

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL
ENGINEERING

NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO VÝROBU A PŘEHŘEV PÁRY

DESIGN OF EQUIPMENT FOR STREAM GENERATION AND SUPERHEATING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc.MARTIN JAKEŠ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. RICHARD NEKVASIL, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství

Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Jakeš Martin, Bc.

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

obor: **Procesní inženýrství (3909T003)**

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 zařízení pro výrobu a přehřev páry

v anglickém jazyce:

Design of equipment for steam generation and superheating

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cíle diplomové práce:

1. Seznámení se s řešenou problematikou.
2. Tepelně hydraulický výpočet zařízení.
3. Konstrukční návrh zařízení.
4. Pevnostní kontrola zařízení dle normy ČSN EN 13 445.
5. Tvorba základní výkresové dokumentace.
6. Rozbor získaných výsledků řešení.

Seznam odborné literatury:

- [1] Kadrnožka J.: Tepelné elektrárny a teplárny, SNTL, Praha 1982
- [2] Schneider P.: Základy konstruování procesních zařízení, PC-DIR Real, s.r.o., Brno 1999
- [3] ČSN EN 13 445 – Netopené tlakové nádoby
- [4] Křupka, V.: Výpočet válcových tenkostěnných kovových nádob a potrubí, SNTL, Praha 1967

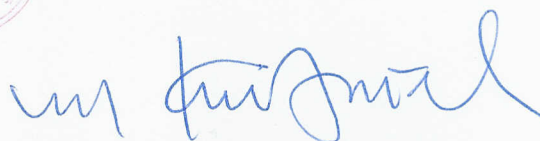
Vedoucí diplomové práce: Ing. Richard Nekvasil, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 26.10.2009 7:35:



prof. Ing. Petr Stehlík, CSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ANOTACE

Tato diplomová práce se zabývá navrhováním nového okruhu pro výrobu přehřáté páry místo původního výměníku, který vykazoval časté poruchy. V úvodu je rozebrána problematika stávajícího výměníku a navržen způsob řešení problému. Navrhován je nový procesní okruh sestávající se z výměníku pro ohřev páry, separátoru a výměníku pro přehřev páry. Postupně jsou v práci oba výměníky navrhovány tepelně i pevnostně. V tepelné části je celý proces namodelován a spočítán v programu ChemCad. Pevnostní výpočet je řešen analyticky dle normy EN 13445, následně jsou pak všechny rozměry výměníků optimalizovány. V závěru je ověřena metodou konečných prvků kritická část výměníku. Po úspěšném provedení návrhového tepelného a pevnostního výpočtu byla zpracována příslušná výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tepelný návrh, pevnostní návrh, výměník tepla, optimalizace, řešení problému, ověření.

ANNOTATION

This thesis describes the design of a new circuit for the production of superheated steam instead of the original heat exchanger, which showed frequent failure. In the introduction is disassembling the problems of the existing heat exchanger and the proposed method of solving the problem. Proposed is a new process circuit consisting of a heat exchanger to heat the steam, separator and heat exchanger for superheated stream. Gradually, the work both heat exchangers are designed thermal and strength. In the thermal part is modeled all process circuit and calculated in the program ChemCad. The strength calculation is solved analytically according to EN 13 445, then all dimensions of heat exchangers are optimized. In the conclusion is verified by method of finite element critical part of the exchanger. After successful completion of the design thermal and strength calculation was made relevant drawing documentation.

KEY WORDS

Thermal design, strength design, heat exchanger, optimalization, solve of problem, verify.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JAKEŠ, M. *Návrh zařízení na výrobu a přehřev páry*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 89 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Richard Nekvasil, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Návrh zařízení na výrobu a přehřev páry vypracoval samostatně s použitím odborné literatury pod vedením a dohledem vedoucího diplomové práce panem Ing. Richardem Nekvasilem, Ph.D.

27. května 2010

.....
Bc. Martin Jakeš

PODĚKOVÁNÍ

Za účinnou podporu, cenné rady a připomínky při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Richardu Nekvasilovi, Ph.D.

OBSAH

1	Úvod	10
2	Rozbor stávající situace	11
2.1	Popis vzniklého problému	11
2.2	Parametry výměníku	12
2.3	Popis okruhu výměníku	13
3	Požadavky na nové zařízení	14
3.1	Možnosti řešení problému	14
4	Tepelný výpočet	15
4.1	Výměníky tepla	15
4.2	Základní výpočtové vztahy pro navrhování výměníku	17
4.3	Typ výpočtu	23
4.4	Vstupní data pro výpočet	23
4.5	Stručný algoritmus návrhového výpočtu	24
4.6	Tepelný výpočet v programu ChemCad	25
5	Pevnostní výpočet	31
5.1	Výpočet dle EN 13445	32
5.2	Optimalizace pevnostních výpočtů	58
5.3	Pevnostní ověření metodou konečných prvků	65
6	Závěr	69
7	Použitá literatura	70
8	Seznam použitých zkratk a symbolů	71
9	Přílohy	74

1 ÚVOD

S neustálým růstem životní úrovně lidí roste i poptávka po ropě. Ropa je základním palivem pro dopravu a surovinou pro výrobu plastů. Slouží k výrobě léků, hnojiv a pesticidů. Chudší státy používají ropu také k výrobě elektřiny.

Těžba ropy je neustále nákladnější, kdysi existovaly lokality, kde ropa přirozeně vyvěrala na povrch Země. Nyní se ropa získává vrty. Většinou se v nalezišti nachází společně se zemním plynem, který zajišťuje potřebný tlak, aby mohla ropa samovolně vytékat. To se nazývá primárním způsobem těžby. Tímto způsobem se může získat kolem 20 % ropy obsažené v nalezišti. Postupně však tlak klesá až se musí přejít k čerpání ropy pomocí pump nebo udržováním podzemního tlaku vodní injektáží, zpětným pumpováním zemního plynu, vzduchu. Primární a sekundární metodou se dá vytěžit kolem 25 – 30 % množství ropy v ložisku. Následně nastupuje terciální metoda, pokud je těžba ještě stále ekonomická, to závisí na aktuální ceně ropy a výši těžebních nákladů. Jedná se o princip snižování viskozity zbývajících ropy, většinou injektáží horké páry, která je získávána využitím odpadního tepla z procesu výroby elektřiny spalováním zemního plynu [6].

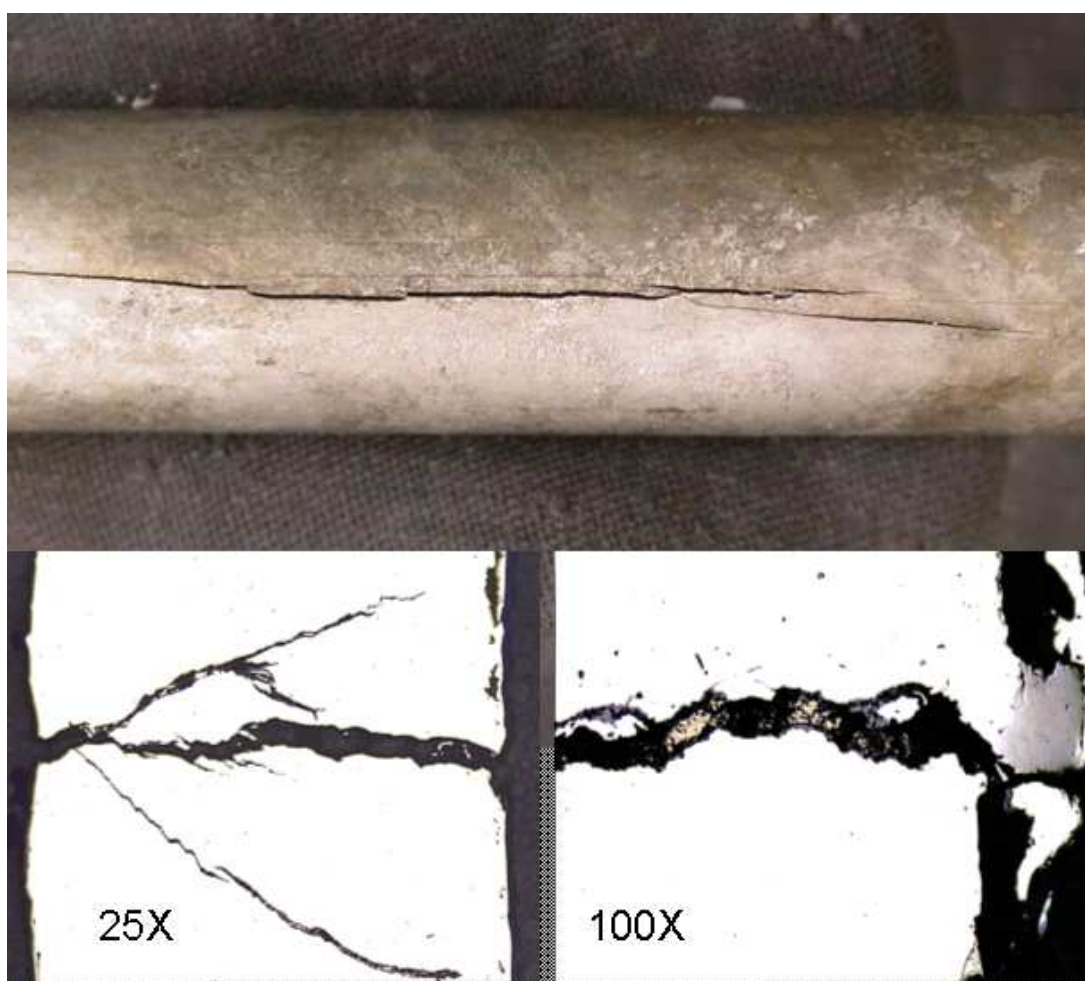
Po těžbě surové ropy dochází k jejímu dalšímu zpracování v rafineriích, aby bylo dosaženo co nejširšího možného využití. Základem zpracování ropy je frakční destilace, při níž jsou odděleny jednotlivé skupiny uhlovodíků podle bodu varu při atmosférickém tlaku. Nejlehčí plynné uhlovodíky jsou methan, ethan, propan, butan. Poslední dva jsou hlavní součástí automobilového paliva LPG. Uhlovodíky s nízkým bodem varu (30 – 70 °C) se používají jako rozpouštědla při chemickém čištění. Další frakce jsou benzín (40 – 200 °C), petrolej (150 – 300 °C), ze kterého se vyrábí tryskové palivo a plynový olej (C₁₀₋₂₀, 200 – 300 °C), z kterého se získává nafta a lehký topný olej. Ze zbytku (tzv. mazutu) se oddělují těžké topné oleje od asfaltu. Z uhlovodíků s dlouhými řetězci se získávají mazací oleje. Získané produkty jsou dále rafinovány, aby se z nich odstranily nežádoucí příměsi (parafiny atd.) [6].

Náplní této diplomové práce je právě jeden mezičlánek zpracování ropy v rafinerii, kdy se ze získaného plynového oleje využívá odpadní teplo k ohřevu a přehřevu vody. Plynový olej vstupuje do trubkového prostoru výměníku tepla, kde předává studenějšímu médiu svoji energii. Mezitrubkový prostor výměníku je z většiny prostoru zaplaven kapalinou, kde dochází k ohřevu vody. Ve zbylém prostoru jsou obsaženy vodní páry, které se dále přehřívají a vystupují ven jako produkt k dalšímu využití. Neustále se zvyšující poptávka po ropných produktech znamenala pro rafinerie navyšování výkonu tohoto zařízení. Po určité době se začaly objevovat na trubkovém svazku praskliny, které vznikaly na rozhraní kapaliny a páry. Je nutné, aby bylo zařízení znovu plně funkční a použitelné i při vyšších výkonech a právě to bude náplní této práce.

2 ROZBOR STÁVAJÍCÍ SITUACE

2.1 Popis vzniklého problému

V procesu využití zbytkového tepla z plynového oleje je používán 4 - chodý trubkový výměník tepla v uspořádání s U - trubkami pro účel výroby přehřáté páry, na kterém se začali objevovat problémy během posledních 2 let. Na některých trubkách nastala koroze a praskání vlivem zvýšeného tepelného namáhání. Praskliny se začaly objevovat v oblasti rozhraní kapaliny a páry mezitrubkového prostoru. V místě rozhraní 2 médií dochází k rozdílnému napětí na trubkách a k jejímu praskání, což je patrné z následujícího obrázku.



Obr. 2.1 Trhlina ve stěně trubky

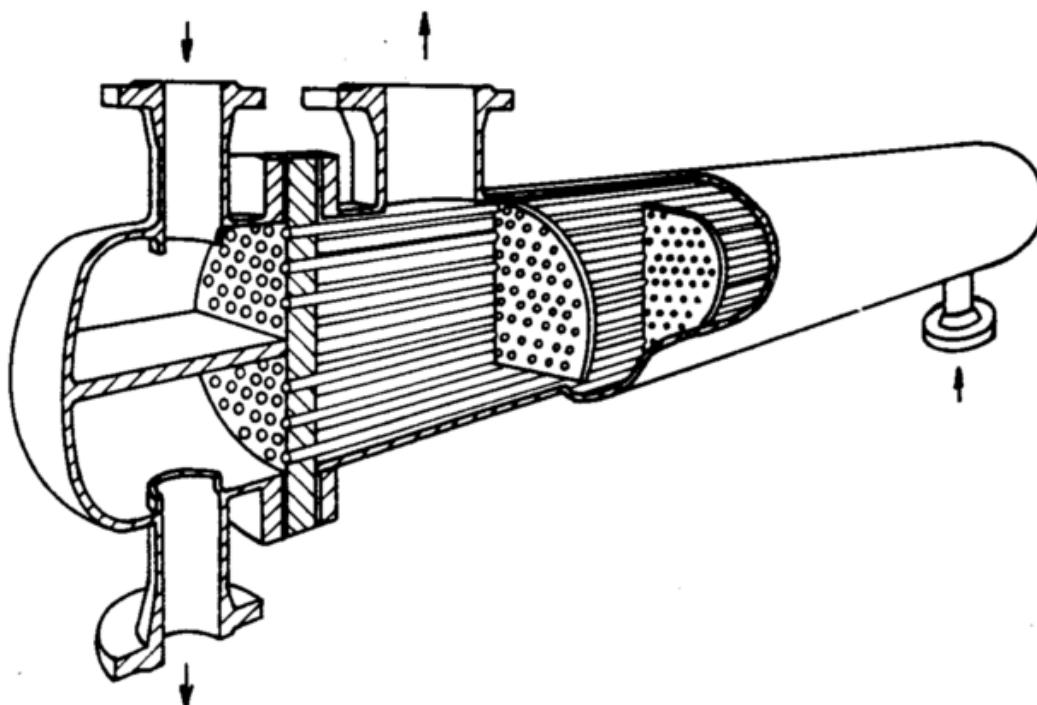
2.2 Parametry výměníku

Svazek

Trubkový svazek se skládá z 534 U – trubek o vnějším průměru 20 mm a tloušťce stěny 2 mm. Použitý materiál je 17 248.4. Trubkovým svazkem proudí plynový olej a malá část vodíku (medium je kontaminováno H_2S , NH_3 , HCl a H_2O). Teplota vstupního média je 273°C a tlak $3,82\text{ MPa}$.

Plášť

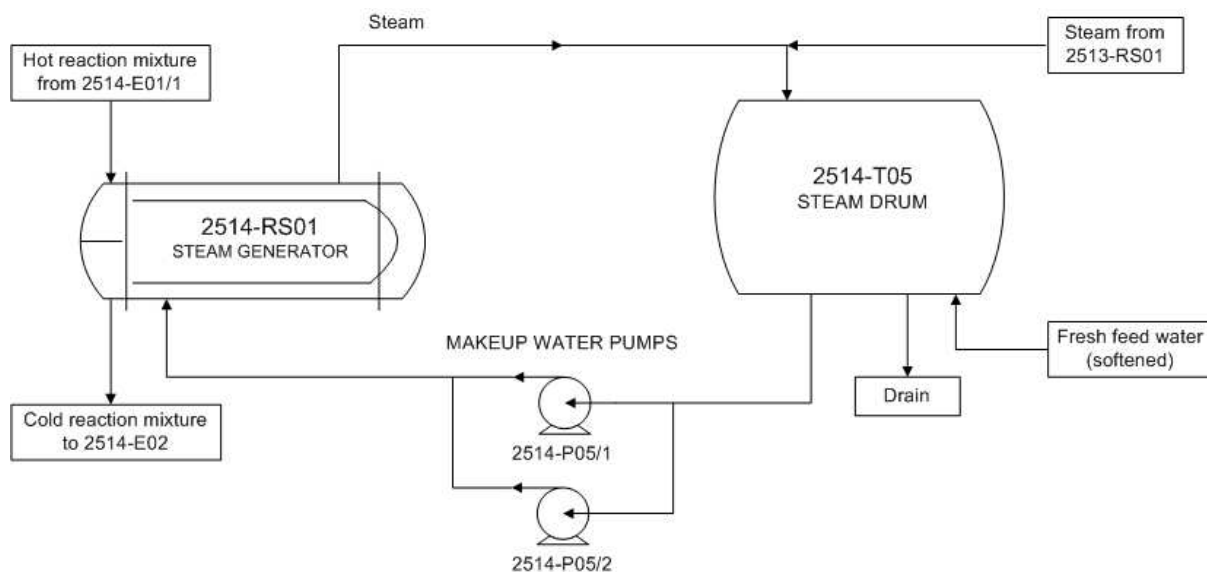
Materiál pláště je 11 416, vnější průměr 1092 mm a objem $3,9\text{ m}^3$. V plášti se nachází kotlová voda a následně vzniklá pára. Pracovní teplota je 200°C a tlak $0,88\text{ MPa}$.



Obr.2.2 Schéma původního výměníku[1]

2.3 Popis okruhu výměníku

Horké médium vstupuje do trubkového svazku parního generátoru z výměníku E01/1 o teplotě 273 °C a tlaku 3,82 MPa a vystupuje o teplotě 130 °C a tlaku 3,62 MPa. Celkový průtok je 115 kg/h. Z mezitrubkového prostoru vystupuje mokrá pára o teplotě 200 °C a spolu s proudem horkého média dalšího výměníku vstupuje do oddělovače páry TO5, kde se smíchává s nástřikovým proudem měkčené vody. V zařízení se odděluje přehřátá pára a proud ohřáté vody, který je dále přes čerpadlo PO5 vháněn zpátky do řešeného generátoru páry. Celé schéma je patrné z obrázku 2.3. Množství vyrobené přehřáté páry je 9 t/h o tlaku 0,65 MPa.



Obr. 2.3 Okruh výroby páry

3 POŽADAVKY NA NOVÉ ZAŘÍZENÍ

Je požadován návrh opravy nebo realizace nového zařízení pro zvýšení spolehlivosti vyvíječe páry. Tlaková ztráta okruhu je požadována maximálně 0,15 MPa. Množství vyrobené páry 10 t/h o minimálním tlaku 0,76 MPa. Zároveň je požadováno navýšení průtoku plynového oleje na 130 kg/h.

3.1 Možnosti řešení problému

Mezi řešení lze považovat výrobu nového trubkového svazku, který by ovšem musel splňovat nově požadované parametry. Tento způsob realizace by byl možná nejméně finančně náročný, ale vzhledem k dosahovaným vstupním průtokům by musela být měněna i vstupní hrdla a další komponenty. Toto řešení nelze považovat za dostatečně efektivní i z důsledku uspořádání U - trubek ve vertikálním směru, kdy by mohlo docházet k opětovným rozdílům napětí na trubkách.

Dalším řešením by mohlo být vytvoření dvou svazků a to tak, že jeden by byl plně zaplaven vodou a druhý by se nacházel v parní části. Tato úprava by se ovšem netýkala pouze výroby nového trubkového svazku, ale musela by být změněna poloha umístění hrdel přívodů a vývodů, přepážek. Dále by se musela změnit geometrie pláště. To je nevýhodná investice do starého zařízení hlavně z ekonomického hlediska.

Déle by mohl být vyroben celý nový výměník tepla, který by byl znovu navrhnout na zvýšené vstupní parametry a zároveň by mohl dosáhnout delší životnosti.

V neposlední řadě by šlo považovat za možné řešení přepracování celého procesního okruhu, aby se dosáhlo větší spolehlivosti celku. Byli by použity 2 výměníky tepla místo stávajícího. V prvním z nich by docházelo k výrobě mokré páry, která by následně vstupovala do separátoru, kde by byla oddělena voda od syté páry, voda by se mísila s přívodní měkčenou vodou a vstupovala zpět přes čerpadlo do výměníku. Oddělená sytá pára by vstupovala do 2. výměníku tepla, kde by se přehřívala a vystupovala v požadovaném množství a parametrech. Trubkový svazek v 1. výměníku by byl plně zaplaven a vlivem toho by odpadly problémy s rozdílným napětím na trubkách.

Vzhledem ke komplexnosti a ucelení procesního celku byla vybrána poslední možnost řešení a následně bude navrhován celý procesní okruh znovu. Dané řešení lze považovat z provozního hlediska za optimální.

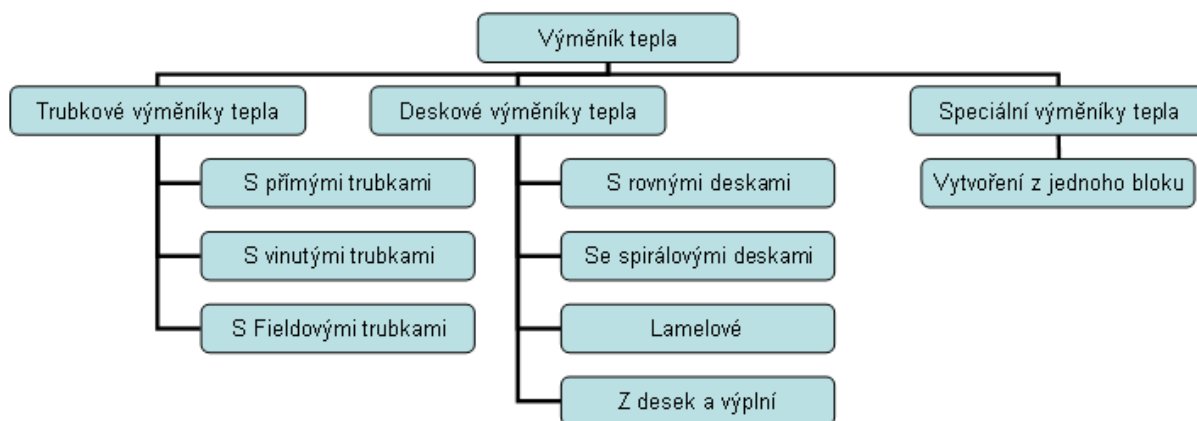
4 TEPELNÝ VÝPOČET

V části tepelných výpočtů výměníků budou nejprve rozebrány možné druhy výměníků a představeny základní výpočetní vztahy. Bude uveden obecně předběžný návrhový výpočet, namodelování okruhu v programu ChemCad verze 6.0.1 a následné ověření výstupních parametrů pomocí bilančních výpočtů.

4.1 Výměníky tepla

Typy výměníků

Výměník tepla je aparát umožňující předávání tepla z teplejšího média chladnějšímu. Pracovní látky přitom mohou být v kapalném nebo plynném stavu. Současně mohou být v jedné nebo ve 2 fázích. Výměníky tepla se dělí na trubkové, deskové a speciální výměníky tepla. Trubkové výměníky se dělí podle uspořádání trubek, ty jsou buď přímé, vinuté nebo Fieldové a to v provedení trubka v trubce nebo s použitím trubkového svazku. Deskové výměníky se dělí podle uspořádání desek (rovné desky, spirálové, lamelové a s desky s výplní). Speciální výměníky tepla jsou vytvořeny z jednoho bloku. Rozdělení výměníků je přehledněji vidět v následujícím obrázku.

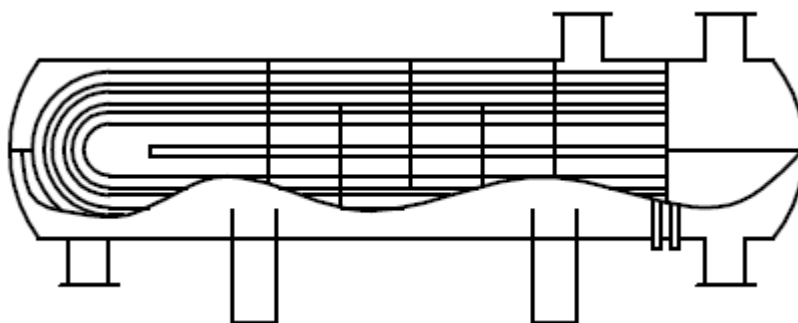


Obr. 4.1 Rozdělení výměníků tepla[1]

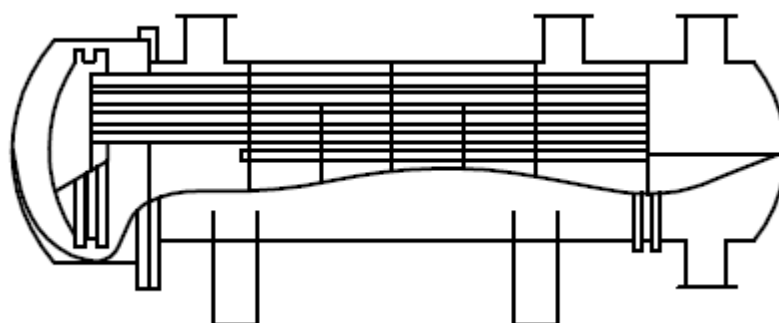
Vzhledem k tomu, že jako výchozí výměník byl volen trubkový se svazkem trubek v plášti a stanovená geometrie vyhovuje i novému řešení tak nebude měněn typ výměníku a použije se tentýž.

Výměníky tepla se svazkem trubek v plášti

Výměníky tepla se svazkem trubek v plášti patří mezi nejpoužívanější výměníky tepla v chemickém průmyslu a to s různými konstrukčními obměnami. Tyto výměníky se vyznačují širokým poměrem velikostí plochy výměny tepla k jeho objemu. Na obrázku 4.2 a 4.3 jsou vidět některé z konstrukčních řešení.



Obr.4.2 Výměník tepla s U – trubkami[1]



Obr. 4.3 Výměník tepla s plovoucí hlavou[1]

Výměníky jsou dostatečně masivní a snesou běžná namáhání v provozu. Dají se snadno čistit. Nejčastější závady jsou vadná těsnění a trubky. Ty se dají snadno vyměnit. Tyto výměníky se skládají ze svazku trubek, trubkovnice, pláště, hrdel připojených k trubkovému, mezitrubkovému prostoru a přepážek.

Základní částí je svazek trubek, který vytváří plochu pro přenos tepla mezi pracovními látkami v trubkovém a mezitrubkovém prostoru. Trubky bývají hladké nebo žebrované. Trubky jsou uchyceny do trubkovnice, buď zaválcováním, nebo přivařením. U nízkotlakých výměníků jsou trubky zaválcovány do otvorů bez drážek. Trubkovnice je kruhová deska s otvory pro trubky, k plášti je buď přivařena nebo vložena a přišroubována. Plášť je válcového tvaru a tvoří obal svazku trubek, v kterém se nachází mezitrubkový prostor. Hrdla tvoří vlastní vstup a výstup pro média. Obvykle jsou vyrobená z bezešvých trubek a přivařena k plášti. Přepážky jsou umístěny na trubkovém svazku, slouží k usměrňování toku média v mezitrubkovém prostoru a zároveň podpírají a vyztužují trubky. Důsledkem jsou ovšem tlakové ztráty. Mezi nejobvyklejší přepážky patří segmentové[1].

V tomto případě bude uvažováno uspořádání výměníků s U – trubkami, a pokud to bude vyžadovat následný optimalizační výpočet, tak bude použito uspořádání se segmentovými přepážkami.

