



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

## PEVNOSTNÍ VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA

STRESS CALCULATION OF HEAT EXCHANGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ONDŘEJ CHRÁST

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. RICHARD NEKVASIL, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství

Akademický rok: 2012/13

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Chrást

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:

### **Pevnostní výpočet výměníku tepla**

v anglickém jazyce:

### **Stress calculation of heat exchanger**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce je zaměřena na návrh výměníku tepla. Součástí práce bude konstrukční návrh založený na specifikaci zařízení a pevnostním výpočtu. Detailní pevnostní výpočty budou provedeny dle MKP.

Cíle diplomové práce:

1. Seznámení se s řešenou problematikou.
2. Provedení návrhového výpočtu dle EN 13 445 nebo ASME Code.
3. Provedení kontrolních výpočtů významných částí pomocí MKP.
4. Posouzení zařízení na únavové poškození.

Seznam odborné literatury:

- [1] Schneider P.: Základy konstruování procesních zařízení, PC-DIR Real, s.r.o., Brno 1999.
- [2] ČSN EN 13 445 – Netopené tlakové nádoby.
- [3] 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 2012/13.

V Brně, dne 28.11.2012



prof. Ing. Petr Stehlík, CSc.  
Ředitel ústavu

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

## **Abstrakt**

Hlavní náplní diplomové práce je pevnostní výpočet výměníku tepla dle ASME Code. V úvodu je vypracován přehled řešené problematiky návrhu těchto zařízení. V praktické části je proveden pevnostní výpočet hlavních částí výměníku, zpracovány analýzy pomocí MKP a jejich vyhodnocení. V poslední části je uveden postup výpočtu kumulace poškození.

## **Klíčová slova**

Výměník tepla, pevnostní výpočet, ASME Code, MKP, dovolené napětí, únava, kumulace poškození.

## **Abstract**

The main content of the diploma thesis is the strength calculation of the heat exchanger according to ASME Code. The introduction is a summary of issues within the design of this equipments. In the practical part there are a strength calculation of the main parts of heat exchanger and the FEM analys with their evaluation. In the last part there is the calculation of cumulative damage.

## **Keywords**

Heat exchanger, stress analysis, ASME Code, FEM, allowable stress, fatigue, damage cumulation.

## **Bibliografická citace**

CHRÁST, O. *Pevnostní výpočet výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 71 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Richard Nekvasil, Ph.D.

## **Prohlášení**

Tímto prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s využitím pouze podkladů uvedených v seznamu použitých zdrojů a na základě konzultací a rad vedoucího diplomové práce.

V Brně 24.5.2013

.....  
Ondřej Chrást

## **Poděkování**

Tímto děkuji panu Ing. Richardu Nekvasilovi, Ph.D. za příkladné vedení a odbornou pomoc při tvorbě této diplomové práce.

## Obsah

Obsah.....	10
1. Úvod.....	12
2. Teoretický úvod do problematiky .....	13
2.1. Aparáty pro přenos a výměnu tepla.....	13
2.1.1. Výměníky tepla .....	13
2.1.2. Kotle na odpadní teplo .....	16
2.2. Posouzení na únavu .....	18
2.2.1. Stádia únavového procesu .....	19
2.2.2. Křivky životnosti.....	21
2.2.3. Mez únavy reálné součásti.....	22
2.2.4. Kumulace poškození [5].....	23
2.3. ASME Code .....	23
2.4. Teorie metody konečných prvků - MKP.....	24
2.4.1. ANSYS [14].....	25
3. Pevnostní výpočet aparátu.....	27
3.1. Návrhová data .....	28
3.2. Mechanické vlastnosti materiálů .....	28
3.3. Výpočet zatížení vnitřním přetlakem .....	29
3.4. Výpočet zatížení vnějším přetlakem.....	30
3.5. Výpočet hrdel .....	32
3.5.1. Hranice zpevnění hrdel.....	32
3.5.2. Tloušťka stěny hrdla.....	33
3.5.3. Vyztužení hrdel .....	34
3.5.4. Posouzení pevnosti vyztužení - zatížení svarových spojů.....	37
3.6. Sedlové podpory .....	39
3.6.1. Výpočet momentů a smykové síly .....	40
3.6.2. Výpočet podélných napětí .....	41
3.6.3. Výpočet smykových napětí .....	43
3.6.4. Výpočet obvodových napětí .....	44
3.7. Trubkovnice .....	46
3.7.1. Návrh tloušťky trubkovnice dle TEMA .....	46
3.7.2. Charakteristiky trubkovnice .....	48
4. Výpočet vybraných částí pomocí MKP.....	53
4.1. Kategorizace napětí .....	53
4.2. Trubkovnice .....	53
4.2.1. Výpočtový model .....	54
4.2.2. Výsledky napětíové analýzy (návrhové zatížení).....	56
4.3. Hrdlo B3.....	57



---

4.3.1.	Výpočtový model.....	59
4.3.2.	Výsledky napěťové analýzy .....	60
4.3.3.	Výsledky pro provozní zatížení.....	62
4.4.	Hrdlo B4.....	63
4.4.1.	Výpočtový model.....	64
4.4.2.	Výsledky napěťové analýzy .....	65
4.4.3.	Výsledky pro provozní zatížení.....	67
4.5.	Zhodnocení výsledků analýzy .....	67
5.	Posouzení na únavu [2].....	68
6.	Závěr.....	70
	Seznam použitých zdrojů .....	71
	Seznam příloh.....	71

## 1. Úvod

Cílem této diplomové práce je provedení a vyhodnocení výsledku pevnostního výpočtu zařízení na výměnu tepla a jeho posouzení na únavové poškození. Návrhový výpočet bude proveden dle normy ASME Sekce VIII a na základě dostupné návrhové výkresové dokumentace. U významných částí z hlediska namáhání bude provedena detailní analýza metodou konečných prvků.

V průmyslu je často vyžadována potřeba přenosu a výměny tepla dvou nebo více technologických médií. Ta je v současnosti zajišťována především různými typy výměníků tepla. Určitým druhem výměníku tepla jsou i procesní kotle na využití odpadního nebo jiného zdroje tepla vystupujícího z technologického procesu.

Provést návrh nebo kontrolu těchto zařízení je možné buď cestou analytických výpočtů, což je časově dosti náročné, nebo pomocí metod založených na podpoře výpočetní techniky. S jejím rozvojem rapidně narůstalo využívání metod jako MKP nebo CFD. V této práci bude pomocí metody konečných prvků podpořen výpočet dle normy.

## 2. Teoretický úvod do problematiky

Výměna tepla a zařízení s tím související najdeme všude tam, kde je zapotřebí přenést a následně využít teplo přenášené jedním médiem na médium druhé. Nejedná se pouze o chemický, petrochemický nebo jiný průmysl, ale i ohřev vody pro domácnosti, vytápění, technologický ohřev nebo mezičlánky při výrobě elektrické energie. Tyto zařízení lze souhrnně nazvat aparáty pro přenos tepla.

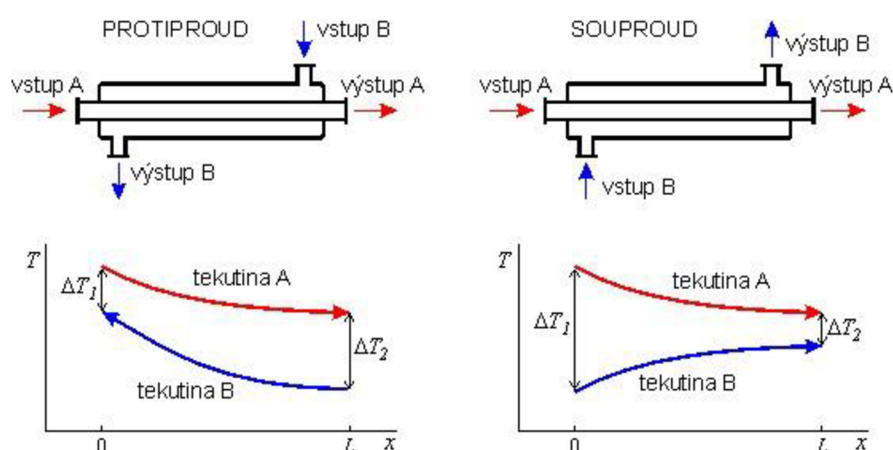
### 2.1. Aparáty pro přenos a výměnu tepla

#### 2.1.1. Výměníky tepla

Základními funkcemi, které procesní výměníky tepla plní, jsou ohřev nebo chlazení pracovního média, kondenzace nebo výroba páry (nízkotlaké, vysokotlaké) nebo využití odpadního tepla. Díky rozsáhlým možnostem využití lze rozdělit výměníky tepla dle různých parametrů.

Základní dělení podle směru proudění jednotlivých médií:

- Souproudé – teplý a studený proud mají stejný směr a jsou vzájemně rovnoběžné, z hlediska využití teplotního spádu jsou nejméně efektivní.
- Protiproudé – proudy jsou jako u souproudého uspořádání vzájemně rovnoběžné, mají však opačný směr, protiproudé uspořádání toků je nejefektivnější ve využití teplotního spádu.
- S křížovým tokem – směry proudů svírají pravý úhel.
- Kombinované proudění



Obr. 2.1.1.1 – Schéma souproudého a protiproudého provedení s teplotními profily [4]

Podle konstrukčního provedení [3]

## ▪ Výměníky trubkové

Trubkové výměníky tepla jsou nejčastěji používaným typem výměníku v procesním průmyslu. Teplo je zde distribuováno mezi médii trubkového a mezitrubkového prostoru. Trubkový svazek jaký lze například vidět na *Obr. 2.1.1.2* je tvořen trubkovnicí, ke které jsou připevněny teplosměnné trubky pevnostním svarem, zaválcovány nebo kombinací obojího. Součástí trubkového svazku jsou také přepážky, které slouží k usměrnění toku média mezi trubkami a k podepření trubek.



*Obr. 2.1.1.2 – Trubkový svazek výměníku typu Shell and tube*

Jednou za hlavních výhod těchto výměníků je jejich možnost využití při vysokých provozních tlacích a to díky jejich jednoduché konstrukci. Nespornou výhodou je taky míra jejich standardizace.

Druhy trubkových výměníků:

- s přímými trubkami
  - trubka v trubce – konstrukčně nejjednodušší druh výměníků
  - uspořádání se svazkem trubek v plášti – nejpoužívanější typ výměníků, tzv. Shell and tube
- s vinutými trubkami
- s pevnou trubkovnicí
- s U-trubkami
- s plovoucí hlavou

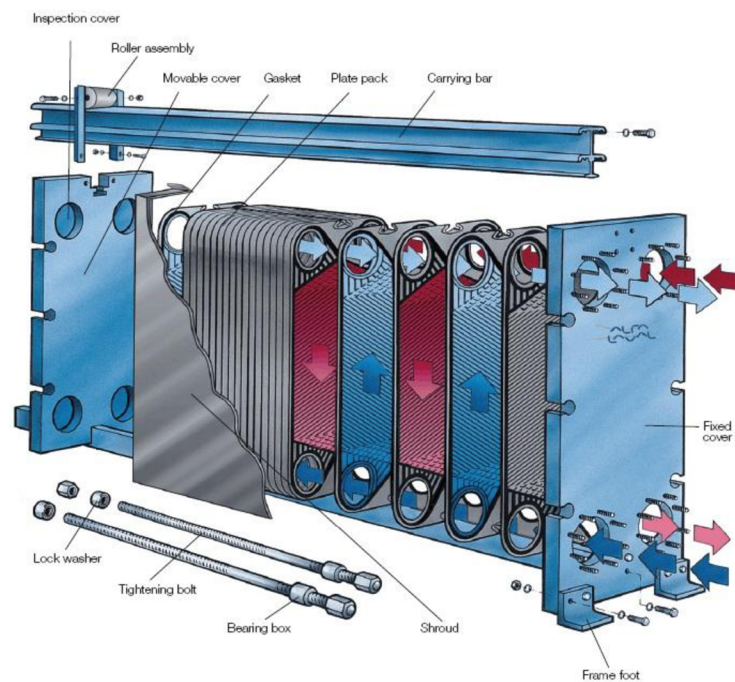
- Deskové výměníky tepla

Teplosměnnou plochou je zde rovinná deska většinou opatřená prolisy pro rozvíření toku media a tedy k intenzivnější výměně tepla. Rozeznáváme deskové výměníky těsněné, pájené a svařované podle způsobu spojení desek. Jejich výhodou je velikost teplosměnné plochy vzhledem k velikosti celého výměníku.

Hlavní nevýhodou je ovšem jejich značné omezení z hlediska provozních tlaků ale i teplot. Deskové výměníky těsněné s profilovanými deskami jsou provozovány do teploty 250 °C a tlaku 1,6 MPa. U pájených nebo svařovaných desek jsou to teploty do 400 °C a tlaky do 2,5 MPa.

Druhy deskových výměníků:

- se spirálovými prolisy
- žebrované
- hladké desky

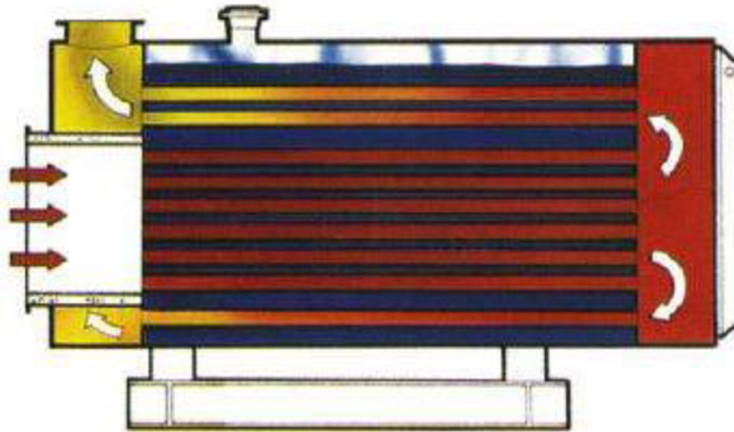


Obr. 2.1.1.3 – Příklad konstrukce deskového výměníku tepla [4]

- Výměníky bez teplosměnných ploch – speciální druhy výměníků, jedná se většinou o směšovací výměníky, kdy jsou média vzájemně mísená.

## 2.1.2. Kotle na odpadní teplo

Definice říká, že kotel je zařízení sloužící k ohřevu vody (teplovodní a horkovodní zařízení), k výrobě páry (parní kotle) nebo ohřevu jiného média. Teplo k tomu potřebné je získáváno spalováním různých paliv, tedy látek, ze kterých je teplo chemickou reakcí uvolňováno. V případě, že tento proces odpadá a k ohřevu se využívá tepla jiného média, se jedná o kotel na odpadní teplo. Tyto kotle jsou tedy odlišné absencí spalovací komory. [3]



Obr. 2.1.2.1 – Schéma dvouchodého kotle na odpadní teplo [ ]

Tato zařízení využívají přebytečné odpadní teplo jiného zařízení, především spalin například z chemického nebo jiného procesu. Nabízí se několik možných hledisek rozdělení kotlů:

Podobné jako klasické parní a teplovodní kotle se dělí z konstrukčního hlediska dle média v trubkách na:

- žárotrubné – spaliny na straně trubek.
- vodotrubné – spaliny v mezitrubkovém prostoru.



Obr. 2.1.2.2 – Žárotrubný kotel na odpadní teplo [15]

Podle původu spalin na: [3]

- spaliny za spalovacími turbínami plynových tepláren
- spaliny z různých výrobních technologií (výroba oceli, skla,..)

