota je značně vysoká, pro výrobu vysokoteplotní části není možné použít ocel. Jako materiál vysokoteplotní části volím niklovou slitinu s názvem **Hastelloy® X Allox**, která má zaručené mechanické vlastnosti i za působení vysokých teplot. Termofyzikální a materiálové vlastnosti jsou shrnuty v následující tabulce:

Součinitel tepelné vodivosti	λ	9,1	$[W/m \cdot K]$
Hustota	ρ	8220	$[kg/m^3]$
Mosul pružnosti v tahu	E	205000	$[MPa]$
Mez kluzu při výpočtové teplotě	σ_{Kt}	144	$[MPa]$
Střední hodnota meze pevnosti	σ_{TP10^n}	245	$[MPa]$
Střední hodnota meze tečení	σ_{T10^n}	-	$[MPa]$

Tab. 4-5: Termofyzikální a mechanické vlastnosti materiálu vysokoteplotní části [9]

4.3.2. Materiál nízkoteplotní části

Nejvyšší teplota v nízkoteplotní části dovoluje použití oceli, ale musí být žárovečná tedy i vysoce legovaná. Pro tuhle část výměníku jsem zvolil austenitickou ocel číslo **X20CrMoV12-1** podle [10]. Vybraný materiál má zaručené mechanické vlastnosti do 550°C, která by podle předběžného odhadu měla být vyšší než nejvyšší provozní tedy i výpočtová teplota této části.

Součinitel tepelné vodivosti	λ	24	$[W/m \cdot K]$
Hustota	ρ	7700	$[kg/m^3]$
Mosul pružnosti v tahu	E	217000	$[MPa]$
Mez kluzu při výpočtové teplotě	σ_{Kt}	250	$[MPa]$
Střední hodnota meze pevnosti	σ_{TP10^n}	192	$[MPa]$
Střední hodnota meze tečení	σ_{T10^n}	151	$[MPa]$

Tab. 4-6: Termofyzikální a mechanické vlastnosti materiálu nízkoteplotní části [10]

4.4. Volba ostatních parametrů

Jelikož hmotnostní průtok spalin není znám, je třeba zvolit její teplotu na výstupu z výměníku. Teplota spalin na vstupu je 150°C, proto teplotu spalin v tomto místě zvolím o 80°C vyšší, tedy 230°C. Program také potřebuje zadat tlak teplosměnných médií na vstupech, které nejsou známé. Známe jenom tlaky na výstupech a to 400kPa na straně vzduchu a 100kPa na straně spalin, což je přibližně atmosférický tlak. Nejdřív volím přibližnou hodnotu a to 410kPa pro vzduch a 120kPa pro spaliny a po prvním spuštění návrhu je změním podle výsledných tlakových ztrát.

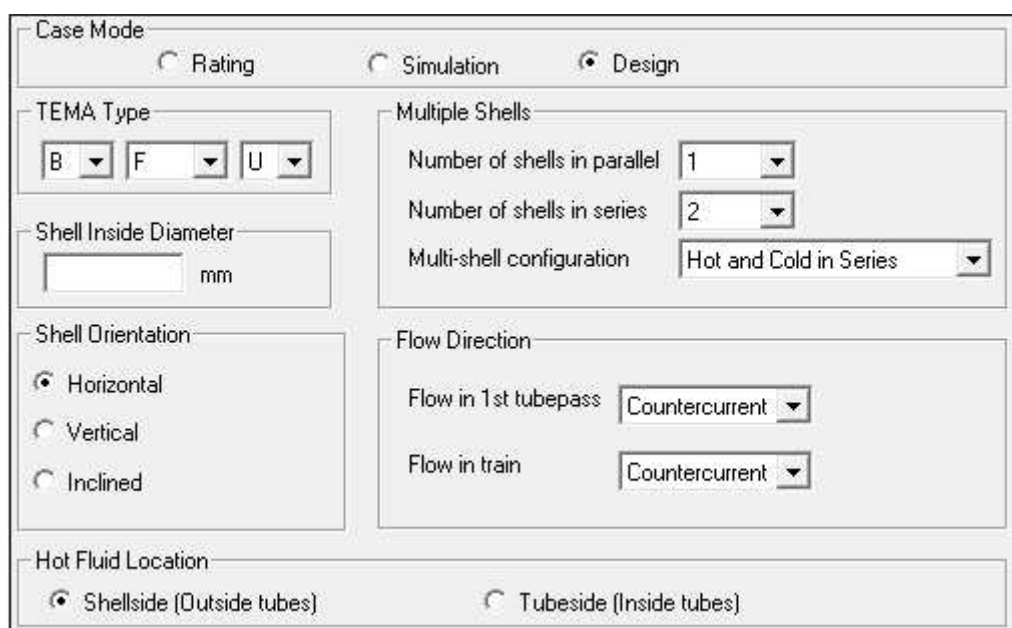
5. ŘEŠENÍ ZADÁNÍ V PROGRAMU HTRI XCHANGER SUITE®

Po spuštění programu stlačíme *New* a zvolíme *New Shell and Tube Exchanger*. V levé části okna nového projektu jsou položky pro zadávání vstupních dat uspořádány v stromové struktuře. První pracovní okno je *Input Summary* kde jsou shrnuty hlavní vstupní parametry. V části *Case Mode* zvolíme *Design*.



Obr. 5-1: Volba módu *Design*

Zadávání vstupních údajů začínáme tím, že v stromové struktuře zvolíme *Input Summary* → *Geometry* → *Shell*, kde můžeme zvolit geometrii pláště. V části *TEMA Type* pracovního okna zvolíme *BFU* a v části *Multiple Shells* zvolíme dva pláště v sériovém uspořádání nastavením *Number of shells in series* na *2*.



Obr. 5-2: Nastavení geometrie pláště

V stromové struktuře zvolíme okno *Input Summary* → *Geometry* → *Tubes* → *Tube Geometry*, které složí volbě geometrii teplosměnných trubek. *Tube OD*, což je vnější průměr trubky, nastavíme na hodnotu *25mm* a tloušťku stěny *Average wall thickness* na *2mm*. V části *Tube Pitch* nastavíme rozteč trubek na zvolenou hodnotu napsáním *40mm* do okna *Pitch*. V části *Bundle Geometry* zvolíme *45°* pro *Tube layout angle*, *2* pro *Tubepasses* což je počet chodů trubkového prostoru a *3m* pro *Length* což je délka teplosměnných trubek. V části *Tube Material* v rolovacím menu *Material* zvolíme *<Not in data bank>* a zadáme vlastnosti materiálu zvoleného v předcházející sekci. Hodnotu

9,1W/m-C pro *Thermal conductivity*, **8220kg/m³** pro *Density* a **205000MPa** pro *Elastic modulus*.

Obr. 5-3: Nastavení geometrie teplosměnných trubek

V dialogovém okně *Input Summary* → *Geometry* → *Baffles* v části *Baffle Geometry* v rolovacím okně *Cut orientation* zvolíme *Perpendicular*, čímž zvolíme horizontální segmentové přepážky.

Obr. 5-4: nastavení geometrie přepážek

Tím geometrické údaje jsou zadané a můžeme pokračovat zadáváním fyzikálních veličin teplosměnných médií. V stromové struktuře vybereme *Input Summary* → *Process* a zadáme vstupní údaje pro tepelný výpočet. Do levých kolonek píšeme údaje pro *Hot Fluid*, což znamená teplé médium a v našem případě jsou to spaliny. Na pravé straně jsou kolonky pro *Cold Fluid*, což znamená studené médium, tj. vzduch. První řádek je *Fluid Name*, kam napíšeme název média a *Phase* zvolíme *All vapor* pro obě média. Třetí řádek je *Flow Rate* (průtok), kde pro spaliny nenapíšeme nic, neboť tento údaj nepoznáme a pro vzduch **3,85kg/s**. Další řádek je *Inlet temperature* (vstupní teplota) kam pro spaliny napíšeme **925°C** a pro vzduch **150°C**. Do kolonek *Outlet temperature* (výstupní teplota) pro spaliny napíšeme zvolených **230°C** a pro vzduch zadaných **750°C**. Další řádek je *Inlet pressure* (vstupní tlak) kde pro spaliny zadáme **120kPa** a **410kPa** pro vzduch.

	Hot Fluid	Cold Fluid	
Fluid name	spaliny	vzduch	
Phase	All vapor	All vapor	
Flow rate		3,85	kg/s
Inlet fraction vapor	1	1	weight fraction vapor
Outlet fraction vapor	1	1	weight fraction vapor
Inlet temperature	925	150	C
Outlet temperature	230	750	C
Inlet pressure	120	410	kPa
Allowable pressure drop			kPa
Fouling resistance			m ² -K/W
Fouling layer thickness			mm
Exchanger duty			MegaWatts
Duty/flow multiplier	1		

Obr. 5-5: Vstupní hodnoty pro tepelný výpočet

Program obsahuje databázi termofyzikálních vlastností široké škály látek, proto potřebujeme zadat jenom složení médií. K zadání složení spalin zvolíme okno **Input Summary** → **Hot fluid properties**. V části **Physical Property Input Option** zvolíme **Component by component** a v části **Heat Release Input Method** zvolíme možnost **Program calculated**.

Fluid name	spaliny
Fluid compressibility	
Physical Property Input Option	
<input type="radio"/> Mixture properties via grid <input checked="" type="radio"/> Component by component <input type="radio"/> Component and grid properties	
Heat Release Input Method	
<input type="radio"/> User specified <input type="radio"/> Specified dew/bubble point <input checked="" type="radio"/> Program calculated	
Composition Units	
<input type="radio"/> Mass <input checked="" type="radio"/> Moles	
Flash Type	
<input type="radio"/> Differential <input checked="" type="radio"/> Integral	
Property Options	
Temperature interpolation	Program
Property Generator...	

Obr. 5-6: Volba metody zadání vlastností složek teplosměnných médií

V okně *Input Summary* → *Hot Fluid Properties* → *Components* zadáváme relativné hodnoty množství složek spalin. V scrollovacím okně vybereme žádanou složku, klikneme *Add*, v tabulce v spodní části okna nastavíme *Vapor* v sloupci *Phase* a zapíšeme relativní množství do sloupce s názvem *Quantity*. Stejný postup zopakujeme pro každou složku.

Databank: HTRI

Find Component

By name By formula

Find First Find Next

Composition Units

Mass Moles

Add Delete Order...