4.2 Základní výpočtové vztahy pro navrhování výměníku

Předpoklad jednofázové výměny tepla

Nejčastěji se analyzuje případ zařízení na výměnu tepla, kdy nedochází u látek ke změnám fází z jednoho skupenství na druhé. U takových případů dochází k přestupu tepla z teplejší látky na chladnější. Teplotní změna je úměrná přenesenému teplu.

Základní rovnice výměny tepla

Rovnice tepelných bilancí

Rovnice tepelných bilancí vycházejí ze zákona zachování energie, kdy tepelná energie teplé látky je rovna tepelné energii předané chladnějšímu mediu včetně tepelných ztrát do okolí. U běžných velikostí zaizolovaných aparátů ztráty nepřekračují 5 % a v některých případech je možné je zanedbat.

Rovnice tepelné bilance pro teplejší proud v trubkovém prostoru bude vypadat následovně.

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot \bar{c}_{p1} \cdot (T_{11} - T_{12}) = \dot{m}_2 \cdot \bar{c}_{p2} \cdot (T_{22} - T_{21}) \cdot (T_{11} - T_{12})$$

Z čehož c_{p1} , c_{p2} jsou střední měrné tepelné kapacity medií, T_{11} a T_{12} jsou vstupní a výstupní teplota první látky, pro druhou je to obdobné. V případě, že jsou teploty neznámé, tak je můžeme nahradit měrnými entalpiemi ve stejných bodech [1].

Rovnice výměny tepla

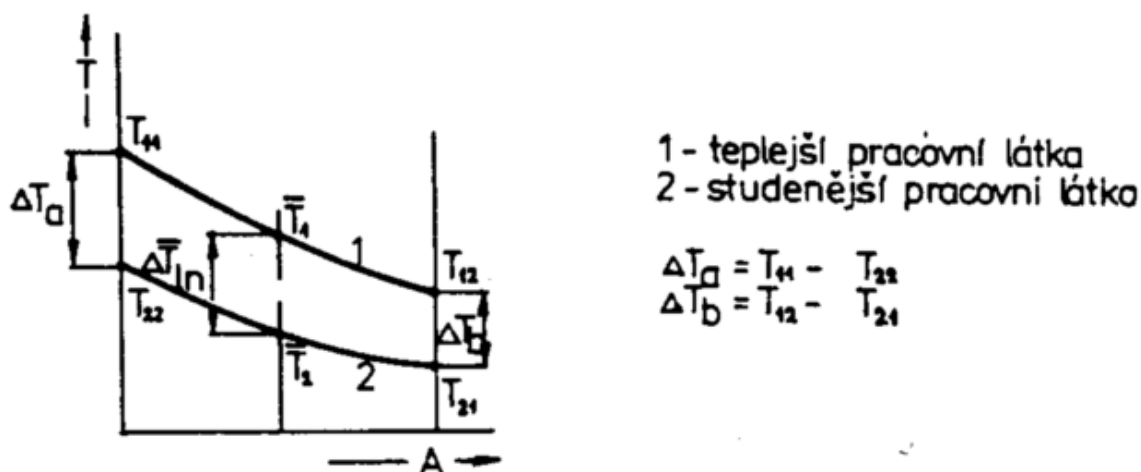
Pro celkový přenos tepla výměníku platí vztah :

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \overline{\Delta T}$$

kde A je plocha pro výměnu tepla, k je součinitel prostupu tepla a ΔT je střední teplotní rozdíl [1].

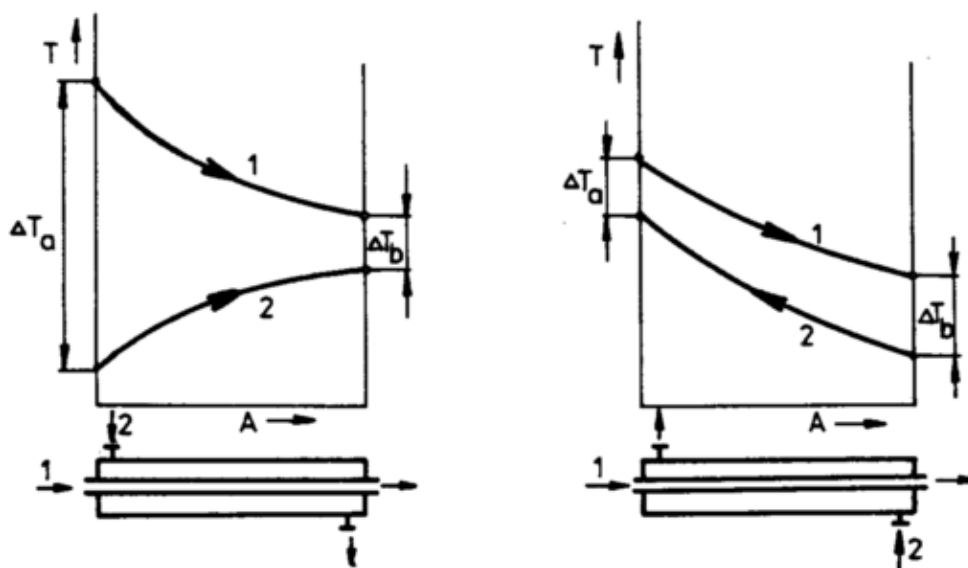
Střední teplotní rozdíl

Při průtoku látky výměníkem dochází k plynulé změně teploty podél plochy výměny tepla. Křivka tohoto průběhu je logaritmická. Z následujícího obrázku je patrné, že teplá pracovní látka 1 předává teplo studené pracovní látce 2. Rozdíl mezi středními hodnotami teplot je definován jako střední logaritmický teplotní rozdíl pracovních látek při výměně tepla ΔT_{ln} jak je patrné z obrázku 4.4.



Obr. 4.4 Střední logaritmický teplotní rozdíl [1]

Střední logaritmický teplotní rozdíl je odlišný pro každé proudění, uvažují se i jiné výpočtové vztahy. Mezi nejzákladnější patří střední logaritmický teplotní rozdíl při souproudu, protiproudu a kombinovaném proudění. V našem případě bude uvažováno protiproudé uspořádání. V porovnání se souproudým uspořádáním může u protiproudého uspořádání dojít k tomu, že výstupní teplota chladnějšího média může být vyšší než výstupní teplota teplého média, tzv. může za určitých podmínek dojít k překřížení výstupních teplot. Tohle uspořádání je výhodnější z hlediska větší využitelnosti teplé látky. Nejdříve bude ohřívána sytá pára a následně mírně ochlazeným teplým proudem se bude ohřívát voda. Dané uspořádání je pro tento případ výhodnější z hlediska větší využitelnosti teplého média. Stejně uspořádání bude uplatněno i v jednotlivých výměnících. Z níže uvedeného obrázku je rozdíl mezi oběma uspořádáními více patrný.



Obr.4.5 Souproudé a protiproudé uspořádání výměníků tepla [1]

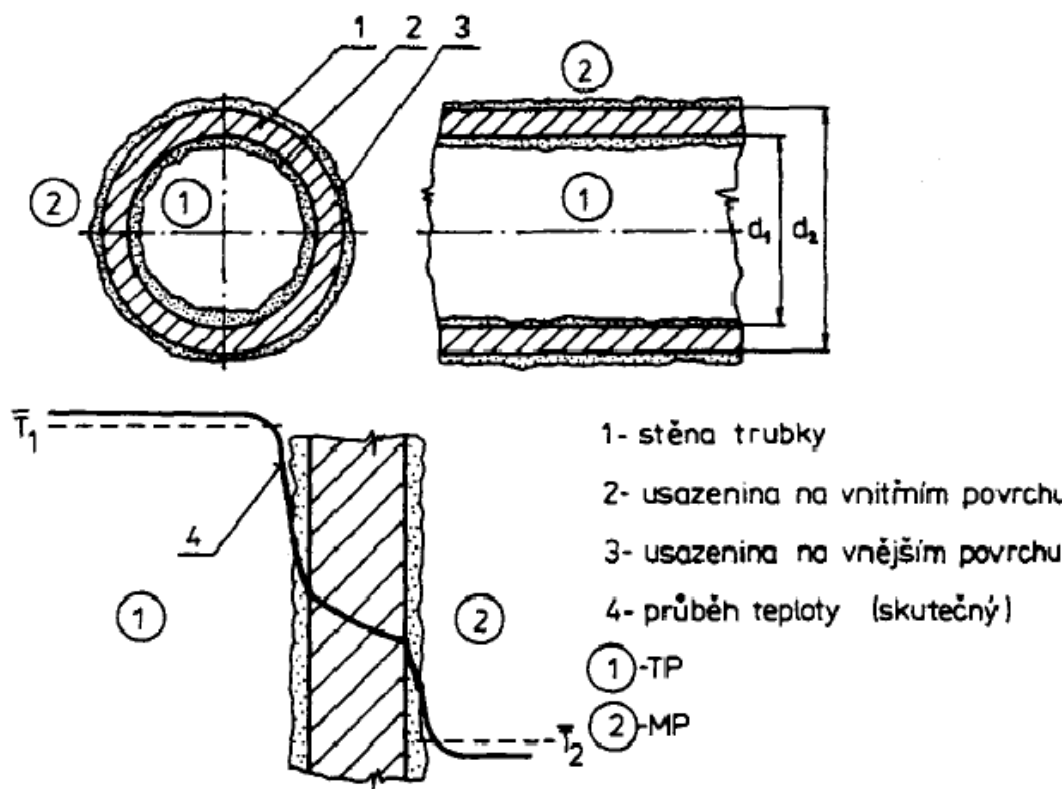
Stanovení středního logaritmického teplotního rozdílu pro protiproudé uspořádání je následné :

$$\Delta \bar{T}_{\ln} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}}$$

kdy $\Delta T_{\max}$ je maximální teplotní rozdíl vstupního a výstupního proudu a $\Delta T_{\min}$ je minimální teplotní rozdíl proudů. Hodnoty $\Delta T_{\min}$ a $\Delta T_{\max}$ se volí z hodnot ΔT_a a ΔT_b viz obrázek 4.5.

Součinitel prostupu tepla a plocha výměny tepla

Součinitel prostupu tepla charakterizuje přenos tepla z trubkového prostoru do mezitrubkového nebo opačně. V řešeném případě je plynový olej kvůli jeho vyššímu stupni zanášení oproti vodě umístěn v trubkovém prostoru a to i z důvodu snadnějšího čištění výměníku tlakem (zanášená vrstva brání výměně tepla mezi jednotlivými médii).



Obr. 4.6 Prostup tepla trubkovou stěnou[1]

Na obrázku 4.6 je vidět vliv zanášení stěn trubkového prostoru. Usazená vrstva působí jako izolant a je tudíž nežádoucí. Součinitel prostupu tepla pro takový případ má následující tvar :

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + R_{z1} \right) + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_{z2} \right)}$$

kde d_1 a d_2 jsou vnitřní a vnější průměr trubky, α_1 a α_2 jsou součinitelé přestupu tepla, λ_t je tepelná vodivost stěny trubky a R_{z1} , R_{z2} jsou odpory způsobující snížený přestup tepla vlivem zanášení vnitřních a vnějších ploch trubky.

Základní rovnice transportu hmoty

Mezi základní rovnice transportu hmoty patří rovnice kontinuity a Bernoulliho rovnice. Úpravou rovnice kontinuity lze stanovit rovnici rychlosti a následně získat rovnici tlakových ztrát.

Pro ustálené proudění tekutin a plynu do rychlosti 150 m/s v trubkovém prostoru výměníku tepla platí rovnice kontinuity a to v následujícím tvaru :

$$\dot{m} = S \cdot u \cdot \rho = \text{konst.}$$

která říká, že hmotnostní průtok je roven násobku průřezu potrubí, rychlosti proudění média a její hustoty.

Bernoulliho rovnice se používá pro získání celkového tlaku mezi 2 libovolnými body.

$$p_c = p_1 + \frac{\rho_1 \cdot u_1^2}{2} + h_1 \cdot \rho_1 \cdot g = p_2 + \frac{\rho_2 \cdot u_2^2}{2} + h_2 \cdot \rho_2 \cdot g + \Delta p_{zc}$$

Celkový tlak se rovná statickému tlaku p_1 , dynamická složka je tvořena hustotou a rychlostí látky a gravitační složka tlaku je tvořena výškou uvažovaného bodu 1, hustotou kapaliny a tíhovým zrychlením. Celkový tlak v místě 1 a 2 musí být stejný, avšak pravá strana rovnice navíc obsahuje rozdíl tlaku, tzv. celkové tlakové ztráty, které se projevují zvýšením tepla v daném proudu[1].

Výpočet tlakových ztrát lze získat úpravou Bernoulliho rovnice, do které se dosadí rychlost proudění získaná z rovnice kontinuity. Výsledná rovnice má následující tvar:

$$\Delta p_{zc} = (p_1 - p_2) + \frac{\rho_1 \cdot u_1^2}{2} - \frac{\rho_2 \cdot u_2^2}{2} + g \cdot (h_1 \cdot \rho_1 - h_2 \cdot \rho_2)$$

Celkové tlakové ztráty jsou součtem tlakových ztrát statických, dynamických a gravitačních[1].

Závislosti mezi kritérii podobnosti

Hlavní zájem konstruktérů a projektantů je stanovit přenosové součinitele. Jejich hodnoty jsou závislé na vlastnostech látky, rychlosti proudění, tvaru a velikosti povrchu a dalších faktorech. K získání hodnot potřebných pro výpočet součinitele přestupu tepla se používá teorie podobnosti. Jednotlivá kritéria lze charakterizovat následovně:

Nusseltovo kritérium (Nu)

Tohle kritérium vyjadřuje podobnost přenosu tepla konvekcí v mezní vrstvě tekutiny. Slouží k získání součinitele přestupu tepla α .

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$$

Nusseltovo číslo závisí na součiniteli přestupu tepla, charakteristickém rozměru L , v případě výměníku je to vnitřní průměr potrubí a tepelné vodivosti materiálu trubky.

Reynoldsovo kritérium (Re)

Vyjadřuje poměr setrvačných a třecích sil v proudící kapalině. Jeho hodnotu lze stanovit z následného vztahu :

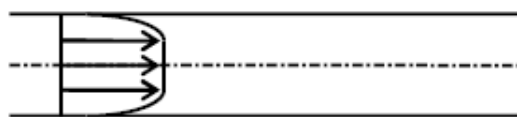
$$Re = \frac{u \cdot L \cdot \rho}{\eta}$$

Reynoldsovo číslo je počítáno z rychlosti proudění kapaliny, vnitřního průměru potrubí, z hustoty a viskozity kapaliny.

Pomocí Reynoldsova čísla lze určit charakter toku média, který je buď laminární nebo turbulentní. Při malých rychlostech je charakter toku laminární, charakteristický tokem po vrstvách. Zvýšením rychlosti dochází ke zvrátům, kdy začínají vznikat víry. Rozložení rychlosti je stejné po téměř celém průřezu.



Tok ve vrstvách - laminární



Tok vírový - turbulentní

Obr.4.7 Charakter toku[3]

Grashofovo kritérium

Vyjadřuje poměr vztakových a třecích sil v proudící tekutině. Je dáno vztahem:

$$Gr = \frac{\beta \cdot L^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \Delta t}{\eta^2}$$

Ze vztahu je zřejmé, že výpočet Grashofova kritéria vychází ze součinitele tepelné objemové roztažnosti, vnitřního průměru trubky, hustoty kapaliny, tíhového zrychlení, rozdílu teplot a viskozity kapaliny.

Prandtlovo kritérium (Pr)

Vyjadřuje souvislost mezi hydrodynamickými poměry proudícího média a podmínkami konvektivního přenosu tepla v tekutině.

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}$$

Prandtlovo kritérium vychází z měrné tepelné kapacity, viskozity kapaliny a tepelné vodivosti materiálu stěny.

4.3 Typ výpočtu

Při navrhování výměníku tepla je možné volit mezi 2 způsoby. Jedním z nich je výběr standardní jednotky uváděné v katalogích různých výrobců, kdy jeho dodání je podstatně rychlejší. V nabídkách je mnoho konstrukčních uspořádání a různé druhy použitých materiálů. Obvykle je k dispozici dostatek údajů, na základě kterých se volí většinou mírně předimenzovaný výměník ať už jde o tlakové ztráty nebo výměnnou plochu. Pořizovací náklady vlivem standardizace klesají a jsou zvláště výhodné u výměníků s plochou přestupu tepla do 10 nebo 20 m². Taková volba aparátu je mnohdy méně finančně nákladná. V případě výběru standardizovaného kusu je potřeba provést kontrolní výpočet. Kontrolním výpočtem se rozumí ověření tepelného výkonu a tlakových ztrát u konkrétního výměníku. Daným výpočtem se posuzuje vhodnost návrhu výměníku z nabídky a funkce výměníku po úplném konstrukčním zpracování[1].

V druhém případě se jedná o zcela nové navržení aparátu, kdy je cílem získat všechny podstatné rozměry výměníku včetně volby geometrie přepážkového systému, který musí zaručit správnou funkci zařízení a bezporuchový chod. Ve výpočtu se musí uvažovat i možnost omezení zanášení úpravou rychlosti pracovní látky, minimalizovat vibrace, eliminovat rozdílné tepelné dilatace mezi trubkovým svazkem a pláštěm. V neposlední řadě jsou kladeny nároky na snadné čištění a údržbu výměníku.

Pro řešený případ bude navrhováno zcela nové zařízení s ohledem na použití některých částí výměníku z katalogů výrobců.

V návrhovém výpočtu je třeba určit předběžné velikosti ploch výměny tepla a následně pak velikost průměru a délky výměníku, který vychází z rozměrů trubkového svazku.

4.4 Vstupní data pro výpočet

Při volbě vstupních dat se vychází z parametrů, které jsou zadány poptávkou. Původní geometrie a typ výměníku zcela vyhovuje účelu nového návrhu.

Poptávající požaduje, aby celková tlaková ztráta okruhu přehřevu páry byla maximálně 0,15 MPa a vyrobilo se 10 tun přehřáté páry za hodinu.

Dále je uvedeno, že do trubkového prostoru vstupuje teplé médium, v tomto případě je to převážně plynový olej. Jeho průtok má být navýšen na 130 kg/h o teplotě 273,3 °C o tlaku 3,82 MPa. Do mezitrubkového prostoru vstupuje recyklovaná voda s měkčenou vodou o teplotě 80°C. Množství ani tlak vody není přesně znám. Objemový průtok vody bude dopočten tak, aby bylo dosaženo požadovaného množství vyrobené páry.

Při volbě materiálu výměníku se vychází z původního řešení. Z důvodu obsahu vodíku v teplém médiu a požadavku na korozní odolnost bude ponechán

materiál trubkového svazku 17 248.4, z kterého budou vyrobeny i všechny ostatní komponenty a části výměníků.

Z dostupných dat firmy nebylo získáno mnoho informací a tak je nutné některé z nich brát jako orientační parametry, které jsou následně iteračně upraveny při optimalizaci okruhu.

Původní výměník měl plochu výměny tepla $409,7 \text{ m}^2$, objem trubkového prostoru 1180 m^3 , výkon $8,5 \text{ MW}$. V původním uspořádání bylo použito 534 U – trubek o délce 5897 mm, vnějším průměru 20 mm a tloušťce stěny 2 mm. Stručně je vše zobrazeno v následující tabulce.

Tab.4.1 Vstupní data okruhu

parametry procesního okruhu	původního	požadované
průtok plynového oleje[kg/h]	110	130
Teplota plynového oleje [$^{\circ}\text{C}$]	265	275
tlak plynového oleje [MPa]	3,8	3,82
maximální tlaková ztráta [kPa]	150	150

4.5 Stručný algoritmus návrhového výpočtu

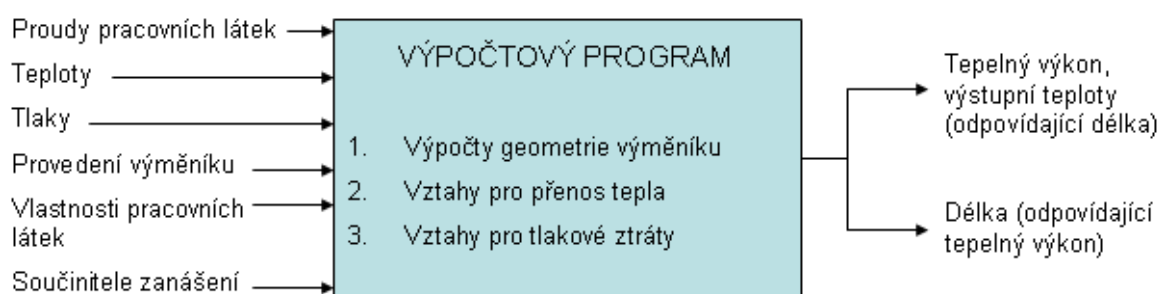
Návrhový algoritmus výpočtu vychází z kontrolního výpočtu, kdy hlavními vstupními parametry jsou průtok, teplota a tlak vstupních proudů, vlastnosti látek. Dále pak výstupními veličinami jsou výstupní teploty proudů, tepelný výkon zařízení a tlakové ztráty. V případě, že jsou výsledky pro danou geometrii výměníku přijatelné, lze dané uspořádání považovat za optimální. Pokud je ovšem tepelný výkon malý, musí být zvětšena plocha přestupu tepla. V případě, že jsou tlakové ztráty příliš malé, pak se musí zmenšit výměník a tím zároveň vzroste součinitel přestupu tepla a výsledkem je méně nákladný výměník.

Stručně lze říci, že se porovnává výpočtový tepelný výkon při požadovaných tlakových ztrátách tak dlouho, dokud nedojde ke shodě tepelného výkonu s požadovaným. Toho je dosaženo úpravou délky trubek. Požadované tlakové ztráty se upravují počtem chodů trubkového prostoru, případně vzdáleností, počtem přepážek a průměrem výměníku. Výsledkem tohoto výpočtu má být kompletně získaná geometrie výměníku tepla umožňující zahájení konstrukčního návrhu.

4.6 Tepelný výpočet v programu ChemCad

Program ChemCad slouží k tepelným výpočtům v chemickém, potravinářském a strojírenském průmyslu. Pomocí tohoto programu může být namodelováno celé schéma nového okruhu výroby přehřáté páry. Z jednotlivých výpočtů jsou získány nejprve bilance všech proudů a následně navrženy všechny rozměry výměníků na ohřev a přehřev páry.

Algoritmus zadávání vstupních dat, výpočet a optimalizace byl již stručně popsán výše, pro přehlednost je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr.4.8 Schéma algoritmu programu ChemCad [1]

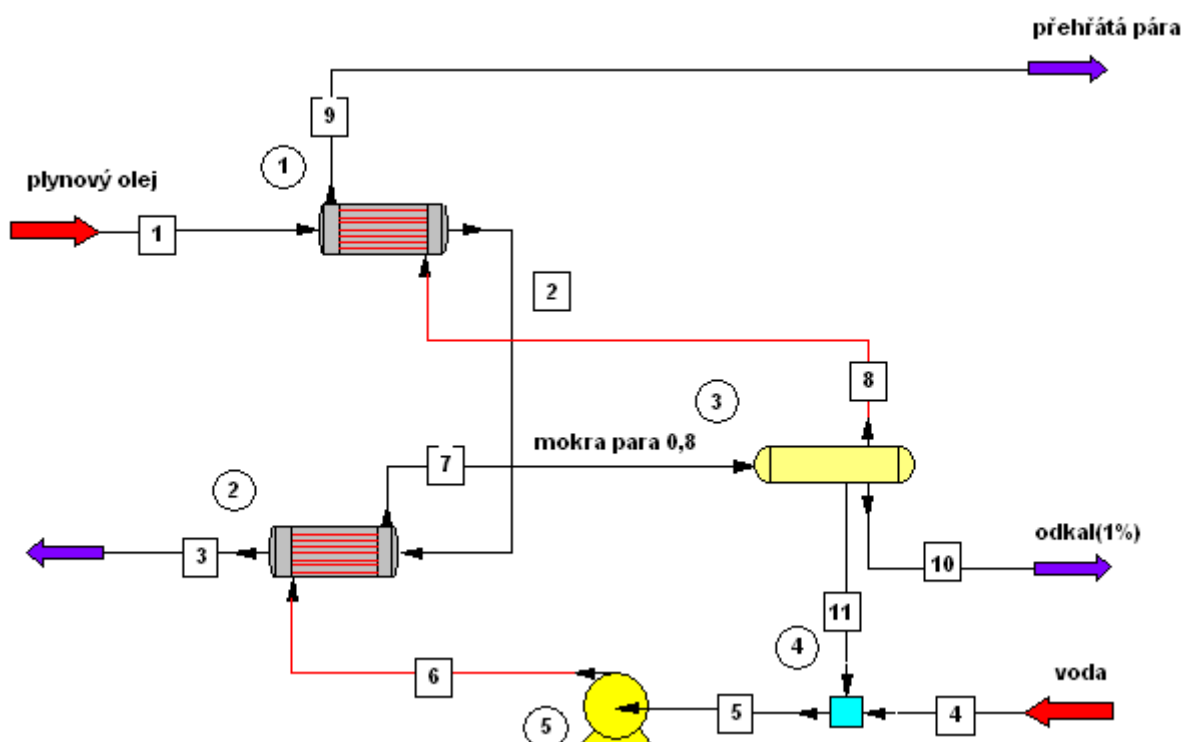
V obrázku 4.8 je schématicky popsáno jednotlivé fungování programu ChemCad. V první řadě se vloží vstupní údaje, namodeluje se celý okruh. Program vypočítá bilančně množství a teplotu přehřáté páry, následně je upraveno množství vstupní vody tak, aby vystupovala jako produkt přehřátá pára o předepsaném množství a kvalitě. Následně je optimalizována geometrie výměníků.

Výběr pracovních látek

Začíná se tím, že je zjištěno složení plynového oleje a jeho fyzikálně chemické vlastnosti. Plynový olej se skládá z mnoha příměsí a jeho složení je odlišné podle původu. Při bližším studování jeho teplotních změn v závislosti na změně hustoty, viskozity, součiniteli tepelné vodivosti a měrné tepelné kapacity bylo zjištěno, že se svými fyzikálními vlastnosti podobá látce $C_{17}H_{33}$ z databáze programu ChemCad. Tato látka bude uvažována při výpočtu. Do trubkového prostoru vstupují kromě plynového oleje i další příměsi jako je recyklovaný plyn, vodík, které v celkovém množství tvoří malé procento a proto budou zanedbány. Látka vstupující do mezitrubkového prostoru je voda.

Namodelování pracovního okruhu

Po volbě vstupních látek se začne sestavovat pracovní okruh. Ten bude začínat vstupem plynového oleje do výměníku pro přehřev páry odkud bude pokračovat do druhého výměníku tepla pro výrobu mokré páry. Z výměníku na výrobu mokré páry bude odcházet pára o sytosti 0,8, která bude následně vháněna do separátoru, kde bude oddělována od kapalně složky. Sytá pára bude dále pokračovat do výměníku pro přehřev páry odkud bude vystupovat z okruhu. Voda oddělena v separátoru bude recyklována a spolu s měkčenou vodou bude odváděna zpátky do výměníku pro výrobu mokré páry. Ze separátoru je navíc odváděno odkalem 1% usazenin vody z důvodu čištění.



Obr.4.9 Schéma okruhu výroby přehřáté páry

Popis proudů

Pro optimalizaci celého okruhu byly nastaveny aparáty a upraveny jednotlivé vstupní proudy tak, aby bylo dosaženo požadovaného výstupního množství a parametry páry.