Hlavně u skupiny kotlů využívajících spalin z výrobních technologií je škála parametrů spalin velmi široká, kdy rozmezí teplot odpovídá intervalu od 100 do 1400 °C a tlaky od 0,1 do 5 MPa. Na rozdíl od skupiny kotlů využívajících spalin za spalovacími turbínami, jejichž parametry vykazují konkrétní odlišnosti od parametrů kotlů klasických.

Z hlediska provozních podmínek:

- kotle bez předehřevu
- s předehřevem

Toto rozdělení zohledňuje použití nebo nepoužití přídavného hořáku v prostoru vstupu spalin do kotle z důvodu regulace teploty spalin.



*Obr. 2.1.2.3 – Kotel na odpadní teplo s předehřevem [7]*

Podle směru toku spalin:

- vertikální
- horizontální

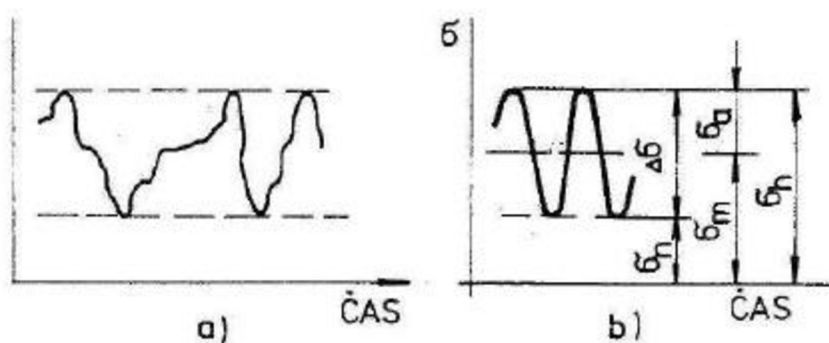
Hlavním rozdílem u těchto dvou skupin kotlů je požadavek na zastavěnou plochu. Při volbě vertikálního toku spalin je tato plocha podstatně menší.

## 2.2. Posouzení na únavu

Únava materiálu je pokládána za nejčastější mezní stav při provozu strojních zařízení. Působí-li na součást zařízení nebo konstrukci časově proměnlivé síly, po určité době může dojít k trvalému poškození i přesto, že maximální zatížení je menší než mez kluzu materiálu zatěžované části. Probíhá proces postupné nukleace mikrotrhlin a jejich šíření. Tento jev se nazývá únava materiálu. Odezvou na toto vnější zatížení je potom vznik napjatostí a deformací v materiálu. Rozhodujícím parametrem tohoto kumulativního poškození ve všech stádiích procesu je nevratná cyklická plastická deformace. [5,6]

Nejčastějším místem iniciace trhlin bývá povrch materiálu, ale u částí s vnitřní vadou materiálu je riziko vzniku mikrotrhlin i zde.

Jak je psáno výše, na součást zařízení působí proměnlivé síly, které vyvolávají v materiálu jim úměrná napětí. Jeho průběh v čase, tedy cyklické napětí, má v naprosté většině případů stochastickou povahu. Z důvodu zjednodušení úvahy při posuzování únavy je nutné průběh napětí považovat za harmonický.



Obr. 2.2.1 – a) Stochastický (obecný) průběh zatížení; b) Harmonický průběh zatížení [11]

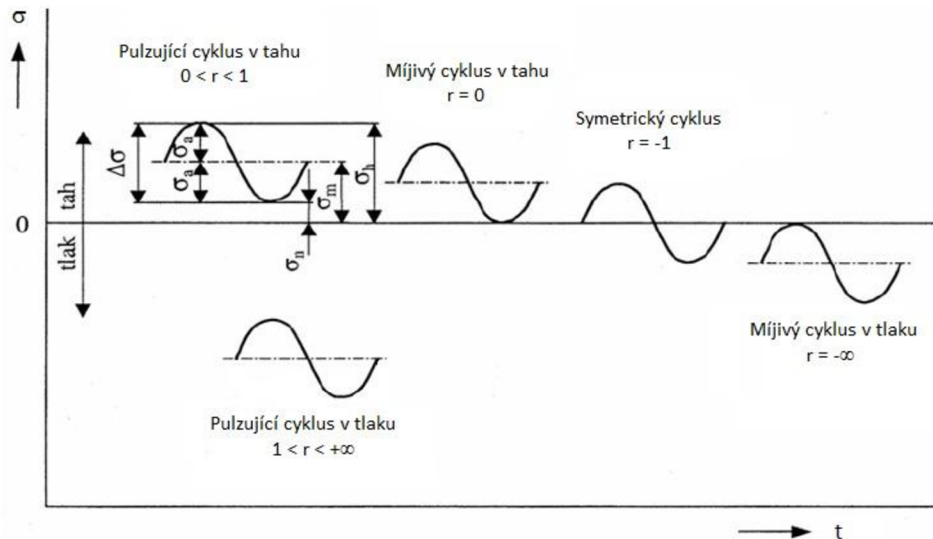
kde

- $\sigma_h$  - horní napětí [MPa]
- $\sigma_n$  - dolní napětí [MPa]
- $\sigma_a$  - amplituda napětí [MPa]
- $\sigma_m$  - střední napětí [MPa]
- $\Delta\sigma$  - rozkmit napětí [MPa]

Cyklus napětí je dále charakterizován koeficientem asymetrie cyklu, jehož hodnota naznačuje typ harmonického cyklu dle Obr. 2.3.2

$$r = \frac{\sigma_n}{\sigma_h}$$



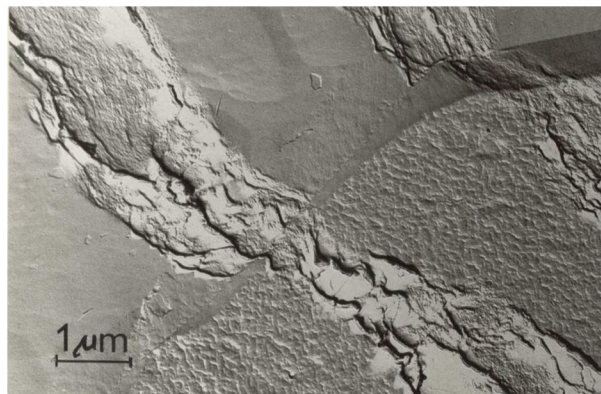


Obr. 2.2.2 – Druhy zátěžných cyklů

### 2.2.1. Stádia únavového procesu

Při procesu únavového lomu rozeznáváme tři stádia:

- Stádium změny mechanických vlastností základního materiálu - dochází ke strukturální změně materiálu v celém objemu zatěžované části, vede k změnám mechanických vlastností – zpevňování, změkčování.
- Stádium iniciace trhlin – kumulace poškození ve vhodných lokalitách a postupný vznik mikrotrhlin.



Obr. 2.2.1.1 – Mikrotrhlina – přechod přes hranici zrna [10]

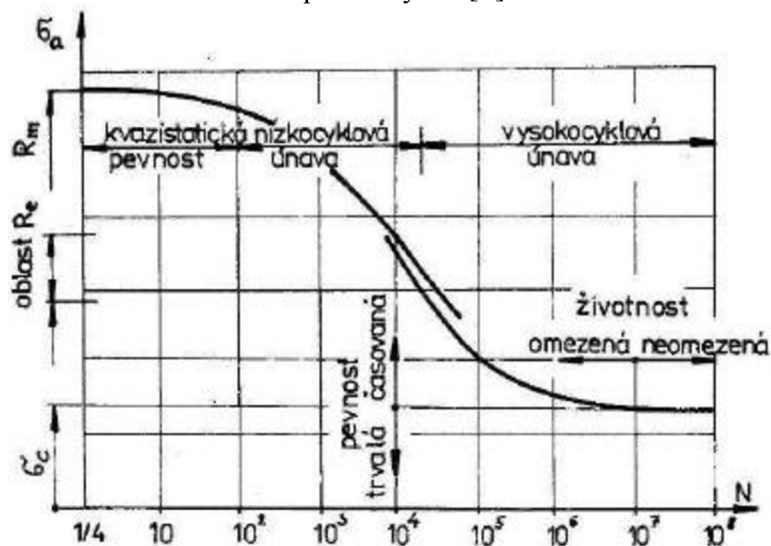
- Stádium jejich šíření až po případné porušení - propojování iniciovaných mikrotrhlin do magistrální trhliny, vedoucí ke konečnému lomu .



Obr. 2.2.1.2 – Vzniklá magistrální trhlina [10]

Mezi jednotlivými stádii nejsou však rozeznatelné přesné hranice. Stanovují se tedy smluvně například vymezením určité kritické velikosti trhliny.

Platí, že porušení součástí ze stejného materiálu může vzniknout při různém počtu cyklů. Pokud je plastická deformace větší v daném místě než deformace elastická, vzniká trhlina o počáteční velikosti 0,5~1 mm mnohem dříve, než pokud je plastická deformace vůči elastické zanedbatelná. Tato formulace určuje rozdělení procesu únavy na v prvním případě nízkocyklovou a v druhém vysokocyklovou. Pokud nastane iniciace trhliny do sta cyklů zatížení, jedná se o kvazistatické poškození. Z historických důvodů se únava smluvně dělí na vysokocyklovou pro počet cyklů  $> 10^5$  s mikroplastickými deformacemi a na nízkocyklovou s počtem cyklů  $< 10^5$  a deformacemi makroplastickými. [5]



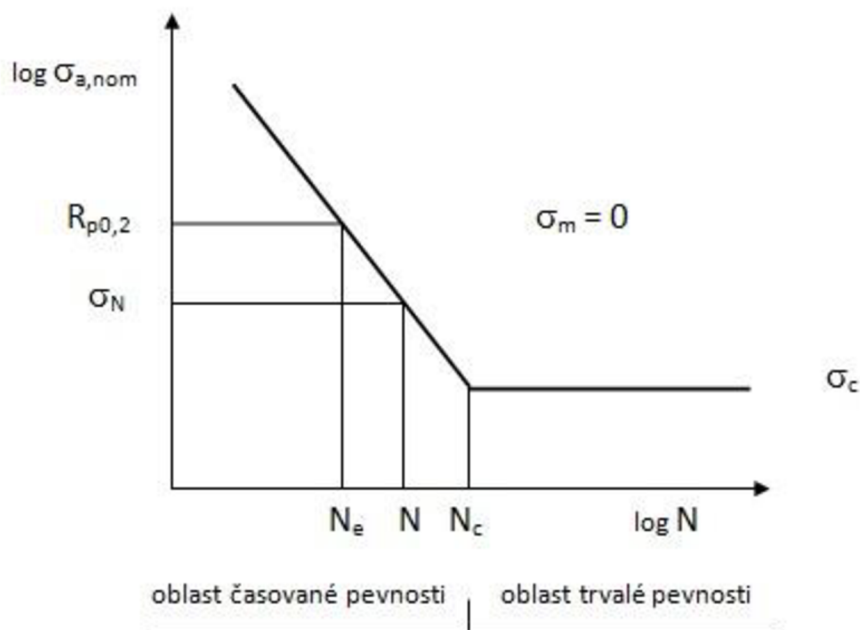
Obr. 2.2.1.3 – Případy únavového poškození [8]

### 2.2.2. Křivky životnosti

V oblasti vysokocyklové únavy se nejčastěji používá pro popis životnosti součástí závislost napětí na počtu cyklů do lomu – tzv. křivky životnosti při měkkém zatěžování.

$$\sigma_{a,nom} = f(N_f); \tau_{a,nom} = f(N_f)$$

Jde především o různé obměny Wöhlerovy křivky, přičemž se rozlišuje mezi napětím v tahu-tlaku, ohybu, smyku atd.



Obr. 2.2.2.1 – Wöhlerova křivka v grafické podobě

kde

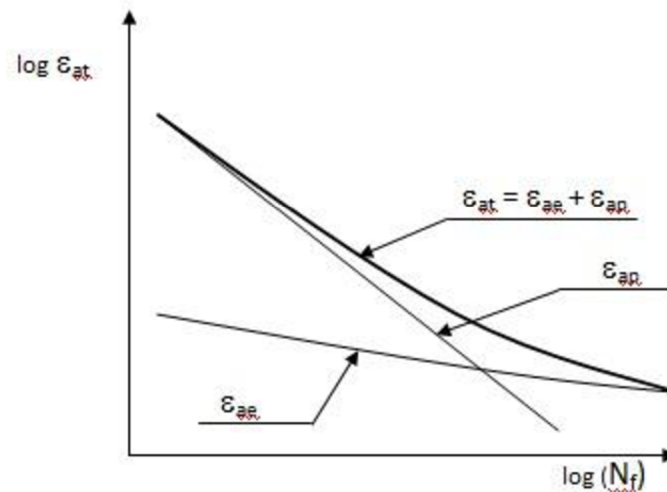
$\sigma_c$  - mez vysokocyklové únavy [MPa]

$N_c$  - počet cyklů na mezi únavy

V oblasti nízkocyklové únavy se používá závislosti poměrné deformace na počtu cyklů zatěžování do lomu – tzv. křivky životnosti při tvrdém zatěžování.

$$\varepsilon_{at} = f(N_f)$$

Nejčastěji používanou křivkou životnosti v oblasti nízkocyklové únavy je Manson-Coffinova.



Obr. 2.2.2.2 – Křivka typu Manson-Coffina

kde

- $\varepsilon_{at}$  - amplituda celkové deformace [-]
- $\varepsilon_{ae}$  - elastická složka deformace [-]
- $\varepsilon_{ap}$  - plastická složka deformace [-]

### 2.2.3. Mez únavy reálné součásti

Jedná se o amplitudu napětí, které je zatěžovaná součást schopna snášet bez porušení po nekonečný počet cyklů. Tato hodnota je určena experimentálně pomocí vzorků materiálu pod určitým druhem zatěžování. Tyto hodnoty je poté nutno převést na hodnoty pro reálnou součást a zohlednit tak vlivy jako jsou rozměry reálné součásti, jakost povrchu, teplotní pole, způsoby zatěžování, atd.

Toho lze dosáhnout například použitím Marinovy rovnice [9]

$$\sigma'_c = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \sigma_c$$

kde

- $k_a$  - součinitel povrchu
- $k_b$  - souč. velikosti reálné součásti
- $k_c$  - souč. zatížení
- $k_d$  - souč. teploty
- $k_e$  - souč. spolehlivosti
- $k_f$  - souč. dalších vlivů
- $\sigma_c$  - mez vysokocyklové únavy [MPa]

### 2.2.4. Kumulace poškození [5]

Pokud je součást namáhána cykly s rozdílnou amplitudou deformace v nízkocyklové oblasti, nebo rozdílnou amplitudou napětí v oblasti únavy vysokocyklové, je třeba jako celkové poškození brát sumu příspěvků jednotlivých cyklů. Nejčastěji užívanou hypotézou, která tento stav popisuje, je hypotéza Palmgren-Minera. Její pomocí je určeno kumulované poškození  $D$ :

$$D = \sum_{i=1}^k \left( \frac{n_i}{[N_o]_i} \right) < 1$$

kde

$n_i$  - požadovaný počet cyklů

$[N_o]_i$  - dovolený počet cyklů

$k$  - počet rozdílných cyklů

Potom skutečná doba technického života zařízení určíme ze vztahu:

$$t_{sk} = \frac{t}{D}$$

kde

$t$  - předpokládaná doba života

$D$  - kumulace poškození

## 2.3. ASME Code

Návrh a výroba tlakových nádob se musí řídit některou z platných norem. Na území ČR byla donedávna nejpoužívanější normou česká státní norma ČSN 690010. Ta byla postupně nahrazena harmonizační evropskou normou ČSN EN 13445. Vedle ní se však používají další druhy norem pro výpočet tlakových nádob a to především podle požadavků zákazníka a podle místa realizace zařízení. V této práci bude prováděn pevnostní výpočet podle ASME BPVC Section VIII, Division 1, Pravidla pro výpočet tlakových nádob.