	Databank Name	User Name	Source	Phase	Quantity	Fraction	▲
1	Carbon Dioxide	Carbon Dioxide	HTRI	Vapor	12,4415	0,1244	
2	Sulfur Dioxide	Sulfur Dioxide	HTRI	Vapor	0,00102	1,016e-5	
3	Nitrogen	Nitrogen	HTRI	Vapor	68,3116	0,6831	
4	Oxygen	Oxygen	HTRI	Vapor	4,24149	0,0424	
5	Argon	Argon	HTRI	Vapor	0,80521	0,0081	
6	Water (IAPWS 199	Water (IAPWS 199	HTRI	Vapor	14,1992	0,1420	
7							
8							
9							
10							
11							

Total Moles: 100

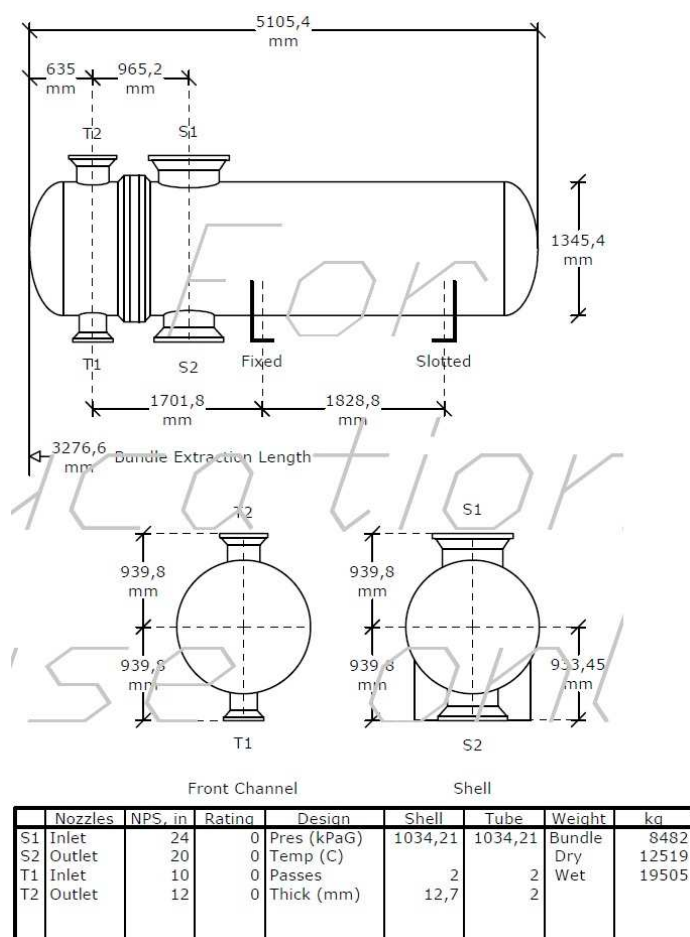
Obr. 5-7: Zadání složení spalin

Pro zadání složení vzduchu zvolíme *Input Summary* → *Cold fluid properties* a dále postupujeme stejně jako v případě spalin.

	Databank Name	User Name	Source	Phase	Quantity	Fraction	▲
1	Carbon Dioxide	Carbon Dioxide	HTRI	Vapor	0,02951	2,951e-4	
2	Nitrogen	Nitrogen	HTRI	Vapor	76,7719	0,7677	
3	Oxygen	Oxygen	HTRI	Vapor	20,6561	0,2066	
4	Argon	Argon	HTRI	Vapor	0,90494	0,0090	
5	Water (IAPWS 199	Water (IAPWS 199	HTRI	Vapor	1,63752	0,0164	
6							
7							
8							
9							
10							
11							

Total Moles: 100

Obr. 5-8: Zadání složení vzduchu



Obr. 5-11: Dispoziční uspořádání nízkoteplotní části

Pro další návrh je třeba přepnout do módu **Simulation** nebo **Rating**. Program žádá další vstupní údaje, jako vnitřní průměr pláště nebo počet trubek, a počet mezer mezi přepážkami nebo délka jedné mezery. Jako první doplním vnitřní průměr pláště podle předcházejícího výpočtu, což je 1320mm, kliknutím na stromovou strukturu zvolíme **Input Summary** → **Geometry** → **Shell**, a do kolonky **Shell Inside Diameter** napíšeme hodnotu.

Obr. 5-12: Nastavení vnitřního průměru pláště

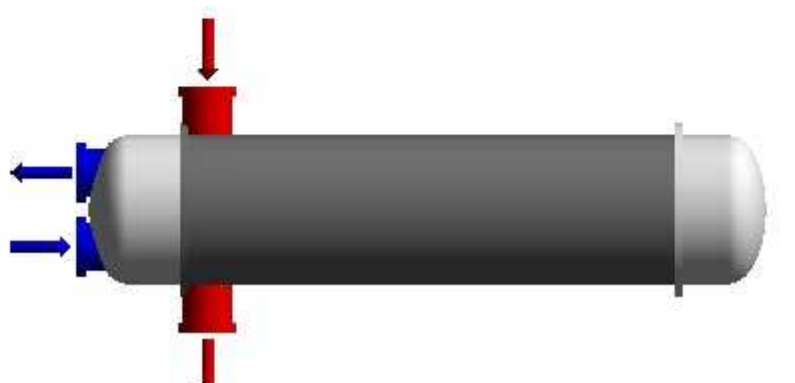
Počet přepážek nastavíme kliknutím v stromové struktuře **Input Summary** → **Geometry** → **Baffles** a v části **Baffle Geometry** do kolonky **Crosspasses** doplníme hodnotu 7. Ve výstupním protokolu s chybovým hlášením **Runtime Messages** je psáno, že vstupní a výstupní mezera mezi přepážkami je příliš malá, proto zvolíme větší hodnotu, než jsou průměry hrdel napsáním hodnoty **800mm** do kolonky **Inlet/outlet spacing** v části **Baffle spacing** pracovního okna geometrie přepážek.

Baffle Geometry			
Type	Single segmental	Window area	percent
Cut orientation	Perpendicular	Crosspasses	7
Cut	% of shell ID	Double-seg. overlap	Tuberows
Baffle Spacing			
Central	mm	Inlet/outlet spacing	800 mm
Variable	<input type="checkbox"/>	Turn-around spacing	mm

Obr. 5-13: Nastavení počtu mezer a délku vstupní a výstupní mezery mezi přepážkami

Dalším krokem je nastavení umístění vstupního a výstupního hrdla vzduchu volbou **Input Summary** → **Geometry** → **Nozzle Location**. V části **Tubeside Positions** v rolovacím menu **Inlet type** nastavíme **Axial**.

Shellside Positions		Tubeside Positions		Front Head		
Inlet radial	Program Decides	Inlet position	Front head	Location		
Inlet longitudinal	Front head	Inlet type	Axial	TEMA Type		
Outlet radial	Program decides	Outlet type	Same as inlet	B	F	U
Nozzle at U-bend	At U-bend	Tubeside Process		Type		
		Type		All vapor		



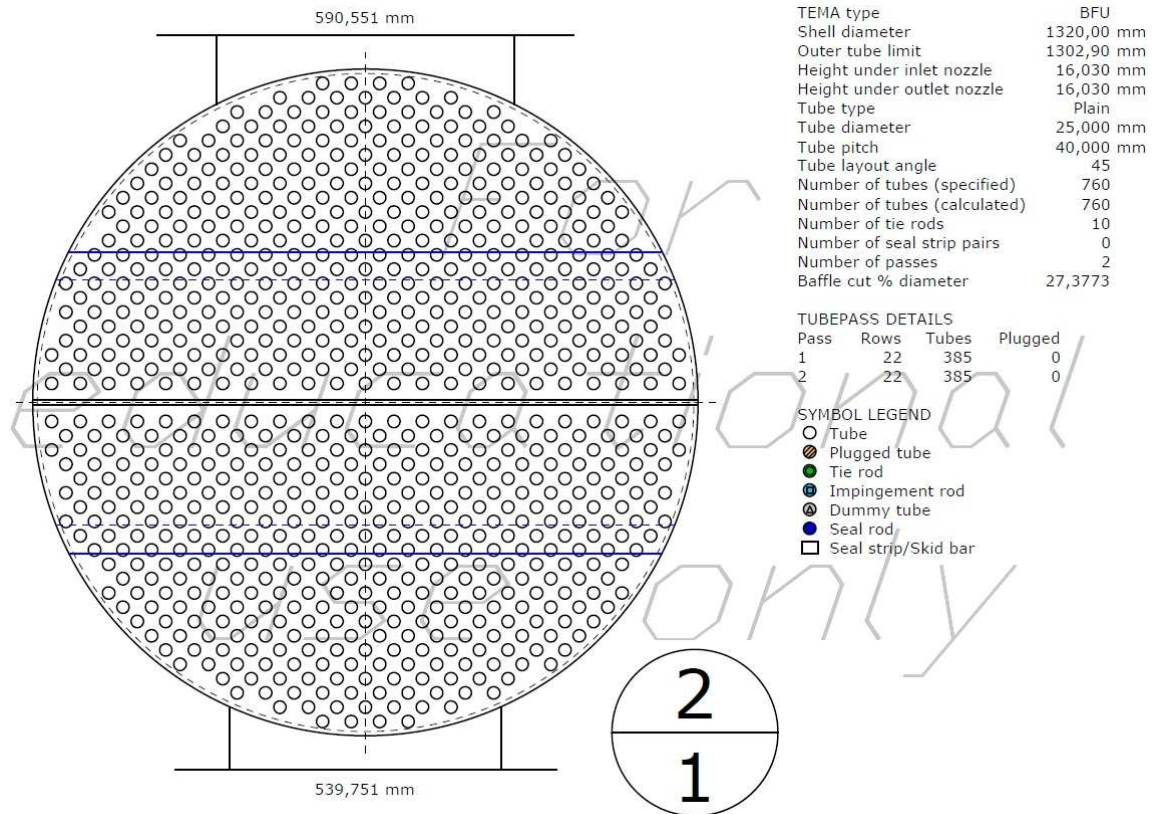
Obr. 5-14: Nastavení umístění hrdel vzduchu

Jako poslední krok znovu spustíme návrh stisknutím ikonky **Run case**.