Při návrhu aparátů se vycházelo z předpokladu celkové tlakové ztráty okruhu 0,15 MPa. Pro první výměník (pozice 2) byla nastavena maximální tlaková ztráta 80 kPa, pro druhý 50 kPa (pozice 1). U výstupního proudu [7] z výměníku (2) byla požadována sytost 0,8, aby bylo možno část proudu recyklovat a zároveň oddělit sytou páru od vody. V separátoru (3) dochází k oddělování fází vstupního proudu, tak

že sytá pára pokračuje do výměníku (1), v kterém probíhá přehřev páry o 50 °C. Druhým výstupním proudem [11] odchází ohřátá voda, která se nadále mísí se vstupní vodou a spolu jsou recyklačním okruhem odváděny přes čerpadlo do výměníku (2). Sekundárním úkolem separátoru je odvod odpadního kalu, který byl stanoven na 1% proudu vstupujícího do separátoru. Vstup vody do recyklační smyčky okruhu byl optimalizován pro dosažení výstupního množství přehřáté páry 10 tun za hodinu. Tlak čerpadla byl navržen tak, aby při dosahovaných tlakových ztrátách byl výstupní tlak přehřáté páry na hodnotě 0,77 MPa.

Následně byly vstupní hodnoty proudů ustáleny na hodnotách viz obrázek 4.10.

Stream No.	1	4
Stream Name	gas oil	water
Temp C	273	80
Pres Pa	3821325	102325
Vapor Fraction	0	0
Enthalpy MJ/h	-174842.3	-156886
Total flow	130000	10027
Total flow unit	kg/h	kg/h
Comp unit	mole frac	mole frac
N-Heptadecane	1	0
Water	0	1

Obr.4.10 Vstupní proudy ChemCad

Z obrázku jsou vidět hodnoty vstupních proudů. Proud [1] znázorňuje plynový olej a proud [7] vodu. V tabulce je dále znázorněna teplota, tlak, podíl páry, entalpie, průtok a procentuelní podíl látek v proudech.

Tab.4.2 Výstupní proudy

proud	plyn.olej vystup[3]	přehřátá pára[9]	odkal[10]
hm. průtok[kg/h]	130 000,00	10 002,00	25,01
teplota[°C]	205,31	230	171,51
tlak[MPa]	3,69	7,7	8,2
podíl páry[%]	0	100	0
Tepelný obsah[MJ/h]	-200 570,00	-130 770,00	-381,43

V tabulce 4.2 jsou uvedeny výsledné hodnoty výstupních proudů okruhu. Proud [3] znázorňuje výstup plynového oleje z výměníků. Zbytková teplota proudu je 205 °C a tlak 3,69 MPa. Přehřátá pára vystupuje z okruhu o množství 10 tun za hodinu o teplotě 230 °C a tlaku 7,7 MPa. Odkalem ze separátoru odchází 25 kg/h směsi o teplotě 171,5 °C a tlaku 8,2 MPa.

Ověření bilance

Nyní je spočítán okruh výroby přehřáté páry bilančně. Z důvodu posouzení reálnosti výsledků bude proveden kontrolní bilanční výpočet, kdy se bude vycházet ze vstupních a výstupních proudů do celého okruhu. Při odvození tepelné bilance se vychází ze zákona zachování energie a to tak, že energie vstupního proud se rovná výstupnímu spolu s naakumulovanou energií.

$$\dot{m}_{\text{vstup}} \cdot h_1 = \dot{m}_{\text{výstup}} \cdot h_2$$

V řešením případě jsou porovnány tepelné energie toků vstupních a výstupních proudů, které byli spočítány programem ChemCad.

Tab.4.3 Energetická bilance

Proud	vstupní [MJ/h]	výstupní [MJ/h]
plynový olej	174840	200570
Voda	156890	
přehřátá pára		130770
Odkal		381,43
Celkem	331730	331721,43

V tabulce 4.3 jsou uvedeny hodnoty energií toků, které jsou přehledně zobrazeny podle médií. Výsledkem je, že celková vstupní energie do okruhu je 331730 MJ/h a výstupní 331721 MJ/h. Obě hodnoty se sobě téměř rovnají a tím lze považovat bilanční ověření celého procesního okruhu za uzavřené.

Zadávání vstupních dat výměníků tepla

Po úspěšném bilančním sestavení okruhu se volí parametry výměníků. V hlavní nabídce programu pomocí ikony sizing je vybrán výpočet trubkového výměníku tepla. V dalším kroku je zvolen z namodelovaných aparátů ten, který bude počítán a přiřadí se výpočtu vstupní a výstupní proudy. V prvním kroku se vygenerují teplotní křivky, aby bylo vidět, že minimální rozdíl teplot je použitelný ($\Delta T_{\min} = 41 \text{ }^{\circ}\text{C}$) a křivky se nekříží. Minimální rozdíl teplot je u obou výměníků dostatečný pro požadované přestupy tepla mezi plynovým olejem a vodou/párou. V dalším kroku se volí základní specifikace výměníku, mezi ně patří volba výpočtu, orientace a typ výměníku. V této části se vycházelo již z ověřené geometrie a orientace původního výměníku. Jedná se o návrhový výpočet. Jako typ výměníku byl zvolen AEU s horizontální orientací. Jedná se tedy o výměník tepla s rovným víkem na straně vstupu plynového oleje. Vstupní a výstupní hrdla pro olej jsou na stejné straně. Plášť výměníku je v protiproudém uspořádání, kdy vstup vody/syté páry je na opačné straně pláště než vstup plynového oleje a výstup mokré/přehřáté páry je na vrchní straně pláště. Zakončení výměníku je provedeno torosferickým dnem. Trubkovnice je

sevrěna mezi hlavou a pláštěm. Její uspořádání je v podobě U – trubek orientovaných ve vertikální poloze. Výměník pro výrobu mokré páry je 4 – chodý a pro výrobu přehřáté páry 2 – chodý se segmentovými přepážkami pro lepší proudění páry a vyšší účinnost výměníku. Z důvodu lepšího čištění trubkového svazku z vnější strany trubek bylo uvažováno čtvercové rozmístění trubek v trubkovnici.

V dalším kroku bylo nutné zadat geometrii výměníku, přesněji rozsah požadovaných rozměrů jako jsou délka a průměr výměníku, vzdálenost a plocha přepážek. Spousta údajů byla vypočtena za pomoci dosažených bilančních výpočtů programu (dovolená tlaková ztráta v trubkovém a mezitrubkovém prostoru atd.). U geometrie výměníku bylo přihlédnuto k rozměrům původního výměníku tepla.

Po zadání všech potřebných dat byl proveden optimalizační výpočet výměníku pro zadané rozsahy geometrických dat. Rozsahy geometrických dat výměníku byly několikrát upravovány a optimalizovány, až došlo k výsledným hodnotám přenosové plochy tepla, mírně vyšší než potřebné tak, aby výměníky byly mírně předimenzované.

Výsledky tepelného výpočtu

Pomocí programu ChemCad byly získány bilanční výsledky celého procesního okruhu výroby přehřáté páry. Dále byla optimalizována geometrie výměníku na výrobu mokré a přehřáté páry. Výsledkem je získání kompletní geometrie výměníků, která je potřebná pro pevnostní výpočty.

Tab.4.4 Výsledná geometrie výměníků tepla

	<u>mokrá pára</u>	<u>přehřev páry</u>	jednotky
souhrnná data			
efektivní plocha přestupu tepla	254,4	17,86	m ²
požadovaná plocha přestupu tepla	239,8	16,71	m ²
překročení plochy přestupu tepla	6,1	6,91	%
výpočtový součinitel přestupu tepla	420,9	346,9	W/m ² K
požadovaný součinitel přestupu tepla	396,7	324,6	W/m ² K
výkon výměníku	24300	1390	MJ/h
trubkový prostor			
dovolená tlaková ztráta	34473,8	34473,8	Pa
počet trubek	859	189	
délka trubek	4,8	1,6	m
vnitřní průměr trubek	0,016	0,016	m
vnější průměr trubek	0,02	0,02	m
průměr vstupního a výstupního hrdla	0,203	0,203	m
uspořádání trubek	čtvercové	čtvercové	
střední vzdálenost trubek	0,025	0,025	m

Plášť			
dovolená tlaková ztráta	34473,8	34473,8	Pa
vnitřní průměr pláště	0,9	0,45	m
průměr vstupního a výstupního hrdla	0,203	0,203	m
Přepážky			
Počet	0	4	
vzdálenost přepážek		0,3	m
plocha nad přepážkou		15	%

V tabulce 4.4 jsou znázorněny rozměry výměníků vycházejících z výpočtů programu ChemCad. Přehledně jsou seřazena data pro jednotlivé součásti. V prvním sloupci jsou geometrická data výměníku na výrobu mokré páry, v druhém sloupci data výměníku pro přehřev páry.

Výměník pro výrobu mokré páry má výkon 24300 MJ/h a jeho účinnost je překročena o 6 %. Pro přestup tepla je potřeba 859 trubek o délce 4800 mm, vnitřním průměru 16 mm a tloušťce stěny 2 mm. Plynový olej vstupuje do hlavy hrdlem o průměru 203 mm, stejné rozměry hrdla jsou potřebné i pro přívod vody. Plášť má vnitřní průměr 900 mm.

V případě výměníku pro přehřev vody je geometrie značně odlišná vlivem nižšího výkonu 1390 MJ/h. V trubkovém prostoru je 189 trubek o délce 1600 mm a stejných průřezích jako v prvním výměníku a to samé platí o hrdlech. Plášť je značně menší a má vnitřní průměr 450 mm. Součástí trubkového svazku jsou 4 přepážky, které jsou od sebe vzdáleny 300 mm a zaujímají 70 % plochy vnitřního průřezu pláště.

Na základě návrhových výpočtů výměníku byla získána všechna potřebná data pro pevnostní výpočet obou výměníků a tepelný výpočet může být považován za uzavřený.

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

S postupem času a rozvojem společnosti byla snaha o sjednocení výpočtových postupů pro udržení úrovně kvality výrobků a rozšíření jejich použitelnosti do okolních států a kontinentů. Na základě těchto požadavků vznikaly harmonizované normy. V České republice to byly normy ČSN, později v Evropě EN (Evropské normy), ve Velké Británii British Standard, ve Spojených státech ASME Code a podobně.

Řešené výměníky tepla mají být používány ve výrobním podniku v České Republice a zákazník požaduje výpočty výměníků za použití standardizovaných Evropských norem, které jsou v současné době jedny z nejrozšířenějších v Evropě, proto budou blíže představeny ty, které slouží pro tlaková zařízení.

K tomuto účelu se používají Evropské harmonizované normy EN 13445 pro netopená tlaková zařízení. Termín „tlaková nádoba“ zahrnuje přivařené části až po příruby hrdel včetně přivařených nebo přišroubovaných přípojek, na které má být přivařeno připojovací potrubí nebo jiné části. Termínem „netopené“ se rozumí nádoby, které nejsou vystaveny plamenu dopadajícího z topného procesu nebo vytvářenému teplu přímo na nádobu. Tato norma specifikuje požadavky na výpočet, konstrukci, výrobu, kontrolu a zkoušení netopených tlakových nádob, kterými se rozumí tlakové nádoby, kotle, vodotrubné a válcové kotle pro vytápění a jiná energetická zařízení[7].

V této diplomové práci bude rozebrán pevnostní výpočet výměníků tepla, kterým se podrobně zabývá norma EN 13445 .

EN 13445 se dělí na 7 částí :

1. Všeobecné informace

Tato část obsahuje specifikace požadavků kladených na konstrukci, výpočet, kontrolu, výrobu a provoz. Výrobce je žádán, aby deklaroval, že všechny dokumentace zařízení jsou v souladu s touto normou [7].

2. Materiály

V této části jsou rozděleny materiály podle chování do skupin. Omezuje se na oceli s dostatečnou tvárností a vylučuje materiály pracující v oblasti tečení. Dále jsou kladeny požadavky na zpracování materiálu a jeho značení.

3. Konstrukce a výpočet

Tato část normy stanovuje předpisy, které jsou používány pro konstrukci a výpočet zařízení zatíženého vnitřním nebo vnějším tlakem. Výpočtem jsou řešeny skořepiny tlakových nádob, rovné stěny, příruby, vyztužené otvory atd. [7].

4. Výroba

Čtvrtá část normy se zabývá volbou vhodných tolerancí, svařováním, tepelným zpracováním po svařování, kvalifikací a stanovuje postupy a typy zkoušek v průběhu výroby [7].

5. Kontrola a zkoušení

V této části se norma zabývá detailním popisem shody tlakové nádoby s touto normou a kontrolou materiálů.

6. Litina s kuličkovým grafitem

Šestá část pojednává o navrhování nádob vyráběných z litiny s kuličkovým grafitem, volbě vhodných součinitelů a detailním popisu staveb.

7. Návrh na posuzování shody

Pro pevnostní výpočet se využívá 3. část normy týkající se konstrukce a výpočtu zařízení zatížených vnitřním přetlakem a detailně bude představen pevnostní návrh výměníku tepla. Přihlédne se k možnosti výroby a upřednostní se sériově vyráběné díly. Získané výsledky budou brány jako výchozí pro optimalizaci návrhového výpočtu, která bude provedena pomocí programu Sant' Ambrogio. V něm jsou naprogramovány všechny výpočtové postupy normy EN 13445 pro tlakové nádoby. Jeho pomocí se zoptimalizují rozměry veškerých dílů výměníků z pevnostního a konstrukčního hlediska.

5.1 Výpočet dle EN 13445 [2]

V průběhu výpočtu se postupně bude řešit stanovení maximálních přípustných hodnot materiálu, návrh válcové skořepiny, torosferického dna, otvorů ve skořepinách, rovného víka a přírub.

Maximální přípustné hodnoty dovoleného namáhání

Při stanovení maximálního dovoleného namáhání pro tlakové části jiné než šrouby je nutno znát tažnost materiálu, podle ní se volí vhodný výpočtový vzorec. Z materiálového listu bylo zjištěno, že tažnost austenitické oceli 17 248.4 je min. 40 % pro tenkostěnné profily do tloušťky stěny nebo průměru 75 mm. Pro tažnost větší než 35 % se pro výpočet používá následující vztahy :

. pro provozní podmínky

$$f_d = \max \left[\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,5} \right); \min \left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,2}; \frac{R_{m/t}}{3} \right) \right]$$

pro zkušební podmínky

$$f_{test} = \max \left[\left(\frac{R_{p1,0/ttest}}{1,5}; \frac{R_{m/ttest}}{2} \right) \right]$$

Do vzorců je třeba dosadit meze kluzu při provozních a zkušebních teplotách (275 °C a 20 °C) a mez pevnosti materiálu. Po dosažení je získáno :

$$f_d = \max \left[\left(\frac{177}{1,5} \right); \min \left(\frac{177}{1,2}; \frac{461}{3} \right) \right] = 147,5 MPa$$

$$f_{test} = \max \left[\left(\frac{235}{1,05}; \frac{520}{2} \right) \right] = 260 MPa$$

Dovolené napětí pro provozní podmínky je 147,5 MPa a pro zkušební podmínky je 260 MPa. Následující výpočty se budou vztahovat pouze k provoznímu stavu výměníků, které plně postačují k dosažení předběžných rozměrů všech částí výměníků pro následnou optimalizaci pevnostních výpočtů.

Skořepiny zatížené vnitřním tlakem

Tímto výpočtem se stanoví rozměry válcového pláště a torosferického dna.

Válcová skořepina

Tloušťka stěny

Požadovaná tloušťka stěny je vypočítána ze vztahu :

$$e = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot f \cdot z - P}$$

Při výpočtu tloušťky stěny je nutno znát pracovní tlak, vnitřní průměr pláště, dovolené namáhání a svarový součinitel. Pracovní tlaky jsou jiné pro oba výměníky. V případě výměníku na výrobu mokré páry je pracovní tlak plynového oleje 3,79 MPa a tlak vody v mezitrubkovém prostoru 0,9 MPa. U druhého výměníku je tlak oleje 3,84 MPa a mokré páry 0,83 MPa. Při teplotním návrhu bylo přihlédnuto k výrobě normalizovaných dílů pro tato zařízení a vnitřní průměry plášťů byly proto optimalizovány u výměníku na výrobu mokré páry na 900 mm a u druhého na 450 mm. Součinitel svarového spoje byl použit pro vyšší bezpečnost roven 1. Následně jsou získány hodnoty :

Tloušťka stěny hlavy sloužící pro přívod plyn. oleje výměníku na výrobu mokré páry(index 1) :

$$e_{1h} = \frac{3,79 \cdot 900}{2 \cdot 147,5 \cdot 1 - 3,79} = 11,7 = 12 \text{ mm} ,$$

pro plášť 1. výměníku :

$$e_{1p} = \frac{0,92 \cdot 900}{2 \cdot 147,5 \cdot 1 - 0,92} = 2,8 = 3 \text{ mm} ,$$

pro 2. výměník je tloušťka stěn :

$$e_{2h} = \frac{3,84 \cdot 450}{2 \cdot 147,5 \cdot 1 - 3,84} = 5,9 = 6 \text{ mm} ,$$

$$e_{2p} = \frac{0,83 \cdot 450}{2 \cdot 147,5 \cdot 1 - 0,83} = 1,27 = 2 \text{ mm} .$$

U plášťů obou výměníků se musí přistoupit k zesílení stěn z důvodu snadnější svařitelnosti materiálu a to na 4 mm.

Maximální tlak

Další výpočet se vztahuje k maximálnímu povolenému tlaku, kdy se vychází ze vztahu:

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot f \cdot z \cdot e_a}{D_m} .$$

Ve vzorci jsou použity 2 neznámé veličiny e_a , což je analyzovatelná tloušťka stěny a D_m , střední průměr pláště. Analyzovatelná tloušťka stěny je rovna minimální přijatelné výrobní tloušťce stěny bez přídavků na korozi/erozi. Vyrobitelnost (svařitelnost) všech částí již byla brána v úvahu, korozní přídavek v případě použití korozivzdorné oceli je roven 0 mm. Pro tento výpočet bude uvažováno $e_a = e$. Střední průměr pláště je získán sečtením vnitřního průměru válce a poloviny tloušťky stěny skořepiny.

Po dosazení je získáno :

$$P_{\max/1h} = \frac{2 \cdot 147,5 \cdot 1 \cdot 12}{900 + 6} = 3,9 \text{ MPa} ,$$

$$P_{\max/1m} = \frac{2 \cdot 147,5 \cdot 1 \cdot 4}{900 + 2} = 1,3 \text{ MPa} ,$$

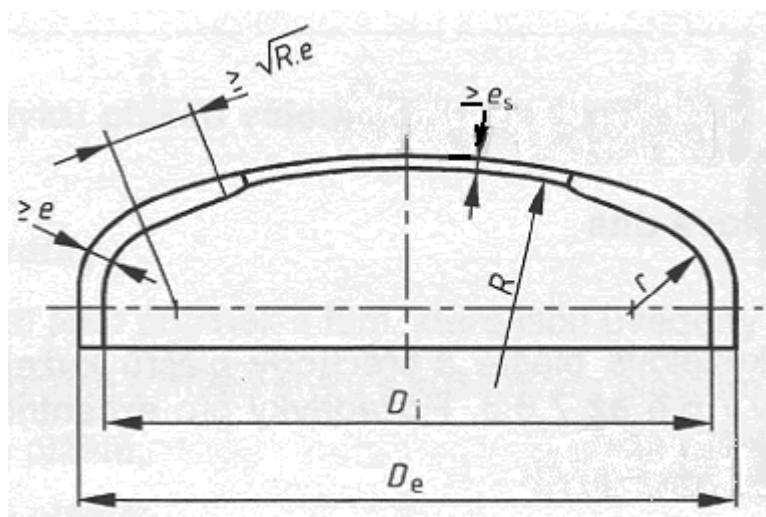
$$P_{\max/2h} = \frac{2 \cdot 147,5 \cdot 1 \cdot 6}{450 + 3} = 3,9 \text{ MPa} ,$$

$$P_{\max/2m} = \frac{2 \cdot 147,5 \cdot 1 \cdot 4}{450 + 2} = 2,6 \text{ MPa} .$$

Z dosažených hodnot je patrné, že pracovní tlaky jsou nižší než maximální a výpočet tloušťky skořepin proběhl bezchybně.

Torosferické dno

Další část výpočtu se vztahuje k zakončení pláště. Pro tento účel budou použity torosferická dna.



Obr.5.1 Geometrie torosferického dna [2]

Podmínky platnosti

Před zahájením návrhového výpočtu musí být ověřeny podmínky platnosti pro daná dna:

$$r \leq 0,2 \cdot D_i, r \geq 0,06 \cdot D_i, r \geq 2 \cdot e, e \leq 0,08 \cdot D_e, e_a \geq 0,001 \cdot D_e, R \leq D_e.$$

Rádus pro 1. výměník je zvolen $R = 750 \text{ mm}$ a $r = 150 \text{ mm}$, u druhého $R = 380 \text{ mm}$ a $r = 80 \text{ mm}$. Po volbě zaoblení jsou ověřeny podmínky platnosti:

Pro 1. výměník :

$$\begin{aligned}
 150 &\leq 0,2 \cdot 900 \rightarrow 150 \leq 180, \\
 150 &\geq 0,06 \cdot 900 \rightarrow 150 \geq 54, \\
 150 &\geq 2 \cdot 4 \rightarrow 150 \geq 8, \\
 4 &\leq 0,08 \cdot 900 \rightarrow 4 \leq 72, \\
 4 &\geq 0,001 \cdot 908 \rightarrow 4 \geq 0,908, \\
 750 &\leq 900.
 \end{aligned}$$

Pro 2. výměník musí platit :

$$\begin{aligned}
 80 &\leq 0,2 \cdot 450 \rightarrow 80 \leq 90, \\
 80 &\geq 0,06 \cdot 450 \rightarrow 80 \geq 27, \\
 80 &\geq 2 \cdot 4 \rightarrow 80 \geq 8, \\
 4 &\leq 0,08 \cdot 450 \rightarrow 4 \leq 36, \\
 4 &\geq 0,001 \cdot 458 \rightarrow 4 \geq 0,458, \\
 380 &\leq 450.
 \end{aligned}$$

Z dosazených hodnot je patrné, že všechny podmínky platnosti byly splněny.

Návrh

Požadované tloušťky stěny e musí být největší z tlouštěk e_s , e_y a e_b .

$$\begin{aligned}
 e_s &= \frac{P \cdot R}{2 \cdot f \cdot z - 0,5 \cdot P}, \\
 e_y &= \frac{\beta \cdot P \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f}, \\
 e_b &= (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i) \cdot \left[\frac{P}{111 \cdot f_b} \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{\left(\frac{1}{1,5} \right)},
 \end{aligned}$$

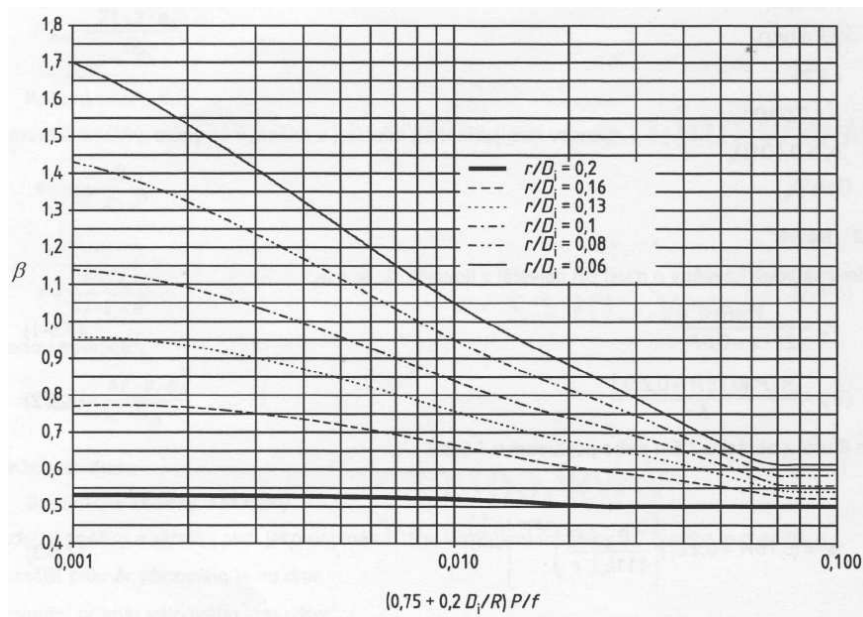
kde f_b se pro případ za studena kovotlačitelsky tvářených austenitických korozivzdorných ocelí vypočítá ze vztahu :

$$f_b = \frac{1,6 \cdot R_{p0,2/t}}{1,5}$$

Po dosazení :

$$f_b = \frac{1,6 \cdot 520}{1,5} = 554,7 \text{ MPa}$$

Součinitel β se určuje pomocí následujícího diagramu :



Obr.5.2 Parametr β pro návrh torosferického dna [2]

Z diagramu se určuje β pomocí křivek r/D_i a hodnot na ose x, která je dána vztahem $(0,75 + 0,2 \cdot D_i / R) \cdot P / f$.

Pro 1. výměník :

$$\frac{r}{D_i} = \frac{150}{900} = 0,17$$

$$\left(0,75 + \frac{0,2 \cdot D_i}{R}\right) \cdot \frac{P}{f} = \left(0,75 + \frac{0,2 \cdot 900}{750}\right) \cdot \frac{0,92}{147,5} = 0,006$$

$$\Rightarrow \beta = 0,7$$

Pro 2. výměník :

$$\frac{r}{D_i} = \frac{80}{450} = 0,178 = 0,18$$

$$\left(0,75 + \frac{0,2 \cdot D_i}{R}\right) \cdot \frac{P}{f} = \left(0,75 + \frac{0,2 \cdot 450}{380}\right) \cdot \frac{0,83}{147,5} = 0,006$$

$$\Rightarrow \beta = 0,65$$

Po dosazení pro hodnoty 1. výměníku je získaná tloušťka stěny e :

$$e_{s1} = \frac{0,92 \cdot 750}{2 \cdot 147,5 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,92} = 2,34 \text{ mm},$$

$$e_{y1} = \frac{0,7 \cdot 0,92 \cdot (0,75 \cdot 750 + 0,2 \cdot 900)}{147,5} = 3,24 \text{ mm},$$

$$e_{b1} = (0,75 \cdot 750 + 0,2 \cdot 900) \cdot \left[\frac{0,92}{111 \cdot 554,7} \left(\frac{900}{150} \right)^{0,825} \right]^{\left(\frac{1}{1,5} \right)} = 1,21 \text{ mm},$$

$$\Rightarrow e_1 = 3,24 \text{ mm}.$$

2. výměník

$$e_{s2} = \frac{0,83 \cdot 380}{2 \cdot 147,5 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,83} = 1,07 \text{ mm},$$

$$e_{y2} = \frac{0,65 \cdot 0,83 \cdot (0,75 \cdot 380 + 0,2 \cdot 450)}{147,5} = 1,37 \text{ mm},$$

$$e_{b2} = (0,75 \cdot 380 + 0,2 \cdot 450) \cdot \left[\frac{0,83}{111 \cdot 554,7} \left(\frac{450}{80} \right)^{0,825} \right]^{\left(\frac{1}{1,5} \right)} = 0,55 \text{ mm},$$

$$\Rightarrow e_2 = 1,37 \text{ mm}$$

Výpočty bylo zjištěno, že požadované minimální tloušťky stěny torosferického dna jsou 3,24 mm a 1,37 mm. Z důvodu snadnější svařitelnosti musí být tloušťky stěn zesíleny na 4 mm pro oba výměníky.