Tato norma je pravděpodobně celosvětově nejrozšířenější. Organizace ASME byla založena v roce 1880 jako americká společnost strojních inženýrů. Při splnění určitých podmínek (zpracování Analýzy rizik a schválení Autorizovanou osobou) ji lze použít i ve státech EU.

## 2.4. Teorie metody konečných prvků - MKP

V současnosti nejpoužívanější numerickou metodou pro řešení úloh v mechanice těles je metoda konečných prvků – MKP. Využívá se tam, kde řešení reakce součásti na zatížení analytickým způsobem není možné, nebo značně komplikované. Využívá se především pro řešení statických úloh v pružné oblasti chování základního materiálu.

Vývoj metody konečných prvků je těsně spjat s rozvojem a využíváním výpočetní techniky. První matematická formulace, zavádějící teorii „po částech spojitých polí“, pochází z roku 1943. Později dochází k bouřlivému rozvoji MKP a jejím aplikacím při řešení statických a dynamických úloh mechaniky těles. K velkým přednostem MKP patří především: [12]

- řešení obecného geometrického tvaru tělesa, obecných zatížení a uložení
- snadné řešení materiálově nehomogenních problémů
- dobré matematické vlastnosti

Princip MKP ve dvou základních krocích: [14]

- Diskretizace – proces rozdělení tělesa do konečného počtu elementů spojených uzly
- Analýza jednotlivých elementů – pole posuvů uvnitř každého elementu je interpolováno jako funkce souřadnic lineárně závislé na hodnotách posuvů v uzlech. Pole deformace je poté interpolováno v elementech funkcemi, které vzniknou derivací složek posuvů. Diskretizací přejde řešení rovnic matematické teorie pružnosti na řešení soustavy lineárních rovnic:

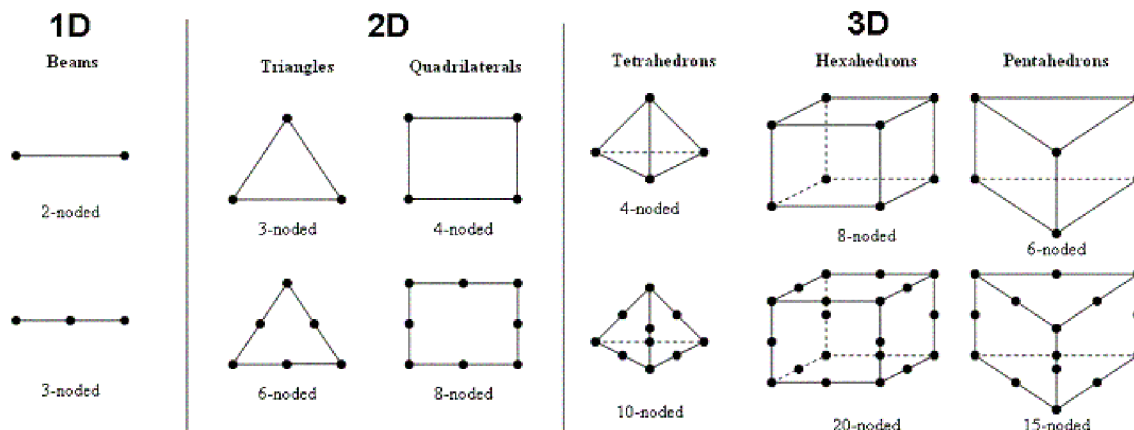
$$[K]\{U\} = \{F\}$$

kde

- K - matice tuhosti
- U - matice posuvů v uzlech
- F - složky zatížení v uzlech

Typy konečných prvků pro diskretizaci řešeného tělesa lze rozdělit podle jeho dimenze na: [12]

- 1D – (pruty, rámové konstrukce)
  - přímkový prvek
- 2D – (stěny, desky, skořepiny)
  - trojúhelníkový prvek
  - čtyřúhelníkový
  - isoparametrický prvek
- 3D – (čtyřstěn, pětistěn, šestistěn)



Obr. 2.4.1 – Typy nejčastěji používaných elementů [13]

### 2.4.1. ANSYS [14]

Nutnou podmínkou pro efektivní využití principu MKP je automatizace tvorby sítě elementů. Dnes nejrozšířenější přístupem je generování MKP sítě do geometrických modelů. S využitím geometrického modelu jako šablony vytvoří automatický generátor sítě množiny uzlů a elementů, které tvoří MKP model tělesa. MKP systémy dnes disponují prostředky pro tvorbu nebo import a editaci geometrických modelů, automatické generování sítě a využití asociativity geometrických a MKP entit pro zadání okrajových podmínek a zatížení. Tyto prostředky se souhrnně nazývají preprocesory.

#### Geometrické entity preprocesoru v programu ANSYS

Jsou to body, čáry, plochy a objemy. Každá vyšší entita je ohraničena entitami nižšími. Tato hranice je z pohledu uživatele jediným rozhraním geometrické entity. Entita může mít vnitřní parametry (zakřivení,..), ale tyto parametry jsou nastaveny při jejím vzniku a nemohou být měněny jinak, než smazáním a znovuvytvořením entity.

#### Tvorba MKP sítě

MKP síť v preprocesoru programu ANSYS je tvořena:

- Uzly – reprezentují materiálový bod v kontinuu, je definován souřadnicemi a nese informaci o svém posuvu. Uzly jsou jednoznačně identifikovány přirozenými čísly – tzv. globálními čísly uzlů
- Konečnými elementy – reprezentuje část tělesa. Jeho topologie je dána uzly a typem elementu. Uzly v elementu jsou identifikovány lokálními čísly.

Atributy elementů

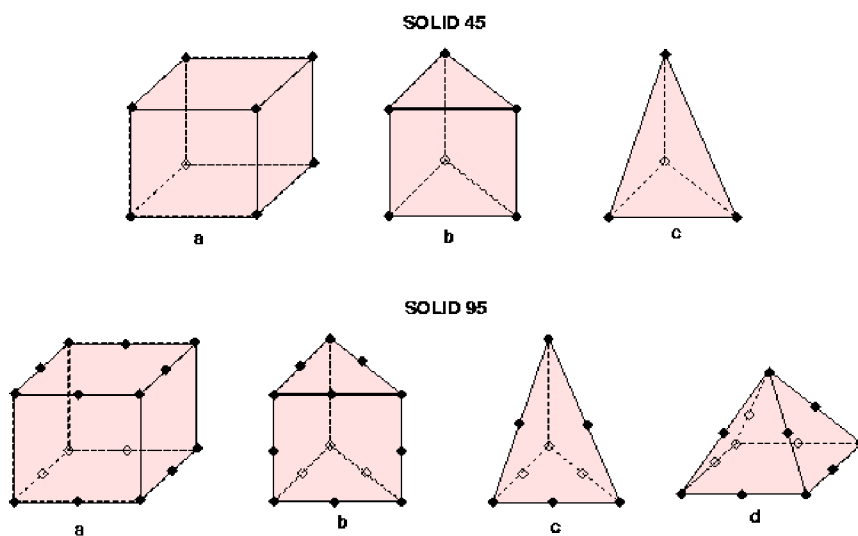
Jak bylo popsáno, geometrie sítě je dána polohou uzlů, geometrickými typy elementů a přiřazením globálních uzlů k lokálním. Řešené úlohy nejsou čistě geometrické, ale i fyzikální.

Podle typu úlohy rozeznáváme:

- mechanické – v terminologii ANSYSU **structural** - pro řešení mechanické odezvy poddajných těles
- teplotní – **thermal** – řešení teplotních polí
- elektro-magnetické – **magnetic, electrostatic** – řešení elektromagnetických polí
- elementy pro svázané úlohy – **coupled field** – řešení např. uloh termoplasticity

Podle charakteru těles:

- kontinuální (objemové, prostorové, plošné) – **solid**
- skořepinové – **shell** – elementy diskretizují
- nosníkové (tyčové) – **beam** (link)
- speciální – trubky, hmoty, pružiny, kontakty



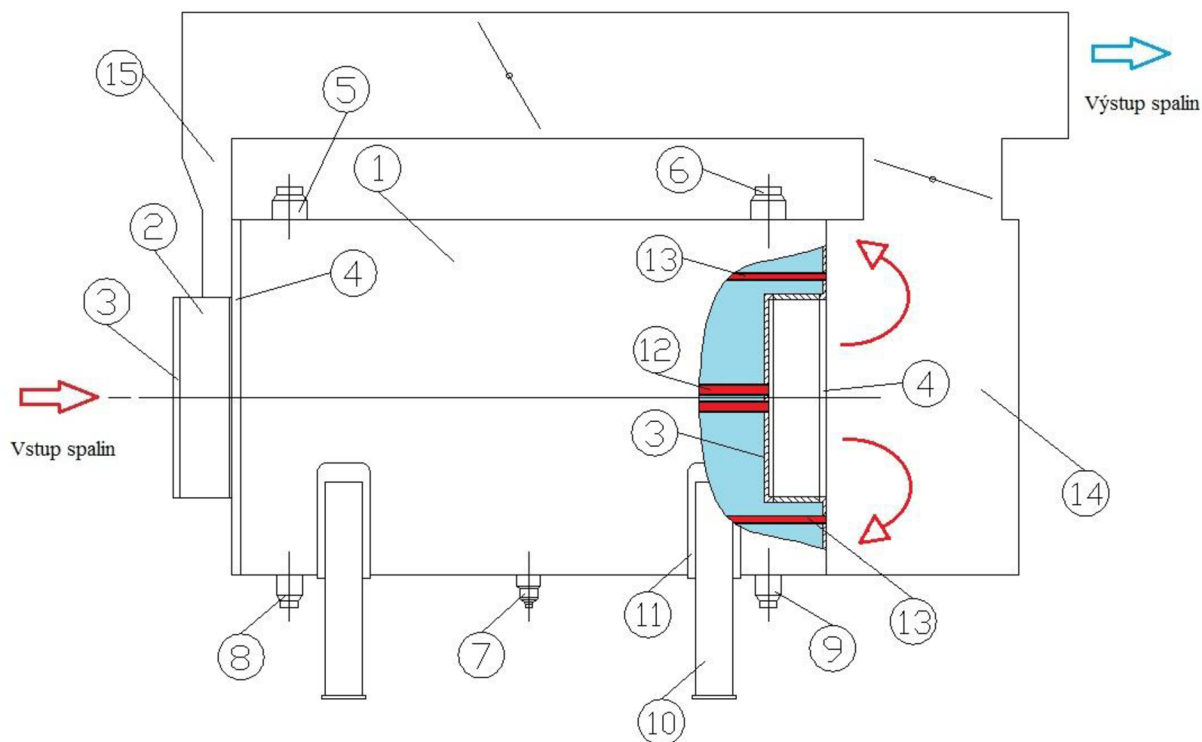
Obr. 2.4.1.1 – Příklady elementů programu ANSYS



### 3. Pevnostní výpočet aparátu

Pevnostní návrhový výpočet byl proveden dle normy ASME Section VIII Div. 1. Předmětem výpočtu je aparát pro využití zbytkového tepla procesních spalin. Jedná se tedy o žárotrubný kotel na odpadní teplo viz. *Obr. 3.1*. Aparát je řešen dvěma tahy o rozdílných dimenzích trubek, přičemž druhý tah obvodových trubek plní funkci regulace teploty výstupních ochlazených spalin. Aparát je usazen na dvou sedlových podporách a opatřen potřebnými technologickými hrdly.

Postupy výpočtů byly zpracovány v programu MAPLE viz Příloha A.



*Obr. 3.1 – Konstrukční návrh zařízení – 1. Plášť ID 2205mm 2. Plášť ID1273mm 3. Trubkovnice prvního tahu 4. Trubkovnice druhého tahu 5. Hrdlo B2 6. Hrdlo B3 7. Hrdlo B4 8. Hrdlo A2 9. Hrdlo A3 10. Podpora 11. Sedlový plech 12. Trubky první tahu 13. Trubky druhý tahu 14. BY-PASS komora 15. Výstupní komora*

	Hodnota	Jednotka
Tloušťka pláště ID2205	50	mm
Tloušťka pláště ID1273	37	mm
Tloušťka trubkovnic prvního tahu	25	mm
Tloušťka trubkovnic druhého tahu	25	mm
Trubky prvního tahu	$\phi$ 76,2 x 7,1	mm
Trubky druhého tahu	$\phi$ 50,8 x 5,6	mm

*Tab. 3.1 - Tabulka hodnot hlavních rozměrů aparátu z projekčního výkresu*

### 3.1. Návrhová data

	Symbol	Jednotka	Mezitrubkový prostor	Trubkový prostor
Výpočtový tlak	$P_D$	MPa	5,35	0,12
Provozní tlak	$P_P$	MPa	4,67	0,1106
Vnější tlak	$P_{atm}$	MPa	0,1	5,35 (4,67)
Výpočtová teplota	$T_D$	°C	-10/269	1100/800/460 <sup>1)</sup>
Provozní teplota	$T_P$	°C	vstup 260/ výstup 260	vstup 975/ výstup 425
Korozní přídavek	c	mm	2	0
Svarový součinitel	v	-	1	-

1) - vstupní komora/komora by-passu/výstupní komora, trubky, trubkovnice - 300°C

Tab. 3.1.1 – Hodnoty návrhových dat

### 3.2. Mechanické vlastnosti materiálů

Hodnoty mechanických vlastností materiálů při návrhových teplotách použitých na konstrukci byly odečteny z materiálové normy ASME Section II Part D.

	Označení materiálu	Mez pevnosti v tahu [MPa]	Dovolené napětí [MPa]
Plášť	SA 516 Gr 70	485 - 620	140
Trubkovnice (první tah)	SA 266 Gr 2	485 - 655	135
Trubkovnice (druhý tah)	SA 266 Gr 2	485 - 655	135
Trubky (první tah)	16Mo3	440 - 590	138
Trubky (druhý tah)	SA 210 Gr A1	415	129
Sedlový podstavec	SA 516 Gr 70	485 - 620	175
Hrdlo A2/3, B2/3	SA 266 Gr 2	485 - 655	133
Odkalení (Blow down)	SA 266 Gr 2	485 - 655	133

Tab. 3.2.1 – Mechanické vlastnosti materiálů

### 3.3. Výpočet zatížení vnitřním přetlakem

Použité symboly:

Symbol	Název	Jednotka
CA	přídavek na korozi	mm
D	vnitřní průměr pláště	mm
E	svarový součinitel	-
P <sub>D</sub>	návrhový tlak	MPa
R	vnitřní poloměr pláště	mm
S	dovolené napětí	MPa
t	tloušťka stěny	mm

Výpočet tloušťky stěny hlavního válcového pláště ID 2205 mm a pláště ID 1273 mm na straně vstupní komory, namáhaných působením vnitřního přetlaku byl proveden pomocí vztahu z kapitoly UG-27-C-1. Zvolí se větší z hodnot:

- pro obvodové napětí

$$t = \frac{P \frac{D}{2}}{SE - 0,6P}$$

- pro podélné napětí

$$t = \frac{P \frac{D}{2}}{2SE + 0,4P}$$

Výsledné tloušťky plášťů aparátu:

	Tloušťka pláště	Tloušťka pláště s přídavkem na korozi	Návrhová tloušťka
Plášť ID2205	42,295	44,295	45
Plášť první tah ID1273 na straně vstupní komory	24,418	26,418	28

Tab. 3.3.1 – Výsledné tloušťky stěn na vnitřní přetlak

### 3.4. Výpočet zatížení vnějším přetlakem

Použité symboly:

Symbol	Název	Jednotka
P	návrhový tlak	MPa
D	vnější průměr pláště	mm
l	délka pláště	mm
$P_a$	maximální dovolený pracovní vnější přetlak	MPa
R	vnitřní poloměr pláště	mm
S	dovolené napětí	MPa
t	tloušťka stěny	mm

Pro určení tloušťky pláště ID 1273 mm na straně komory by-passu bylo postupováno podle kapitoly UG-28 pro výpočet válcových plášťů pod vnějším tlakem. Jako externí návrhový tlak je zde uvažován návrhový tlak v mezitrubkovém prostoru.