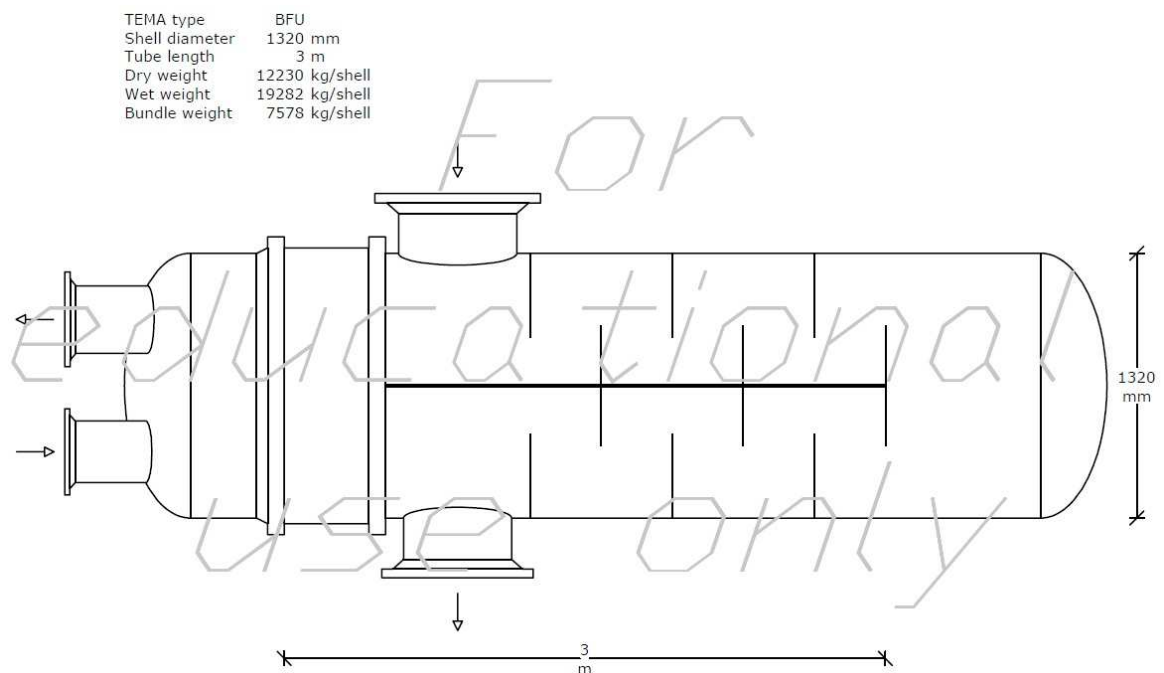
6. VÝSLEDKY VÝPOČTU

6.1. Výstupní schémata

6.1.1. Vysokoteplotní část výměníku

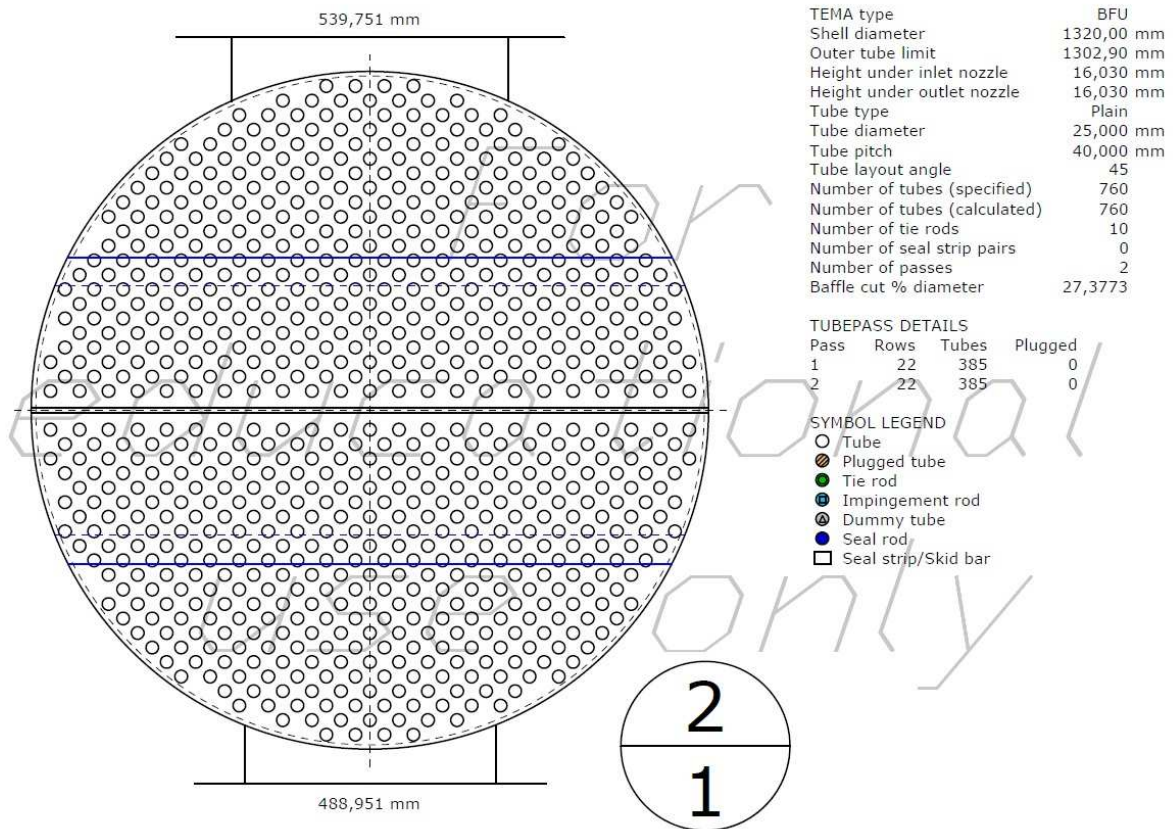


Obr. 6-1: Rozvržení trubek vysokoteplotní části

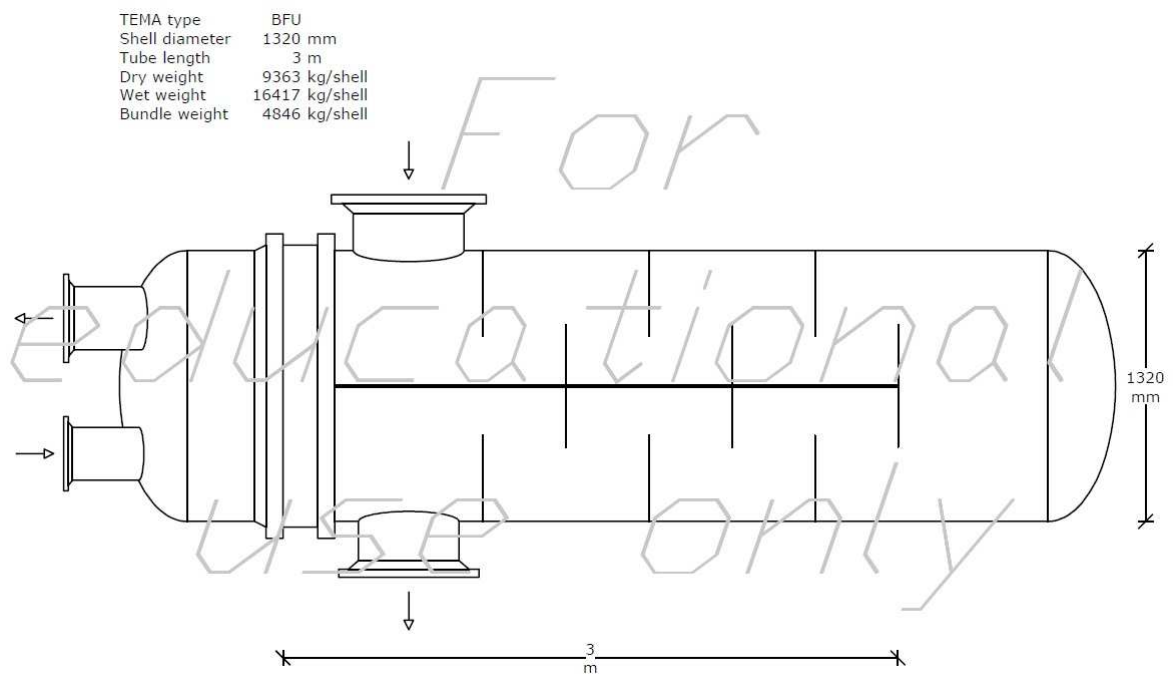


Obr. 6-2: Schéma vysokoteplotní části

6.1.2. Nízkoteplotní část výměníku



Obr. 6-3: Rozvržení trubek nízkoteplotní části



Obr. 6-4: Schéma nízkoteplotní části

6.2. Shrnutí hlavních výsledků výpočtu

6.2.1. Vysokoteplotní část

Hmotnostní průtok spalin	\dot{m}_{sp}	2,97	[kg/s]
Hmotnostní průtok vzduchu	\dot{m}_{vz}	3,85	[kg/s]
Teplota spalin na vstupu	t_{spIN}	925	[°C]
Teplota spalin na výstupu	t_{spOUT}	513	[°C]
Teplota vzduchu na vstupu	t_{vzIN}	390	[°C]
Teplota vzduchu na výstupu	t_{vzOUT}	750	[°C]
Tlak spalin na vstupu	p_{spIN}	120	[kPa]
Tlak spalin na výstupu	p_{spOUT}	114	[kPa]
Tlak vzduchu na vstupu	p_{vzIN}	405	[kPa]
Tlak vzduchu na výstupu	p_{vzOUT}	402,5	[kPa]
Tepelný výkon	\dot{Q}	1542	[kW]
Velikost teplosměnné plochy	A	179,68	[m ²]

Tab. 6-1: Výsledky tepelného výpočtu vysokoteplotní části

Typ pláště a komor	TEMA	BFU	[-]
Vnitřní průměr pláště	d_{pl}	1320	[mm]
Tloušťka stěny pláště	t_{pl}	13	[mm]
Vnější průměr pláště	D_{pl}	1346	[mm]
Vnitřní průměr teplosměnných trubek	d_{tr}	21	[mm]
Tloušťka stěny teplosměnných trubek	t_{tr}	2	[mm]
Vnější průměr teplosměnných trubek	D_{tr}	25	[mm]
Efektivní délka teplosměnných trubek	l_{tr}	3010	[mm]
Počet teplosměnných trubek	n	385	[-]
Rozteč teplosměnných trubek	t	40	[mm]
Tloušťka trubkovnice	s	422	[mm]
Rozteč přepážek	$t_{př}$	355	[mm]
Vnitřní průměr vstupního hrdla spalin	d_{spIN}	590	[mm]
Vnitřní průměr výstupního hrdla spalin	d_{spOUT}	540	[mm]
Vnitřní průměr vstupního hrdla vzduchu	d_{vzIN}	308	[mm]
Vnitřní průměr výstupního hrdla vzduchu	d_{vzOUT}	336	[mm]
Celková výška VT části	H_{VT}	1880	[mm]
Celková délka VT části	L_{VT}	5156	[mm]