Únosnost

Pro danou geometrii dna se musí vypočítat maximální dovolený tlak, který lze určit jako nejmenší hodnotu z P_s , P_y a P_b .

$$P_s = \frac{2 \cdot f \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5 \cdot e_a},$$

$$P_y = \frac{f \cdot e_a}{\beta \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)},$$

$$P_b = 111 \cdot f_b \left(\frac{e_a}{0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i} \right)^{1,5} \cdot \left(\frac{r}{D_i} \right)^{0,825}.$$

Po dosazení pro výměník 1:

$$P_{s1} = \frac{2 \cdot 147,5 \cdot 1 \cdot 4}{750 + 0,5 \cdot 4} = 1,57 \text{ MPa},$$

$$P_{y1} = \frac{147,5 \cdot 4}{0,7 \cdot (0,75 \cdot 750 + 0,2 \cdot 900)} = 1,13 \text{ MPa},$$

$$P_{b1} = 111 \cdot 554,7 \left(\frac{4}{0,75 \cdot 750 + 0,2 \cdot 900} \right)^{1,5} \cdot \left(\frac{150}{900} \right)^{0,825} = 5,55 \text{ MPa},$$

$$\Rightarrow P_{\max 1} = 1,13 \text{ MPa}.$$

Pro výměník 2 :

$$P_{s2} = \frac{2 \cdot 147,5 \cdot 1 \cdot 4}{380 + 0,5 \cdot 4} = 3,08 \text{ MPa},$$

$$P_{y2} = \frac{147,5 \cdot 4}{0,65 \cdot (0,75 \cdot 380 + 0,2 \cdot 450)} = 2,42 \text{ MPa},$$

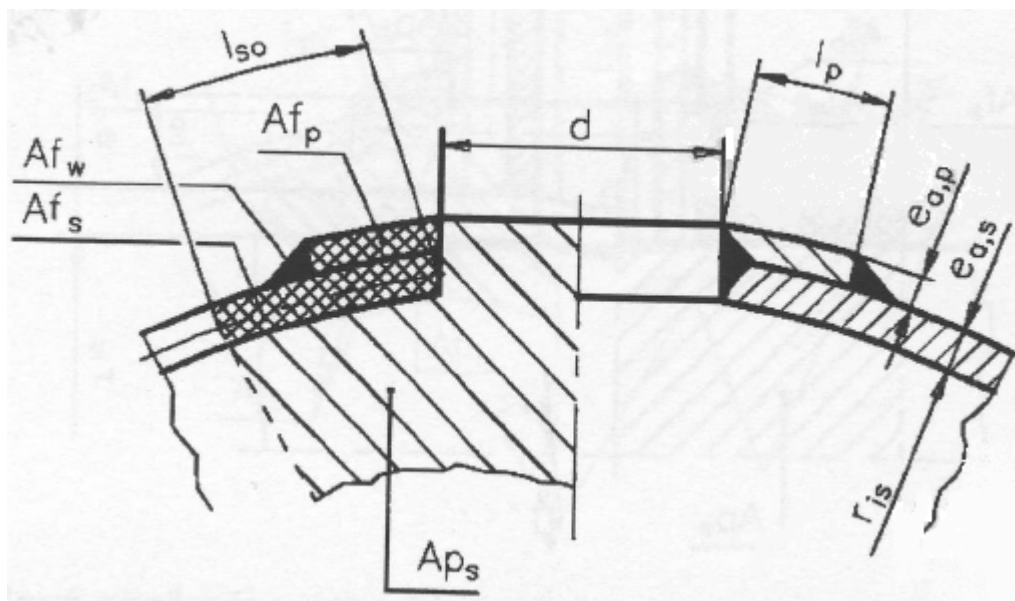
$$P_{b2} = 111 \cdot 554,7 \left(\frac{4}{0,75 \cdot 380 + 0,2 \cdot 450} \right)^{1,5} \cdot \left(\frac{80}{450} \right)^{0,825} = 16,3 \text{ MPa},$$

$$\Rightarrow P_{\max 2} = 2,42 \text{ MPa}.$$

Z hlediska únosnosti torosferického dna lze konstatovat, že maximální dovolený tlak je u výměníku na výrobu mokré páry 1,13 MPa a u druhého 2,42 MPa.

Otvory ve skořepinách

V této části výpočtu budou počítány kruhové otvory ve válcové skořepině zatížené vnitřním tlakem a to včetně výztužných límců, jsou-li potřebné pro dosažení požadované pevnosti.



Obr.5.3 Válcová skořepina s osamoceným otvorem a výztužným límcem [2]

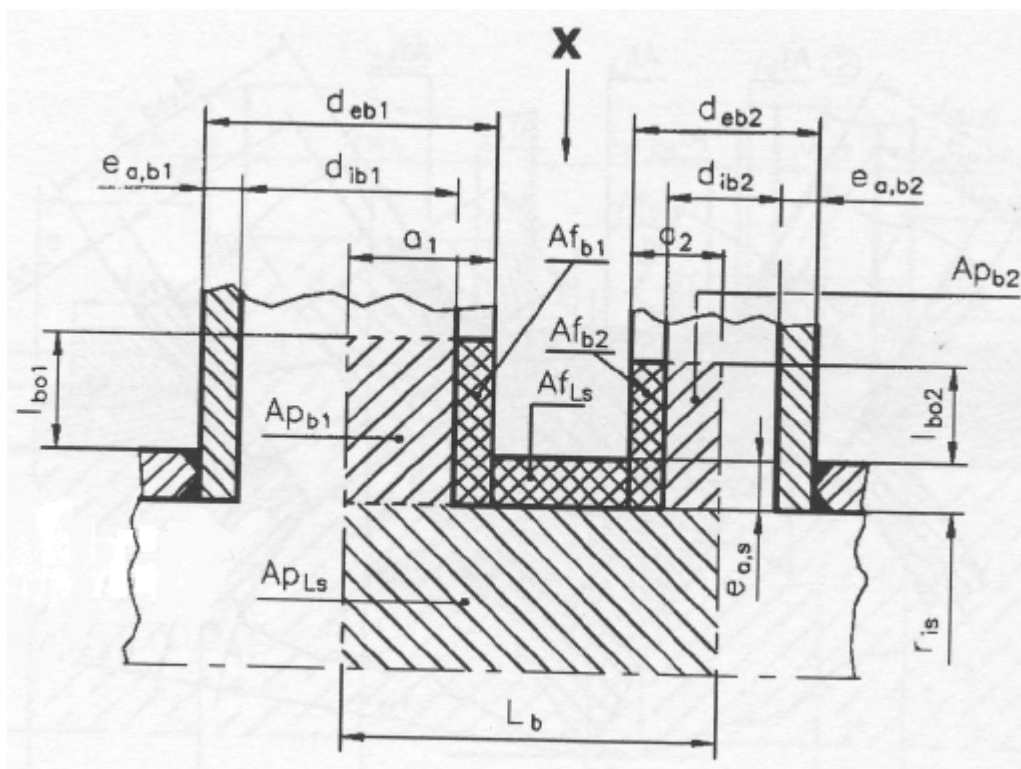
Osamocené otvory

V prvním kroku se stanoví, zda jsou otvory osamocené nebo ne.

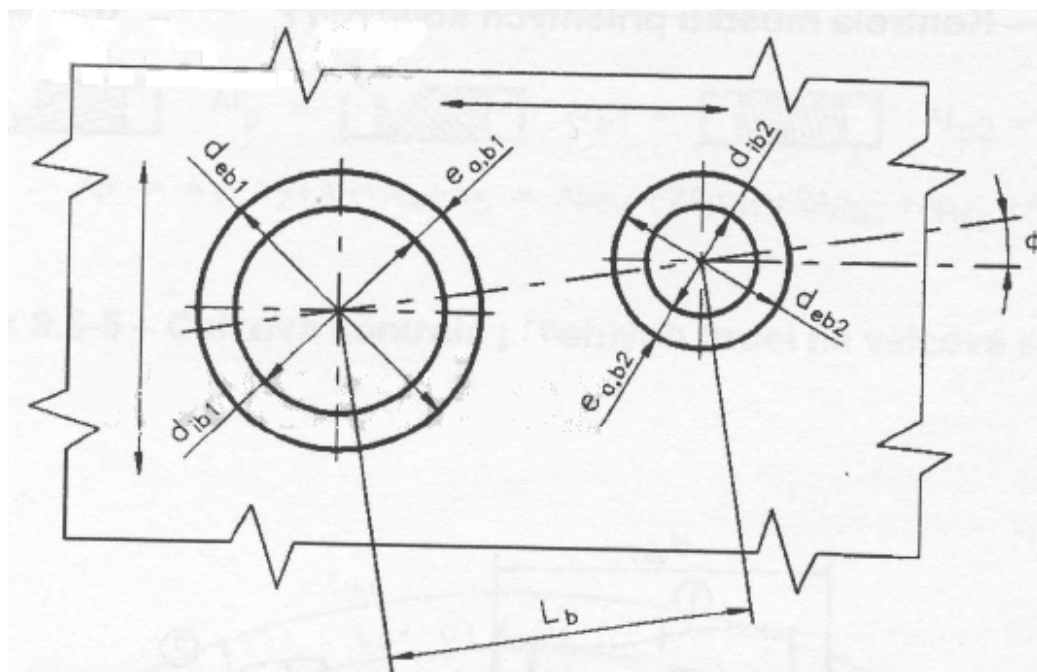
$$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{so1} + l_{so2}$$

Z následujícího vztahu vyplývá, že středová vzdálenost dvou otvorů musí být větší, než vnější průměry obou připojených otvorů (a_1 , a_2) a l_{so} jsou výztužné oblasti ovlivněné límcem a jejich svary. Z tohoto vztahu je možno konstatovat, že pokud jsou jednotlivé otvory od sebe vzdáleny minimálně o vnější průměr trubky a šířku výztužení, tak nejsou vzájemně ovlivněny a splňují podmínku pro hodnocení dle osamocených otvorů. V řešeném případě blízké uspořádání dvou otvorů není vůbec uvažováno a z toho důvodu je podmínka pro osamocené otvory splněna (na žádném dílu nemají být 2 otvory vedle sebe).

Pro přehlednější pochopení problematiky osamocených otvorů je možno vycházet s příložených obrázků 5.4 a 5.5.



Obr.5.4 Uspořádání blízkých otvorů [2]



Obr.5.5 Osamocené otvory a jejich vzdálenost [2]

Malé otvory

V dalším kroku musí být stanoveno výpočtem, zda jsou otvory ve skořepině malé či nikoli.

$$d \leq 0,15 \cdot \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s})} \cdot e_{c,s}$$

Z tohoto vztahu vyplývá, že velikost otvoru musí být menší než uváděný výraz vpravo, kde jsou hodnoty jako vnitřní průměr válcové skořepiny a předpokládaná tloušťka skořepiny.

Na internetových stránkách výrobců zabývajících se výrobou potrubí byly nalezeny normalizované rozměry trubek. Požadovaný vnitřní průměr přívodní a odvodní trubky 203 mm. Tomuto rozměru odpovídá rozměr trubky DN 200. Daný rozměr potrubí se vyrábí v tloušťkách stěn od 2,77 až po 22,23 mm. Ve výpočtu bude uvažována nejmenší tloušťka stěny potrubí. Pro DN 200 je vnější průměr potrubí 219 mm. Pro kontrolu může být vypočítán vnitřní průměr, který je 213,46 mm. Použitý průměr potrubí je větší než požadovaný a tudíž vyhovuje požadavkům tepelného výpočtu.

Pro 1. výměník platí :

Otvor v hlavě výměníku pro přívod a odvod oleje :

$$219 \leq 0,15 \cdot \sqrt{(2 \cdot 450 + 12)} \cdot 12 \rightarrow 219 \leq 15,7 \text{ mm}$$

Otvor v plášti pro přívod a odvod vody :

$$219 \leq 0,15 \cdot \sqrt{(2 \cdot 450 + 4)} \cdot 4 \rightarrow 219 \leq 9,0 \text{ mm}$$

Pro 2. výměník :

Hlava :

$$219 \leq 0,15 \cdot \sqrt{(2 \cdot 225 + 6)} \cdot 6 \rightarrow 219 \leq 7,9 \text{ mm}$$

Plášť :

$$219 \leq 0,15 \cdot \sqrt{(2 \cdot 225 + 4)} \cdot 4 \rightarrow 219 \leq 6,4 \text{ mm}$$

Výsledné hodnocení je takové, že ani jeden otvor nelze považovat za malý.

Pravidla pro vyztužování

Pravidla pro vyztužování osamoceního otvoru jsou dána obecným vzorcem

$$(Af_s + Af_w) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P) + Af_p \cdot (f_{op} - 0,5 \cdot P) + Af_b (f_{ob} - 0,5 \cdot P) \geq P \cdot (Ap_s + Ap_b)$$

$$\text{kde } f_{ob} = \min(f_s; f_b), f_{op} = \min(f_s, f_p)$$

Pro stanovení všech hodnot je nutno vycházet z následujících výpočtových vztahů.

Af_s

Pro otvory s výztužným límcem a vsazeným hrdlem platí pro výpočet plochy podílející se na vyztužení skořepiny následující vztah :

$$Af_s = e_{c,s} \cdot l'_s$$

kde

$$l'_s = \min(l_{so}, l_s)$$

$l_{so} = \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}}$, l_s je délka skořepiny mezi okrajem otvoru nebo vnějším průměrem hrdla a skořepinovou diskontinuitou.

Otvory v hlavě prvního výměníku:

$$l_{so} = \sqrt{(2 \cdot 450 + 12) \cdot 12} = 104,6 \text{ mm}$$

$$l_s = 100 + \frac{5}{\cos 45^\circ} = 107,1 \text{ mm}$$

kde l_s je součet délky výztužného límce s délkou koutového svaru 5 mm v podélném směru.

$$l'_s = \min(104,6; 107,1) = 104,6 \text{ mm}$$

$$Af_s = 12 \cdot 104,6 = 1255,2 \text{ mm}$$

Otvory v plášti prvního výměníku

$$l_{so} = \sqrt{(2 \cdot 450 + 4) \cdot 4} = 60,1 \text{ mm}$$

$$l_s = 60 + \frac{2}{\cos 45^\circ} = 62,8 \text{ mm}$$

$$l'_s = \min(60,1; 62,8) = 60,1 \text{ mm}$$

$$Af_s = 4 \cdot 60,1 = 240,4 \text{ mm}$$

Otvory v hlavě 2. výměníku

$$l_{so} = \sqrt{(2 \cdot 225 + 6) \cdot 6} = 52,3mm$$

$$l_s = 50 + \frac{4}{\cos 45^\circ} = 55,7mm$$

$$l'_s = \min(52,3; 55,7) = 52,3mm$$

$$Af_s = 4 \cdot 52,3 = 209,2mm$$

Otvory v plášti 2. výměníku

$$l_{so} = \sqrt{(2 \cdot 225 + 4) \cdot 4} = 42,6mm$$

$$l_s = 20 + \frac{2}{\cos 45^\circ} = 22,8mm$$

$$l'_s = \min(42,6; 22,8) = 22,8mm$$

$$Af_s = 4 \cdot 22,8 = 91,2mm$$

Ap_s

Jedná se o plochu spadající do výseče skořepiny.

$$Ap_s = \frac{d_{i,s}}{2} \cdot \left(l'_s + \frac{d_{e,b}}{2} \right)$$

Po dosazení pro hlavu 1. výměníku se získá :

$$Ap_s = \frac{900}{2} \cdot \left(104,6 + \frac{219}{2} \right) = 96345mm^2$$

Pro plášť 1. výměníku platí :

$$Ap_s = \frac{900}{2} \cdot \left(60,1 + \frac{219}{2} \right) = 76320mm^2$$

Pro hlavu 2. výměníku :

$$Ap_s = \frac{450}{2} \cdot \left(52,3 + \frac{219}{2} \right) = 36405mm^2$$

Pro plášť 2 výměníku platí :

$$Ap_s = \frac{450}{2} \cdot \left(22,8 + \frac{219}{2} \right) = 29768 \text{ mm}^2$$

Af_p

Pro výpočet Af_p se užívá následujícího vztahu:

$$Af_p = e_p \cdot l_p'$$

kde

$$e_p = \min(e_{a,p}; e_{a,s})$$

$$l_p' = \min(l_{so}; l_p)$$

mimo to musí splňovat analyzovatelná tloušťka stěny výztužného límce podmínku:

$$e_{a,p} \leq 1,5 \cdot e_{a,s}$$

Pro hlavu 1. výměníku platí :

$$12 \leq 1,5 \cdot 12 \rightarrow 12 \leq 18 \text{ mm}$$

$$e_p = \min(12; 12) = 12 \text{ mm}$$

$$l_p' = \min(104,6; 100) = 100 \text{ mm}$$

$$Af_p = 12 \cdot 100 = 1200 \text{ mm}^2$$

Plášť 1. výměníku :

$$4 \leq 1,5 \cdot 4 \rightarrow 4 \leq 6 \text{ mm}$$

$$e_p = \min(4; 4) = 4 \text{ mm}$$

$$l_p' = \min(60,1; 60) = 60 \text{ mm}$$

$$Af_p = 4 \cdot 60 = 240 \text{ mm}^2$$

Hlava 2. výměníku :

$$6 \leq 1,5 \cdot 6 \rightarrow 6 \leq 9mm$$

$$e_p = \min(6; 6) = 6mm$$

$$l'_p = \min(52,3; 50) = 60mm$$

$$Af_p = 4 \cdot 50 = 200mm^2$$

Plášť 2. výměníku

$$4 \leq 1,5 \cdot 4 \rightarrow 4 \leq 6mm$$

$$e_p = \min(4; 4) = 4mm$$

$$l'_p = \min(42,6; 20) = 20mm$$

$$Af_p = 4 \cdot 20 = 80mm^2$$

Af_b

Af_b je plocha zohledňující vyztužený účinek hrdla ve skořepině. Lze ji získat za použití následujících vztahů.

Pro vsazená hrdla platí :

$$Af_b = e_{a,b} \cdot (l'_b + l'_{bi} + e'_s)$$

V řešeném případě jsou hrdla vsazená, ale jen tak, aby nezasahovaly do vnitřního prostoru, takže délka vsazení hrdla je rovna tloušťce stěny skořepiny ($e'_s = e_{a,s}$), l_{bi} je délka trubky zasahující dovnitř pláště a e_{a,b} je analyzovaná tloušťka stěny hrdla.

Dále :

$$l'_b = \min(l_{bo}; l_b)$$

$$l'_{bi} = \min(0,5 \cdot l_{bo}; l_{bi})$$

$$l_{bo} = \sqrt{(d_{e,b} - e_{a,b}) \cdot e_{a,b}}$$

Pro hlavu 1. výměníku platí :

$$l_{bo} = \sqrt{(219 - 2,77) \cdot 2,77} = 24,5mm$$

$$l'_{bi} = \min(0,5 \cdot 24,5; 0) = 0mm$$

$$l'_b = \min(0; \infty) = 0mm$$

$$Af_b = 2,77 \cdot (0 + 0 + 12) = 33,2mm$$

Plášť 1. výměníku

$$l_{bo} = \sqrt{(219 - 2,77) \cdot 2,77} = 24,5mm$$

$$l_{bi}' = \min(0,5 \cdot 24,5; 0) = 0mm$$

$$l_b' = \min(0; \infty) = 0mm$$

$$Af_b = 2,77 \cdot (0 + 0 + 4) = 11,1mm$$

Hlava 2. výměníku

$$l_{bo} = \sqrt{(219 - 2,77) \cdot 2,77} = 24,5mm$$

$$l_{bi}' = \min(0,5 \cdot 24,5; 0) = 0mm$$

$$l_b' = \min(0; \infty) = 0mm$$

$$Af_b = 2,77 \cdot (0 + 0 + 6) = 16,6mm$$

Plášť 2. výměníku

$$l_{bo} = \sqrt{(219 - 2,77) \cdot 2,77} = 24,5mm$$

$$l_{bi}' = \min(0,5 \cdot 24,5; 0) = 0mm$$

$$l_b' = \min(0; \infty) = 0mm$$

$$Af_b = 2,77 \cdot (0 + 0 + 4) = 11,1mm$$

 Ap_b

Koeficient Ap_b vychází ze vztahu :

$$Ap_b = 0,5 \cdot d_{i,b} \cdot (l_b' + e_{a,s})$$

Po dosazení pro hlavu 1. výměníku platí:

$$Ap_b = 0,5 \cdot 213,46 \cdot (0 + 12) = 1280,8mm^2$$

pro plášť 1 výměníku :

$$Ap_b = 0,5 \cdot 213,46 \cdot (0 + 4) = 426,9mm^2$$

hlava 2. výměníku :

$$Ap_b = 0,5 \cdot 213,46 \cdot (0 + 6) = 640,4mm^2$$

plášť 2. výměníku :

$$Ap_b = 0,5 \cdot 213,46 \cdot (0 + 4) = 426,9mm^2$$

Mezi pravidla vyztužování pro podmínku dovolených napětí platí vztah :

$$f_{ob} = \min(f_s; f_b), f_{op} = \min(f_s, f_p)$$

všechny části výměníku jsou vyrobeny ze stejného materiálu, jak válcová skořepina, hrdla, tak i prstence. Potom platí následující :

$$f_s = f_{ob} = f_{op} = f = 147,5 \text{ MPa}$$

Af_w

Pro dosazení do základního vzorce pro vyztužování je třeba mít výpočet plochy svaru.

$$Af_w = \pi \cdot (d_{e,b} + 2 \cdot l_p) \cdot 5$$

Pro hlavu 1. výměníku :

$$Af_w = \pi \cdot (219 + 2 \cdot 100) \cdot 5 = 6581,6 \text{ mm}^2$$

Plášť 1. výměníku :

$$Af_w = \pi \cdot (219 + 2 \cdot 60) \cdot 2 = 2130,0 \text{ mm}^2$$

Hlava 2. výměníku :

$$Af_w = \pi \cdot (219 + 2 \cdot 50) \cdot 4 = 4008,7 \text{ mm}^2$$

Plášť 2. výměníku :

$$Af_w = \pi \cdot (219 + 2 \cdot 20) \cdot 2 = 1627,3 \text{ mm}^2$$

Po získání všech potřebných hodnot je proveden výpočet základní rovnice vyztužování osamocených otvorů.

$$(Af_s + Af_w) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P) + Af_p \cdot (f_{op} - 0,5 \cdot P) + Af_b (f_{ob} - 0,5 \cdot P) \geq P \cdot (Ap_s + Ap_b)$$

Pro hlavu 1. výměníku platí :

$$(1255,2 + 6581,6) \cdot (147,5 - 0,5 \cdot 3,79) + 1200 \cdot (147,5 - 0,5 \cdot 3,79) + 33,2(147,5 - 0,5 \cdot 3,79) \geq 3,79 \cdot (96345 + 1280,8)$$

$$1320637,4 \geq 370001,8$$

Plášť 1. výměníku :

$$(240,4 + 2130) \cdot (147,5 - 0,5 \cdot 0,92) + 240 \cdot (147,5 - 0,5 \cdot 0,92) + 11,1(147,5 - 0,5 \cdot 0,92) \geq 0,92 \cdot (76320 + 426,9)$$

$$385450,7 \geq 70607,1$$

Hlava 2. výměníku :

$$(209,2 + 4008,7) \cdot (147,5 - 0,5 \cdot 3,84) + 200 \cdot (147,5 - 0,5 \cdot 3,84) + 16,6(147,5 - 0,5 \cdot 3,84) \geq 3,84 \cdot (36405 + 640,4)$$

$$645638,3 \geq 142254,3$$

Plášť 2. výměníku :

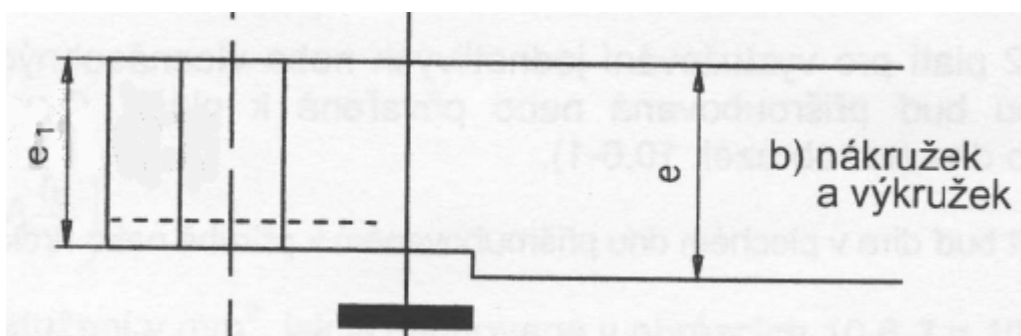
$$(91,2 + 1627,3) \cdot (147,5 - 0,5 \cdot 0,83) + 80 \cdot (147,5 - 0,5 \cdot 0,83) + 11,1(147,5 - 0,5 \cdot 0,83) \geq 0,83 \cdot (29768 + 426,9)$$

$$266165,0 \geq 25061,8$$

Z obecného vzorce pro vyztužování vyplynulo, že všechna hrdla jsou příliš vyztužena. Při optimalizaci v programu Sant'Ambrogio budou výztužné prstence zmenšovány, popřípadě odstraněny.

Ploché dno

Další částí, kterou je nutno se zabývat, je výpočet plochého dna. To se nachází na straně hlavy výměníku a uzavírá válcovou skořepinu. Spojení s pláštěm je realizováno šroubovým spojem v místě užší části dna. Pro dna se používá několik uspořádání těsnících ploch a to rovná těsnicí plocha, nákrůžek výkružek, pero a drážka. Vzhledem k vyššímu tlaku (3,79 a 3,84 MPa) byly použity dna s uspořádáním těsnících plochy nákrůžek výkružek spolu s použitím úzkého těsnění.



Obr.5.6 Přírubové ploché dno s úzkým těsněním [2]

Tloušťka stěny uvnitř těsnění je počítána ze vztahu :

$$e = \max(e_a, e_p)$$

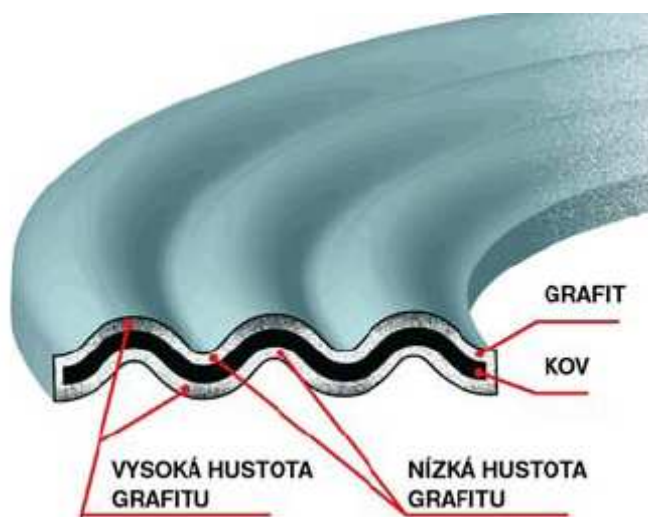
kde

$$e_a = \sqrt{\frac{3 \cdot (C - G)}{\pi \cdot G} \cdot \left(\frac{W}{f_a}\right)}$$

$$e_p = \sqrt{\frac{3 \cdot (3 + \nu)}{32} \cdot G^2 + 3 \cdot \left(\frac{G}{4} + 2 \cdot b \cdot m\right) \cdot (C - G) \cdot \frac{P}{f}}$$

Ve vzorcích jsou neznámé jako roztečná kružnice šroubů (C), součinitel těsnění (m), reakční průměr těsnění (G), Poissonova konstanta materiálu (pro ocel $\nu=0,3$), dovolené namáhání při teplotě okolí (f_a) a výpočtové zatížení šroubů ve smontovaném stavu (W).

Pro účel tepelného výměníku bylo použito grafitové těsnění od společnosti GRAFOIL, která se zabývá výrobou pružných grafitových těsnění již od roku 1952. Konkrétně bylo zvoleno grafitové těsnění s kovovým jádrem viz následující obrázek.