Stejný postup byl použit i pro posouzení síly stěny trubek prvního a druhého tahu.

Krok 1 – pro  $D/t \geq 10$

Pro zvolenou tloušťku pláště, určeny poměry:

$$\frac{l}{D}; \frac{D}{t}$$

Krok 2, 3

Z *Grafu 3.3.1* byla odečtena pro poměry získané v předešlém kroku hodnota koeficientu A

Krok 4, 5

V tomto kroku je nutné určit koeficient B, to je možné buď z grafu nebo vhodnou interpolační metodou z tabelovaných hodnot. V tomto případě byla zvolena interpolace.

Krok 6, 7

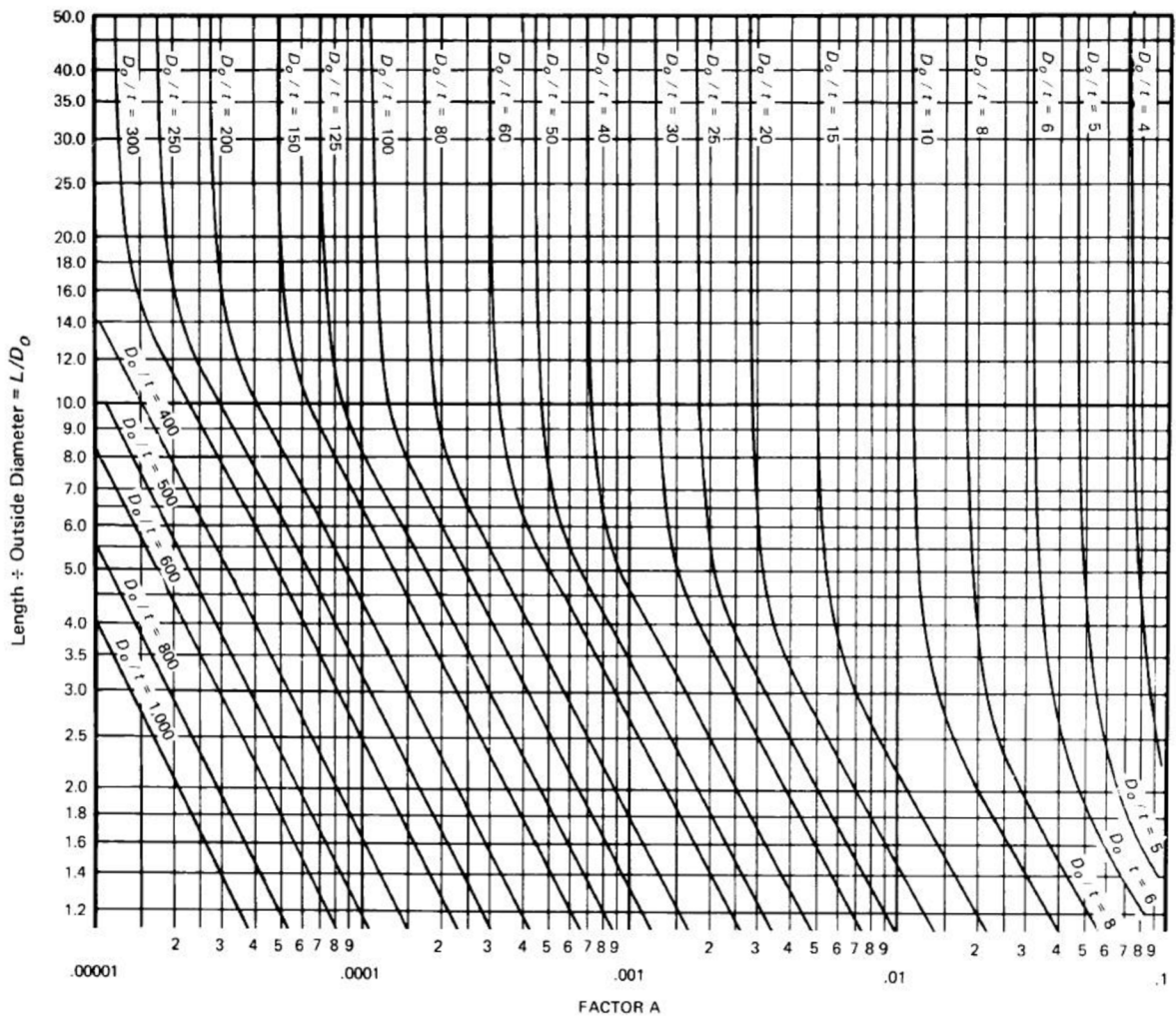
Výpočet maximálního dovoleného vnějšího pracovního přetlaku pro zvolenou tloušťku pláště.

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D}{t}\right)}$$

Pokud platí,

$$P \leq P_a$$

navrhovaná tloušťka vyhovuje.



Graf 3.4.1 – Hodnoty koeficientu A

Výsledná tloušťka pláště aparátu:

	Tloušťka pláště [mm]	Tloušťka pláště s přídavkem na korozi [mm]	Návrhová tloušťka [mm]
Plášť první tah ID1273 na straně by-passu	42	44	45

Tab. 3.4.1 – Výsledná tloušťka stěny na vnější přetlak

### 3.5. Výpočet hrdel

V této části byl proveden výpočet potřebné tloušťky hrdel aparátu vzhledem k návrhovým podmínkám. Tloušťky jednotlivých částí nádoby, ke kterým jsou hrdla přivařena, jsou určeny výše.

Označení hrdla	Počet	Rozměr	Rating	Funkce
A2-3	2	DN100	-	Vstup (BW)
B2-3	2	DN150	-	Výstup (BW/pára)
B4	1	DN40	-	Blow down

Tab.3.5.1 – Tabulka hrdel

#### 3.5.1. Hranice zpevnění hrdel

Použité symboly:

Symbol	Název	Jednotka
d	průměr otvoru hrdla	mm
$R_n$	poloměr otvoru hrdla	mm
t	tloušťka pláště	mm
$t_e$	tloušťka výztužného prstence	mm
$t_n$	tloušťka stěny hrdla	mm

Na Obr. 3.5.3.2 je znázorněna hranice zpevnění čerchovanou čarou.

Pro hrdlo na plášti, bez výztužného límce jsou hranice oblasti zpevnění určeny následujícími hodnotami:

- rozměr oblasti zpevnění podél osy hrdla se určí menší hodnotou z hodnot:  
 $[2,5 \cdot t]; [2,5 \cdot t_n + t_e]$
- rozměr oblasti kolmý na osu hrdla odpovídá dvojnásobku větší z hodnot:  
 $[d]; [R_n + t_n + t]$

Označení hrdla	Rozměr podél osy hrdla [mm]	Rozměr kolmý na osu hrdla [mm]
A2-3	80	265
B2-3	96,25	325
B4	80,875	253

Tab.3.5.1.1 – Výsledné rozměry hranice zpevnění jednotlivých hrdel

### 3.5.2. Tloušťka stěny hrdla

Použité symboly:

Symbol	Název	Jednotka
E	svarový součinitel	-
$P_D$	návrhový tlak	MPa
$R_o$	vnitřní poloměr hrdla	mm
S	dovolené napětí	MPa
t	tloušťka stěny	mm
$t_m$	potřebná tloušťka stěny	mm

- Určení potřebné tloušťky hrdel je provedeno výpočtem dle Appendix 1-1

$$t = \frac{P \cdot R_o}{S \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

Výsledné tloušťky jednotlivých hrdel:

Označení hrdla	$t_m$ [mm]
A2-3	3,05
B2-3	2,082
B4	1,82

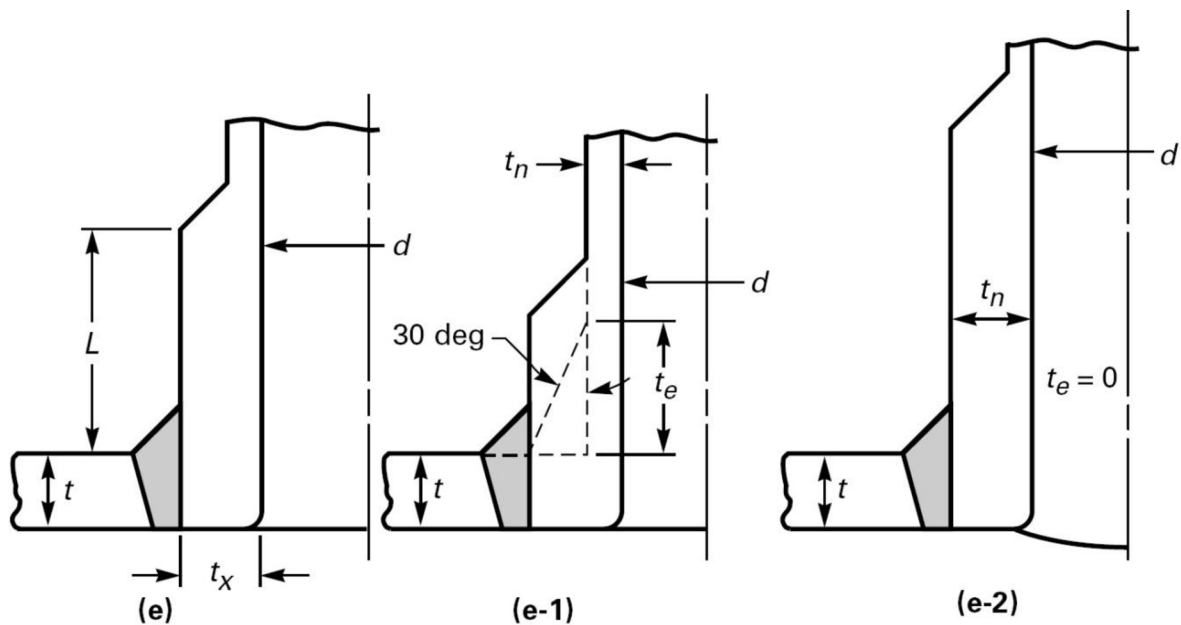
Tab. 3.5.2.1 – Potřebné tloušťky hrdel

### 3.5.3. Vyztužení hrdel

Použité symboly:

Symbol	Název	Jednotka
$d$	vnitřní průměr hrdla	mm
$E$	svarový součinitel	-
$F$	korekční faktor	-
$f_{r1}$	faktor omezení pevnosti	-
$f_{r2}$	faktor omezení pevnosti	-
$L$	délka hrdla zvýšené tloušťky	mm
$t_n$	tloušťka stěny hrdla	mm
$t_r$	požadovaná tloušťka pláště	mm
$t_{rn}$	požadovaná tloušťka stěny hrdla	mm
$t_x$	zvýšená tloušťka hrdla	mm

Předběžným návrhem jsou zvolena hrdla vyztužená formou zvýšené tloušťky stěny hrdla viz *Obr. 3.5.3.1*, tedy bez výztužného límce. Norma ASME umožňuje toto vyztužení s jistými omezeními.



*Obr. 3.5.3.1 – Zvolený typ vyztužení hrdel*



Před výpočtem jednotlivých ploch vyztužení je nutné definovat rozměr  $t_e$  a  $t_n$ . To lze odvozením podle nerovnice:

Jestliže:  $L < 2,5 \times t_x \rightarrow$  použijeme konfiguraci (e-1)

$L \geq 2,5 \times t_x \rightarrow$  použijeme konfiguraci (e-2)

Pro jednotlivá hrdla potom platí následující:

Hrdla A2-3:

$L = 125 \text{ mm}$ ,  $t_x = 32 \text{ mm}$

$125 > 80 \rightarrow$  použijeme konfiguraci (e-2)

Hrdla B2-3:

$L = 125 \text{ mm}$ ,  $t_x = 38,5 \text{ mm}$

$125 > 96,25 \rightarrow$  použijeme konfiguraci (e-2)

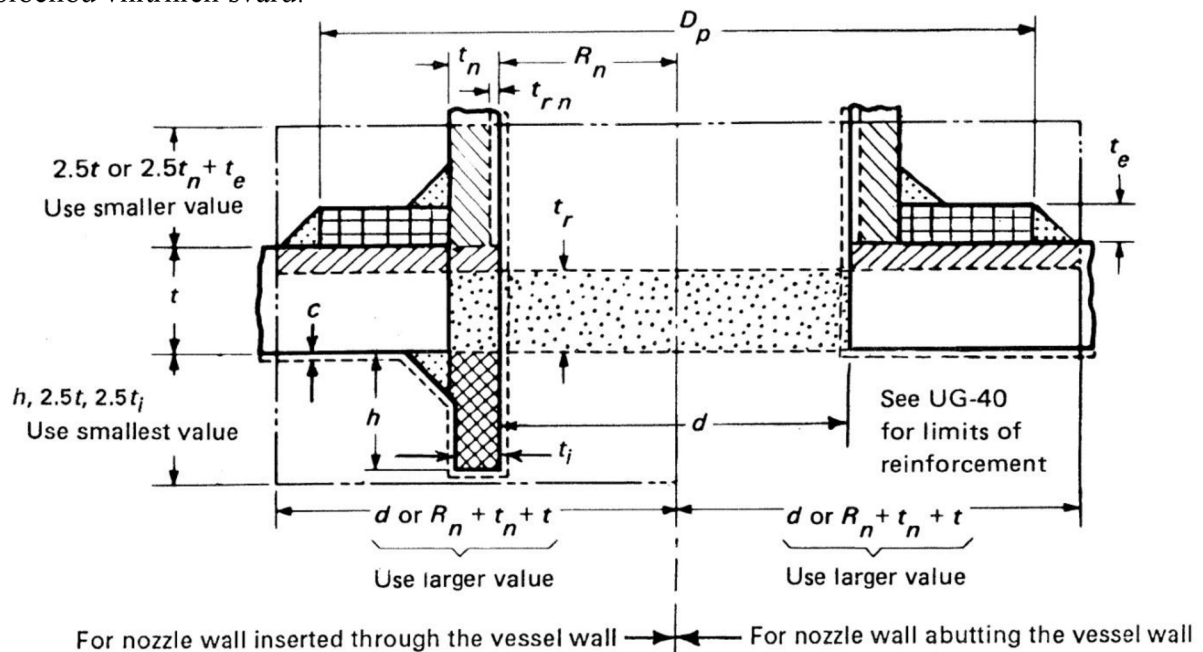
Hrdlo B4:

$L = 84 \text{ mm}$ ,  $t_x = 32,35 \text{ mm}$

$84 > 80,875 \rightarrow$  použijeme konfiguraci (e-2)

#### ▪ Výpočet vyztužných ploch

Na Obr. 3.5.3.2 lze vidět řez hrdlem spojeným s pláštěm a opatřeným vyztužením. Principiálně jde o nahrazení materiálu pláště, jehož množství určuje rozměr otvoru. Navrhovaná hrdla jsou umístěna na plášti, nelze tedy počítat s plochou hrdla vně aparátu a plochou vnitřních svarů.