Tab. 6-2: Geometrické parametry vysokoteplotní části

6.2.2. Nízkoteplotní část

Hmotnostní průtok spalin	\dot{m}_{sp}	2,97	[kg/s]
Hmotnostní průtok vzduchu	\dot{m}_{vz}	3,85	[kg/s]
Teplota spalin na vstupu	t_{spIN}	513	[°C]
Teplota spalin na výstupu	t_{spOUT}	230	[°C]
Teplota vzduchu na vstupu	t_{vzIN}	150	[°C]
Teplota vzduchu na výstupu	t_{vzOUT}	390	[°C]
Tlak spalin na vstupu	p_{spIN}	108	[kPa]
Tlak spalin na výstupu	p_{spOUT}	103	[kPa]
Tlak vzduchu na vstupu	p_{vzIN}	408	[kPa]
Tlak vzduchu na výstupu	p_{vzOUT}	406	[kPa]
Tepelný výkon	\dot{Q}	980	[kW]
Velikost teplosměnné plochy	A	194,73	[m ²]

Tab. 6-3: Výsledky tepelného výpočtu nízkoteplotní části

Typ pláště a komor	TEMA	BFU	[-]
Vnitřní průměr pláště	d_{pl}	1320	[mm]
Tloušťka stěny pláště	t_{pl}	13	[mm]
Vnější průměr pláště	D_{pl}	1346	[mm]
Vnitřní průměr teplosměnných trubek	d_{tr}	21	[mm]
Tloušťka stěny teplosměnných trubek	t_{tr}	2	[mm]
Vnější průměr teplosměnných trubek	D_{tr}	25	[mm]
Efektivní délka teplosměnných trubek	l_{tr}	3262	[mm]
Počet teplosměnných trubek	n	385	[-]
Rozteč teplosměnných trubek	t	40	[mm]
Tloušťka trubkovnice	s	170	[mm]
Rozteč přepážek	$t_{př}$	405	[mm]
Vnitřní průměr vstupního hrdla spalin	d_{spIN}	540	[mm]
Vnitřní průměr výstupního hrdla spalin	d_{spOUT}	490	[mm]
Vnitřní průměr vstupního hrdla vzduchu	d_{vzIN}	260	[mm]
Vnitřní průměr výstupního hrdla vzduchu	d_{vzOUT}	308	[mm]
Celková výška VT části	H_{VT}	1880	[mm]
Celková délka VT části	L_{VT}	5105	[mm]

Tab. 6-4: Geometrické parametry nízkoteplotní části

7. ZÁVĚR

Tato závěrečná práce se zabývala návrhem výměníku tepla pro ohřev vzduchu spaliny vzniklými spalováním dřevné biomasy. Vzduch na vstupu do výměníku má tlak 410kPa a po ohřátí na teplotu 750°C expanduje v malé plynové turbíně. Výměník byl navržen jako protiproudý, trubkový s U-trubkami, se dvěma chody jak na straně teplosměnných trubek, kde proudí vzduch, tak i v mezitrubkovém prostoru, kde proudí spaliny. K intenzifikaci turbulence proudění, segmentové přepážky jsou použity. Výměník je složen ze dvou sériově zapojených částí a to kvůli úsporám, jelikož nízkoteplotní část klade menší nároky na materiál. Návrh byl proveden použitím softwaru HTRI Xchanger Suite®.

Úvodní částí práce obsahuje popis a rozdělení výměníků z různých hledisek a podrobnější popis trubkových výměníků, dále obsahuje základní vztahy pro tepelný a hydraulický výpočet. V další části jsou vypočteny vstupní údaje pro použitý software. Mezi ní patří složení teplosměnných médií, tj. vlhkého vzduch a spalin, dále některé zvolené geometrické vlastnosti, jako rozměry a uspořádání teplosměnných trubek, jejich rozteč, dále volba materiálů pro vysokoteplotní a nízkoteplotní část a volba dalších parametrů. V poslední části je podrobný popis zadávání vstupních údajů do softwaru a shrnutí výsledků. Práce také obsahuje výkresovou dokumentaci vybraných částí.

Na základě výsledků a odborné literatury můžu předpokládat, že navržený výměník bude pracovat spolehlivě. Koncepce výměníku je jednoduchá jak z konstrukčního tak i z technologického hlediska a výroba takového výměníku je plně zvládnuta v České republice. Pro výměník je třeba dále navrhnout konstrukční a technologický postup, podpěrnou konstrukci, tepelnou izolaci a přístrojové vybavení.

8. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Fonyó, Zs. a Fábry, Gy.: *Vegyipari művelettani alapismeretek (Základy chemických procesů)*. Nemzeti Tankönyvkiadó Budapest, 1998
- [2] Ochrana, L.: *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Nakladatelství VUT Brno, 1993
- [3] Beke, J.: *Műszaki hőtan mérnököknek (Termodynamika pro inženýry)*. Mezőgazdasági Szaktudás Kiadó Budapest, 2000
- [4] *Tepelné výměníky*, ZVU Engineering a.s.
http://www.zvuengineering.cz/files/cz/brozury/Tepelne_vymeniky_brozura_revize_0.pdf
[04.2011]
- [5] Dlouhý, T.: *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Nakladatelství ČVUT, 2007
- [6] *Software SteanTab*, ChemicalLogic
<http://www.chemicallogic.com> [04.2011]
- [7] Budaj, F.: *Parní kotle – Podklady pro tepelný výpočet*. Nakladatelství VUT Brno
- [8] DIN 2448 – Rozměry a délková hmotnost bezešvých trubek
- [9] *Hastelloy® X Alloy*, Haynes International high-temperature alloys
<http://www.haynesintl.com/pdf/h3009.pdf> [04.2011]
- [10] DIN 17 175 – Bezešvé trubky z žárovevných ocelí
- [11] ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní

9. SEZNAM PŘÍLOH


1. Výstupní protokoly softwaru HTRI Xchanger Suite®
2. Výkresová dokumentace vybraných částí


10. PŘÍLOHY


Příloha 1

Vysokoteplotní část výměníku

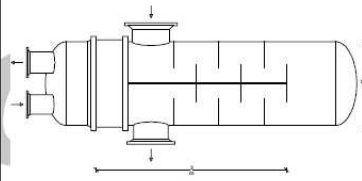
HTRI		Input Reprint	Page 1
		Released to the following organization: <i>Microsoft</i> <i>Microsoft</i>	
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl		SI Units	
: Shell 1			
Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles			
NOTE: Case input modified. Values may not be consistent with other output reports.			
Shell Data			
Service type	Generic Shell and Tube		
TEMA type	BFU		
Run mode	Simulation		
Hot fluid location	Shellside		
Number of shells in series	1		
Number of shells in parallel	1		
Shell inside diameter	1320,00 mm		
Flow in 1st tubepass	Countercurrent		
Train flow direction	Countercurrent		
Reboiler Data			
Reboiler type	No piping specified		
Inlet pressure location	Inlet nozzle		
Tube Data			
Tube type	Plain		
Tube outside diameter	25,000 mm		
Tube wall thickness	2,000 mm		
Tube pitch	40,000 mm		
Tube pitch ratio	1,600		
Tubepasses per shell	2		
Tube pattern	45 degrees		
Tube count method	Rigorous		
Tube length	3,000 m		
Tube material	Not in data bank		
Tube material density	8220,00 kg/m3		
Tube material thermal conductivity	9,1000 W/m-C		
Tube material elastic modulus	205000 MPa		
Tubepass Arrangement Data			
Force symmetric layout	No		
Force cleaning lanes	No		
Tubes to remove for tie rods	Calculated		
Baffle Data			
Baffle type	Single segmental		
Baffle orientation	Perpendicular		
Number of crosspasses	7		
Variable baffle spacing	No		
Window cut from baffles	No		
Clearance Data			
Number of seal strip pairs	Calculated		
Baffle clearance type	TEMA		
Block A stream	No		
Block E stream	No		
Block F stream	No		
Number of passlane seal rods	Calculated		


		Input Reprint		Page 2
		Released to the following organization: Microsoft Microsoft		
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl		SI Units		
: Shell 1 Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles				
NOTE: Case input modified. Values may not be consistent with other output reports.				
Nozzle Data				
Number of shellside inlet nozzles				1
Number of shellside outlet nozzles				1
Number of tubeside inlet nozzles				1
Number of tubeside outlet nozzles				1
Radial position on shell inlet nozzle			Program decides	
Radial position on shell outlet nozzle			Program decides	
Location of nozzle at U-bend			At U-bend	
Tubeside entry type			Axial	
Tubeside inlet position			Front head	
Tubeside exit type			Same as inlet	
Front head location			Left	
Impingement Data				
Impingement device present			If required by TEMA	
Impingement type			Circular plate	
Optional Geometry Data				
Small exchanger				No
Tubesheet type				Single
Shell expansion joint				No
Floating head support type				None
Full support at U-Bend				None
Insulated longitudinal baffle				No
Process Conditions Data				
		Hot Fluid		Cold Fluid
Phase condition		Sensible gas		Sensible gas
Flow rate		--		3,8500 kg/s
Inlet vapor fraction		1		1
Outlet vapor fraction		1		1
Inlet temperature		925,00		-- C
Outlet temperature		--		750,00 C
Inlet pressure		120,000		404,731 kPa
Duty multiplier				1
Hot Fluid Property Data				
Fluid name				spaliny
Physical property method			Component by component properties	
Heat release method			Program calculated	
Flash type			Integral	
Quantity units			Moles	
Temperature interpolation option			Program	
Number of components				6
Property package				HTRI