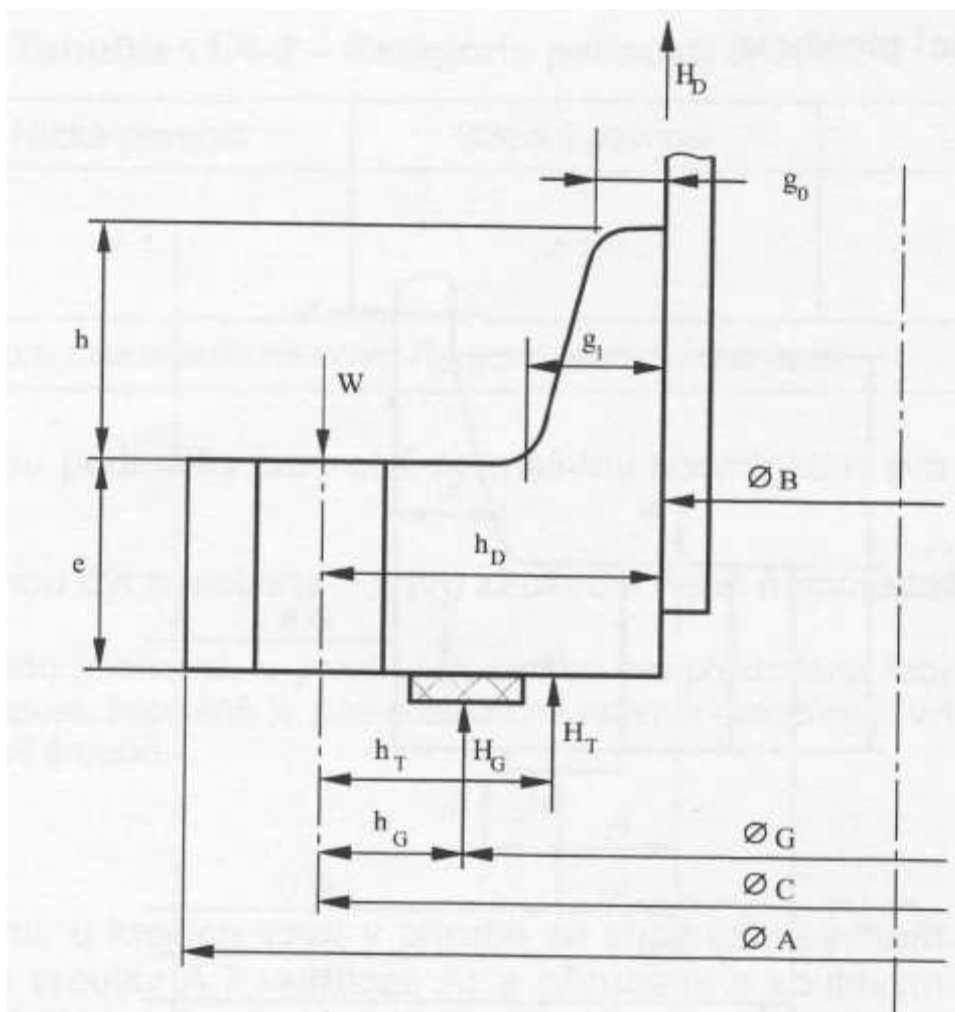
Obr.5.7 Úzké těsnění pro tepelné výměníky

Těsnění se vyrábí v různých šířkách a tloušťkách. Ve výpočtech bude uvažováno co nejmenší možné a to o tloušťce 1,6 mm a šířce 9,5 mm.

U výpočtu dovoleného namáhání při zkušebním zatížení se používá stejný vzorec jako pro namáhání při provozním stavu, ale charakteristiky materiálu jsou brány při 20 °C.

$$f_a = \max\left[\left(\frac{235}{1,5}\right); \min\left(\frac{235}{1,2}; \frac{520}{3}\right)\right] = 156,7 \text{ MPa}$$

Při výpočtu zatížení šroubů ve smontovaném stavu (W) se vychází ze vztahů užívajících se u přírub, pro přiblížení jednotlivých veličin poslouží obrázek 5.8.



Obr.5.8 Příruba s úzkou těsnící plochou [2]

$$W = 0,5(A_{B,\min} + A_B) \cdot f_{B,A}$$

kde požadovaná plocha průřezu je :

$$A_{B,\min} = \max\left(\frac{W_A}{f_{B,A}}; \frac{W_{op}}{f_B}\right),$$

minimální zatížení šroubu při montážním stavu :

$$W_A = \pi \cdot b \cdot G \cdot y,$$

minimální zatížení šroubů při provozním stavu :

$$W_{op} = H + H_G$$

kde

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot G^2 \cdot P,$$

$$H_G = 2 \cdot \pi \cdot G \cdot m \cdot P$$

Dále je potřeba stanovit dovolené namáhání šroubů při montážní teplotě ($f_{B,A}$) a provozní teplotě (f_B). Šrouby jsou použity klasické M20 z materiálu 8.8. Pro řešení vstupních hodnot následné optimalizace pevnostních výpočtů bylo stanovení dovoleného namáhání šroubů zjednodušeno na případ, kdy $f_{B,A} = f_B$.

$$f_{B,A} = f_B = \min\left(\frac{R_e^{300}}{3}; \frac{R_m^{20}}{4}\right)$$

Pro výpočet zatížení šroubů ve smontovaném stavu je třeba dále vypočítat celkovou plochu šroubů v místě nejmenšího průřezu (A_B), tato plocha musí být menší než požadovaná minimální ($A_{B,min}$).

Po dosazení postupného výpočtu zatížení šroubů (W) je získáno :

$$f_{B,A} = f_B = \min\left(\frac{426,7}{3}; \frac{640}{4}\right) = 142,2 MPa$$

Pro výměník mokré páry:

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot 920^2 \cdot 3,79 = 2519444,2 N$$

$$H_G = 2 \cdot \pi \cdot 920 \cdot 3 \cdot 3,79 = 65724,6 N$$

$$W_{op} = 2519444,2 + 65724,6 = 2585168,8 N$$

$$W_A = \pi \cdot 9,5 \cdot 920 \cdot 3 \cdot 35 = 2883039,6 N$$

$$A_{B,min} = \max\left(\frac{2883039,6}{142,2}; \frac{2585168,8}{142,2}\right) = 20274 mm^2,$$

$$A_{1\text{šroubu}} = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} = 314,16 mm^2$$

$$n_{\text{šroubu}} = \frac{A_{B,min}}{A_{1\text{šroubu}}} = \frac{20274}{314,16} = 64,5 = 68 \text{ šroubů}$$

$$A_B = A_{1\text{šroubu}} \cdot n_{\text{šroubu}} = 314,16 \cdot 68 = 21362,9 mm^2$$

$$W = 0,5 \cdot (20274 + 21362,9) \cdot 142,2 = 2960383,6 N$$

pro výměník přehřevu páry

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot 470^2 \cdot 3,84 = 666218,7 N$$

$$H_G = 2 \cdot \pi \cdot 470 \cdot 3 \cdot 3,84 = 34019,7 N$$

$$W_{op} = 666218,7 + 34019,7 = 700238,4 N$$

$$W_A = \pi \cdot 9,5 \cdot 470 \cdot 3 \cdot 35 = 1472857,2 N$$

$$A_{B,\min} = \max\left(\frac{1472857,2}{142,2}; \frac{700238,4}{142,2}\right) = 10357,6 mm^2$$

$$A_{1sroubu} = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} = \frac{\pi \cdot 20^2}{4} = 314,16 mm^2$$

$$n_{sroubu} = \frac{A_{B,\min}}{A_{1sroubu}} = \frac{10357,6}{314,16} = 33,0 = 36 \text{ šroubů}$$

$$A_B = A_{1sroubu} \cdot n_{sroubu} = 314,16 \cdot 36 = 11309,8 mm^2$$

$$W = 0,5 \cdot (10357,6 + 11309,8) \cdot 142,2 = 1540549,3 N$$

Nyní bude proveden výpočet tloušťky stěny uvnitř těsnění

Pro výměník na výrobu mokré páry :

$$e_a = \sqrt{\frac{3 \cdot (950 - 920)}{\pi \cdot 920} \cdot \left(\frac{2960383,6}{156,7}\right)} = 24,25 mm$$

$$e_p = \sqrt{\left[\frac{3 \cdot (3 + 0,3)}{32} \cdot 920^2 + 3 \cdot \left(\frac{920}{4} + 2 \cdot 9,5 \cdot 3\right) \cdot (950 - 920)\right] \cdot \frac{3,79}{147,5}}$$

$$e_p = 85,98 mm$$

$$e = \max(24,25; 85,98) = 85,98 = 86 mm$$

Pro výměník s přehřátou párou :

$$e_a = \sqrt{\frac{3 \cdot (500 - 470)}{\pi \cdot 470} \cdot \left(\frac{1540549,3}{156,7}\right)} = 24,47 mm$$

$$e_p = \sqrt{\left[\frac{3 \cdot (3 + 0,3)}{32} \cdot 470^2 + 3 \cdot \left(\frac{470}{4} + 2 \cdot 9,5 \cdot 3\right) \cdot (500 - 470)\right] \cdot \frac{3,84}{147,5}}$$

$$e_p = 46,8 mm$$

$$e = \max(24,5; 46,8) = 46,8 = 47 mm$$

Pro výpočet minimální tloušťky přírubového okraje víka je používán vztah :

$$e_1 = \max(e_a; e_{p1})$$

kde

$$e_{p1} = \sqrt{3 \cdot \left(\frac{G}{4} + 2 \cdot b \cdot m \right) (C - G) \cdot \frac{P}{f}}$$

Po dosazení pro 1. výměník :

$$e_{p1} = \sqrt{3 \cdot \left(\frac{920}{4} + 2 \cdot 9,5 \cdot 3 \right) (950 - 920) \cdot \frac{3,79}{147,5}} = 25,8 \text{ mm}$$

$$e_1 = \max(24,25; 25,8) = 25,8 \approx 26 \text{ mm}$$

Pro 2. výměník :

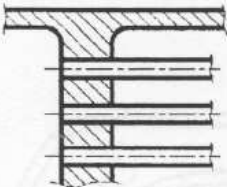
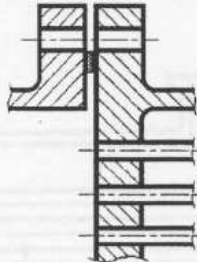
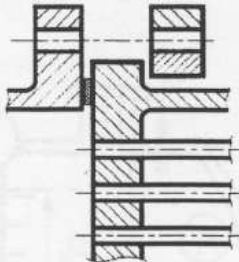
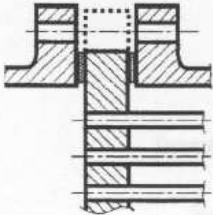
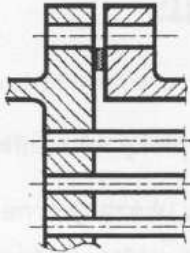
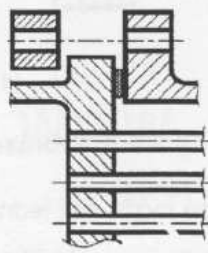
$$e_{p1} = \sqrt{3 \cdot \left(\frac{470}{4} + 2 \cdot 9,5 \cdot 3 \right) (500 - 470) \cdot \frac{3,84}{147,5}} = 20,22 \text{ mm}$$

$$e_1 = \max(24,5; 20,22) = 24,5 \approx 25 \text{ mm}$$

Z výpočtu pro ploché víko je patrné, že u 1. výměníku pro výrobu mokré páry je tloušťka přírubové části 25 mm a vnitřní části 86 mm, u druhého výměníku jsou tloušťky víka 26 mm a 47 mm. Při dalším výpočtu v programu Sant'Ambrogio bude snaha minimalizovat tloušťku víka a to na základě nejen výpočtu při provozních podmínkách ale i zkušebních. Zároveň budou optimalizovány počty a rozměry šroubů.

Trubkovnice

Pro výměníky tepla s U – trubkami je několik možných spojení trubkovnice s pláštěm viz následující obrázek.

		
a) Sestava a Trubkovnice integrální s pláštěm a komorou	b) Sestava b Trubkovnice integrální s pláštěm a utěsněná přírubovým okrajem ke komoře	c) Sestava c Trubkovnice integrální s pláštěm a utěsněná bez přírubového okraje ke komoře
		
d) Sestava d Trubkovnice utěsněná přírubovým okrajem nebo bez něho k plášti a komoře	e) Sestava e Trubkovnice s přírubovým okrajem utěsněná k plášti a integrální s komorou	f) Sestava f Trubkovnice bez přírubového okraje utěsněná k plášti a integrální s komorou

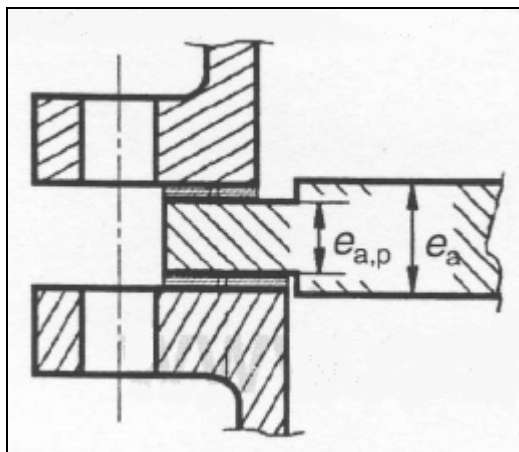
Obr.5.9 Sestavy trubkovnic s U – trubkami[1].

Jako ideální řešení z hlediska těsnosti obou stran a sevření byla zvolena sestava d, kdy trubkovnice je utěsněna tenkým těsněním jak k plášti tak i k hlavě a následně sevřena přírubovým spojem hlavy a pláště výměníku. Trubkovnice je v tomhle uspořádání vložena bez přírubového okraje.

Podmínky použitelnosti

Trubkovnice musí vyhovovat následujícím podmínkám použitelnosti :

trubkovnice musí být rovná, kruhová a musí mít rovnoměrnou tloušťku, místní zeslabení tloušťky je přípustné pokud zbývající analyzovaná tloušťka $e_{a,p} \geq 0,8e_a$ viz obrázek 5.10.



Obr.5.10 Místní zeslabení tloušťky stěny trubkovnice

Pro návrh nové trubkovnice musí být splněny následující podmínky (pro trubky zaválcované do trubkovnice) :

při vnějším průměru trubky $d_t \leq 25\text{mm}$ (dle tepelného výpočtu 20 mm)

$$e_a \geq 0,75 \cdot 20 \rightarrow e_a \geq 15\text{mm}$$

Při vložení vertikální přepážky dělící prostor hlavy pro vstupní a výstupní proud plynového oleje musí vzdálenost mezi řadami trubek splňovat podmínku :

$$U_L \leq 4 \cdot p$$

kdy U_L je vzdálenost trubek a p je rozteč trubek

po dosazení :

$$U_L \leq 4 \cdot 25 \rightarrow U_L \leq 100\text{mm}$$

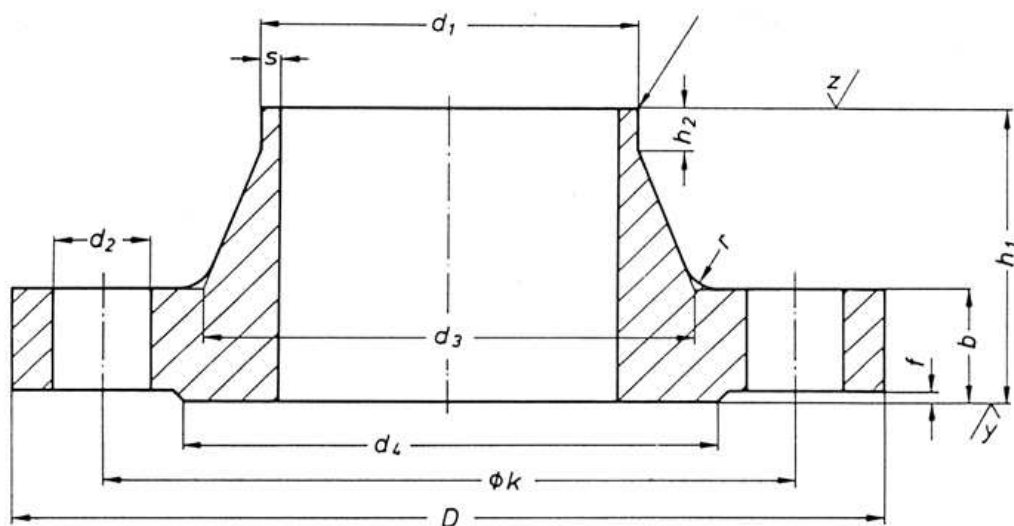
V dalších výpočtech trubkovnice by bylo možno zjistit podrobněji konstrukční náležitosti, určit působící momenty a napětí, ale pro tento případ získání pouze vstupních dat je dostačující znát pouze podmínky použitelnosti, na jejichž základě bude uvažována tloušťka trubkovnice 20 mm a zeslabená tloušťka 16 mm (80% původní tloušťky). Středová vzdálenost trubek v místě přepážky bude uvažována 80 mm. Podrobnější výpočty budou určeny při optimalizaci v programu Sant' Ambrogio, který se zabývá pevnostními výpočty podle normy EN 13445.

Příruby

Pro určení vstupních rozměrů přírub do optimalizačního výpočtu byl postup odlišný, nebude řešen podrobný výpočet dle normy, ale bude se vycházet již z dodávaných přírub od výrobce, kde budou získány předběžné rozměry.

Z důvodu zvýšeného tlaku bude přírubové spojení pero drážka viz příruba použita i u víka. Budou řešeny přírubové spoje mezi dnem a pláštěm, pláštěm a hlavou, hlavou a víkem. Příruby na přítokových a odtokových hrdlech budou použity normalizované a nebudou počítány.

V katalogu firmy Lega-Inox, zabývající se výrobou a distribucí přírub, byly nalezeny příruby hodící se přímo na naše výměníky tepla a to krkové příruby PN 10 pro spoje dna a pláště, přípojných hrdel k plášti. Pro spoje mezi pláštěm a hlavou, hlavou a víkem a pro ukončení trubek z hlavové části byly použity krkové příruby PN 40. Nalezené krkové příruby neumožňují sice realizaci spoje typem nákrůžek výkružek. V případě, že slouží pouze jako vstupní geometrická data pro optimalizaci, tak jsou dostačující. Podrobněji jsou rozměry a geometrie znázorněny v obrázku 5.11 a tabulce 5.1.



Obr.5.11 Geometrie krkové příruby pro vstupní data

Tab.5.1 Vstupní data pro příruby

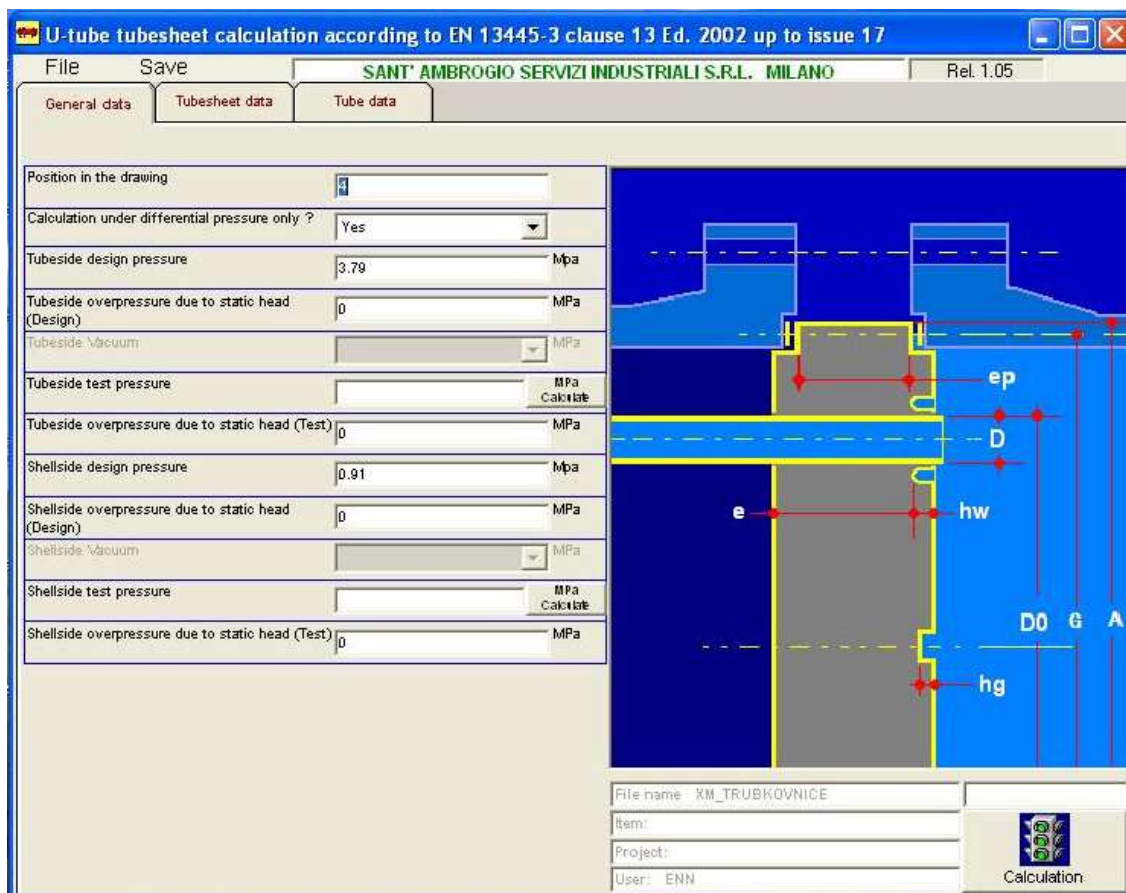
výměník na výrobu mokré páry																
				příruba				krk				těs. lišta		šrouby		
spoj	PN	DN	d ₁	D	b	k	h ₁	d ₃	s	r	h ₂	d ₄	f	počet	závit	d ₂
dno-plášť	10	900	914	1115	34	1050	95	950	10	12	20	1005	5	28	M30	33
plášť-hlava	40(16)	900	914	1125	40	1050	110	995	10	12	20	1000	5	28	M36	39
hlava-víko	40(16)	900	914	1125	40	1050	110	995	10	12	20	1000	5	28	M36	39
plášť-přívod	10	200	219	340	24	295	62	235	5,9	10	16	268	3	8	M20	22
hlava-přívod	40	200	219	375	34	320	88	244	6,3	10	16	285	3	12	M27	30
výměník na výrobu přehřáté páry																
				příruba				krk				těs. lišta		šrouby		
spoj	PN	DN	d ₁	D	b	k	h ₁	d ₃	s	r	h ₂	d ₄	f	počet	závit	d ₂
dno-plášť	10	500	508	670	28	620	75	542	7,1	12	16	585	4	20	M24	26
plášť-hlava	40	500	508	755	52	670	140	562	14,2	12	20	615	4	20	M39	42
hlava-víko	40	500	508	755	52	670	140	562	14,2	12	20	615	4	20	M39	42
plášť-přívod	10	200	219	340	24	295	62	235	5,9	10	16	268	3	8	M20	22
hlava-přívod	40	200	219	375	34	320	88	244	6,3	10	16	285	3	12	M27	30

V tabulce 5.1 jsou uspořádány všechny používané přírubové spoje na výměnících. U přírubového spoje mezi pláštěm a hlavou, hlavou a víkem se u výměníku pro přehřev páry (z nedostatečných informací výrobce) bude vycházet při optimalizaci z přírub pro PN 16, kdy příruby po optimalizaci budou jistě masivnější.

U druhého výměníku bude snaha při optimalizaci realizovat průměr výměníku dle DN 450, kdy dojde k úspoře materiálu. Všichni výrobci nevyrábějí přírubové spoje DN 450 a proto byly jako vstupní údaje použity rozměry příruby pro DN 500.

5.2 Optimalizace pevnostních výpočtů

Při pevnostním výpočtu vstupních dat dle normy EN 13445 pro netopené tlakové nádoby byly získány geometrické rozměry všech částí výměníků. Pomocí těchto hodnot bude provedena optimalizace pevnostních výpočtů v programu Sant'Ambrogio, který taktéž vychází z pevnostních výpočtů normy EN 13445. Po otevření programu je vyobrazena hlavní nabídka součástí nádob pro výpočet. Při výběru požadované součásti je otevřen obrázek se zakótovanými rozměry daného dílu. Pro zadávání požadovaných hodnot slouží tabulka vlevo od obrázku. Způsob zadávání požadovaných hodnot je patrný z následujícího obrázku.



Obr.5.12 Způsob zadávání hodnot v programu Sant' Ambrogio

Na obrázku 5.12 je ukázka zadávání hodnot pro výpočet trubkovnice s U – trubkami. V levé části je tabulka pro zadávání hlavních hodnot jako jsou návrhové tlaky uvnitř a vně trubek. V další záložce se zadávají informace o trubkovém svazku a to průměry trubek, vzdálenost mezi nimi, materiál a délka svazku. V pravé části je uvažované schéma trubkovnice a způsob sevření. Pro přehlednost jsou zakótovány rozměry potřebné pro výpočet a při zadávání do příslušných kolonek se zviditelňují.

Způsob zadávání vstupních dat součásti výměníku byl již uveden. Zadávání dat pro další části výměníků je obdobné, proto budou shrnuty jen výsledky optimalizace pevnostních výpočtů.

Geometrie částí výměníků po optimalizaci

Součástí výpočtu jednotlivých dílů v programu Sant' Ambrogio jsou vždy výsledkové listiny, v kterých jsou uvedeny zadávané hodnoty, výpočtové vztahy dle EN 13445 a výsledky rovnic pevnostních výpočtů.

Výsledkové listiny výměníku pro výrobu mokré páry

Pro přehlednost bude uvedena jedna výsledková listina výpočtu hlavy s přípojnými hrdly a dále budou uvedeny jen zestručněné výsledky. Zbylé výsledkové listiny budou součástí příloh.