Obr. 3.5.3.2 – Plochy určující vyztužení

Potřebná plocha vyztužení – plocha řezu chybějícího materiálu pláště

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - f_{r1})$$

Plocha pláště využitelná pro vyztužení (je dána rozdílem minimální tloušťky stěny aparátu a tloušťky skutečné) – použije se větší z hodnot.

$$A1 = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

$$A1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$$

Plocha hrdla využitelná pro vyztužení (je dána rozdílem minimální tloušťky stěny hrdla a tloušťky skutečné) – použije se menší z hodnot.

$$A2 = 5(t_n - t_{rn})f_{r2}t$$

$$A2 = 5(t_n - t_{rn})f_{r2}t_n$$

Plocha venkovního svaru mezi hrdlem a pláštěm.

$$A41 = t_n^2 f_{r2}$$

Hrdlo je dostatečně vyztuženo pokud součet ploch určených pro vyztužení je vyšší než potřebná plocha vyztužení.

$$A1 + A2 + A41 \geq A$$

Výsledky vyztužení hrdel:

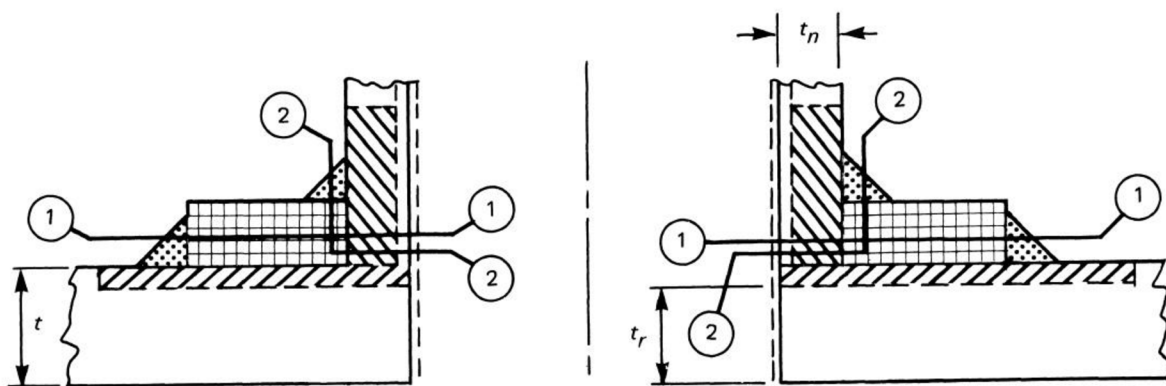
Označení hrdla	A [mm]	A1 [mm]	A2 [mm]	A41 [mm]	$\Sigma$ ploch [mm <sup>2</sup> ]	Dostatečně vyztuženo
A2-3	2213,415	4605,94	4547,592	927,8	10081,332	✓
B2-3	3243,42	4971,045	6482,862	1408,138	12862,045	✓
B4	1935,095	4625,6	4691,334	994,196	10311,13	✓

Tab. 3.5.3.1 – Výsledky vyztužení hrdel

### 3.5.4. Posouzení pevnosti vyztužení - zatížení svarových spojů

Použité symboly:

Symbol	Název	Jednotka
$P_{2-2}$	pevnost na poruchových čarách	kN
$S_n$	dovolené napětí materiálu hrdel	Mpa
$S_{sth}$	střih na stěně hrdla	kN
$S_v$	dovolené napětí materiálu pláště	Mpa
$S_{vnh}$	střih na svaru hrdla	kN
$T_{dr}$	napětí na svaru pláště	kN
$W$	úplné zatížení svarů	kN
$W_{2-2}$	pevnost svar. spoje po křivce 2-2	kN



Obr. 3.5.4.1 – Křivky zatížení svarů

Vzhledem k volbě hrdel integrálně vyztužených, bude posuzován pouze svar mezi hrdlem a nádobou, tj. křivka 2-2

- Úplné zatížení svarových spojů, je dáno celkovou plochou potřebnou pro vyztužení (rovnající se chybějícímu materiálu pláště) a plochou pláště, využitelnou pro vyztužení. Vypočítá se ze vztahu:

$$W = (A - A1)S_v$$

- Pevnost svarového spoje po křivce 2-2 je dáno plochou hrdla použitelnou pro vyztužení a plochou svarového spoje mezi pláštěm aparátu a daným hrdlem. Hodnota se určí ze vztahu:

$$W_{2-2} = (A2 + A41)S_v$$

Výsledné hodnoty zatížení svarových spojů po křivkách:

Označení hrdla	W [kN]	W <sub>2-2</sub> [kN]
A2-3	334,954	772,855
B2-3	241,868	1104,74
B4	376,671	795,974

Tab. 3.5.4.1 – Hodnoty zatížení svarových spojů hrdel

- Střih na svarovém spoji hrdla a pláště

$$S_{vnh} = \frac{\pi}{2} d_n W_o 0,49 S_n$$

- Střih na stěně hrdla

$$S_{sth} = \pi \frac{d}{4} (t_n - CA) 0,7 S_n$$

- Napětí na svarové ploše hrdla

$$T_{dr} = \frac{\pi}{2} d_n t_n 0,74 S_n$$

- Pevnost na poruchových čarách – čára 2-2

$$P_{2-2} = S_{vnh} + T_{dr}$$

Označení hrdla	S <sub>vnh</sub> [kN]	S <sub>sth</sub> [kN]	T <sub>dr</sub> [kN]	P <sub>2-2</sub> [kN]
A2-3	540,507	221,555	765,259	1305,766
B2-3	886,770	394,997	1269,634	2156,404
B4	506,679	195,956	717,882	1224,562

Tab. 3.5.4.2 – Zatížení svarových spojů

### 3.6. Sedlové podpory

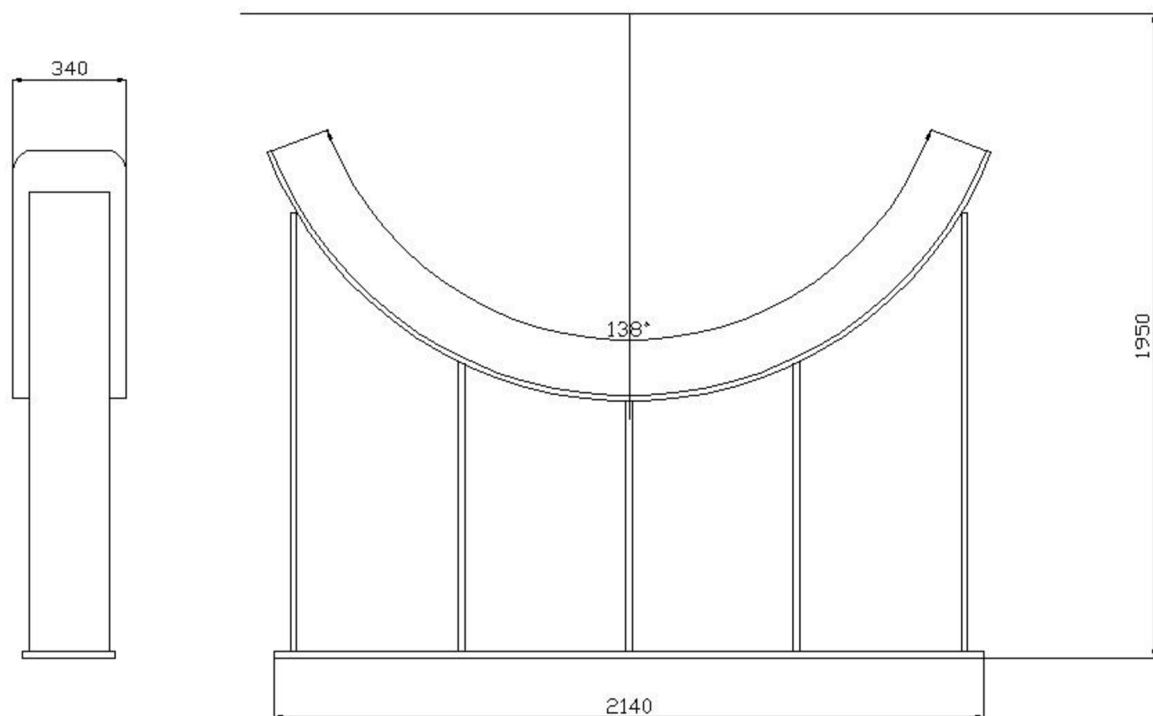
Byly navrženy dvě sedlové podpory s hlavními rozměry dle *Obr. 3.6.1*. Je uvažováno podpor bez výztužných plechů a prstenců. Výpočet byl proveden dle alternativních pravidel pro návrh a výpočet tlakových nádob ASME Section VIII Division 2.

Metoda návrhu podle této normy je založena na analýze podélných napětí vyvolaných ve válcovém plášti nádoby. Úvaha je zjednodušena na nosník uložený na dvou samostatných podporách. Dále analýze smykových napětí generovaných přenosem zatížení na podpory, a obvodových napětí v plášti.

Sedlové podpory by měli být navrženy tak, aby podepřeli alespoň jednu třetinu obvodu pláště, nebo aby úhel podepření  $\theta \geq 120^\circ$ .

Použité symboly:

Symbol	Název	Jednotka
a	vzdálenost podpory od okraje pláště	mm
E	svarový součinitel	-
$K_{1-7}$	korekční faktory	-
L	délka válcového pláště	mm
M1	podélný ohybový moment na podpoře	kgf*mm
M2	podélný ohybový moment mezi podporami	kgf*mm
$M_\beta$	obvodový ohybový moment	kgf*mm
$P_D$	výpočtový tlak	kgf/mm <sup>2</sup>
Q	zatížení od hmotnosti na jednu podporu	kg
$\theta$	úhel podepření	rad
$R_m$	poloměr pláště	mm
S	dovolené napětí materiálu podpory	kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_1$	podélné membr. + ohyb. napětí mezi podp. v horní části pláště	kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_2$	podélné membr. + ohyb. napětí mezi podp. v dolní části pláště	kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_3^*$	podélné membr. + ohyb. napětí na podp. v bodech A a B	kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_4^*$	podélné membr. + ohyb. napětí na podp. v dolní části pláště	kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_6$	obvodové membránové napětí	kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_7^*$	obvodové membránové + ohybové napětí v bodech G a H	kgf/mm <sup>2</sup>
t	tloušťka pláště	mm
T	smyková síla na podpoře	kgf
$\tau_3$	smykové napětí v bodech E a F	kgf/mm <sup>2</sup>
$x_{1,2}$	délka pláště určující tuhost	mm



Obr. 3.6.1 – Hlavní rozměry sedlových podpor

### 3.6.1. Výpočet momentů a smykové síly

Pokud:

$$a \leq 0,25L$$

$$700 \leq 950$$

- Moment na podpoře

$$M_1 = -Qa \left( 1 - \frac{1 - \frac{a}{L} + \frac{R_m^2 - h_2^2}{2aL}}{1 + \frac{4h_2}{3L}} \right)$$

- Moment uprostřed nádoby

$$M_2 = \frac{QL}{4} \left( \frac{1 + \frac{2(R_m^2 - h_2^2)}{L^2}}{1 + \frac{4h_2}{3L}} - \frac{4a}{L} \right)$$

- Smyková síla na podpoře

$$T = \frac{Q(L - 2a)}{L + \frac{4h_2}{3}}$$

### 3.6.2. Výpočet podélných napětí

- Podélné membránové + ohybové napětí v plášti nádoby mezi podporami

- v horní části pláště

$$\sigma_1 = \frac{PR_m}{2t} - \frac{M_2}{\pi R_m^2 t}$$

- v dolní části pláště

$$\sigma_2 = \frac{PR_m}{2t} + \frac{M_2}{\pi R_m^2 t}$$

- Maximální podélné membránové + ohybové napětí v místě podpory

- v bodech A a B dle *Obr. 3.6.2.1*

$$\sigma_3^* = \frac{PR_m}{2t} - \frac{M_1}{K_1 \pi R_m^2 t}$$

- v dolní části pláště

$$\sigma_4^* = \frac{PR_m}{2t} + \frac{M_1}{K_1^* \pi R_m^2 t}$$

kde,

$$K_1 = \frac{\Delta + \sin\Delta \cos\Delta - \frac{2\sin^2\Delta}{\Delta}}{\pi \left( \frac{\sin\Delta}{\Delta} - \cos\Delta \right)}$$

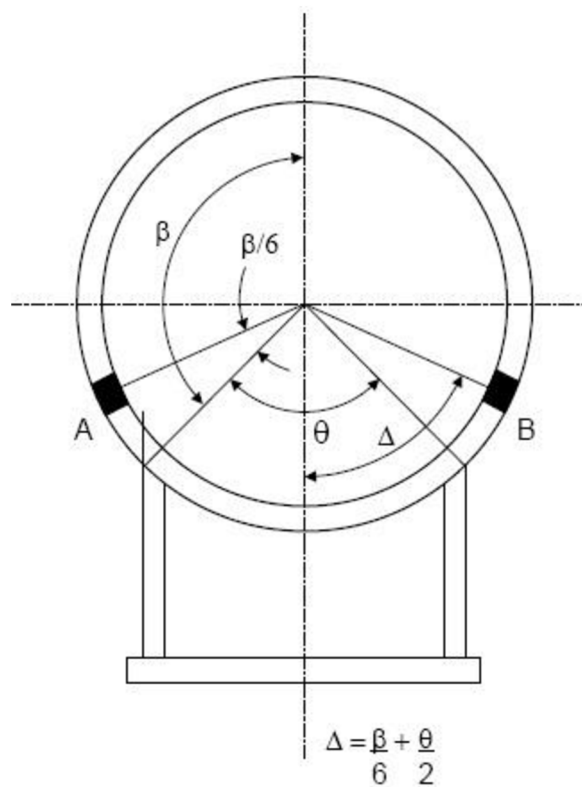
$$K_1^* = \frac{\Delta + \sin\Delta \cos\Delta - \frac{2\sin^2\Delta}{\Delta}}{\pi \left( 1 - \frac{\sin\Delta}{\Delta} \right)}$$

$$\Delta = \frac{\pi}{6} + \frac{5\theta}{12}$$

Pokud platí,

$$|\sigma_1|; |\sigma_2|; |\sigma_3^*|; |\sigma_4^*| \leq SE$$

návrh sedlových podpor vyhovuje z hlediska podélných napětí.