	Input Reprint		Page 3
	Released to the following organization: <i>Microsoft</i> <i>Microsoft</i>		
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl			SI Units
: Shell 1			
Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles			
NOTE: Case input modified. Values may not be consistent with other output reports.			
Hot Fluid Component Data			
Component number	1	2	3
Component name	Carbon Dioxide	Sulfur Dioxide	Nitrogen
Comp. bank name	Carbon Dioxide	Sulfur Dioxide	Nitrogen
Component bank	HTRI	HTRI	HTRI
Component code	2	120	131
Component phase	Vapor	Vapor	Vapor
Component quantity	12,4415	0,00102	68,3116
Component number	4	5	6
Component name	Oxygen	Argon	Water (IAPWS 1997)
Comp. bank name	Oxygen	Argon	Water (IAPWS 1997)
Component bank	HTRI	HTRI	HTRI
Component code	201	208	1
Component phase	Vapor	Vapor	Vapor
Component quantity	4,24149	0,80521	14,1992
Cold Fluid Property Data			
Fluid name	vzduch		
Physical property method	Component by component properties		
Heat release method	Program calculated		
Flash type	Integral		
Quantity units	Moles		
Temperature interpolation option	Program		
Number of components	5		
Property package	HTRI		
Cold Fluid Component Data			
Component number	1	2	3
Component name	Carbon Dioxide	Nitrogen	Oxygen
Comp. bank name	Carbon Dioxide	Nitrogen	Oxygen
Component bank	HTRI	HTRI	HTRI
Component code	2	131	201
Component phase	Vapor	Vapor	Vapor
Component quantity	0,02951	76,7719	20,6561
Component number	4	5	
Component name	Argon	Water (IAPWS 1997)	
Comp. bank name	Argon	Water (IAPWS 1997)	
Component bank	HTRI	HTRI	
Component code	208	1	
Component phase	Vapor	Vapor	
Component quantity	0,90494	1,63752	

	Input Reprint Released to the following organization: <i>Microsoft</i> <i>Microsoft</i>	Page 4
	Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl SI Units	
: Shell 1 Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles		
NOTE: Case input modified. Values may not be consistent with other output reports.		
Control Methods Data		
Shellside friction factor method		Commercial
Tubeside friction factor method		Commercial
Pure longitudinal flow		No
Pure component condensation		No
Condensing correlation		HTRI Proration
Mole fraction inerts		0
Momentum exclusion		0 %
Pure component boiling		No
Check film boiling		Yes
Nucleate boiling method	Physical property/theoretical boiling range	
Component boiling method		Nucleate and convective
Control User-Defined Methods Data		
Add non-nucleate boiling		Yes
Control Vibration Data		
Damping factor method		HTRI Method
Include inlet vibration support		No
Include outlet vibration support		No

HTRI		Output Summary		Page 1	
		Released to the following organization:			
		Microsoft			
		Microsoft			
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl				SI Units	
: Shell 1					
Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles					
No Data Check Messages.					
See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name		spaliny		vzduch	
Flow rate	(kg/s)	2,9702		3,8500	
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	1,000	1,000	1,000	1,000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	925,00	512,87	390,16	750,00
Inlet P/Avg	(kPa)	120,002	113,897	404,731	402,448
dP/Allow.	(kPa)	12,209	0,000	4,567	0,000
Fouling	(m ² -K/W)	0,000000		0,000000	
Exchanger Performance					
Shell h	(W/m ² -K)	160,48	Actual U	(W/m ² -K)	61,59
Tube h	(W/m ² -K)	121,92	Required U	(W/m ² -K)	63,35
Hot regime	(--)	Sens. Gas	Duty	(MegaWatts)	1,5415
Cold regime	(--)	Sens. Gas	Area	(m ²)	179,678
EMTD	(Deg C)	135,4	Overdesign	(%)	-2,77
Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(--)	BFU	Baffle type	(--)	Single-Seg.
Shell ID	(mm)	1320,00	Baffle cut	(Pct Dia.)	27,38
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	Perpend.
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	354,884
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(--)	7
Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	590,551
Tube OD	(mm)	25,000	Shell outlet	(mm)	539,751
Length	(m)	3,000	Inlet height	(mm)	16,030
Pitch ratio	(--)	1,6000	Outlet height	(mm)	16,030
Layout	(deg)	45	Tube inlet	(mm)	307,087
Tubecount	(--)	760	Tube outlet	(mm)	336,551
Tube Pass	(--)	2			
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions	
Shell	38,38	Shellside	31,01	A	0,013
Tube	60,14	Tubeside	16,96	B	0,900
Fouling	0,00	Crossflow	30,48	C	0,011
Metal	1,48	Window	32,61	E	0,076
				F	0,000


HTRI		Final Results		Page 1	
		Released to the following organization: Microsoft Microsoft			
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl				SI Units	
: Shell 1 Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles					
Process Data		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name	spaliny			vzduch	
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Gas
Total flow rate	(kg/s)		2,9702		3,8500
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1,000	1,000	1,000	1,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	925,00	512,87	390,16	750,00
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	718,94	648,58	570,08	646,13
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	468,12	841,79	466,71	838,87
Pressure, In/Average	(kPa)	120,002	113,897	404,731	402,448
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	12,209		4,567	
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	31,01		16,96	
Mole fraction inert	(--)		0,0000		
Average film coef.	(W/m2-K)		160,48		121,92
Heat transfer safety factor	(--)		1,000		1,000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
Overall Performance Data					
Overall coef., Reqd/Clean/Actual	(W/m2-K)		63,35 /	61,59 /	61,59
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)		1,5415 /		
Effective overall temperature difference	(Deg C)		135,4		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)		147,13 *	0,9871 *	0,9325
See Runtime Messages Report for warnings.					
Exchanger Fluid Volumes					
Approximate shellside (L)	2501,9				
Approximate tubeside (L)	4554,3				
Shell Construction Information					
TEMA shell type	BFU	Shell ID	(mm)	1320,00	
Shells Series	1 Parallel 1	Total area	(m2)	204,888	
Passes Shell	2 Tube 2	Eff. area	(m2/shell)	179,678	
Shell orientation angle (deg)	0,00				
Impingement present	No				
Pairs seal strips	0	Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0	
Shell expansion joint	No	Full support at U-Bend	No		
Weight estimation Wet/Dry/Bundle	19282 /	12230 /	7577,7	(kg/shell)	
Baffle Information					
Type	Perpend. Single-Seg.	Baffle cut (% dia)	27,38		
Crosspasses/shellpass	7	No. (Pct Area)	(mm) to C.L		
Central spacing	(mm) 354,884	1	45,05	298,619	
Inlet/Outlet Spacing	(mm) 803,200	2	45,09	242,059	
Turn Spacing	(mm) 775,663				
Baffle thickness	(mm) 9,525	Long. baffle length	(m)	2,578	
Insulated long baffle	No				
Tube Information					
Tube type	Plain	Tubecount per shell	760		
Length to tangent	(m) 3,000	Pct tubes removed (both)	0,13		
Effective length	(m) 3,010	Outside diameter	(mm)	25,000	
Total tubesheet	(mm) 422,350	Wall thickness	(mm)	2,000	
Area ratio	(out/in) 1,1905	Pitch (mm)	40,0000	Ratio	1,6000
Tube metal	Not in data bank	Tube pattern (deg)	45		

		Final Results			Page 2	
		Released to the following organization: Microsoft Microsoft				
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl					SI Units	
: Shell 1 Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles						
Shellside Performance						
Nom vel, X-flow/window		30,48 / 32,61				
Flow fractions for heat transfer		0,901				
A=0,0134		B=0,8999		C=0,0110		E=0,0756 F=0,0000
Shellside Heat Transfer Corrections						
Total	Beta	Gamma	End	Fin		
0,807	0,755	1,068	0,833	1,000		
Pressure Drops (Percent of Total)						
Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube	
18,44	56,76	17,83	Inlet	3,47	12,53	
MOMENTUM		0,00	Outlet	3,50	7,08	
Two-Phase Parameters						
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F		
H. T. Parameters						
			Shell	Tube		
Overall wall correction			1,000	0,948		
Midpoint	Prandtl no.			0,72	0,71	
Midpoint	Reynolds no.			7732	16731	
Bundle inlet	Reynolds no.			3479	18735	
Bundle outlet	Reynolds no.			3610	14670	
Fouling layer	(mm)					
Thermal Resistance						
Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des		
38,38	60,14	0,00	1,48	-2,77		
Total fouling resistance				0		
Differential resistance				-4,5e-4		
Shell Nozzles						
Inlet at channel end-Yes			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
Number at each position			1	1	0	
Diameter		(mm)	590,551	539,751		
Velocity		(m/s)	31,20	27,17		
Pressure drop		(kPa)	0,423	0,427		
Height under nozzle		(mm)	16,030	16,030		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	338,33	352,69		
Shell ent.		(kg/m-s2)	888,48	904,28		
Tube Nozzle						
			Inlet	Outlet	Liquid Outlet	
			AXIAL	AXIAL		
Diameter		(mm)	307,087	336,551		
Velocity		(m/s)	24,60	31,96		
Pressure drop		(kPa)	0,572	0,323		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	1278,90	1383,03		
Annular Distributor						
			Inlet	Outlet		
Length		(mm)				
Height		(mm)				
Slot area		(mm2)				
Diametral Clearances (mm)						
Baffle-to-shell		Bundle-to-shell		Tube-to-baffle		
6,3500		17,0998		0,7938		

		Supplementary Results				Page 3
		Released to the following organization: Microsoft Microsoft				
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl					SI Units	
: Shell 1 Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles						
Externally Enhanced Tube Geometry			Internally Enhanced Tube Geometry			
Type	Plain		Type	None		
Fin density	(fin/meter)		Thickness	(mm)		
Fin height	(mm)		Pitch	(L/D)		
Fin thickness	(mm)					
Root diameter	(mm)					
Area/length	(m2/m)					
Mean Metal Temperatures						
Mean shell temperature	707,98 (C)					
Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)						
Tube Pass	Inside	Outside	Radial			
1	555,35	557,28	556,37			
2	735,33	737,76	736,61			
Longitudinal Baffle Seal Leakage Analysis						
TEMA BFU Shell		Base	Case	Case	Case	Case
		Case	1	2	3	4
Seal leakage clearance	(mm)	0,000	0,406	0,813	1,626	2,381
Percent fluid leakage past seal		0,00	0,00	0,00	1,23	2,01
Fluid leakage MTD correction		1,000	1,000	1,000	0,988	0,980
Corrected MTD	(C)	135,4	135,4	135,4	133,8	132,7
Corrected percent overdesign		-2,8	-2,8	-2,8	-4,0	-4,7