	Vysoké Učení Technické v Brně Antonínská 548/1 - 601 90 BRNO (CZ) Date _____ Calo. _____ Chkd. _____ Appr. _____	Sheet Client Dwg.
---	--	-------------------------

Software by SANT'AMBROGIO S.I. srl - Milano, Italy - EN Rev. 1.24-wNw/cZs
 CYLINDRICAL SHELL POS.: 2
 According to EN 13445-3 Ed. 2002 up to issue 21 (Clause 7 - 8)

* Design temperature T = 270.0 °C
 * MATERIAL : (Rec.Nr 109) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; ≤ 75 mm
 * NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (Base:Rp1t) f = 127.00 MPa
 * NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE fA = 166.67 MPa
 * NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) ftest= 250.00 MPa

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE (EN 13445-3 Clause 7.4.2) -----

Design pressure	P' = 3.790 MPa
Test pressure	pt' = 6.217 MPa
Overpressure due to static head - Design	ph' = 0.000 MPa
Overpressure due to static head - test	pht' = 0.000 MPa
Calculation pressure - Design	p = ph' + p' = 3.790 MPa
calculation pressure - Test	pt = pht' + pt' = 6.217 MPa
Shell internal diameter	Di = 900.00 mm
Joint efficiency	z = 1.00
Corrosion allowance	c = 0.00 mm
Wall undertolerance (δM + δE)	δ = 0.20 mm
Adopted thickness	en = 14.00 mm
* DESIGN :	e = $p \cdot (Di + 2c + 2\delta) / (2 \cdot f \cdot z - P) + c + \delta$ = 13.839 mm
* TEST :	e = $pt \cdot (Di + 2\delta) / (2 \cdot f_{test} - P_t) + \delta$ = 11.537 mm

----- PRESSURES -----

MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL	= 3.834 MPa
MAX. TEST PRESSURE - INTERNAL	= 7.548 MPa
- INTERNAL: 1.43 * P'	= 5.420 MPa
SHELL - INTERNAL: 1.25 * P' * fA / f	= 6.217 MPa

Obr.5.13 Výsledková listina Sant'Ambrogio (1.část)

* Design temperature	T = 270.0 °C
* MATERIAL : (Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; <= 6 mm	
* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t) fb=	127.00 MPa
* NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE fbA=	173.33 MPa
* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) fbTest=	260.00 MPa
* SHELL DATA	
Internal diameter	D = 900.00 mm
Thickness	en = 14.00 mm
Joint efficiency	z = 1.00
Corrosion allowance	c = 0.00 mm
wall undertolerance	δ = 0.20 mm
* NOZZLE DATA	
Type of connection :	Protruding
Outside diameter	deb= 219.10 mm
Thickness	eb= 3.76 mm
Joint efficiency	zb= 1.00
Corrosion allowance	cb= 0.00 mm
Wall undertolerance	δb= 0.20 mm
Internal protruding	lbi= 0.00 mm
Useful length (Horizontal limit to nozzle OD)	ls= 5.00 mm
Useful length (Vertical limit to shell OD)	lb= 0.00 mm
Nozzle position:	Normal to the wall
Angular coordinate of nozzle	γ = 0.00 °
Distance from line	Z = 200.00 mm
Weld areas	Afw = 2064 mm ²
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (design) Maxeb/en =	2.000
Nozzle calculat.thk. eb*=MIN(eb-cb-δb,maxeb/en(en-c-δ)) =	3.56 mm
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (test) Maxeb/en =	2.000
Nozzle calculat.thk. eb*=MIN(eb-δb,maxeb/en(en-δ)) =	3.56 mm
Opening is a critical area as defined in clause 17	
----- PRESSURES -----	
MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL	= 5.122 MPa
MAX. TEST PRESSURE - INTERNAL	= 10.082 MPa
- INTERNAL: 1.43*P ⁱ	= 5.420 MPa
NOZZLE - INTERNAL: 1.25*P ⁱ *fbA/fb	= 6.466 MPa

Obr.5.14 Výsledková listina Sant'Ambrogio (2.část)

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: DESIGN -----			
Pressure	$p' =$	3.790	MPa
Overpressure due to static head	$p'' =$	0.000	MPa
Calculation pressure	$p = p' + p'' =$	3.790	MPa
Shell internal diameter	$Di = D + 2 \cdot c + 2 \cdot \delta =$	900.40	mm
$ea, s = en - c - \delta$	$=$	13.80	mm
$lso = \text{SQR}((Di + ea, s)(ea, s))$	$=$	112.32	mm
$ls' = \text{MIN}(lso, ls)$	$=$	5.00	mm
$lbo = \text{sqr}((deb - eb*)(eb*))$	$=$	27.70	mm
$lb' = \text{MIN}(lbo, lb)$	$=$	0.00	mm
$lbi' = \text{MIN}(0.5 \cdot lbo, lbi)$	$=$	0.00	mm
$Aps = (Di/2)(ls' + deb/2)$	$=$	51570.4	mm ²
$Afs = ls'(ea, s)$	$=$	69.0	mm ²
$Apb = .5 \cdot (deb - 2eb + 2cb + 2\delta b) \cdot (lb' + ea, s)$	$=$	1462.7	mm ²
$Afb = (lb' + en - cb)(eb*)$	$=$	49.8	mm ²
$(Afs + Afb)(f - .5 \cdot p) + Afb(fb - .5 \cdot p)$	$=$	273084	N
$(Aps + Apb) \cdot p$	$=$	200995	N
----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: TEST -----			
Pressure	$p' =$	6.217	MPa
Overpressure due to static head	$p'' =$	0.000	MPa
Calculation pressure	$p = p' + p'' =$	6.217	MPa
Shell internal diameter	$Di = D + 2 \cdot \delta =$	900.40	mm
$ea, s = en - \delta$	$=$	13.80	mm
$lso = \text{SQR}((Di + ea, s)(ea, s))$	$=$	112.32	mm
$ls' = \text{MIN}(lso, ls)$	$=$	5.00	mm
$lbo = \text{sqr}((deb - eb*)(eb*))$	$=$	27.70	mm
$lb' = \text{MIN}(lbo, lb)$	$=$	0.00	mm
$lbi' = \text{MIN}(0.5 \cdot lbo, lbi)$	$=$	0.00	mm
$Aps = (Di/2)(ls' + deb/2)$	$=$	51570.4	mm ²
$Afs = ls'(ea, s)$	$=$	69.0	mm ²
$Apb = .5 \cdot (deb - 2eb + 2\delta b) \cdot (lb' + ea, s)$	$=$	1462.7	mm ²
$Afb = (lb' + en)(eb*)$	$=$	49.8	mm ²
$(Afs + Afb)(ftest - .5 \cdot p) + Afb(ftest - .5 \cdot p)$	$=$	538924	N
$(Aps + Apb) \cdot p$	$=$	329717	N

Obr.5.15 Výsledková listina Sant'Ambrogio (3.část)

Ve výsledkové listině pláště 1. výměníku je nejdříve napsáno, jaký byl volen tlak, průměr hlavy, tloušťka stěny, tloušťka stěny zohledňující korozi atd. Ze zadaného tlaku je vypočítán zkušební tlak. Následně je počítána minimální požadovaná tloušťka stěny pláště. Dále je uvedeno dovolené namáhání materiálu při pracovní teplotě. V další části jsou zadávány informace hrdel, jejich průměr, tloušťka stěny, materiál, tlak a typ napojení. Po zadání hodnot jsou počítány vztahy vycházející z EN 13445 pro hrdla v plášti. Z výsledných rovnic je pak patrné, zda jsou vstupní data předimenzovaná nebo poddimenzovaná (např. tloušťka stěny hrdla, rozměry výztužného prstence). Vstupní hodnoty se musí tak dlouho upravovat, dokud hodnota výsledných rovnic je mírně vyšší než požadovaná.

V případě hlavové části s hrdly bylo zjištěno, že vnitřní průměr skořepiny je 900 mm, tloušťka stěny 14 mm. Přípojná hrdla jsou o průměru odpovídajícímu DN 200 s tloušťkou stěny 3,76 mm a jsou vložena do skořepiny po tloušťku její stěny. Pro dostatečnou pevnost nejsou třeba výztužné prstence, ale postačí provést vnější zavaření hrdel koutovým svarem 3 mm.

Plášť s hrdly

Po optimalizaci má válcová skořepina vnitřní průměr 900 mm a tloušťku 4 mm. Přípojná hrdla mají vnější průměr 219,1 mm a tloušťku stěny 2,77 mm (nejmenší tloušťka stěny pro DN 200). Při vyztužování hrdla bylo zjištěno, že není zapotřebí výztužný prstenec a postačí jen vyztužení pomocí koutového svaru o velikosti 1 mm. Z důvodu snadnější proveditelnosti bude použit koutový svar 3 mm.

Torosferické dno

Pro torosferické dno bude vnitřní radius sférické části 750 mm, menší radius postranní část 150 mm. Z hlediska pevnosti a snadnější výroby byla tloušťka stěny zvolena stejná pro vybroušenou i válcovou část dna 4 mm.

Trubkovnice

Tloušťka trubkovnice je 100 mm, zúžená část má mít 80 mm. Ve zúžené oblasti je trubkovnice osazena úzkým těsněním o tloušťce 9,5 mm a středním průměru 916 mm. V trubkovnici je zaválcováno 859 U – trubek o vnějším průměru 20 mm a tloušťce stěny 2 mm.

Víko

Rozměry víka jsou získány z výpočtu přírubového spoje víka a hlavy. Z tohoto výpočtu byla získána tloušťka stěny přírubové části 170 mm a středové části 180 mm.

Přírubový spoj víko – hlava

Po optimalizaci je šířka přírubové části hlavy 100 mm a vnější průměr příruby 1205 mm. Šroubový spoj je realizován 36 šrouby M39. Roztečná kružnice má průměr 1116 mm. Mezi oběma přírubami je tenké grafitové těsnění s kovovým jádrem o tloušťce 1,6 mm a šířce 9,5 mm. Geometrie víka byla zmiňována již dříve.

Přírubový spoj hlava – plášť

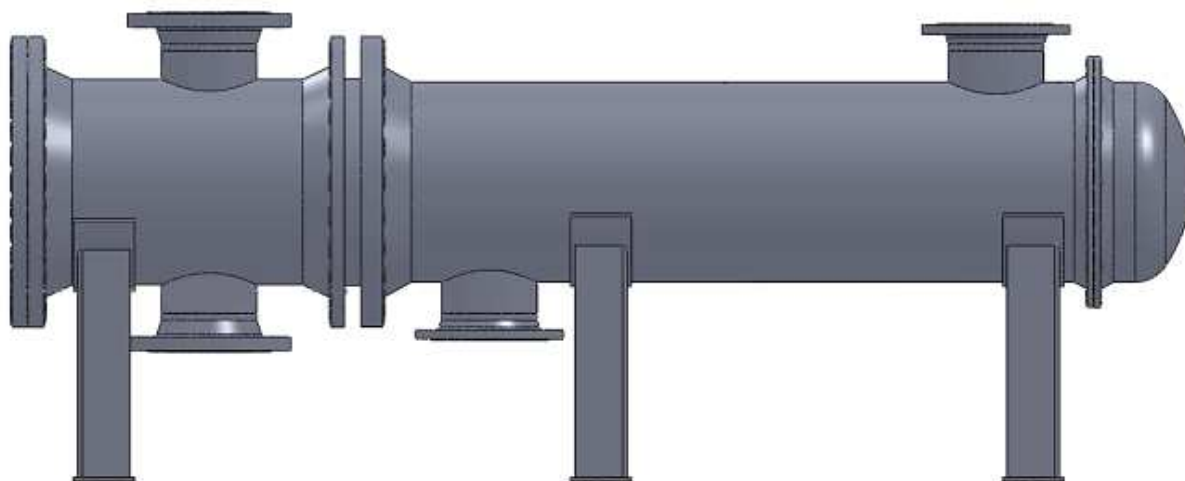
Pro výpočet přírubového spoje byla uvažována nejhorší možná varianta a to ta, že teplo od plynového oleje se předá i přírubové části pláště. Pro oba přírubové spoje byla uvažována vyšší teplota plynového oleje (270 °C). Mezi přírubovými spoji je sevřena trubkovnice, která dosedá v místech plochých těsnění. Tloušťka příruby na straně hlavy je 95 mm a na straně pláště 128 mm. Na straně hlavy je užší z důvodu větší tloušťky stěn válcové části hlavy. Vnější průměr přírub je 1205 mm a roztečná kružnice šroubů je 1116 mm. Spoj je realizován pomocí 36 šroubů M39.

Přírubový spoj pláště – dno

Po optimalizaci byla tloušťka příruby pláště navržena 40 mm a stejně tak i tloušťka příruby dna. Vnější průměr přírub je 1070 mm a roztečná kružnice šroubů má průměr 1015 mm. Mezitrubkový prostor je utěsněn stejným tenkým těsněním jako předešlé části. Šroubový spoj je realizován 24 šrouby M22.

Geometrie výměníku pro přehřev páry

Geometrické rozměry prvního výměníku byly uvedeny jen stručně. Zmíněny byly nejzákladnější rozměry. U druhého výměníku nebudou uváděny jednotlivé rozměry, ale bude znázorněn model vytvořený v programu SolidWorks a následně v přílohách bude umístěn výkres tohoto výměníku, z kterého jsou patrné všechny rozměry.



Obr.5.16 Model výměníku pro přehřev páry

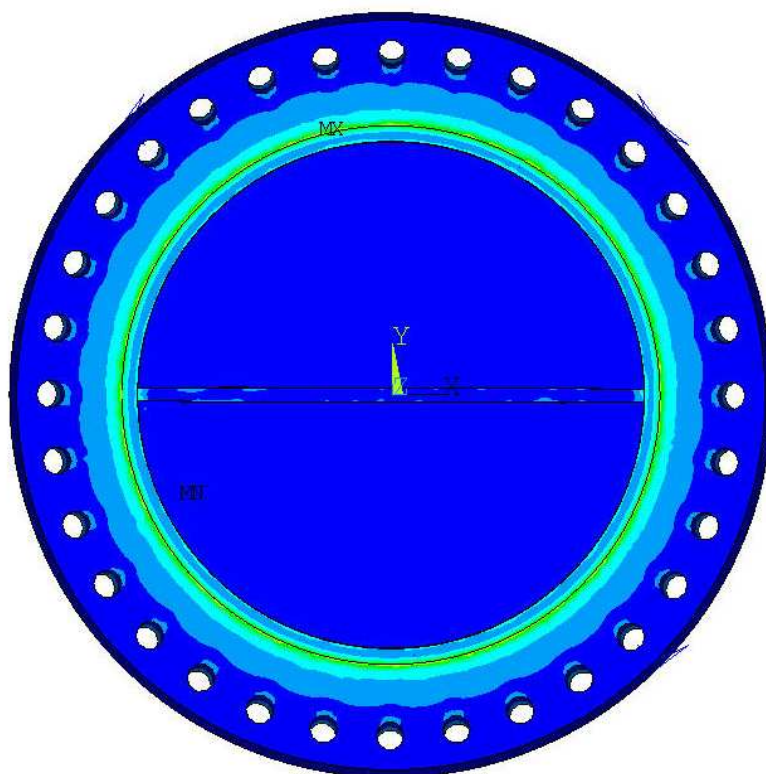
Z obrázku znázorňující model 2. výměníku je vidět poměrná velikost všech dílů. Délka hlavové části závisí na průměru přírub hrdel a rozměru podpěrné nohy tak, aby bylo umožněno snadné sešroubování všech částí výměníku. Délka pláště vychází z požadované délky trubek a vzdálenosti přepážek na trubkovém svazku, tak aby došlo k potřebnému přestupu tepla. V neposlední řadě, výška podpěrných noh závisí na prostoru potřebném pro napojení přívodních trubek k hrdlům. Kdy přívod vody je z dolní strany a přívod plynového oleje z horní strany tak, aby bylo dosaženo lepšího přestupu tepla protiproudým uspořádáním, kdy se nejprve ohřívá stoupající přehřátá pára a pak vstupující mokrá pára.

5.3 Pevnostní ověření metodou konečných prvků

V posledních letech se hojně rozšiřuje používání výpočtů metodou konečných prvků (MKP). Pomocí této metody lze podrobněji vypočítat namáhání různých součástí. Díky neustálému zlepšování výpočetní techniky a rozvoje výkonných počítačů byl vyvinut program ANSYS využívající právě výpočtů MKP.

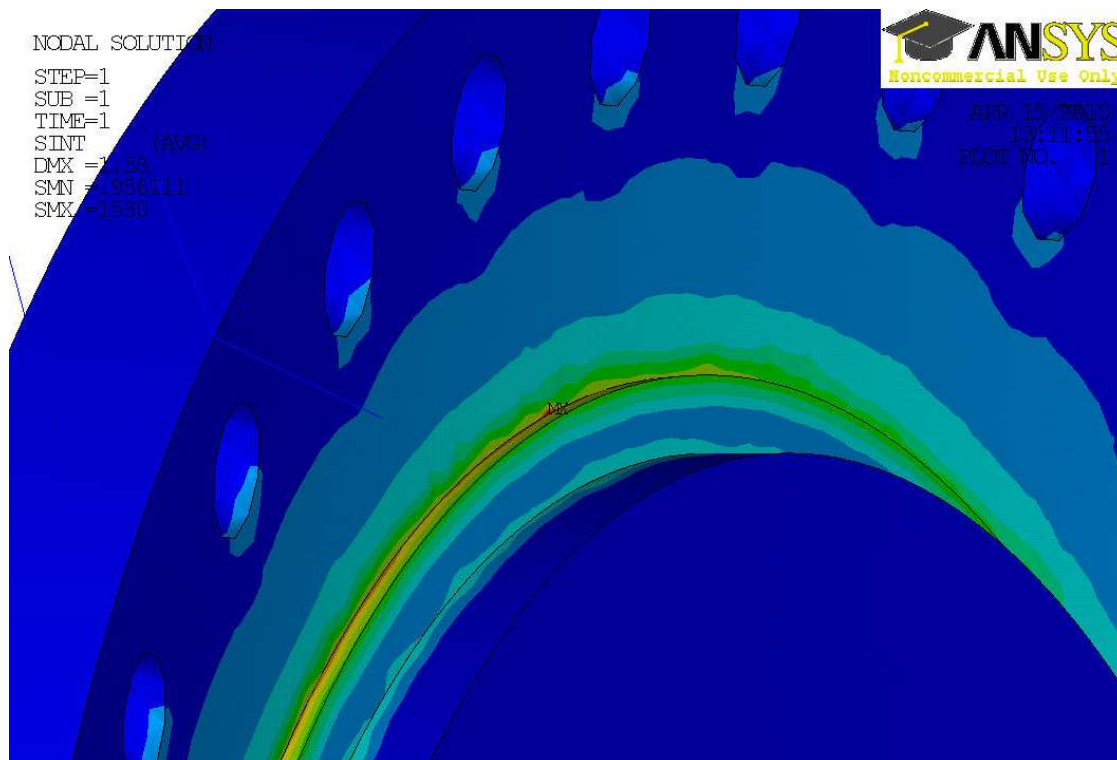
Hlavová část výměníku tepla je jedna z nejvíce namáhaných částí z hlediska zvýšeného tlaku (3,84 MPa). Uzavření této části je provedeno přišroubováním rovného víka, kde může docházet k narušování materiálu vlivem vysokých ohybových napětí. Z tohoto důvodu bylo provedeno pomocí programu ANSYS zatížení víka za provozních a zkušebních podmínek.

Nejprve bylo využito propojení programu SolidWorks a ANSYS a z namodelovaného výměníku pro přehřev páry byl vyjmut díl víka a jeho geometrie byla vložena do programu ANSYS Workbench. Tam byla provedena simulace zatížení víka za provozních a zkušebních podmínek. Byl nastaven modul pružnosti materiálu odpovídající pracovní a zkušební teplotě materiálu (275 °C, 20 °C). Víko bylo zatíženo tlakem plynového oleje na vnitřní straně, z vnější strany bylo zatíženo silou od šroubů na ploše podložek. V místě těsnění byl nastaven nulový posuv. Velikost jednoho segmentu se zvolila taková, aby byly přechody napětí plynulé. Po nastavení všech zatížení víka a teploty byl spuštěn výpočet. Výsledkem bylo barevné znázornění rozložení napětí v jednotlivých místech dílu viz následující obrázek.



Obr.5.17 Rozložení napjatosti ve víku

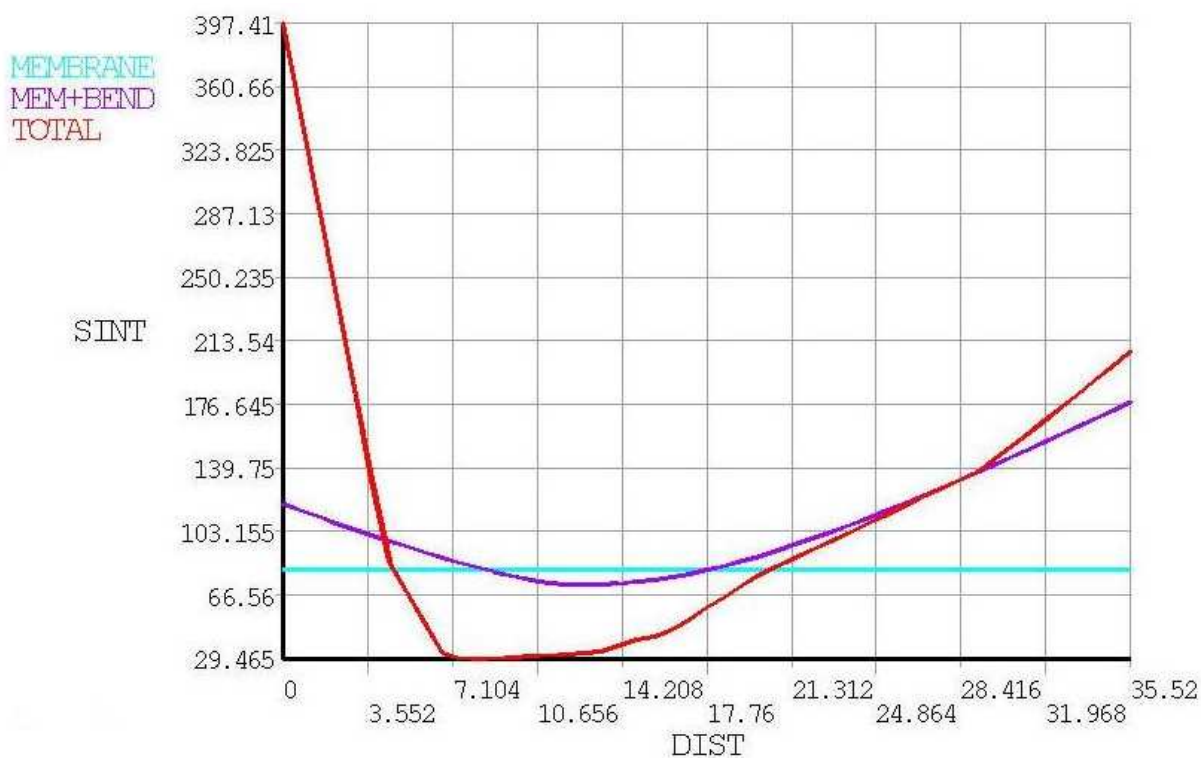
Z obrázku je patrné, že největší namáhání víka je v místě žluto-červeného přechodu barev. Toto místo odpovídá změně tloušťky víka. Podrobněji viz obrázek 5.18.



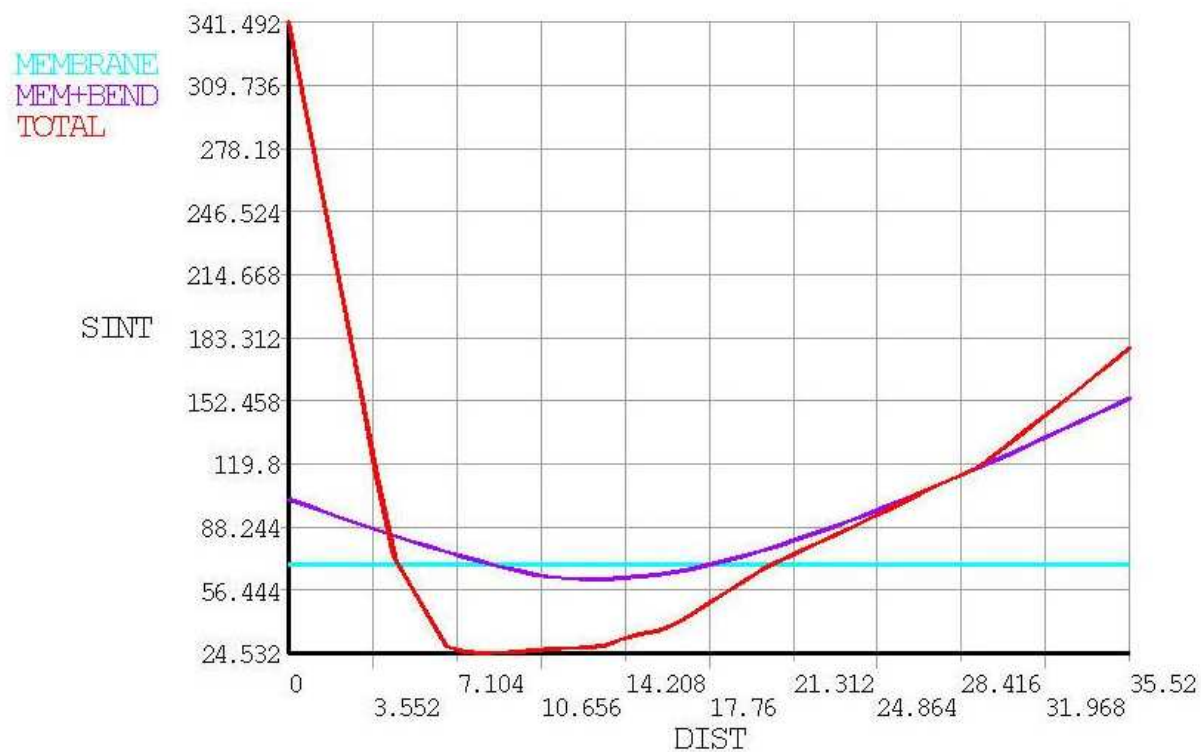
Obr.5.18 Kritické místo víka

Z obrázku 5.18 je vidět, že nejkritičtější místo víka je v místě nákrůžku určeného pro dosednutí tenkého těsnění.

Nyní je určeno nejvíc namáhané místo součásti a je třeba provést analýzu napětí po tloušťce stěny víka v tomto bodu. Pro analýzu poslouží taktéž program ANSYS, kam se z Workbenche vloží vypočítané víko. Vykreslením rozložení intenzity napětí je možno na ploše víka vybrat bod v místě maximální hodnoty. Aby bylo možno znázornit průběh napětí po tloušťce, je vybrán i bod na protější straně víka. V místě spojnic těchto dvou bodů je vykreslen zlinearizovaný průběh membránového a ohybového napětí. Pro přesnější hodnocení je provedena analýza pro pracovní i zkušební podmínky ve stejných bodech.



Obr.5.19 Ohybové a membránové napětí víka 2. výměníku při provozním zatížení



Obr.5.20 Ohybové a membránové napětí víka 2. výměníku při zkušebním zatížení

Z obrázku 5.19 a 5.20 lze odečíst maximální hodnoty membránového a součtu membránového s ohybového napětím. Při provozním zatížení je maximální membránové napětí 82 MPa a ohybové s membránovým 178 MPa. Při zkušebním stavu je maximální membránové napětí 71 MPa a membránové s ohybovým 154 MPa. Pro bezporuchový provoz výměníku je nutno porovnat dosažené maximální hodnoty napětí s dovolenými hodnotami namáhání materiálu f_d .

Pro provozní stav :

$$f_d = \max \left[\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,5} \right); \min \left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,2}; \frac{R_{m/t}}{3} \right) \right]$$

$$f_d = \max \left[\left(\frac{177}{1,5} \right); \min \left(\frac{177}{1,2}; \frac{461}{3} \right) \right] = 147,5 \text{ MPa}$$

pak

$$\sigma_{mem} < f_d \rightarrow 82 \text{ MPa} < 147,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mem} + \sigma_{ohyb} < 1,5 \cdot f_d \rightarrow 178 \text{ MPa} < 221,25 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Pro zkušební zatížení :

$$f_{test} = \max \left[\left(\frac{R_{p1,0/ttest}}{1,5} \right); \frac{R_{m/ttest}}{2} \right]$$

$$f_{test} = \max \left[\left(\frac{235}{1,05} \right); \frac{520}{2} \right] = 260 \text{ MPa}$$

pak

$$\sigma_{mem} < f_d \rightarrow 71 \text{ MPa} < 260 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{mem} + \sigma_{ohyb} < 1,5 \cdot f_d \rightarrow 154 \text{ MPa} < 390 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Kontrola dovolených napětí proběhla úspěšně a je možno pevnostní ověření víka považovat za uzavřené. Všechna dosažená namáhání jak provozem, tak i zkušebním zatížením jsou menší než dovolená pro použitý materiál.

6 ZÁVĚR

V úvodu práce byl uveden problém s výměníkem sloužící pro výrobu přehřáté páry. Problém nastal s praskáním trubek trubkového svazku na rozhraní vody a páry vlivem odlišného napětí v materiálu trubek. Tomuto problému bylo možné předejít vytvořením celého nového procesního okruhu vytvořeného dvěma výměníky a separátorem. V prvním výměníku je vyráběna z vody mokrá pára, která je v separátoru oddělena na vodu a sytou páru. Voda se recykluje zpátky do 1. výměníku spolu se vstupním proudem vody přes čerpadlo. Sytá pára je vháněna do druhého z výměníků, kde je ohřívána a vystupuje z něj přehřátá pára jako výsledný produkt. Do trubkových prostorů obou výměníků proudí plynový olej o teplotě 273 °C. Pro vyšší využitelnost obou výměníků plynový olej nejprve vstupuje do 2. výměníku, kde je nutno přehřát sytou páru na teplotu 230 °C a pak do 1. na výrobu mokré páry.

Předmětem této diplomové práce jsou především oba výměníky z celého procesního okruhu. Nejprve je celý procesní okruh namodelován v programu ChemCad a teplotně počítán. Celý okruh je řešen bilančně a následně je pro každý z výměníků počítán návrhový tepelný výpočet. Z návrhového výpočtu výměníků jsou získány základní geometrická data jako jsou průměr výměníku, délka trubkového svazku, počet trubek a rozměry hrdel. Pro kontrolu je proveden jednoduchý bilanční výpočet z dat získaných programem, kdy se energetické bilance vstupních proudů musejí rovnat výstupním.