Obr. 3.6.2.1 – Body A a B v místě podpory [2]

Zhodnocení výsledků podélných napětí:

	[kg/mm <sup>2</sup> ]	SE	Vyhovuje
$\sigma_1$	5,979	14,276	✓
$\sigma_2$	6,072	14,276	✓
$\sigma_3^*$	5,995	14,276	✓
$\sigma_4^*$	6,043	14,276	✓

Tab. 3.6.2.1 – Zhodnocení podélných napětí



### 3.6.3. Výpočet smykových napětí

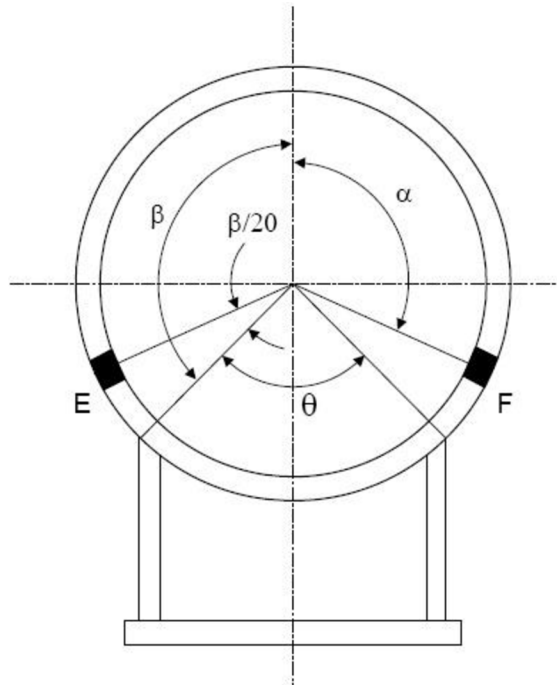
- Smykové napětí ve válcovém plášti bez výztužných prstenců - maximální v místech E a F dle Obr. 3.6.3.1

$$\tau_3 = \frac{K_3 Q}{R_m t}$$

kde,

$$K_3 = \left( \frac{\sin \alpha}{\pi} \right) \left( \frac{\alpha - \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \right)$$

$$\alpha = 0,95 \left( \pi - \frac{\theta}{2} \right)$$



Obr. 3.6.3.1 – Body E a F v místě podpory [2]

Pokud platí,

$$|\tau_3| \leq 0,8S$$

$$0,245 < 11,421$$

návrh sedlových podpor vyhovuje z hlediska smykových napětí.

### 3.6.4. Výpočet obvodových napětí

- Maximální obvodový ohybový moment – válcový plášť bez výztužných prstenců viz. Obr. 3.6.4.1

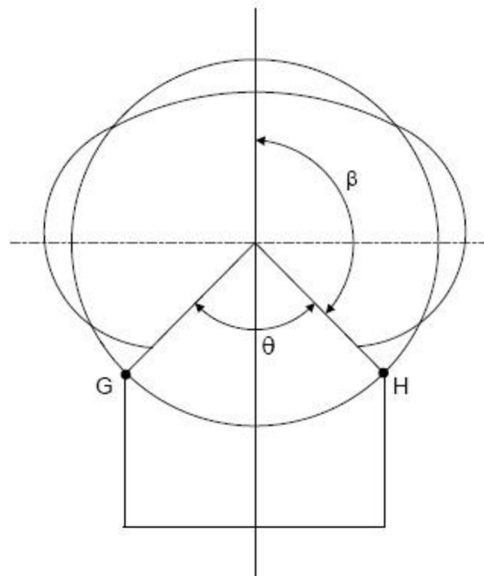
$$M_\beta = K_7 QR_m$$

kde,

$$K_7 = \frac{K_6}{4}$$

$$K_6 = \frac{\frac{3\cos\beta}{4} \left(\frac{\sin\beta}{\beta}\right)^2 - \frac{5\sin\beta\cos^2\beta}{4\beta} + \frac{\cos^3\beta}{2} - \frac{\sin\beta}{4\beta} + \frac{\cos\beta}{4} - \beta\sin\beta \left[ \left(\frac{\sin\beta}{\beta}\right)^2 - \frac{1}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4\beta} \right]}{2\pi \left[ \left(\frac{\sin\beta}{\beta}\right)^2 - \frac{1}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4\beta} \right]}$$

$$\beta = \pi - \frac{\theta}{2}$$



Obr. 3.6.4.1 – Maximální obvodový ohybový moment v místě podpory [2]

- Šířka válcového pláště určující tuhost v místě sedla

$$x_1; x_2 \leq 0,78\sqrt{R_m t}$$

$$x_1; x_2 = 185,034 \text{ mm}$$

- Obvodové napětí ve válcovém plášti bez výztužných prstenců
  - Maximální obvodové membránové napětí

$$\sigma_6 = \frac{-K_5 Q k}{t(b + x_1 + x_2)} = -0,044 \text{ kg/mm}^2$$

kde,

$$K_5 = \frac{1 + \cos \alpha}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cdot \cos \alpha}$$

- Obvodové membránové + ohybové napětí v bodech G a H viz *Obr. 3.5.4.1*

$$\sigma_7^* = \frac{-Q}{4t(b + x_1 + x_2)} - \frac{12K_7 Q R_m}{L t^2} = -0,696 \text{ kg/mm}^2$$

Pokud platí,

$$|\sigma_6| \leq S$$

$$0,044 < 14,276$$

$$|\sigma_7^*| \leq 1,25S$$

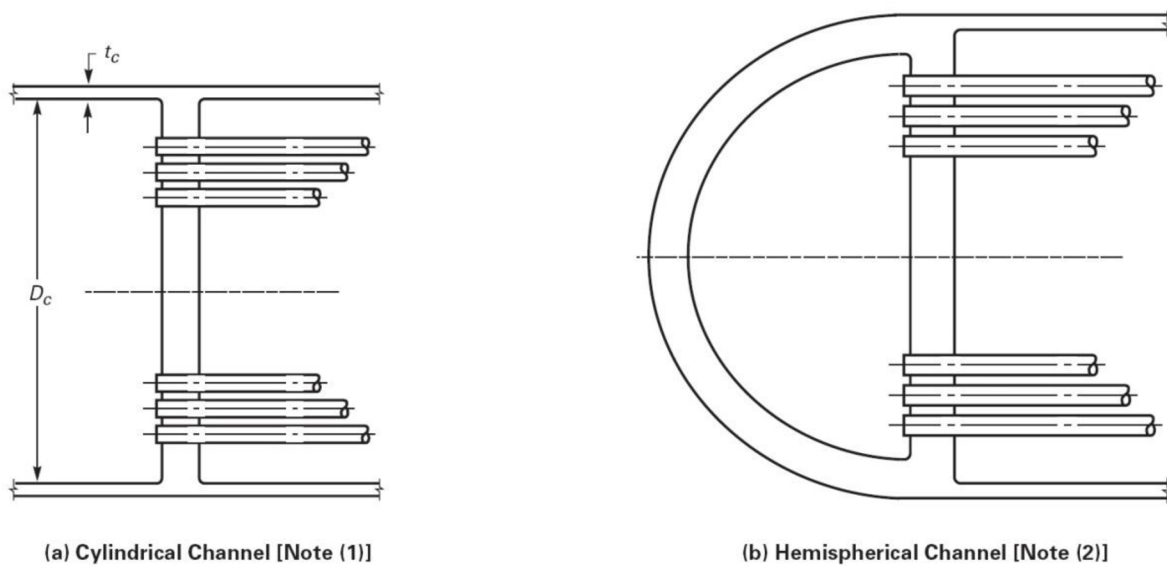
$$0,696 < 17,845$$

návrh sedlových podpor vyhovuje z hlediska obvodových napětí.

### 3.7. Trubkovnice

Hlavní požadavky aplikovatelnosti oddílu UHX – Pravidla pro výměníky tepla, pro daný aparát jsou:

- Trubkovnice plochá a kruhového tvaru, s jednotně rozmístěnými otvory pro trubky s buď trojúhelníkovým nebo čtvercovým vzorem.
- Komora integrální s trubkovnicí válcového tvaru nebo trubkovnice zakončená klenutým dnem (*Obr. 3.7.1 konfigurace (a)*)
- Provozní tlaky na straně trubek i pláště musí být neměnné



*Obr. 3.7.1 – Typy komor [1]*

#### 3.7.1. Návrh tloušťky trubkovnice dle TEMA

Použité symboly:

Symbol	Název	Jednotka
$d_t$	vnější průměr trubky	mm
$p$	pitch trubek	mm
$P_D$	výpočtový tlak	MPa
$S$	dovolené napětí materiálu trubkovnice	MPa
$t_t$	tloušťka stěny trubky	mm

Výpočet dle ASME je založen na odhadu hlavních rozměrů aparátu a jejich následná kontrola z hlediska pevnosti. Pro návrh tloušťky trubkovnice byl zvolen postup dle kritérií standardu TEMA.

- Trubkovnice první tah

- Koeficient P – pro pevné trubkovnice
- Koeficient  $\eta$  – pro trojúhelníkový vzor rozvrtání

$$\eta = 1 - \frac{0,907}{\left(\frac{p}{d_t}\right)^2}$$

- Koeficient G – pro pevné trubkovnice roven vnitřnímu průměru pláště
- Koeficient F – pro pevné trubkovnice

$$F = \frac{\left[17 - 100 \frac{t_t}{d_t}\right]}{15}$$

$$F \in (0,8; 1)$$

- Tloušťka trubkovnice

$$T = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P}{\eta S}} = 35,573 \cong 36mm$$

- Trubkovnice druhý tah

- Koeficient P – pro pevné trubkovnice
- Koeficient  $\eta$  – pro trojúhelníkový vzor rozvrtání

$$\eta = 1 - \frac{0,907}{\left(\frac{p}{d_t}\right)^2}$$

- Koeficient G – pro pevné trubkovnice roven vnitřnímu průměru pláště
- Koeficient F – pro pevné trubkovnice

$$F = \frac{\left[17 - 100 \frac{t_t}{d_t}\right]}{15}$$

$$F \in (0,8; 1)$$

- Tloušťka trubkovnice

$$T = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P}{\eta S}} = 51,389 \cong 52mm$$

Jelikož trubkovnice druhého tahu nespĺňujú požadavky použiteľnosti výpočtu ale také z dôvodu rozdiľu tloušťek trubkovic v projekčnım návrhu a podle postupu TEMA bude návrh trubkovic posouzen pomocí MKP v následující části.

### 3.7.2. Charakteristiky trubkovnice

Použitě symboly:

Symbol	Název	Jednotka
$A_l$	nezatrubkovaná oblast	$\text{mm}^2$
$c_t$	korozní přídavek na straně trubek	mm
$d$	průměr otvoru pro trubku	mm
$d^*$	efektivní průměr otvoru pro trubku	mm
$D_o$	průměr otrubkované plochy	$\text{mm}^2$
$d_t$	vnějši průměr trubky	mm
$E$	modul pružnosti pro materiál trubkovnice při $T_D$	MPa
$E^*$	efektivní modul pružnosti pro materiál trubkovnice při $T_D$	MPa
$E_{tT}$	modul pružnosti pro materiál trubek při $T_D$ trubkovnice	MPa
$h$	návrhová tloušťka trubkovnice	mm
$h_g$	hloubka drážky pro přepážku komory	mm
$h_g'$	efektivní hloubka drážky pro přepážku komory	mm
$l_{tx}$	délka zaválcování	mm
$\mu$	součinitel zeslabení	-
$\mu^*$	efektivní součinitel zeslabení	-
$\nu^*$	efektivní Poissonova konstanta	-
$p$	pitch	mm
$p^*$	efektivní pitch	mm
$\rho$	poměr zaválcování trubek	-
$r_o$	poloměr trubkového svazku	mm
$r_o$	poloměr trubkového svazku na ose trubek	mm
$S$	dovolené napětí pro materiál trubkovnice při $T_D$	MPa
$S_{tT}$	dovolené napětí pro materiál trubek při $T_D$ trubkovnice	MPa
$t_t$	tloušťka stěny trubky	mm

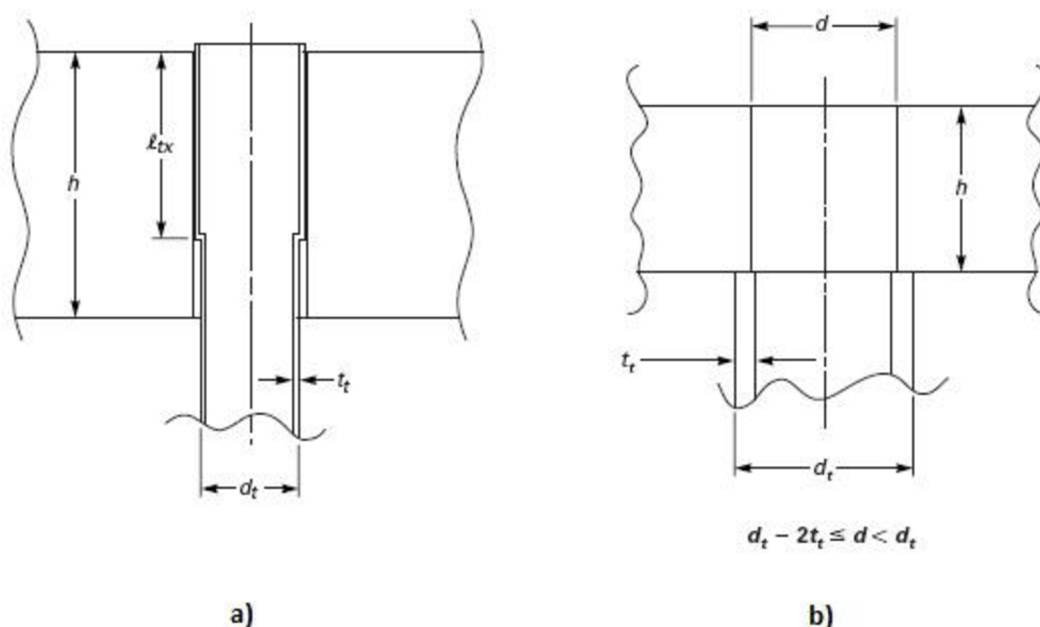
Dle části UHX-11 bude proveden pouze výpočet efektivních elastických konstant potřebných pro výpočet pomocí MKP.

Trubkovnice jsou číslovány od první do čtvrté podle postupu toku média v trubkách, tedy spalin.

#### Konstrukční úvahy:

- hodnoty modulů pružnosti jsou uvažovány při návrhových teplotách

Každá z trubkovnic obou tahů má rozdílný typ připevnění trubek k trubkovnici. Zatímco levá trubkovnice vstupní komory má trubky přivařené na stěnu (Obr. 3.7.2.1 konfigur. b)), u pravé trubkovnice komory by-pasu prostupují trubky tělem trubkovnice a jsou zaválcovány (Obr. 3.7.2.1 konfigur. a)). Naopak je tomu u trubkovnic druhého tahu, kde jsou trubky v trubkovnici na straně výstupu spalin zaválcovány. Pro každý z těchto typů připojení je dán jiný postup výpočtu efektivních hodnot.



Obr. 3.7.2.1 – Typy připevnění trubek

#### Výpočet pro konfiguraci a) – Trubkovnice 2 a 4

- Poměr zaválcování trubek

$$\rho = \frac{l_{tx}}{h}$$

- Průměr zatrubkované oblasti

$$D_o = 2r_o + d_t$$

- Základní součinitel zeslabení – smyk

$$\mu = \frac{p - d_t}{p}$$

- Efektivní průměr otvoru pro trubku

$$d^* = \text{MAX} \left\{ \left[ d_t - 2t_t \left( \frac{E_{tT}}{E} \right) \left( \frac{S_{tT}}{S} \right) \rho \right], [d_t - 2t_t] \right\}$$

- Efektivní rozteč trubek

$$p^* = \frac{p}{\left( 1 - \frac{4 \text{MIN}[(A_L), (4D_o p)]}{\pi D_o^2} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

- Efektivní součinitel zeslabení - ohyb

$$\mu^* = \frac{p^* - d^*}{p^*}$$

- Efektivní hloubka drážky pro přepážku komory

$$h'_g = \text{MAX}[(h_g - c_t), (0)]$$

Jelikož se jedná o „single pass“ a trubkovnice tedy nejsou opatřeny drážkou pro přepážku komory, efektivní hloubku drážky volíme rovno nule.