HTRI		HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET				Page 1	
						SI Units	
Service of Unit		Item No.					
Type	BFU	Orientation Horizontal		Connected In 1 Parallel 1 Series			
Surf/Unit (Gross/Eff) 204,89 / 179,68 m ²		Shell/Unit 1		Surf/Shell (Gross/Eff) 204,89 / 179,68 m ²			
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side		
Fluid Name		spaliny			vzduch		
Fluid Quantity, Total	kg/s	2,9702			3,8500		
Vapor (In/Out)	wt%	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	
Liquid	wt%	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
Temperature (In/Out)	C	925,00	512,87	390,16	750,00		
Density	kg/m ³	0,3476	0,4759	2,1128	1,3543		
Viscosity	mN-s/m ²	0,0455	0,0342	0,0322	0,0427		
Specific Heat	kJ/kg-C	1,3103	1,2052	1,0793	1,1469		
Thermal Conductivity	W/m-C	0,0829	0,0564	0,0490	0,0695		
Critical Pressure	kPa						
Inlet Pressure	kPa	120,002			404,731		
Velocity	m/s		31,01		16,96		
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa		12,209		4,567		
Average Film Coefficient	W/m ² -K	160,48			121,92		
Fouling Resistance (min)	m ² -K/W						
Heat Exchanged	1,5415 MegaWatts	MTD (Corrected) 135,4 C		Overdesign -2,77 %			
Transfer Rate, Service	63,35 W/m ² -K	Calculated 61,59 W/m ² -K		Clean 61,59 W/m ² -K			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
		Shell Side		Tube Side			
Design Pressure	kPaG	1034,21		1034,21			
Design Temperature	C						
No Passes per Shell		2		2			
Flow Direction		Downward		Upward			
Connections		1 @ 590,551		1 @ 307,087			
Size & Rating	In mm	1 @ 590,551		1 @ 307,087			
	Out mm	1 @ 539,751		1 @ 336,551			
	Liq. Out mm	@		@			
Tube No.	760 OD 25,000 mm	Thk(Avg) 2,000 mm	Length 3,000 m	Pitch 40,000 mm	Layout 45		
Tube Type	Plain	Material NOT IN DATA BANK		Pairs seal strips	0		
Shell ID	1320,00 mm	Kettle ID	mm	Passlane Seal Rod No.	0		
Cross Baffle Type	PERPEND. SINGLE-SEG.	%Cut (Diam) 27;38		Impingement Plate	None		
Spacing(c/c)	354,884 mm	Inlet	803,200 mm	No. of Crosspasses	7		
Rho-V ² -Inlet Nozzle	338,33 kg/m-s ²	Shell Entrance	888,48	Shell Exit	904,28 kg/m-s ²		
		Bundle Entrance	360,57	Bundle Exit	310,96 kg/m-s ²		
Weight/Shell	12230,1	Filled with Water	19282,1	Bundle	7577,67 kg		
Notes:		Thermal Resistance, %	Velocities: m/s	Flow Fractions			
		Shell 38,38	Shellside 31,01	A 0,013			
		Tube 60,14	Tubeside 16,96	B 0,900			
		Fouling 0,00	Crossflow 30,48	C 0,011			
		Metal 1,48	Window 32,61	E 0,076			
				F 0,000			


HTRI		HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET				Page 1	
						SI Units	
Customer		Job No.		Reference No.			
Address		Proposal No.					
Plant Location		Date	20.5.2011	Rev			
Service of Unit		Item No.					
Size	1320,00 x 2999,96 mm	Type	BFU	Horz.	Connected In	1 Parallel 1 Series	
Surf/Unit (Gross/Eff)	204,89 / 179,68 m ²	Shell/Unit	1	Surf/Shell (Gross/Eff)		204,89 / 179,68 m ²	
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid Allocation		Shell Side		Tube Side			
Fluid Name		spaliny		vzduch			
Fluid Quantity, Total		kg/hr		10692,7		13860,1	
Vapor (In/Out)		10692,7		10692,7		13860,1 13860,1	
Liquid							
Steam		948,406		948,406		142,091 142,091	
Water							
Noncondensables							
Temperature (In/Out)		C		925,00 512,87		390,16 750,00	
Specific Gravity							
Viscosity		mN-s/m ²		0,0455 0,0342		0,0322 0,0427	
Molecular Weight, Vapor							
Molecular Weight, Noncondensables							
Specific Heat		kJ/kg-C		1,3103 1,2052		1,0793 1,1469	
Thermal Conductivity		W/m-C		0,0829 0,0564		0,0490 0,0695	
Latent Heat		kJ/kg					
Inlet Pressure		kPa		120,002		404,731	
Velocity		m/s		31,01		16,96	
Pressure Drop, Allow/Calc		kPa		12,209		4,567	
Fouling Resistance (min)		m ² -K/W					
Heat Exchanged W		1541489		MTD (Corrected)		135,4 C	
Transfer Rate, Service		63,35 W/m ² -K		Clean	61,59 W/m ² -K	Actual 61,59 W/m ² -K	
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
Design/Test Pressure		kPaG		1034,21 /		1034,21 /	
Design Temperature		C					
No Passes per Shell				2		2	
Corrosion Allowance		mm					
Connections		In mm		1 @ 590,551		1 @ 307,087	
Size & Rating		Out mm		1 @ 539,751		1 @ 336,551	
		Intermediate		@		@	
Tube No.		380U OD 25,000 mm		Thk(Avg) 2,000 mm		Length 3,000 m Pitch 40,000 mm Layout 45	
Tube Type		Plain		Material NOT IN DATA BANK			
Shell		ID 1320,00 mm		OD mm		Shell Cover	
Channel or Bonnet				Channel Cover			
Tubesheet-Stationary				Tubesheet-Floating			
Floating Head Cover				Impingement Plate None			
Baffles-Cross		Type SINGLE-SEG.		%Cut (Diam) 27;38		Spacing(c/c) 354,884 Inlet 803,200 mm	
Baffles-Long				Seal Type			
Supports-Tube				U-Bend		Type	
Bypass Seal Arrangement				Tube-Tubesheet Joint			
Expansion Joint				Type			
Rho-V2-Inlet Nozzle		338,33 kg/m-s ²		Bundle Entrance 360,57		Bundle Exit 310,96 kg/m-s ²	
Gaskets-Shell Side				Tube Side			
-Floating Head							
Code Requirements				TEMA Class			
Weight/Shell		12230,1		Filled with Water 19282,1		Bundle 7577,67 kg	
Remarks:							
Reprinted with Permission (v5)							

		Stream Properties					Page 1		
		Released to the following organization: Microsoft Microsoft							
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl							SI Units		
: Shell 1 Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles									
Hot Shellside Fluid For Unit 101			Inlet			Outlet			
Fluid name			spaliny						
Temperature (C)		925,00			512,87				
Pressure (kPa)		120,002			107,795				
Weight fraction vapor (--)		1,0000			1,0000				
Vapor Properties									
Density (kg/m3)		0,3476			0,4759				
Viscosity (mN-s/m2)		0,0455			0,0342				
Conductivity (W/m-C)		0,0829			0,0564				
Heat capacity (kJ/kg-C)		1,3103			1,2052				
Molecular weight (--)		28,8478			28,8478				
Liquid Properties									
Density (kg/m3)		--			--				
Viscosity (mN-s/m2)		--			--				
Conductivity (W/m-C)		--			--				
Heat capacity (kJ/kg-C)		--			--				
Molecular weight (--)		--			--				
Latent heat (kJ/kg)		--			--				
Surface tension (mN/m)		--			--				
Molar Composition				Vapor		Liquid		K-Value	
1 Carbon Dioxide				0,1244		--		--	
2 Sulfur Dioxide				1,016e-5		--		--	
3 Nitrogen				0,6831		--		--	
4 Oxygen				0,0424		--		--	
5 Argon				0,0081		--		--	
6 Water (IAPWS 1997)				0,1420		--		--	

HTRI		Stream Properties					Page 2	
		Released to the following organization:						
		Microsoft						
		Microsoft						
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl						SI Units		
: Shell 1								
Simulation - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles								
Cold Tubeside Fluid For Unit 101		Inlet			Outlet			
Fluid name		vzduch						
Temperature	(C)	390,16			750,00			
Pressure	(kPa)	404,731			400,169			
Weight fraction vapor	(--)	1,0000			1,0000			
Vapor Properties								
Density	(kg/m3)	2,1128			1,3543			
Viscosity	(mN-s/m2)	0,0322			0,0427			
Conductivity	(W/m-C)	0,0490			0,0695			
Heat capacity	(kJ/kg-C)	1,0793			1,1469			
Molecular weight	(--)	28,7833			28,7833			
Liquid Properties								
Density	(kg/m3)	--			--			
Viscosity	(mN-s/m2)	--			--			
Conductivity	(W/m-C)	--			--			
Heat capacity	(kJ/kg-C)	--			--			
Molecular weight	(--)	--			--			
Latent heat	(kJ/kg)	--			--			
Surface tension	(mN/m)	--			--			
Molar Composition		Vapor	Liquid	K-Value	Vapor	Liquid	K-Value	
1	Carbon Dioxide	2,951e-4	--	--	2,951e-4	--	--	
2	Nitrogen	0,7677	--	--	0,7677	--	--	
3	Oxygen	0,2066	--	--	0,2066	--	--	
4	Argon	0,0090	--	--	0,0090	--	--	
5	Water (IAPWS 1997)	0,0164	--	--	0,0164	--	--	