Po úspěšném tepelném výpočtu výměníků byly počítány výměníky pevnostně. Na základě geometrických dat tepelného výpočtu jsou výměníky tepla pevnostně navrhovány podle evropské normy EN 13445 pro netopené tlakové nádoby. Podle normy jsou počítány tloušťky stěn hlavy, pláště, rozměry hrdel, dna a víka. Výpočtem bylo zjištěno, že některé z částí výměníků nejsou plně vyhovující a je třeba jejich rozměry ještě upravit. Pro optimalizaci výpočtových rozměrů posloužil program Sant' Ambrogio, který umožňuje rychlejší pevnostní výpočet podle stejné normy. Při získání vstupních dat přírub pro optimalizaci se posloužily katalogové rozměry jednoho z výrobců. V průběhu optimalizace byli upravovány rozměry téměř všech dílů výměníků a to tak, aby byli mírně lepší než požadované.

Po úspěšném pevnostním výpočtu všech částí byl namodelován výměník pro přehřev páry, aby byly pro názornost vidět všechny části, jejich vzájemná návaznost a napojení. Pro kontrolu pevnostních výpočtů bylo vybráno z výměníku kritické místo. Jako jedno s nejvíce namáhaných částí bylo zvoleno ploché dno. Pomocí programu ANSYS založeného na použití metody konečných prvků bylo víko analyzováno po tloušťce v nejvíce namáhaném místě. Při následném porovnání maximálních napětí s dovolenými se zjistilo, že materiál pro ploché dno je plně vyhovující.

Po úspěšném provedení návrhového tepelného a pevnostního výpočtu je možno předat způsob řešení stávajícího problému zákazníkovi a v případě zájmu se pustit do výroby vypočtených tepelných výměníků.

7

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] STEHLÍK, P., KOHOUTEK, J., NĚMČANSKÝ, J. *Tepelné pochody : Výpočet výměníků tepla*. Brno : VUT Brno, 1991. 129 s.
- [2] *EN 13445 : Netopené tlakové nádoby - 3.část*. Praha : Český normalizační institut, 2003. 310 s.
- [3] Jegla, Z. *Tepelné pochody: cvičení*. Brno: 2009/2010.
- [4] SERTH, R. W. *Process Heat Transfer : Principles and applications*. USA : Elsevier Science & Technology Books, April 2007. 755 s.
- [5] Schneider, P. *Základy konstruování procesních zařízení*. 1. vyd. Brno: PC – DIR Real, 1999. 169 s. ISBN 80-214-1438-9.
- [6] Ropa. *Wikipedia* [online]. 16.10.2008, 1, [cit. 2010-05-06]. Dostupný z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Ropa#Vyu.C5.BEit.C3.AD_a_zpracov.C3.A1n.C3.AD_ropy>.
- [7] ČSN EN 13445 a ČSN 764 a její zavádění do praxe. *TLAKinfo* [online]. 25.10.2006, 1, [cit. 2010-05-06]. Dostupný z WWW: <<http://www.tlakinfor.cz/t.py?t=2&i=1300>>.

8 SEZNAM POUŽITÝCH SKRATEK A SYMBOLŮ

značka	Veličina	jednotka
A	Minimální přijatelná výrobní tloušťka	mm
A_B	Analyzovatelná tloušťka	mm
$A_{B,min}$	Přídavek na korozi nebo erozi	mm
Af	Maximální hodnota dovoleného namáhání pro běžné provozní zatížení	MPa
Af_w	Maximální hodnota dovoleného namáhání pro zkušební zatížení	MPa
A_p	Výpočtový tlak	MPa
B	Maximální přípustný tlak	MPa
b	Zkušební tlak	MPa
b_o	Minimální mez pevnosti	MPa
c	Minimální smluvní mez kluzu 0,2%	MPa
C	Konstrukční teplota	°C
C_F	Zkušební teplota	°C
d	Součinitel hodnoty svarového spoje	-
d_b	Poissonova konstanta	-
D_e	Vnější průměr	mm
d_e	Vnitřní průměr	mm
D_{eq}	Střední průměr	mm
D_i	Vnitřní poloměr křivosti anuloidového přechodu	mm
d_i	Vnitřní poloměr kulové středové části torosferického dna	mm
D_m	Požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění plastickému zborcení	mm
D_o	Požadovaná tloušťka stěny dna pro omezení membránového napětí ve středové části dna	mm
d_t	Požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění axiálně symetrické deformaci	mm
e	Vzdálenost středu otvoru a vnějšího kraje hrdla nebo prstence měřená podél střednice skořepiny	mm
e'_s	Příčná plocha průřezu koutového svaru mezi hrdlem(nebo límce) a skořepinou	mm ²
e_1	Plocha zatížená tlakem	mm ²
e_a	Průměr otvoru nebo vnitřní průměr hrdla	mm
$e_{a,b}$	Minimální požadovaná tloušťka stěny válcové skořepiny ve spoji s jinou částí	mm
$e_{a,p}$	Efektivní tloušťka hrdla pro výpočet vyztužení	mm
$e_{a,s}$	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	mm
e_{ab}	Předpokládaná tloušťka stěny skořepiny	mm
e_{af}	Efektivní tloušťka výztužného límce pro výpočet vyztužení	mm
e_b	Analyzovaná tloušťka výztužného límce	mm
$e_{c,s}$	Délka vsazení hrdla do stěny skořepiny u částečně vsazených hrdel	mm
e_{min}	Dovolené namáhání materiálu skořepiny	MPa
e_n	Vnitřní výška klenutého dna bez uvažování válcového lemu	mm

e_o	Redukční součinitel pro l_{so}	mm
e_p	Délka vnější části hrdla skořepiny	mm
e_s	Efektivní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny	mm
e_v	Efektivní vyztužující délka vnitřní části hrdla	mm
f_a	Maximální vyztužující délka vnější části hrdla	mm
f_b	Šířka výztužného límce	mm
$f_{B,A}$	Délka skořepiny mezi okrajem otvoru nebo vnějším průměrem hrdla a skořepinovou diskontinuitou	mm
f_c	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny	mm
f_d	Vzdálenost středů dvou otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny	mm
f_H	Vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru	mm
f_s	Průměr roztečné kružnice šroubů	mm
f_{test}	Ekvivalentní průměr dna s krkem	mm
G	Vnitřní průměr hrdla	mm
g_1	Analyzovaná tloušťka vnější části hrdla	mm
G_1	Analyzovaná tloušťka dna s krkem	mm
G_c	Požadovaná tloušťka dna bez otvoru ve výpočtu dna s otvorem	mm
g_o	Analyzovaná tloušťka válcové skořepiny připojené k plochému dnu	mm
G_s	Dovolené namáhání materiálu při teplotě okolí	MPa
H	Dovolené namáhání skořepiny při výpočtové teplotě	MPa
h	Délka válcové části skořepiny podílející se na pevnosti plochého dna	mm
h'_g	Vnější účinná délka hrdla	mm
H_D	Počet šroubů	-
h_D	Střední rozteč šroubů u přišroubovaného dna	mm
H_G	Vnější průměr příruby	mm
h_G	Celková plocha průřezu šroubů v místě nejmenšího průměru	mm ²
H_T	Celková požadovaná plocha průřezu šroubů	mm ²
h_T	Vnitřní průměr příruby	mm
k	Účinná šířka těsnění nebo dosedací plochy	mm
K	Základní šířka těsnění nebo dosedací plochy	mm
l	Průměr roztečné kružnice šroubů	mm
l'_b	Korekční součinitel rozteče šroubů	-
l'_{bi}	Vnější průměr šroubu	mm
l_b	Dovolené namáhání šroubů při provozní teplotě	MPa
L_b	Dovolené výpočtové namáhání krku	MPa
l_{bi}	Průměr reakční síly v těsnění	mm
l_{bo}	Odhadnutý průměr reakce zatížení mezi točivou přírubou a obrubou	mm
l_{cyl}	Tloušťka krku u spojení s pláštěm	mm
l_p	Tloušťka krku u spojení s listem příruby	mm
l_s	Celková osová síla od tlaku	N
l_{so}	Osová síla přenášená přes plášť na přírubu	N

M	Tlaková síla na těsnění pro dosažení těsnosti	N
m	Osová síla od tlaku na čelní plochu příruby	N
M_A	Délka krku	mm
M_o	Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů ke kružnici, na které působí H_D	mm
M_{op}	Radiální vzdálenost od reakční síly v těsnění k roztečné kružnici šroubů	mm
M_p	Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů, na které působí H_T	mm
n	Poměr průměru příruby	-
P	Krouticí moment působící na jednotku délky příruby	Nmm
P_{max}	Celkový moment působící na přírubu ve smontovaném stavu	Nmm
P_s	Celkový moment působící na přírubu v provozním stavu	Nmm
P_t	Součinitel těsnění	-
P_{test}	Výpočtové zatížení šroubů ve smontovaném stavu	N
r	Minimální požadované zatížení šroubů ve smontovaném stavu	N
R	Celkový moment působí na přírubu v provozním stavu	Nmm
r_{is}	Styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnící plochy	mm
R_m	Minimální tlak na usazení těsnění nebo spoje	Pa
$R_{p0,2}$	Vzdálenost mezi středy sousedních šroubů	mm
$R_{p0,2/t}$	Vypočtené podélné napětí v krku	MPa
t	Vypočtené radiální napětí	MPa
t_B	Vypočtené tangenciální napětí	MPa
T_d	Vnější průměr trubkovnice	mm
T_{test}	Průměr roztečné kružnice šroubů	mm
W	Jmenovitý vnější průměr trubek trubkovnice	mm
w	Předpokládaná tloušťka trubkovnice	mm
W_A	Dovolené namáhání materiálu komory při konstrukční teplotě	MPa
w_{min}	Dovolené namáhání materiálu pláště při konstrukční teplotě	MPa
W_{op}	Střed dotykové plochy mezi přírubou a trubkovnicí	mm
y	Průměr kružnice reakce zatížení těsnění komory	mm
z	Průměr kružnice reakce zatížení těsnění pláště	mm
δ_b	Efektivní hloubka drážky v trubkovnici pro přepážku chodů	mm
v	Moment působící uprostřed trubkovnice	Nmm
σ_H	Moment působící na obvodu trubkovnice	Nmm
σ_r	Výpočtový tlak v mezitrubkovém prostoru	Pa
σ_θ	Výpočtový tlak v trubkách	Pa

9

PŘÍLOHY

- Příloha 1 Výsledkové listiny prvního výměníku z programu Sant' Ambrogio
- Příloha 2 Model druhého výměníku pro přehřev páry
- Příloha 3 Rozložení napětí na víku druhého výměníku
- Příloha 4 Výkres výměníku pro přehřev páry

Příloha 1

Hlava

Software by SANT'AMBROGIO S.I. srl - Milano, Italy - EN Rev. 3.00-XBw/NTs
CYLINDRICAL SHELL POS.: 2

According to EN 13445-3 Ed. 2009

(Clause 7 - 8)

* Design temperature

T = 270.0 °C

* MATERIAL :(Rec.Nr 109) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; <= 75 mm

* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (Base:Rp1t) f = 127.00 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE fA = 166.67 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) ftest= 250.00 MPa

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE (EN 13445-3 Clause 7.4.2)-----

Design pressure P' = 3.790 MPa

Test pressure pt' = 6.217 MPa

Overpressure due to static head - Design ph' = 0.000 MPa

Overpressure due to static head - test pht' = 0.000 MPa

Calculation pressure - Design p = ph'+p' = 3.790 MPa

calculation pressure - Test pt = pht'+pt' = 6.217 MPa

Shell internal diameter Di = 900.00 mm

Joint efficiency z = 1.00

Corrosion allowance c = 0.00 mm

Wall undertolerance (EM + EE) E = 0.20 mm

Adopted thickness en = 14.00 mm

* DESIGN : e= p*(Di+2c+2E)/(2*f*z-P)+c+E = 13.839 mm

* TEST : e= pt*(Di+2E)/(2*ftest-Pt)+E = 11.537 mm

----- PRESSURES -----

MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL = 3.834 MPa

MAX. TEST PRESSURE - INTERNAL = 7.548 MPa

- INTERNAL: 1.43*P' = 5.420 MPa

SHELL - INTERNAL: 1.25*P'*fA/f = 6.217 MPa

* NOZZLE

* MATERIAL :(Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; <= 6 mm

* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t) fb= 127.00 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE fbA= 173.33 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1)fbTest= 260.00 MPa

* PAD

* MATERIAL :(Rec.Nr 108) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; <= 12 mm

* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t) fp= 127.00 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) fpTest= 260.00 MPa

* SHELL DATA

Internal diameter D = 900.00 mm

Thickness en = 14.00 mm

Joint efficiency z = 1.00

Corrosion allowance c = 0.00 mm

wall undertolerance E = 0.20 mm

* NOZZLE DATA

Type of connection : Protruding

Outside diameter deb= 219.10 mm

Thickness eb= 3.76 mm

Joint efficiency	zb=	1.00	
Corrosion allowance	cb=	0.00	mm
Wall undertolerance	£b=	0.20	mm
Internal protruding	lbi=	0.00	mm
Pad thickness	ep=	0.00	mm
Pad width	lp=	0.00	mm
Useful length (Horizontal limit to nozzle OD)	ls=	5.00	mm
Useful length (Vertical limit to shell OD)	lb=	0.00	mm
Nozzle position:	Normal to the wall		
Angular coordinate of nozzle	-	=	0.00 °
Distance from line	Z	=	200.00 mm
Weld areas	Afw	=	2064 mm ²
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (design)	Maxeb/en	=	2.000
Nozzle calculat.thk. eb*=MIN(eb-cb-£b,maxeb/en(en-c-£))		=	3.56 mm
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (test)	Maxeb/en	=	2.000
Nozzle calculat.thk. eb*=MIN(eb-£b,maxeb/en(en-£))		=	3.56 mm

Opening is a critical area as defined in clause 17

----- PRESSURES -----

MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL	=	5.122 MPa
MAX. TEST PRESSURE - INTERNAL	=	10.082 MPa
- INTERNAL: 1.43*P'	=	5.420 MPa
NOZZLE - INTERNAL: 1.25*P'*fbA/fb	=	6.466 MPa

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: DESIGN -----

Pressure	p' =	3.790 MPa
Overpressure due to static head	p'' =	0.000 MPa
Calculation pressure	p = p' + p'' =	3.790 MPa

Shell internal diameter	Di = D+2*c +2*£	=	900.40 mm
ea,s = en - c - £		=	13.80 mm
lso = SQR((Di+ea,s)(ea,s))		=	112.32 mm
ls' = MIN(lso, ls)		=	5.00 mm
lbo = sqr((deb-eb*)(eb*))		=	27.70 mm
lb' = MIN(lbo, lb)		=	0.00 mm
lbi' = MIN(0.5*lbo, lbi)		=	0.00 mm
Aps = (Di/2)(ls'+deb/2)		=	51570.4 mm ²
Afs = ls'(ea,s)		=	69.0 mm ²
Apb = .5*(deb-2eb+2cb+2£b)*(lb'+ea,s)		=	1462.7 mm ²
Afb = (lb'+en-cb)(eb*)		=	49.8 mm ²
(Afs+Afw)(f - .5*p)+(Afp)(fp - .5*p)+Afb(fb - .5*p)		=	273084 N
(Aps+Apb)*p		=	200955 N

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: TEST -----

Pressure	p' =	6.217 MPa
Overpressure due to static head	p'' =	0.000 MPa
Calculation pressure	p = p' + p'' =	6.217 MPa

Shell internal diameter	Di = D+2*£	=	900.40 mm
ea,s = en - £		=	13.80 mm
lso = SQR((Di+ea,s)(ea,s))		=	112.32 mm
ls' = MIN(lso, ls)		=	5.00 mm
lbo = sqr((deb-eb*)(eb*))		=	27.70 mm
lb' = MIN(lbo, lb)		=	0.00 mm
lbi' = MIN(0.5*lbo, lbi)		=	0.00 mm
Aps = (Di/2)(ls'+deb/2)		=	51570.4 mm ²

$A_{fs} = l s' (ea, s)$	=	69.0	mm ²
$A_{pb} = .5 * (deb - 2eb + 2\epsilon b) * (lb' + ea, s)$	=	1462.7	mm ²
$A_{fb} = (lb' + en)(eb')$	=	49.8	mm ²
$(A_{fs} + A_{fw})(f_{test} - .5 * p) + A_{fb}(f_{test} - .5 * p)$	=	538924	N
$(A_{ps} + A_{pb}) * p$	=	329717	N

Plášť

Software by SANT'AMBROGIO S.I. srl - Milano, Italy - EN Rev. 3.00-gwv/NTs

CYLINDRICAL SHELL POS.: 1

According to EN 13445-3 Ed. 2009

(Clause 7 - 8)

* Design temperature

T = 180.0 °C

* MATERIAL :(Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; <= 6 mm

* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (Base:Rp1t) f = 132.67 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE fA = 173.33 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) ftest= 260.00 MPa

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE (EN 13445-3 Clause 7.4.2)-----

Design pressure	P' =	0.920	MPa
Test pressure	pt' =	1.502	MPa
Overpressure due to static head - Design	ph' =	0.000	MPa
Overpressure due to static head - test	pht' =	0.000	MPa
Calculation pressure - Design	p = ph' + p' =	0.920	MPa
calculation pressure - Test	pt = pht' + pt' =	1.502	MPa
Shell internal diameter	Di =	900.00	mm
Joint efficiency	z =	1.00	
Corrosion allowance	c =	0.00	mm
Wall undertolerance (εM + εE)	ε =	0.20	mm
Adopted thickness	en =	4.00	mm
* DESIGN :	e = p*(Di+2c+2ε)/(2*f*z-P)+c+ε	=	3.333 mm
* TEST :	e = pt*(Di+2ε)/(2*ftest-Pt)+ε	=	2.809 mm

----- PRESSURES -----

MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL	=	1.115	MPa
MAX. TEST PRESSURE - INTERNAL	=	2.185	MPa
- INTERNAL: 1.43 * P'	=	1.316	MPa
SHELL - INTERNAL: 1.25 * P' * fA / f	=	1.502	MPa

* NOZZLE

* MATERIAL :(Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; <= 6 mm

* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t) fb= 132.67 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE fbA= 173.33 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) fbTest= 260.00 MPa

* PAD

* MATERIAL :(Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; <= 6 mm

* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t) fp= 132.67 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) fpTest= 260.00 MPa

* SHELL DATA

Internal diameter D = 900.00 mm

Thickness en = 4.00 mm

Joint efficiency	z =	1.00	
Corrosion allowance	c =	0.00	mm
wall undertolerance	£ =	0.20	mm
* NOZZLE DATA			
Type of connection :		Protruding	
Outside diameter	deb=	219.10	mm
Thickness	eb=	2.77	mm
Joint efficiency	zb=	1.00	
Corrosion allowance	cb=	0.00	mm
Wall undertolerance	£b=	0.20	mm
Internal protruding	lbi=	0.00	mm
Useful length (Horizontal limit to nozzle OD)	ls=	5.00	mm
Useful length (Vertical limit to shell OD)	lb=	0.00	mm
Nozzle position:		Normal to the wall	
Angular coordinate of nozzle	- =	0.00	°
Distance from line	Z =	200.00	mm
Weld areas	Afw =	680	mm ²
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (design)	Maxeb/en =	2.000	
Nozzle calculat.thk. eb*=MIN(eb-cb-£b,maxeb/en(en-c-£))	=	2.57	mm
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (test)	Maxeb/en =	2.000	
Nozzle calculat.thk. eb*=MIN(eb-£b,maxeb/en(en-£))	=	2.57	mm

Opening is a critical area as defined in clause 17

----- PRESSURES -----

MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL	=	1.818	MPa
MAX. TEST PRESSURE - INTERNAL	=	3.563	MPa
- INTERNAL: 1.43*P'	=	1.316	MPa
NOZZLE - INTERNAL: 1.25*P'*fbA/fb	=	1.502	MPa

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: DESIGN -----

Pressure	p' =	0.920	MPa
Overpressure due to static head	p' ' =	0.000	MPa
Calculation pressure	p = p' + p' ' =	0.920	MPa

Shell internal diameter	Di = D+2*c +2*£ =	900.40	mm
ea,s = en - c - £	=	3.80	mm
lso = SQR((Di+ea,s)(ea,s))	=	58.62	mm
ls' = MIN(lso,ls)	=	5.00	mm
lbo = sqr((deb-eb*)(eb*))	=	23.59	mm
lb' = MIN(lbo , lb)	=	0.00	mm
lbi' = MIN(0.5*lbo, lbi)	=	0.00	mm
Aps = (Di/2)(ls'+deb/2)	=	51570.4	mm ²
Afs = ls'(ea,s)	=	19.0	mm ²
Apb = .5*(deb-2eb+2cb+2£b)*(lb'+ea,s)	=	406.5	mm ²
Afb = (lb'+en-cb)(eb*)	=	10.3	mm ²
(Afs+Afw)(f - .5*p)+(Afp)(fp - .5*p)+Afb(fb - .5*p)	=	94829	N
(Aps+Apb)*p	=	47819	N

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: TEST -----

Pressure	p' =	1.502	MPa
Overpressure due to static head	p' ' =	0.000	MPa
Calculation pressure	p = p' + p' ' =	1.502	MPa

Shell internal diameter	Di = D+2*£ =	900.40	mm
ea,s = en - £	=	3.80	mm
lso = SQR((Di+ea,s)(ea,s))	=	58.62	mm

$$\begin{aligned}
 l_{bo} &= \sqrt{(d_{eb} - e_b)(e_b)} &= 23.59 \text{ mm} \\
 l_{b'} &= \min(l_{bo}, l_b) &= 0.00 \text{ mm} \\
 l_{bi'} &= \min(0.5 \cdot l_{bo}, l_{bi}) &= 0.00 \text{ mm} \\
 A_{ps} &= (D_i/2)(l_{s'} + d_{eb}/2) &= 51570.4 \text{ mm}^2 \\
 A_{fs} &= l_{s'}(e_a, s) &= 19.0 \text{ mm}^2 \\
 A_{pb} &= .5(d_{eb} - 2e_b + 2e_b)(l_{b'} + e_a, s) &= 406.5 \text{ mm}^2 \\
 A_{fb} &= (l_{b'} + e_n)(e_b) &= 10.3 \text{ mm}^2 \\
 (A_{fs} + A_{fw})(f_{test} - .5 \cdot p) + A_{fb}(f_{bTest} - .5 \cdot p) &= 185954 \text{ N} \\
 (A_{ps} + A_{pb}) \cdot p &= 78096 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Dno

Software by SANT'AMBROGIO S.I. srl - Milano, Italy - EN Rev. 3-iaeB/NTs

CHECK OF TORISPHERICAL END POS.: 3

According to EN 13445-3 Ed. 2009

(Clause 7 -8)

* Design temperature $T = 180.0 \text{ } ^\circ\text{C}$
 * MATERIAL (Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; $\leq 6 \text{ mm}$
 * NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t) $f = 132.67 \text{ MPa}$
 * NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE $f_A = 173.33 \text{ MPa}$
 * NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) $f_{test} = 260.00 \text{ MPa}$
 Head outside diameter $D_e = 908.00 \text{ mm}$
 Inside spherical radius $R = 750.00 \text{ mm}$
 Corrosion allowance $c = 0.00 \text{ mm}$
 Knuckle inside radius $r = 150.00 \text{ mm}$
 Joint efficiency $z = 1.000$
 Adopted thickness $e = 4.00 \text{ mm}$
 Wall undertolerance $\epsilon = 0.200 \text{ mm}$
 Height of skirt $h_c = 100.000 \text{ mm}$
 Thickness of skirt $e_c = 4.000 \text{ mm}$

----- CHECK TO INTERNAL PRESSURE (EN 13445-3 Clause 7.5) -----

Design pressure $p' = 0.920 \text{ MPa}$
 Test pressure $p_t' = 1.502 \text{ MPa}$
 Overpressure due to static head - Design $p_h' = 0.000 \text{ MPa}$
 Overpressure due to static head - test $p_{ht}' = 0.000 \text{ MPa}$
 Calculation pressure - Design $p = p_h' + p' = 0.920 \text{ MPa}$
 Calculation pressure - Test $p_t = p_{ht}' + p_t' = 1.502 \text{ MPa}$
 $R_{p02t} = 161.000 \text{ MPa}$
 $R_{p02} = 220.000 \text{ MPa}$

* DESIGN :

$R' = R + c + \epsilon$ $R' = 750.20 \text{ mm}$
 $D' = D_e - 2 \cdot e + 2c + 2\epsilon$ $D' = 900.40 \text{ mm}$
 $e_s = p \cdot R' / (2 \cdot f \cdot z - 0.5 \cdot p) + c + \epsilon$ $= 2.81 \text{ mm}$
 $\beta = 0.6701$
 $e_y = \beta \cdot p \cdot (.75 \cdot R' + .2 \cdot D') / f + c + \epsilon$ $= 3.65 \text{ mm}$
 $f_b = 1.6 \cdot R_{p02t} / 1.5$ $= 171.73 \text{ MPa}$
 $e_b = (.75 \cdot R' + .2 \cdot D') \cdot (p / (111 \cdot f_b) \cdot (D' / (r + c + \epsilon))^{.825})^{(1/1.5)} + c + \epsilon = 2.84 \text{ mm}$

* TEST :

$R' = R + \epsilon$ $R' = 750.20 \text{ mm}$
 $D' = D - 2 \cdot e + 2\epsilon$ $D' = 900.40 \text{ mm}$
 $e_s = p_t \cdot R' / (2 \cdot f_{test} - 0.5 \cdot p_t) + \epsilon$ $= 2.37 \text{ mm}$
 $\beta = 0.6820$

$$\begin{aligned}
 e_y &= \beta \cdot p_t \cdot (.75 \cdot R' + .2 \cdot D') / f_{test} + \epsilon &= & 3.13 \text{ mm} \\
 f_{btest} &= 1.6 \cdot R_{p0.2} / 1.05 &= & 335.24 \text{ MPa} \\
 e_b &= (.75 \cdot R' + .2 \cdot D') \cdot (p_t / (111 \cdot f_{btest})) \cdot (D' / (r + \epsilon))^{.825} + \epsilon &= & 2.54 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_{max} \text{ (for simplified assessment of fatigue life - clause 17)} &= 1.02 \text{ MPa} \\
 \text{Min. skirt thickness} &= 3.33 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

----- PRESSURES -----			
MAX DESIGN PRESSURE	- INTERNAL	=	1.024 MPa
MAX TEST PRESSURE	- INTERNAL	=	2.006 MPa
	- INTERNAL: $1.43 \cdot P'$	=	1.316 MPa
HEAD	- INTERNAL: $1.25 \cdot P' \cdot f_A / f$	=	1.502 MPa

Víko a přírubový spoj víka s hlavou

Software by SANT'AMBROGIO S.I. srl - Milano, Italy - EN Rev. 3.00=-LRIB/NTs

GASKETED FLANGE CONNECTIONS CALCULATION

According to EN 13445-3 Ed. 2009

(Annex G)