### Výpočet pro konfiguraci b) – Trubkovnice 1 a 3

- Průměr zatrubkované oblasti

$$D_o = 2r_o + d$$

- Základní součinitel zeslabení – smyk

$$\mu = \frac{p - d}{p}$$

- Efektivní rozteč trubek

$$p^* = \frac{p}{\left( 1 - \frac{4 \text{MIN}[(A_L), (4D_o p)]}{\pi D_o^2} \right)^{\frac{1}{2}}}$$



- Efektivní součinitel zeslabení - ohyb

$$\mu^* = \frac{p^* - d}{p^*}$$

- Efektivní hloubka drážky pro přepážku komory

$$h'_g = \text{MAX}[(h_g - c_t), (0)]$$

Podobně jako v předešlém případě jelikož se jedná o „single pass“ a trubkovnice tedy nejsou opatřeny drážkou pro přepážku komory, efektivní hloubku drážky volíme rovno nule.

Výsledky výpočtu pro všechny trubkovnice:

	Do [mm]	$\mu$ [-]	d* [mm]	p* [mm]	$\mu^*$ [-]	hg' [mm]
T1	1200,954	0,608	-	198,788	0,631	0
T2	1203,754	0,593	68,477	198,758	0,615	0
T3	1796,600	0,615	-	128,017	0,625	0
T4	1799,400	0,593	47,671	128,011	0,628	0

Tab. 3.7.2.1 – Efektivní rozměry trubkovnic

Dále se postupuje u všech trubkovnic stejným způsobem. Následuje odvození efektivních elastických konstant  $E^*/E$  a  $\nu^*$ . Ty je možno odečíst z grafu UHX-11.3, pomocí hodnot poměru  $h/p$  a  $\mu^*$ , nebo pro přesnější výsledky použít výpočtu pomocí polynomických rovnic.

#### Výpočet $E^*/E$

Interpolací byly získány hodnoty koeficientů alfa polynomické rovnice pro daný poměr  $h/p$  pro oba tahy a dosazeny.

h/p	$\alpha_0$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$
0,192	0,022	1,090	0,602	-0,509	-0,223
0,417	0,008	0,682	2,369	-3,264	1,304

Tab. 3.7.2.2 – Hodnoty koeficientů alfa

- Hodnota  $E^*/E$

$$\frac{E^*}{E} = \alpha_0 + \alpha_1 \mu^* + \alpha_2 \mu^{*2} + \alpha_3 \mu^{*3} + \alpha_4 \mu^{*4}$$

$$\rightarrow E^*$$

Výpočet  $\nu^*$ 

Podobně jako v předchozím kroku byly interpolací získány hodnoty koeficientů beta polynomicke rovnice pro daný poměr h/p pro oba tahy a dosazeny.

h/p	$\beta_0$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$
0,192	0,828	-7,138	26,140	-40,298	23,070
0,417	0,855	-4,760	12,481	-13,204	4,879

Tab. 3.7.2.3 – Hodnoty koeficientů beta

- Efektivní Poissonova konstanta  $\nu^*$

$$\nu^* = \beta_0 + \beta_1\mu^* + \beta_2\mu^{*2} + \beta_3\mu^{*3} + \beta_4\mu^{*4}$$

Výsledky efektivních elastických hodnot:

	$E^*$ [MPa]	$\nu^*$ [-]
T1	156014,233	0,249
T2	152761,985	0,234
T3	149679,256	0,276
T4	150225,501	0,276

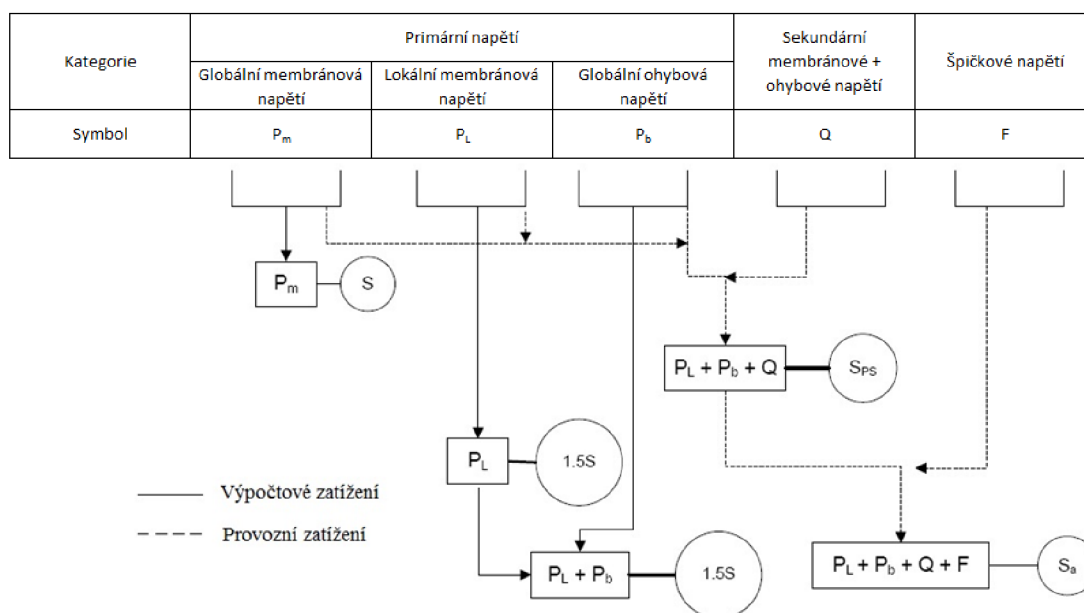
Tab. 3.7.1.4 – Efektivní elastické hodnoty trubkovic

## 4. Výpočet vybraných částí pomocí MKP

### 4.1. Kategorizace napětí

Při poškozování materiálu tlakových nádob je znatelný rozdíl mezi zatížením mechanického a deformačního původu. Proto je účelné pro omezení jimi vyvolaných napětí použít různá kritéria. Zařazení napětí do kategorií umožňuje respektovat tento rozdíl a použít elastický výpočet napětí ve vrubu bez zbytečného předimenzování konstrukce. Každá z kategorií napětí představuje redukované napětí vypočtené obecně ze složek tenzoru napětí. [5].

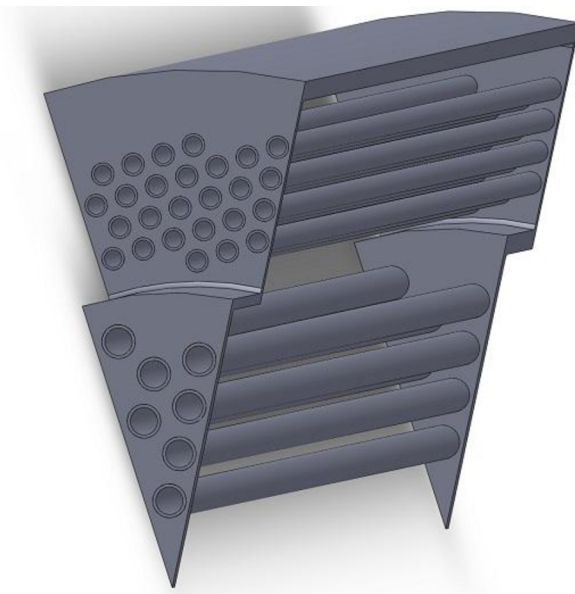
Norma ASME pracuje při omezování působících napětí s kategorizací podle *Obr. 4.1.1*



*Obr. 4.1.1 – Schéma kategorizace napětí podle ASME*

### 4.2. Trubkovnice

Pro výpočet trubkovnice bude použit model vytvořený v programu Solidworks. Z důvodu nesouměrnosti konstrukce aparátu je nutné namodelovat celý výsek nádoby s použitím symetrie. Součástí modelu budou i teplosměnné trubky z důvodu pokrytí efektu tepelných roztažností. Model bude zatížen vnitřním přetlakem v mezitrubkovém prostoru, vnitřním přetlakem v trubkách a výpočtovými teplotami.

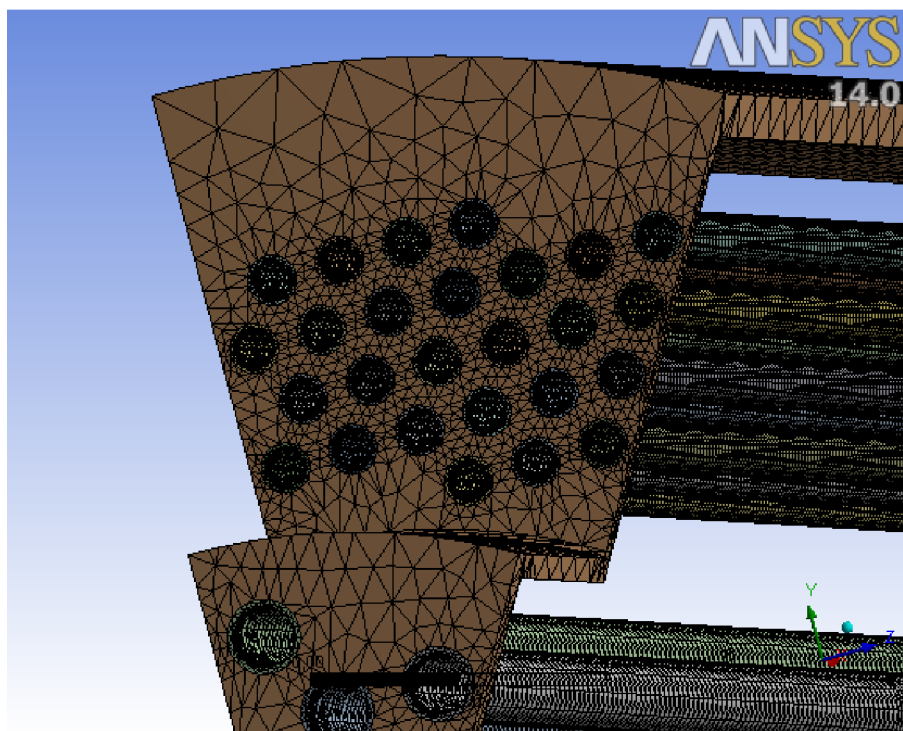


Obr. 4.2.1 – Model výřezu trubkovnic z programu Solidworks

#### 4.2.1. Výpočtový model

- Síť konečných prvků (mesh)

Bylo použito automatického síťování s nastavenou vyhovující velikostí prvků. V oblasti spojení trubek s trubkovnicemi byla použita funkce *Refinement* pro kvalitnější tvorbu sítě. Síť konečných prvků trubek byla generována funkcí *Mapped face meshing* pro zpřesnění výpočtu.



Obr. 4.2.1.1 – Síť konečných prvků

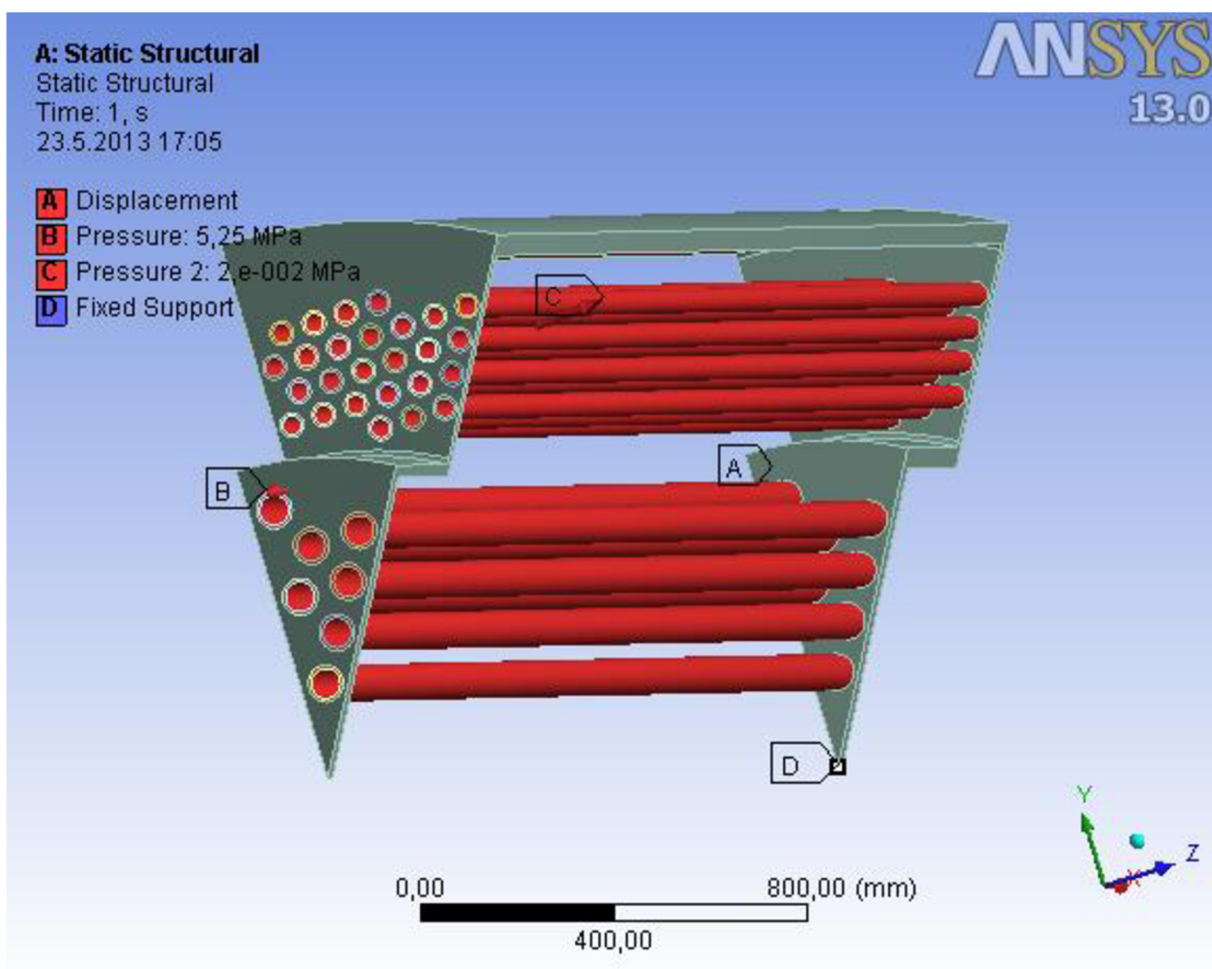
- Geometrické okrajové podmínky

Jako geometrické okrajové podmínky byla použita funkce pro zamezení pohybu jedné strany výřezu. Na protější straně byla nastavena symetrie. Pro pevné uchycení modelu byla v bodě D zasazena fixní podpora.