Nízkoteplotní část výměníku

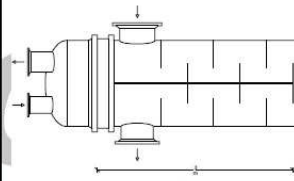
HTRI		Input Reprint	Page 1
		Released to the following organization: <i>Microsoft</i> <i>Microsoft</i>	
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl		SI Units	
: Shell 2			
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles			
NOTE: Case input modified. Values may not be consistent with other output reports.			
Shell Data			
Service type	Generic Shell and Tube		
TEMA type	BFU		
Run mode	Rating		
Hot fluid location	Shellside		
Number of shells in series	1		
Number of shells in parallel	1		
Shell inside diameter	1320,00 mm		
Flow in 1st tubepass	Countercurrent		
Train flow direction	Countercurrent		
Reboiler Data			
Reboiler type	No piping specified		
Inlet pressure location	Inlet nozzle		
Tube Data			
Tube type	Plain		
Tube outside diameter	25,000 mm		
Tube wall thickness	2,000 mm		
Tube pitch	40,000 mm		
Tube pitch ratio	1,600		
Tubepasses per shell	2		
Tube pattern	45 degrees		
Tube count method	Rigorous		
Tube length	3,000 m		
Tube material	Not in data bank		
Tube material density	7700,00 kg/m3		
Tube material thermal conductivity	24,0000 W/m-C		
Tube material elastic modulus	217000 MPa		
Tube Pass Arrangement Data			
Force symmetric layout	No		
Force cleaning lanes	No		
Tubes to remove for tie rods	Calculated		
Baffle Data			
Baffle type	Single segmental		
Baffle orientation	Perpendicular		
Number of crosspasses	7		
Variable baffle spacing	No		
Window cut from baffles	No		
Clearance Data			
Number of seal strip pairs	Calculated		
Baffle clearance type	TEMA		
Block A stream	No		
Block E stream	No		
Block F stream	No		
Number of passlane seal rods	Calculated		

	Input Reprint		Page 2
	Released to the following organization: <i>Microsoft</i> <i>Microsoft</i>		
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl		SI Units	
: Shell 2			
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles			
NOTE: Case input modified. Values may not be consistent with other output reports.			
Nozzle Data			
Number of shellside inlet nozzles			1
Number of shellside outlet nozzles			1
Number of tubeside inlet nozzles			1
Number of tubeside outlet nozzles			1
Radial position on shell inlet nozzle		Program decides	
Radial position on shell outlet nozzle		Program decides	
Location of nozzle at U-bend		At U-bend	
Tubeside entry type		Axial	
Tubeside inlet position		Front head	
Tubeside exit type		Same as inlet	
Front head location		Left	
Impingement Data			
Impingement device present		If required by TEMA	
Impingement type		Circular plate	
Optional Geometry Data			
Small exchanger			No
Tubesheet type			Single
Shell expansion joint			No
Floating head support type			None
Full support at U-Bend			None
Insulated longitudinal baffle			No
Process Conditions Data			
	Hot Fluid	Cold Fluid	
Phase condition	Sensible gas	Sensible gas	
Flow rate	--	3,8500 kg/s	
Inlet vapor fraction	1	1	
Outlet vapor fraction	1	1	
Inlet temperature	512,87	150,00 C	
Outlet temperature	230,00	390,16 C	
Inlet pressure	107,793	408,000 kPa	
Duty multiplier		1	
Hot Fluid Property Data			
Fluid name		spaliny	
Physical property method		Component by component properties	
Heat release method		Program calculated	
Flash type		Integral	
Quantity units		Moles	
Temperature interpolation option		Program	
Number of components		6	
Property package		HTRI	


HTRI		Input Reprint		Page 3
Released to the following organization: <i>Microsoft</i> <i>Microsoft</i>				
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl				SI Units
: Shell 2				
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles				
NOTE: Case input modified. Values may not be consistent with other output reports.				
Hot Fluid Component Data				
Component number	1	2	3	
Component name	Carbon Dioxide	Sulfur Dioxide	Nitrogen	
Comp. bank name	Carbon Dioxide	Sulfur Dioxide	Nitrogen	
Component bank	HTRI	HTRI	HTRI	
Component code	2	120	131	
Component phase	Vapor	Vapor	Vapor	
Component quantity	12,4415	0,00102	68,3116	
Component number	4	5	6	
Component name	Oxygen	Argon	Water (IAPWS 1997)	
Comp. bank name	Oxygen	Argon	Water (IAPWS 1997)	
Component bank	HTRI	HTRI	HTRI	
Component code	201	208	1	
Component phase	Vapor	Vapor	Vapor	
Component quantity	4,24149	0,80521	14,1992	
Cold Fluid Property Data				
Fluid name				vzduch
Physical property method	Component by component properties			
Heat release method	Program calculated			
Flash type	Integral			
Quantity units	Moles			
Temperature interpolation option	Program			
Number of components	5			
Property package	HTRI			
Cold Fluid Component Data				
Component number	1	2	3	
Component name	Carbon Dioxide	Nitrogen	Oxygen	
Comp. bank name	Carbon Dioxide	Nitrogen	Oxygen	
Component bank	HTRI	HTRI	HTRI	
Component code	2	131	201	
Component phase	Vapor	Vapor	Vapor	
Component quantity	0,02951	76,7719	20,6561	
Component number	4	5		
Component name	Argon	Water (IAPWS 1997)		
Comp. bank name	Argon	Water (IAPWS 1997)		
Component bank	HTRI	HTRI		
Component code	208	1		
Component phase	Vapor	Vapor		
Component quantity	0,90494	1,63752		

HTRI	Input Reprint Released to the following organization: <i>Microsoft</i> <i>Microsoft</i>	Page 4
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: FriendsI		SI Units
: Shell 2		
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles		
NOTE: Case input modified. Values may not be consistent with other output reports.		
Control Methods Data		
Shellside friction factor method		Commercial
Tubeside friction factor method		Commercial
Pure longitudinal flow		No
Pure component condensation		No
Condensing correlation		HTRI Proration
Mole fraction inerts		0
Momentum exclusion		0 %
Pure component boiling		No
Check film boiling		Yes
Nucleate boiling method	Physical property/theoretical boiling range	
Component boiling method		Nucleate and convective
Control User-Defined Methods Data		
Add non-nucleate boiling		Yes
Control Vibration Data		
Damping factor method		HTRI Method
Include inlet vibration support		No
Include outlet vibration support		No

HTRI		Output Summary				Page 1
		Released to the following organization:				
		Microsoft				
		Microsoft				
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl					SI Units	
: Shell 2						
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles						
No Data Check Messages.						
See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside		
Fluid name		spaliny		vzduch		
Flow rate (kg/s)		2,9702		3,8500		
Inlet/Outlet Y (Wt. frac vap.)	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	
Inlet/Outlet T (Deg C)	512,87	230,00	150,00	390,16		
Inlet P/Avg (kPa)	107,795	103,831	408,006	406,368		
dP/Allow. (kPa)	7,928	0,000	3,275	0,000		
Fouling (m2-K/W)		0,000000		0,000000		
Exchanger Performance						
Shell h (W/m2-K)	132,61	Actual U (W/m2-K)	53,52			
Tube h (W/m2-K)	107,71	Required U (W/m2-K)	54,57			
Hot regime (--) Sens. Gas		Duty (MegaWatts)	0,9800			
Cold regime (--) Sens. Gas		Area (m2)	194,730			
EMTD (Deg C)	92,2	Overdesign (%)	-1,93			
Shell Geometry			Baffle Geometry			
TEMA type (--)	BFU	Baffle type (--)	Single-Seg.			
Shell ID (mm)	1320,00	Baffle cut (Pct Dia.)	27,38			
Series (--)	1	Baffle orientation (--)	Perpend.			
Parallel (--)	1	Central spacing (mm)	405,320			
Orientation (deg)	0,00	Crosspasses (--)	7			
Tube Geometry			Nozzles			
Tube type (--)	Plain	Shell inlet (mm)	539,751			
Tube OD (mm)	25,000	Shell outlet (mm)	488,951			
Length (m)	3,000	Inlet height (mm)	16,030			
Pitch ratio (--)	1,6000	Outlet height (mm)	16,030			
Layout (deg)	45	Tube inlet (mm)	258,877			
Tubecount (--)	760	Tube outlet (mm)	307,087			
Tube Pass (--)	2					
Thermal Resistance; %		Velocities; m/s		Flow Fractions		
Shell	40,36	Shellside	19,35	A	0,013	
Tube	59,15	Tubeside	10,76	B	0,908	
Fouling	0,00	Crossflow	18,84	C	0,011	
Metal	0,49	Window	23,11	E	0,067	
				F	0,000	

HTRI		Final Results		Page 1	
		Released to the following organization: Microsoft Microsoft			
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl				SI Units	
: Shell 2					
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles					
Process Data		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name		spaliny		vzduch	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Gas	
Total flow rate	(kg/s)	2,9702		3,8500	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1,000	1,000	1,000	1,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	512,87	230,00	150,00	390,16
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	371,44	319,61	270,08	318,91
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	198,09	453,26	197,79	452,59
Pressure, In/Average	(kPa)	107,795	103,831	408,006	406,368
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	7,928		3,275	
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	19,35		10,76	
Mole fraction inert	(--)	0,0000			
Average film coef.	(W/m2-K)	132,61		107,71	
Heat transfer safety factor	(--)	1,000		1,000	
Fouling resistance	(m2-K/W)	0,000000		0,000000	
Overall Performance Data					
Overall coef., Req'd/Clean/Actual	(W/m2-K)	54,57	/	53,52	/ 53,52
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0,9800	/		
Effective overall temperature difference	(Deg C)	92,2			
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	99,95	*	0,9889	* 0,9329
See Runtime Messages Report for warnings.					
Exchanger Fluid Volumes					
Approximate shellside (L)	2726,7				
Approximate tubeside (L)	4330,7				
Shell Construction Information					
TEMA shell type	BFU	Shell ID	(mm)	1320,00	
Shells Series	1 Parallel 1	Total area	(m2)	204,888	
Passes Shell	2 Tube 2	Eff. area	(m2/shell)	194,730	
Shell orientation angle (deg)	0,00				
Impingement present	No				
Pairs seal strips	0	Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0	
Shell expansion joint	No	Full support at U-Bend	No		
Weight estimation Wet/Dry/Bundle	16417	/	9363,4	/	4846,0 (kg/shell)
Baffle Information					
Type	Perpend. Single-Seg.	Baffle cut (% dia) 27,38			
Crosspasses/shellpass	7	No. (Pct Area) (mm) to C.L			
Central spacing	(mm) 405,320	1	45,05	298,619	
Inlet/Outlet Spacing	(mm) 803,200	2	45,09	242,059	
Turn Spacing	(mm) 731,153				
Baffle thickness	(mm) 9,525	Long. baffle length	(m)	2,830	
Insulated long baffle	No				
Tube Information					
Tube type	Plain	Tubecount per shell	760		
Length to tangent	(m) 3,000	Pct tubes removed (both)	0,13		
Effective length	(m) 3,262	Outside diameter	(mm)	25,000	
Total tubesheet	(mm) 170,168	Wall thickness	(mm)	2,000	
Area ratio	(out/in) 1,1905	Pitch (mm)	40,0000	Ratio	1,6000
Tube metal	Not in data bank	Tube pattern (deg)	45		