Drawing position:	1
* Materials:	
Flange 1	(Rec. N. 333) -X6CrNiTi18-10 EN 10222-5 :2001; <= 450mm
Flange 2	(Rec. N. 333) -X6CrNiTi18-10 EN 10222-5 :2001; <= 450 mm
Bolting	(Rec. N. 391) -42CrMo4 EN 10269 June2001; <= 60 mm
Shell 1	(Rec. N. 109) -X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; <= 75 mm
Gasket	Expanded graphite with perforated metal insertion flat gasket
----- GEOMETRY OF FLANGE 1 -----	
Type of flange:	INTEGRAL
Effective thickness of flange	eF1= 100.00 mm
Flange thickness at the weakest section	eX1= 100.00 mm
Shell thickness (Min. hub thickness)	eS1= 14.00 mm
Greater hub thickness	e21= 50.00 mm
Hub length	iH1= 80.00 mm
Flange mean diameter at the weakest section	dX1= 925.00 mm
Flange outside diameter	d41= 1205.00 mm
Flange inside diameter	d01= 900.00 mm
Corrosion allowance	c1= 0.00 mm
----- GEOMETRY OF FLANGE 2 -----	
Type of flange:	BLANK FLANGE
Effective thickness of flange	eF2= 170.00 mm
Flange thickness at the weacest section	eX2= 170.00 mm
Min.thickness of central plate of blank flange	e0 = 180.00 mm
Flange mean diameter at the weakest section	dX2= 925.00 mm
Flange outside diameter	d42= 1205.00 mm
Outside diameter of central part of blank flange	d02= 898.00 mm
Corrosion allowance	c2= 0.00 mm

GASKETED FLANGE CONNECTIONS CALCULATION

According to EN 13445-3 Ed. 2009

(Annex G)

----- GEOMETRY OF BOLTS -----			
Type :	FULLY THREADED		
Outside diameter		dB0 =	39.00 mm
Diameter of bolt hole		d5 =	42.00 mm
Thread effective diameter		dBe =	35.25 mm

Shaft diameter	dBs =	0.00 mm
Bolt length between nuts	lB =	272.00 mm
Bolt length of waisted zone	lS =	0.00 mm
Bolt circle diameter	d3 =	1116.00 mm
Number of bolts	nB =	36
Bolting-up method: Manual Wrench		
Scatter of initial bolt load above nominal value	Eps+ =	0.400
Scatter of initial bolt load below nominal value	Eps- =	0.300
----- GASKET -----		
Type : FLAT		
Number of joint re-made during service life	Nr =	1
Inside diameter of theoretical contact area of the gasket	dG1=	905.00 mm
Outside diameter of theoretical contact area of the gasket	dG2=	924.00 mm
Effective gasket contact diameter	dGe=	914.50 mm
Effective gasket width	bGe=	9.50 mm
Gasket axial thickness	eG =	1.60 mm

GASKETED FLANGE CONNECTIONS CALCULATION

According to EN 13445-3 Ed. 2009

(Annex G)

LOADING CONDITIONS		Bolting-Up	Test	Design
* FLANGE 1				
Temperature	C	20.0	20.0	270.0
All.stress	MPa	255.000	255.000	127.000
Elastic modulus	MPa	195188	195188	177422
Exp. coefficient	1/C	0.0000160	0.0000160	0.0000168
* BLANK FLANGE				
Temperature	C	20.0	20.0	270.0
All.stress	MPa	255.000	255.000	127.000
Elastic modulus	MPa	195188	195188	177422
Exp. coefficient	1/C	0.0000160	0.0000160	0.0000168
* BOLTS				
Temperature	C	20.0	20.0	270.0
All.stress	MPa	695.238	695.238	358.333
Elastic modulus	MPa	211000	211000	189000
Exp. coefficient	1/C	0.0000111	0.0000111	0.0000127
* GASKET				
Temperature	C	20.0	20.0	270.0
Allowable stress	MPa	200.000	200.000	166.000
Elastic modulus	MPa	1	1	170
Expansion coeff.	1/C	0.0000100	0.0000100	0.0000121
Qmin	MPa	15.000	0.000	0.000
k1		30.000	30.000	21.500
m1		0.000	1.300	1.300
gc		1.000	1.000	1.000
* SHELL 1				
Temperature	C	20.0	20.0	270.0
All.stress	MPa	250.000	250.000	127.000

GASKETED FLANGE CONNECTIONS CALCULATION

According to EN 13445-3 Ed. 2009

(Annex G)

LOADING CONDITIONS		Bolting-Up	Test	Design
Pressure	MPa	0.000	6.342	3.790

Add. axial force FA	N	0.0	0.0	0.0
Add. ending moment MA	Nmm	0	0	0
Min.rot.angle flange1	deg	0.3564	0.3382	0.4177
Min.rot.angle flange2	deg	0.2444	0.2986	0.3303
Max.rot.angle flange1	deg	0.4619	0.4436	0.5223
Max.rot.angle flange2	deg	0.3167	0.3709	0.4020

Axial pressure force FQ	N	0	4165352	2489411
Gasket force FG	N	6469581	225006	2611225
Bolt force FB	N	6469581	4390359	5100636
Bolt assembly torque N*m		1682.09		
Compliance YG(mm/N*10 ⁻⁶)		0.267759	0.267759	0.296921
Compliance YQ(mm/N*10 ⁻⁶)		0.304273	0.304273	0.335393
Compliance YR(mm/N*10 ⁻⁶)		0.440100	0.440100	0.484821

* LOAD RATIOS		Actual	Allow.	Actual Allow.
Bolts(Min.3for Bolting-up)		0.348	1.000	0.236 1.000 0.533 1.000
Gasket		0.914	1.000	0.032 1.000 0.444 1.000
Flange N1		0.645	1.000	0.337 1.000 0.991 1.000
Blank flange		0.091	1.000	0.149 1.000 0.249 1.000

----- CALCULATED TEST PRESSURES -----				
1.43*P				= 5.420 MPa
FLANGE N1	: 1.25*P*f20/f			= 6.342 MPa
FLANGE N2	: 1.25*P*f20/f			= 6.342 MPa
----- FLANGE N1 NET AND GROSS WEIGHTS -----				
Gross weight of flange N1				= 848.9 Kg
Net weight of flange N1				= 418.2 Kg
(Gross-net) weight of flange N1		= 430.8 Kg		(50.743 %)
----- FLANGE N2 NET AND GROSS WEIGHTS -----				
Gross weight of flange N2				= 1740.3 Kg
Net weight of flange N2				= 1464.6 Kg
(Gross-net) weight of flange N2		= 275.7 Kg		(15.842 %)

Přírubový spoj mezi hlavou a pláštěm

Software by SANT'AMBROGIO S.I. srl - Milano, Italy - EN Rev. 3.00-XBw/NTs
CYLINDRICAL SHELL POS.: 2

According to EN 13445-3 Ed. 2009

(Clause 7 - 8)

* Design temperature

T = 270.0 °C

* MATERIAL :(Rec.Nr 109) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; <= 75 mm

* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (Base:Rp1t) f = 127.00 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE fA = 166.67 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) ftest= 250.00 MPa

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE (EN 13445-3 Clause 7.4.2)-----

Design pressure	P' =	3.790 MPa
Test pressure	pt' =	6.217 MPa
Overpressure due to static head - Design	ph' =	0.000 MPa
Overpressure due to static head - test	pht' =	0.000 MPa
Calculation pressure - Design	p = ph'+p' =	3.790 MPa
calculation pressure - Test	pt = pht'+pt' =	6.217 MPa
Shell internal diameter	Di =	900.00 mm
Joint efficiency	z =	1.00

Corrosion allowance	c =	0.00	mm
Wall undertolerance ($\epsilon_M + \epsilon_E$)	$\epsilon =$	0.20	mm
Adopted thickness	en =	14.00	mm
* DESIGN :	$e = p \cdot (D_i + 2c + 2\epsilon) / (2 \cdot f \cdot z - P) + c + \epsilon$	=	13.839 mm
* TEST :	$e = p_t \cdot (D_i + 2\epsilon) / (2 \cdot f_{test} - P_t) + \epsilon$	=	11.537 mm

```

----- PRESSURES -----
MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL                = 3.834 MPa
MAX. TEST PRESSURE   - INTERNAL                = 7.548 MPa
      - INTERNAL: 1.43*P'                      = 5.420 MPa
SHELL      - INTERNAL: 1.25*P'*fA/f            = 6.217 MPa

```

* Design temperature T = 270.0 °C

* NOZZLE

* MATERIAL : (Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; ≤ 6 mm

* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t) fb= 127.00 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE fbA= 173.33 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) fbTest= 260.00 MPa

* PAD

* MATERIAL : (Rec.Nr 108) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; ≤ 12 mm

* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t) fp= 127.00 MPa

* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) fpTest= 260.00 MPa

* SHELL DATA

Internal diameter	D =	900.00	mm
Thickness	en =	14.00	mm
Joint efficiency	z =	1.00	
Corrosion allowance	c =	0.00	mm
wall undertoleranc	$\epsilon =$	0.20	mm

* NOZZLE DATA

Type of connection :	Protruding
Outside diameter	deb= 219.10 mm
Thickness	eb= 3.76 mm
Joint efficiency	zb= 1.00
Corrosion allowance	cb= 0.00 mm
Wall undertolerance	$\epsilon_b =$ 0.20 mm
Internal protruding	lbi= 0.00 mm
Pad thickness	ep= 0.00 mm
Pad width	lp= 0.00 mm
Useful length (Horizontal limit to nozzle OD)	ls= 5.00 mm
Useful length (Vertical limit to shell OD)	lb= 0.00 mm
Nozzle position:	Normal to the wall
Angular coordinate of nozzle	- = 0.00 °
Distance from line	Z = 200.00 mm
Weld areas	Afw = 2064 mm ²
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (design) Maxeb/en	= 2.000
Nozzle calculat.thk. eb*=MIN(eb-cb- ϵ_b ,maxeb/en(en-c- ϵ))	= 3.56 mm
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (test) Maxeb/en	= 2.000
Nozzle calculat.thk. eb*=MIN(eb- ϵ_b ,maxeb/en(en- ϵ))	= 3.56 mm

Opening is a critical area as defined in clause 17

```

----- PRESSURES -----
MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL                = 5.122 MPa
MAX. TEST PRESSURE   - INTERNAL                = 10.082 MPa
      - INTERNAL: 1.43*P'                      = 5.420 MPa
NOZZLE      - INTERNAL: 1.25*P'*fbA/fb        = 6.466 MPa

```

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: DESIGN -----

Pressure	$p' =$	3.790	MPa
Overpressure due to static head	$p'' =$	0.000	MPa
Calculation pressure	$p = p' + p'' =$	3.790	MPa
Shell internal diameter	$D_i = D + 2 \cdot c + 2 \cdot \epsilon =$	900.40	mm
$ea, s = en - c - \epsilon$	$=$	13.80	mm
$l_{so} = \text{SQR}((D_i + ea, s)(ea, s))$	$=$	112.32	mm
$l_{s'} = \text{MIN}(l_{so}, l_s)$	$=$	5.00	mm
$l_{bo} = \text{sqr}((deb - eb^*)(eb^*))$	$=$	27.70	mm
$l_{b'} = \text{MIN}(l_{bo}, l_b)$	$=$	0.00	mm
$l_{bi'} = \text{MIN}(0.5 \cdot l_{bo}, l_{bi})$	$=$	0.00	mm
$A_{ps} = (D_i/2)(l_{s'} + deb/2)$	$=$	51570.4	mm ²
$A_{fs} = l_{s'}(ea, s)$	$=$	69.0	mm ²
$A_{pb} = .5 \cdot (deb - 2eb + 2cb + 2\epsilon b) \cdot (l_{b'} + ea, s)$	$=$	1462.7	mm ²
$A_{fb} = (l_{b'} + en - cb)(eb^*)$	$=$	49.8	mm ²
$(A_{fs} + A_{fw})(f - .5 \cdot p) + (A_{fp})(f_p - .5 \cdot p) + A_{fb}(fb - .5 \cdot p)$	$=$	273084	N
$(A_{ps} + A_{pb}) \cdot p$	$=$	200955	N

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: TEST -----

Pressure	$p' =$	6.217	MPa
Overpressure due to static head	$p'' =$	0.000	MPa
Calculation pressure	$p = p' + p'' =$	6.217	MPa
Shell internal diameter	$D_i = D + 2 \cdot \epsilon =$	900.40	mm
$ea, s = en - \epsilon$	$=$	13.80	mm
$l_{so} = \text{SQR}((D_i + ea, s)(ea, s))$	$=$	112.32	mm
$l_{s'} = \text{MIN}(l_{so}, l_s)$	$=$	5.00	mm
$l_{bo} = \text{sqr}((deb - eb^*)(eb^*))$	$=$	27.70	mm
$l_{b'} = \text{MIN}(l_{bo}, l_b)$	$=$	0.00	mm
$l_{bi'} = \text{MIN}(0.5 \cdot l_{bo}, l_{bi})$	$=$	0.00	mm
$A_{ps} = (D_i/2)(l_{s'} + deb/2)$	$=$	51570.4	mm ²
$A_{fs} = l_{s'}(ea, s)$	$=$	69.0	mm ²
$A_{pb} = .5 \cdot (deb - 2eb + 2\epsilon b) \cdot (l_{b'} + ea, s)$	$=$	1462.7	mm ²
$A_{fb} = (l_{b'} + en)(eb^*)$	$=$	49.8	mm ²
$(A_{fs} + A_{fw})(f_{test} - .5 \cdot p) + A_{fb}(f_{test} - .5 \cdot p)$	$=$	538924	N
$(A_{ps} + A_{pb}) \cdot p$	$=$	329717	N

Příruba pláště a dna

Software by SANT'AMBROGIO S.I. srl - Milano, Italy - EN Rev. 3.00-gwv/NTs
CYLINDRICAL SHELL POS.: 1

According to EN 13445-3 Ed. 2009 (Clause 7 - 8)
* Design temperature $T = 180.0$ °C

* MATERIAL :(Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002; ≤ 6 mm
* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (Base:Rp1t) $f = 132.67$ MPa
* NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE $f_A = 173.33$ MPa
* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1) $f_{test} = 260.00$ MPa

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE (EN 13445-3 Clause 7.4.2)-----

Design pressure	$P' =$	0.920 MPa
Test pressure	$pt' =$	1.502 MPa
Overpressure due to static head - Design	$ph' =$	0.000 MPa
Overpressure due to static head - test	$pht' =$	0.000 MPa
Calculation pressure - Design	$p = ph' + p' =$	0.920 MPa
calculation pressure - Test	$pt = pht' + pt' =$	1.502 MPa
Shell internal diameter	$Di =$	900.00 mm
Joint efficiency	$z =$	1.00
Corrosion allowance	$c =$	0.00 mm
Wall undertolerance ($\epsilon M + \epsilon E$)	$\epsilon =$	0.20 mm
Adopted thickness	$en =$	4.00 mm
* DESIGN :	$e = p \cdot (Di + 2c + 2\epsilon) / (2 \cdot f \cdot z - P) + c + \epsilon$	= 3.333 mm
* TEST :	$e = pt \cdot (Di + 2\epsilon) / (2 \cdot f_{test} - Pt) + \epsilon$	= 2.809 mm

----- PRESSURES -----		
MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL	=	1.115 MPa
MAX. TEST PRESSURE - INTERNAL	=	2.185 MPa
- INTERNAL: $1.43 \cdot P'$	=	1.316 MPa
SHELL - INTERNAL: $1.25 \cdot P' \cdot f_A / f$	=	1.502 MPa

* Design temperature $T = 180.0 \text{ } ^\circ\text{C}$

* NOZZLE		
* MATERIAL : (Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002;	<= 6 mm	
* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t)	fb=	132.67 MPa
* NOMINAL DESIGN STRESS-AT ROOM TEMPERATURE	fbA=	173.33 MPa
* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1)	fbTest=	260.00 MPa
* PAD		
* MATERIAL : (Rec.Nr 107) X6CrNiTi18-10 EN 10028-7 Nov.2002;	<= 6 mm	
* NOMINAL DESIGN STRESS-DESIGN (base:Rp1t)	fp=	132.67 MPa
* NOMINAL DESIGN STRESS-HYDRAULIC TEST (base: Rp1)	fpTest=	260.00 MPa
* SHELL DATA		
Internal diameter	$D =$	900.00 mm
Thickness	$en =$	4.00 mm
Joint efficiency	$z =$	1.00
Corrosion allowance	$c =$	0.00 mm
wall undertolerance	$\epsilon =$	0.20 mm
* NOZZLE DATA		
Type of connection :	Protruding	
Outside diameter	deb=	219.10 mm
Thickness	eb=	2.77 mm
Joint efficiency	zb=	1.00
Corrosion allowance	cb=	0.00 mm
Wall undertolerance	$\epsilon b =$	0.20 mm
Internal protruding	lbi=	0.00 mm
Useful length (Horizontal limit to nozzle OD)	ls=	5.00 mm
Useful length (Vertical limit to shell OD)	lb=	0.00 mm
Nozzle position:	Normal to the wall	
Angular coordinate of nozzle	- =	0.00 °
Distance from line	Z =	200.00 mm
Weld areas	Afw =	688 mm ²
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (design)	Maxeb/en =	2.000
Nozzle calculat.thk. $eb^* = \min(eb - cb - \epsilon b, \text{maxeb}/en(en - c - \epsilon))$	=	2.57 mm
Value from fig. EN 13445-3 9.4-14 (test)	Maxeb/en =	2.000
Nozzle calculat.thk. $eb^* = \min(eb - \epsilon b, \text{maxeb}/en(en - \epsilon))$	=	2.57 mm
Opening is a critical area as defined in clause 17		

----- PRESSURES -----		
MAX. DESIGN PRESSURE - INTERNAL	=	1.818 MPa

MAX. TEST PRESSURE	- INTERNAL	=	3.563 MPa
	- INTERNAL: $1.43 \cdot P'$	=	1.316 MPa
NOZZLE	- INTERNAL: $1.25 \cdot P' \cdot f_{bA}/f_b$	=	1.502 MPa

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: DESIGN -----

Pressure	$p' =$	0.920 MPa
Overpressure due to static head	$p'' =$	0.000 MPa
Calculation pressure	$p = p' + p'' =$	0.920 MPa

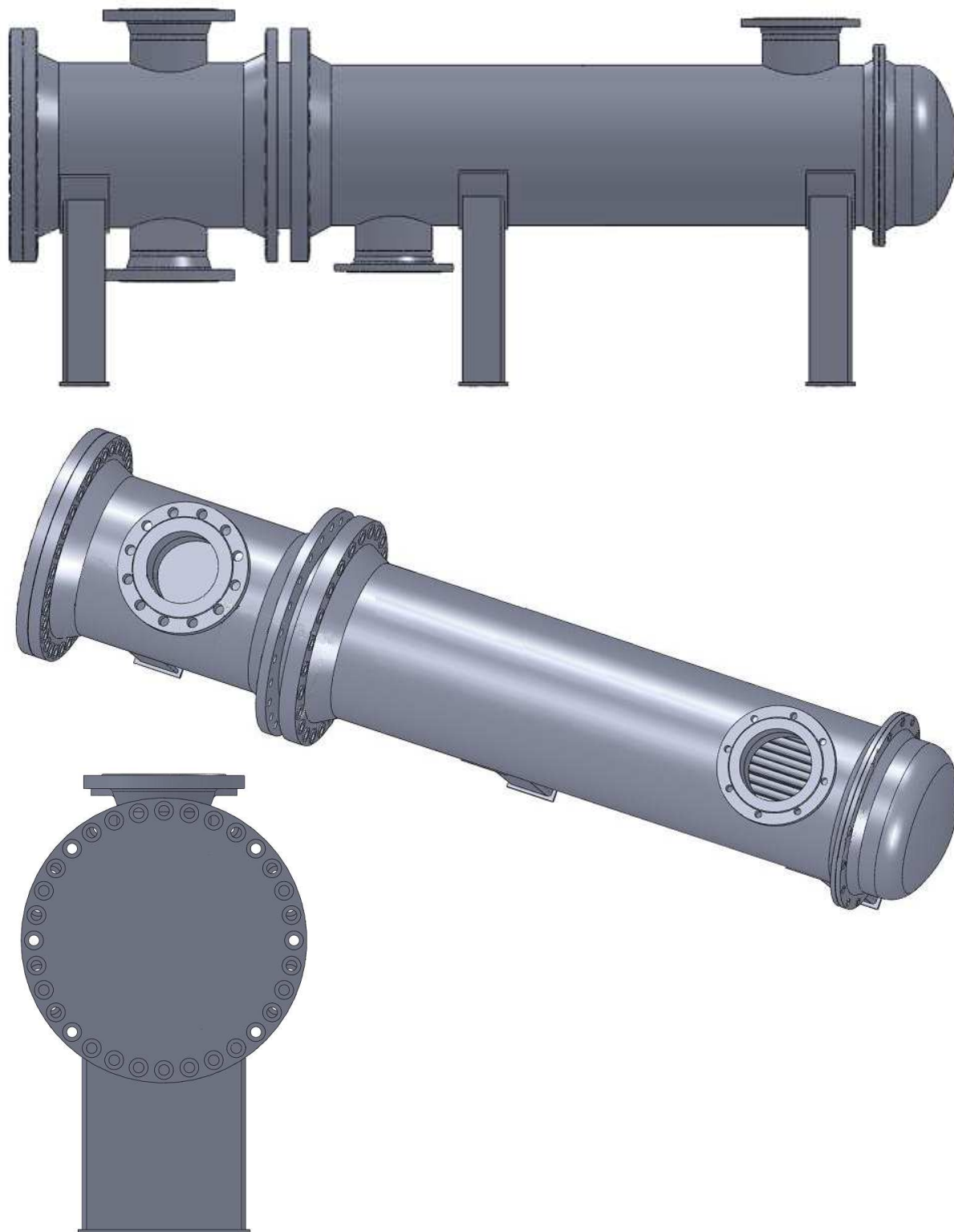
Shell internal diameter	$D_i = D + 2 \cdot c + 2 \cdot \epsilon =$	900.40 mm
$ea, s = e_n - c - \epsilon$	$=$	3.80 mm
$l_{so} = \text{SQR}((D_i + ea, s)(ea, s))$	$=$	58.62 mm
$l_{s'} = \text{MIN}(l_{so}, l_s)$	$=$	5.00 mm
$l_{bo} = \text{sqr}((d_{eb} - eb^*)(eb^*))$	$=$	23.59 mm
$l_{b'} = \text{MIN}(l_{bo}, l_b)$	$=$	0.00 mm
$l_{bi'} = \text{MIN}(0.5 \cdot l_{bo}, l_{bi})$	$=$	0.00 mm
$A_{ps} = (D_i/2)(l_{s'} + d_{eb}/2)$	$=$	51570.4 mm ²
$A_{fs} = l_{s'}(ea, s)$	$=$	19.0 mm ²
$A_{pb} = .5 \cdot (d_{eb} - 2eb + 2cb + 2\epsilon_b) \cdot (l_{b'} + ea, s)$	$=$	406.5 mm ²
$A_{fb} = (l_{b'} + e_n - cb)(eb^*)$	$=$	10.3 mm ²
$(A_{fs} + A_{fw})(f - .5 \cdot p) + (A_{fp})(f_p - .5 \cdot p) + A_{fb}(f_b - .5 \cdot p)$	$=$	94829 N
$(A_{ps} + A_{pb}) \cdot p$	$=$	47819 N

----- CHECK UNDER INTERNAL PRESSURE: TEST -----

Pressure	$p' =$	1.502 MPa
Overpressure due to static head	$p'' =$	0.000 MPa
Calculation pressure	$p = p' + p'' =$	1.502 MPa

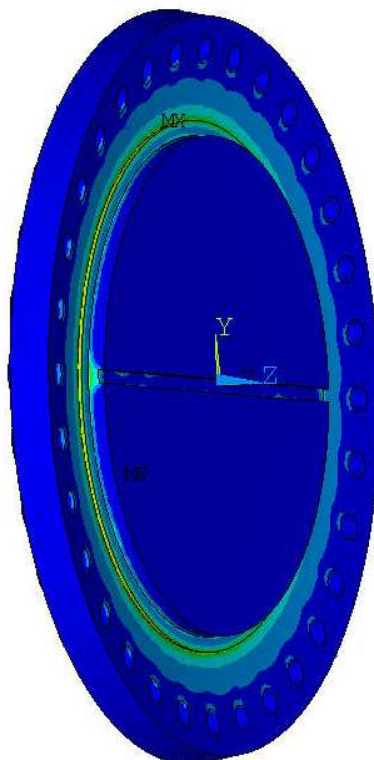
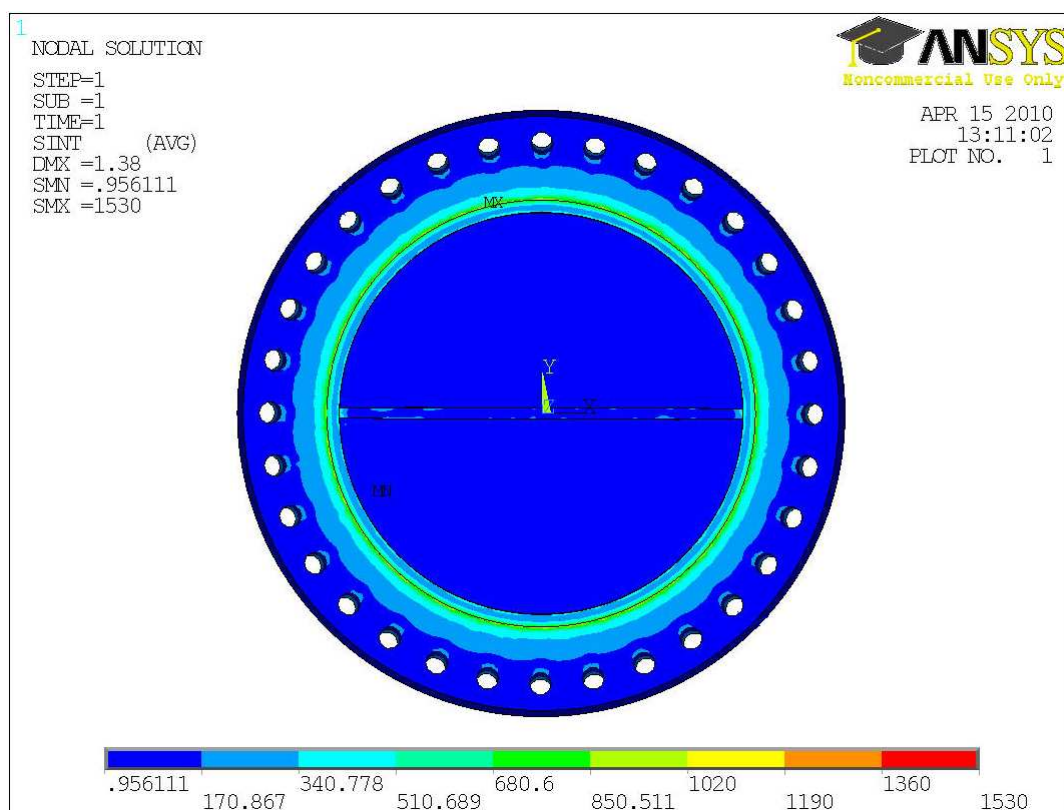
Shell internal diameter	$D_i = D + 2 \cdot \epsilon =$	900.40 mm
$ea, s = e_n - \epsilon$	$=$	3.80 mm
$l_{so} = \text{SQR}((D_i + ea, s)(ea, s))$	$=$	58.62 mm
$l_{bo} = \text{sqr}((d_{eb} - eb^*)(eb^*))$	$=$	23.59 mm
$l_{b'} = \text{MIN}(l_{bo}, l_b)$	$=$	0.00 mm
$l_{bi'} = \text{MIN}(0.5 \cdot l_{bo}, l_{bi})$	$=$	0.00 mm
$A_{ps} = (D_i/2)(l_{s'} + d_{eb}/2)$	$=$	51570.4 mm ²
$A_{fs} = l_{s'}(ea, s)$	$=$	19.0 mm ²
$A_{pb} = .5 \cdot (d_{eb} - 2eb + 2\epsilon_b) \cdot (l_{b'} + ea, s)$	$=$	406.5 mm ²
$A_{fb} = (l_{b'} + e_n)(eb^*)$	$=$	10.3 mm ²
$(A_{fs} + A_{fw})(f_{test} - .5 \cdot p) + A_{fb}(f_{bTest} - .5 \cdot p)$	$=$	185954 N
$(A_{ps} + A_{pb}) \cdot p$	$=$	78096 N

Příloha 2



Příloha 3

Provozní stav



Zkušební zatížení