HTRI		Final Results			Page 2	
Released to the following organization: <i>Microsoft</i> <i>Microsoft</i>						
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl					SI Units	
: Shell 2 Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles						
Shellside Performance						
Nom vel, X-flow/window		18,84 / 23,11				
Flow fractions for heat transfer		0,910				
A=0,0133 B=0,9083 C=0,0115 E=0,0670 F=0,0000						
Shellside Heat Transfer Corrections						
Total	Beta	Gamma	End	Fin		
0,824	0,772	1,068	0,853	1,000		
Pressure Drops (Percent of Total)						
Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube	
15,46	52,78	21,00	Inlet	5,41	22,61	
MOMENTUM		0,00	Outlet	5,36	9,24	
Two-Phase Parameters						
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F		
H. T. Parameters						
			Shell	Tube		
Overall wall correction			1,000	0,945		
Midpoint	Prandtl no.			0,74	0,72	
Midpoint	Reynolds no.			10608	22607	
Bundle inlet	Reynolds no.			4769	25633	
Bundle outlet	Reynolds no.			5252	19474	
Fouling layer	(mm)					
Thermal Resistance						
Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des		
40,36	59,15	0,00	0,49	-1,93		
Total fouling resistance				0		
Differential resistance				-3,61e-4		
Shell Nozzles						
Inlet at channel end-Yes			Inlet	Outlet	Liquid	Outlet
Number at each position			1	1	0	
Diameter		(mm)	539,751	488,951		
Velocity		(m/s)	27,28	22,90		
Pressure drop		(kPa)	0,429	0,425		
Height under nozzle		(mm)	16,030	16,030		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	354,07	362,18		
Shell ent.		(kg/m-s2)	907,81	902,15		
Tube Nozzle						
			Inlet	Outlet	Liquid	Outlet
			AXIAL	AXIAL		
Diameter		(mm)	258,877	307,087		
Velocity		(m/s)	21,90	24,60		
Pressure drop		(kPa)	0,741	0,302		
Nozzle R-V-SQ		(kg/m-s2)	1601,72	1278,88		
Annular Distributor						
Length		(mm)				
Height		(mm)				
Slot area		(mm2)				
Diametral Clearances (mm)						
Baffle-to-shell		Bundle-to-shell		Tube-to-baffle		
6,3500		17,0998		0,7938		

		Supplementary Results				Page 3
		Released to the following organization: Microsoft Microsoft				
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl						SI Units
: Shell 2 Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles						
Externally Enhanced Tube Geometry			Internally Enhanced Tube Geometry			
Type	Plain		Type	None		
Fin density	(fin/meter)		Thickness	(mm)		
Fin height	(mm)		Pitch	(L/D)		
Fin thickness	(mm)					
Root diameter	(mm)					
Area/length	(m2/m)					
Mean Metal Temperatures						
Mean shell temperature	361,78 (C)					
Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)						
<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>			
1	256,38	256,80	256,60			
2	380,43	380,98	380,72			
Longitudinal Baffle Seal Leakage Analysis						
TEMA BFU Shell		Base	Case	Case	Case	Case
		Case	1	2	3	4
Seal leakage clearance	(mm)	0,000	0,406	0,813	1,626	2,381
Percent fluid leakage past seal		0,00	0,00	0,00	1,31	2,12
Fluid leakage MTD correction		1,000	1,000	1,000	0,987	0,979
Corrected MTD	(C)	92,2	92,2	92,2	91,0	90,2
Corrected percent overdesign		-1,9	-1,9	-1,9	-3,2	-4,0

HTRI		HEAT EXCHANGER RATING DATA SHEET				Page 1	
		SI Units					
Service of Unit			Item No.				
Type	BFU	Orientation Horizontal		Connected In 1 Parallel 1 Series			
Surf/Unit (Gross/Eff)	204,89 / 194,73 m ²	Shell/Unit 1		Surf/Shell (Gross/Eff) 204,89 / 194,73 m ²			
PERFORMANCE OF ONE UNIT							
Fluid Allocation		Shell Side			Tube Side		
Fluid Name		spaliny			vzduch		
Fluid Quantity, Total	kg/s	2,9702			3,8500		
Vapor (In/Out)	wt%	100,0	100,0	100,0	100,0		
Liquid	wt%	0,0	0,0	0,0	0,0		
Temperature (In/Out)	C	512,87	230,00	150,00	390,16		
Density	kg/m ³	0,4759	0,6909	3,3402	2,1128		
Viscosity	mN-s/m ²	0,0342	0,0248	0,0235	0,0322		
Specific Heat	kJ/kg-C	1,2052	1,1282	1,0438	1,0793		
Thermal Conductivity	W/m-C	0,0564	0,0373	0,0337	0,0490		
Critical Pressure	kPa						
Inlet Pressure	kPa	107,795			408,006		
Velocity	m/s				10,76		
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa				7,928		
Average Film Coefficient	W/m ² -K	132,61			107,71		
Fouling Resistance (min)	m ² -K/W						
Heat Exchanged	0,9800 MegaWatts	MTD (Corrected) 92,2 C		Overdesign -1,93 %			
Transfer Rate, Service	54,57 W/m ² -K	Calculated 53,52 W/m ² -K		Clean 53,52 W/m ² -K			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)			
		Shell Side		Tube Side			
Design Pressure	kPaG	1034,21		1034,21			
Design Temperature	C						
No Passes per Shell		2		2			
Flow Direction		Downward		Upward			
Connections	In mm	1 @ 539,751		1 @ 258,877			
Size & Rating	Out mm	1 @ 488,951		1 @ 307,087			
	Liq. Out mm	@		@			
Tube No.	760 OD 25,000 mm	Thk(Avg) 2,000 mm	Length 3,000 m	Pitch 40,000 mm	Layout 45		
Tube Type	Plain	Material NOT IN DATA BANK			Pairs seal strips 0		
Shell ID	1320,00 mm	Kettle ID mm	Passlane Seal Rod No. 0				
Cross Baffle Type	PERPEND. SINGLE-SEG.	%Cut (Diam) 27;38		Impingement Plate None			
Spacing(c/c)	405,320 mm	Inlet 803,200 mm	No. of Crosspasses 7				
Rho-V2-Inlet Nozzle	354,07 kg/m-s ²	Shell Entrance 907,81	Shell Exit 902,15	kg/m-s ²			
		Bundle Entrance 312,18	Bundle Exit 259,01	kg/m-s ²			
Weight/Shell	9363,42	Filled with Water 16416,5	Bundle 4846,00 kg				
Notes:		Thermal Resistance, %	Velocities, m/s	Flow Fractions			
		Shell 40,36	Shellside 19,35	A	0,013		
		Tube 59,15	Tubeside 10,76	B	0,908		
		Fouling 0,00	Crossflow 18,84	C	0,011		
		Metal 0,49	Window 23,11	E	0,067		
				F	0,000		

HTRI		Stream Properties					Page 1	
		Released to the following organization:						
		Microsoft						
		Microsoft						
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl							SI Units	
: Shell 2								
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles								
Hot Shellside Fluid For Unit 102		Inlet			Outlet			
Fluid name		spaliny						
Temperature	(C)	512,87			230,00			
Pressure	(kPa)	107,795			99,867			
Weight fraction vapor	(--)	1,0000			1,0000			
Vapor Properties								
Density	(kg/m3)	0,4759			0,6909			
Viscosity	(mN-s/m2)	0,0342			0,0248			
Conductivity	(W/m-C)	0,0564			0,0373			
Heat capacity	(kJ/kg-C)	1,2052			1,1282			
Molecular weight	(--)	28,8478			28,8478			
Liquid Properties								
Density	(kg/m3)	--			--			
Viscosity	(mN-s/m2)	--			--			
Conductivity	(W/m-C)	--			--			
Heat capacity	(kJ/kg-C)	--			--			
Molecular weight	(--)	--			--			
Latent heat	(kJ/kg)	--			--			
Surface tension	(mN/m)	--			--			
Molar Composition		Vapor	Liquid	K-Value	Vapor	Liquid	K-Value	
1	Carbon Dioxide	0,1244	--	--	0,1244	--	--	
2	Sulfur Dioxide	1,016e-5	--	--	1,016e-5	--	--	
3	Nitrogen	0,6831	--	--	0,6831	--	--	
4	Oxygen	0,0424	--	--	0,0424	--	--	
5	Argon	0,0081	--	--	0,0081	--	--	
6	Water (IAPWS 1997)	0,1420	--	--	0,1420	--	--	

HTRI		Stream Properties					Page 2	
		Released to the following organization:						
		Microsoft						
		Microsoft						
Xist E Ver. 5.00 20.5.2011 17:07 SN: Friendsl						SI Units		
: Shell 2								
Rating - Horizontal Multipass Flow TEMA BFU Shell With Single-Segmental Baffles								
Cold Tubeside Fluid For Unit 102			Inlet		Outlet			
Fluid name			vzduch					
Temperature	(C)		150,00		390,16			
Pressure	(kPa)		408,006		404,731			
Weight fraction vapor	(--)		1,0000		1,0000			
Vapor Properties								
Density	(kg/m3)		3,3402		2,1128			
Viscosity	(mN-s/m2)		0,0235		0,0322			
Conductivity	(W/m-C)		0,0337		0,0490			
Heat capacity	(kJ/kg-C)		1,0438		1,0793			
Molecular weight	(--)		28,7833		28,7833			
Liquid Properties								
Density	(kg/m3)		--		--			
Viscosity	(mN-s/m2)		--		--			
Conductivity	(W/m-C)		--		--			
Heat capacity	(kJ/kg-C)		--		--			
Molecular weight	(--)		--		--			
Latent heat	(kJ/kg)		--		--			
Surface tension	(mN/m)		--		--			
Molar Composition			Vapor	Liquid	K-Value	Vapor	Liquid	K-Value
1	Carbon Dioxide		2,951e-4	--	--	2,951e-4	--	--
2	Nitrogen		0,7677	--	--	0,7677	--	--
3	Oxygen		0,2066	--	--	0,2066	--	--
4	Argon		0,0090	--	--	0,0090	--	--
5	Water (IAPWS 1997)		0,0164	--	--	0,0164	--	--