- Zátěžné okrajové podmínky

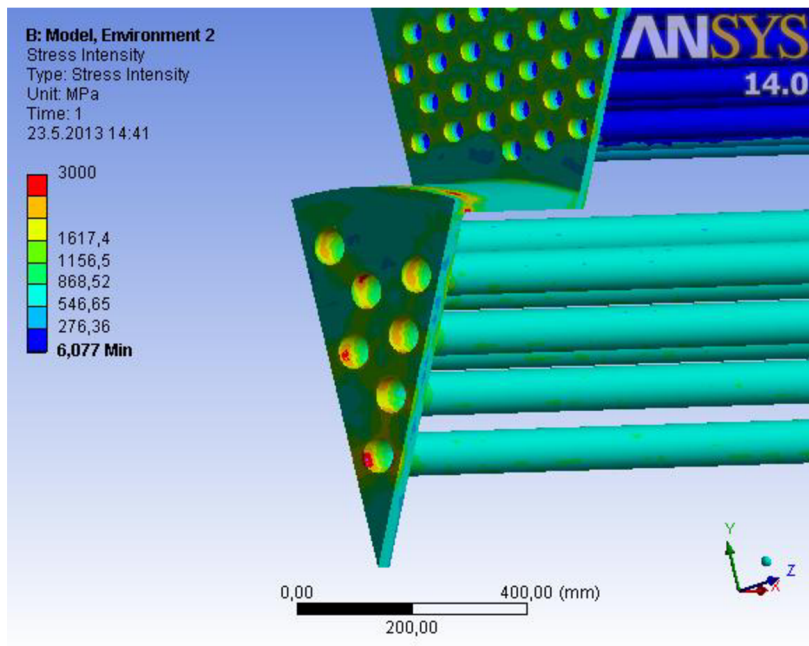
Na vnější povrch trubek a vnitřní stěny aparátu bylo nastaveno působení výpočtového přetlaku pro mezitrubkový prostor, na vnitřní stranu trubek potom výpočtový přetlak na trubkové straně.

Model byl dále zatížen importovanými výsledky z termální analýzy působících teplot.

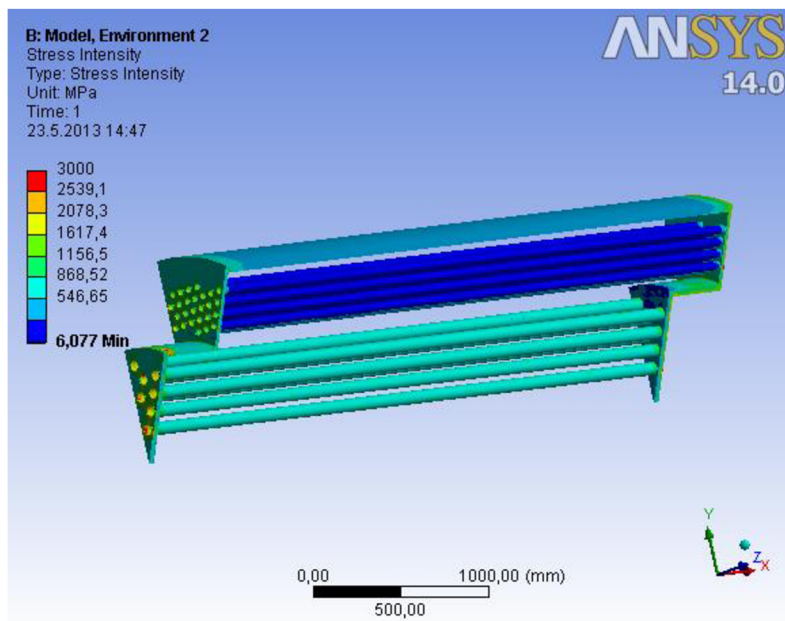


Obr.4.2.1.2 – Zátěžné okrajové podmínky výpočtového modelu

#### 4.2.2. Výsledky napěťové analýzy (návrhové zatížení)



Obr. 4.3.2.1 – Rozložení napětí v trubkovnicích

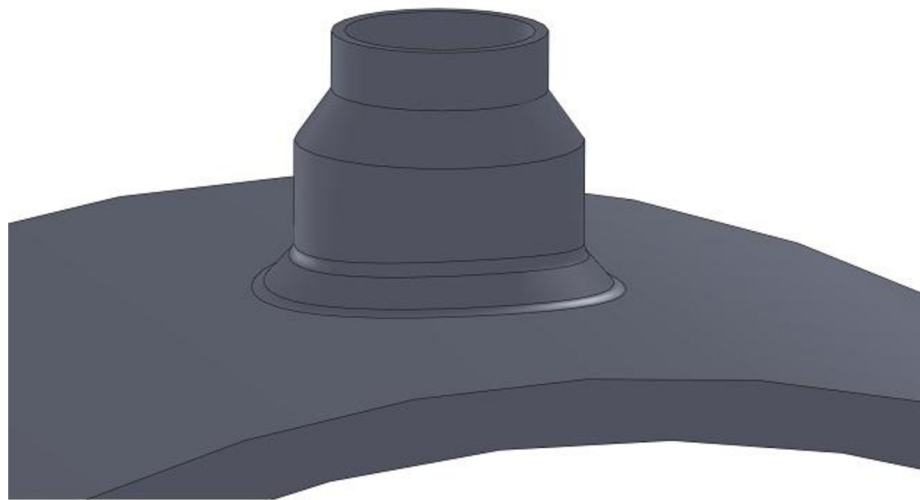


Obr. 4.3.2.2 – Rozložení napětí v celém modelu výměníku

Jak lze vidět, intenzita napětí několikanásobně převyšuje hodnoty dovolených namáhání. Navrhovaná konstrukce je z pevnostního hlediska nevyhovující, což také potvrdila kontrola dle normy TEMA. Řešením by byl návrh trubkovnic s větší tloušťkou stěn a provedení detailnější analýzy rozložení teplotních polí s uvážením reálných průtoků médií, což nebylo předmětem zadání.

### 4.3. Hrdlo B3

Model hrdla na *Obr. 4.3.1* byl vytvořen v programu Solidworks jako objemový model. Poté byl posouzen v programu ANSYS Workbench. Výpočet byl proveden pro návrhové a provozní podmínky dle kategorizace napětí pole ASME. Zátěžnými stavy jsou vnitřní tlak v mezitrubkovém prostoru a síla na hrdle.



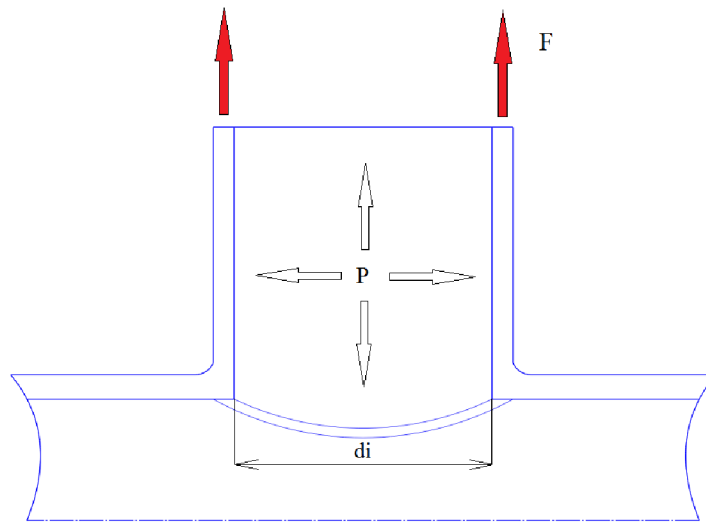
*Obr. 4.3.1 – Model hrdla B3 vytvořený v programu Solidworks*

- Výpočet osově síly působící na hrdlo viz. *Obr. 4.3.2*.
  - pro výpočtové zatížení

$$F = P_D \pi \frac{d_i^2}{4} = 5,25 * 3,14 \frac{148^2}{4} = 90,317 \text{ kN}$$

- pro provozní zatížení

$$F = P_P \pi \frac{d_i^2}{4} = 4,57 * 3,14 \frac{148^2}{4} = 78,619 \text{ kN}$$



Obr. 4.3.2 – Síla působící na uzavřeném hrdle

- Výpočet obvodové a podélné síly zohledňující použití pouze výřezu pláště s hrdlem. Tyto síly jsou vypočítány z membránové teorie.

Pro,

$$N_{\theta} = \frac{F}{A}$$

kde  $F$  je síla působící na dno válcové nádoby zatěžované vnitřním přetlakem a  $A$  zatěžovanou plochu.

- pro výpočtové zatížení

$$N_{\theta} = \frac{P_D S}{A} = \frac{\frac{\pi D_s^2}{4} P}{\pi D_s} = \frac{P_D D_s}{4} = \frac{5,25 * 2250}{4} = 2,953 \text{ kN}$$

- pro provozní zatížení

$$N_{\theta} = \frac{P_P S}{A} = \frac{\frac{\pi D_s^2}{4} P}{\pi D_s} = \frac{P_P D_s}{4} = \frac{4,57 * 2250}{4} = 2,570 \text{ kN}$$

Ze vztahu,

$$\frac{N_{\theta}}{r_{\theta}} + \frac{N_{\varphi}}{r_{\varphi}} = P$$

kde pro válcovou část platí  $r_{\theta} = \infty$  a tedy  $\frac{N_{\theta}}{r_{\theta}} = 0$



- pro výpočtové zatížení

$$N_{\varphi} = Pr_{\varphi} = \frac{P_D D_s}{2} = \frac{5,25 * 2250}{2} = 5,906 \text{ kN}$$

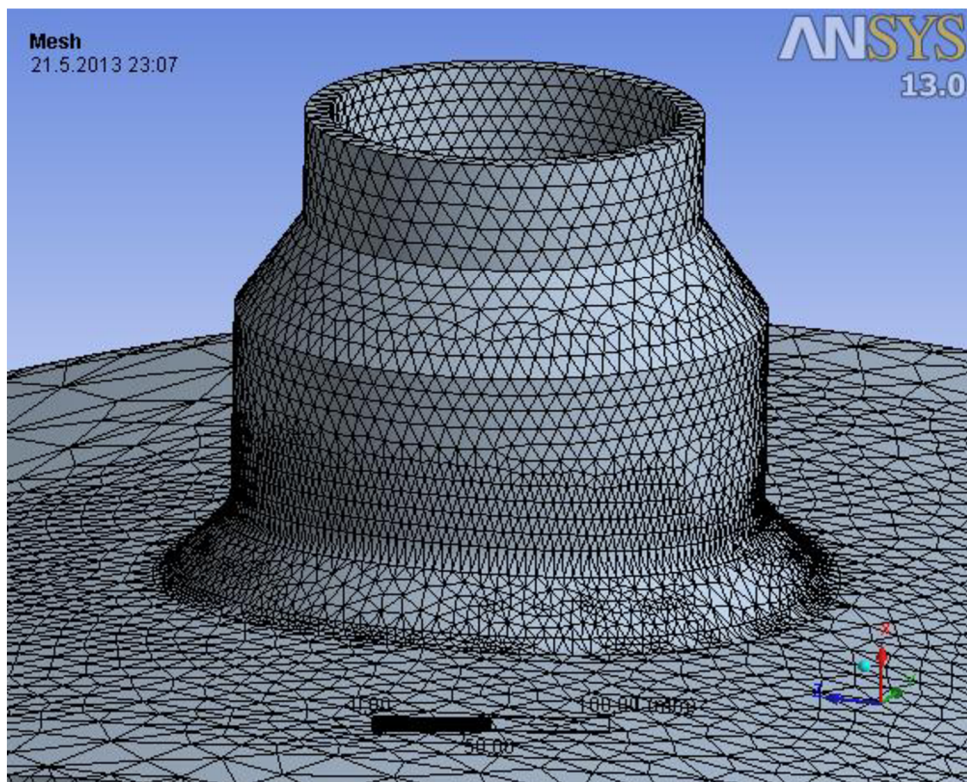
- pro provozní zatížení

$$N_{\varphi} = Pr_{\varphi} = \frac{P_P D_s}{2} = \frac{4,57 * 2250}{2} = 5,141 \text{ kN}$$

### 4.3.1. Výpočtový model

- Síť konečných prvků

Bylo použito automatického síťování, pouze v místech předpokládané koncentrace napětí byla síť zjemněna viz. *Obr. 4.3.1.1.*



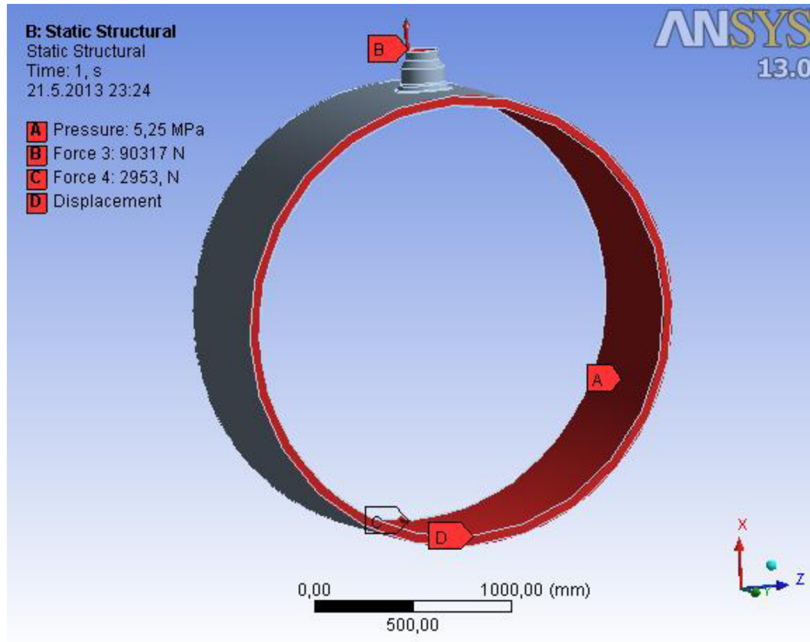
*Obr. 4.3.1.1 – Síť konečných prvků*

- Geometrické okrajové podmínky výpočtu

Jako geometrické okrajové podmínky bylo použito zamezení posunutí (*Displacement*) modelu ve směru osy pláště.

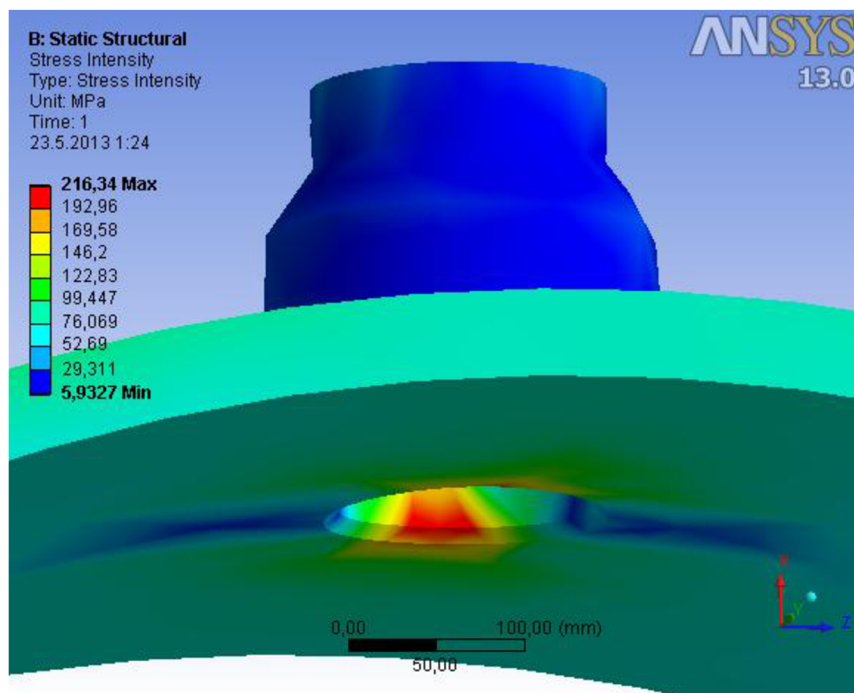
- Zátěžné okrajové podmínky výpočtu

Na vnitřní plochy působí vnitřní tlak a teplota mezitrubkového prostoru. Dále byla uvažována síla působící na hrdle a podélná síla v plášti.



Obr. 4.3.1.2 – Okrajové podmínky

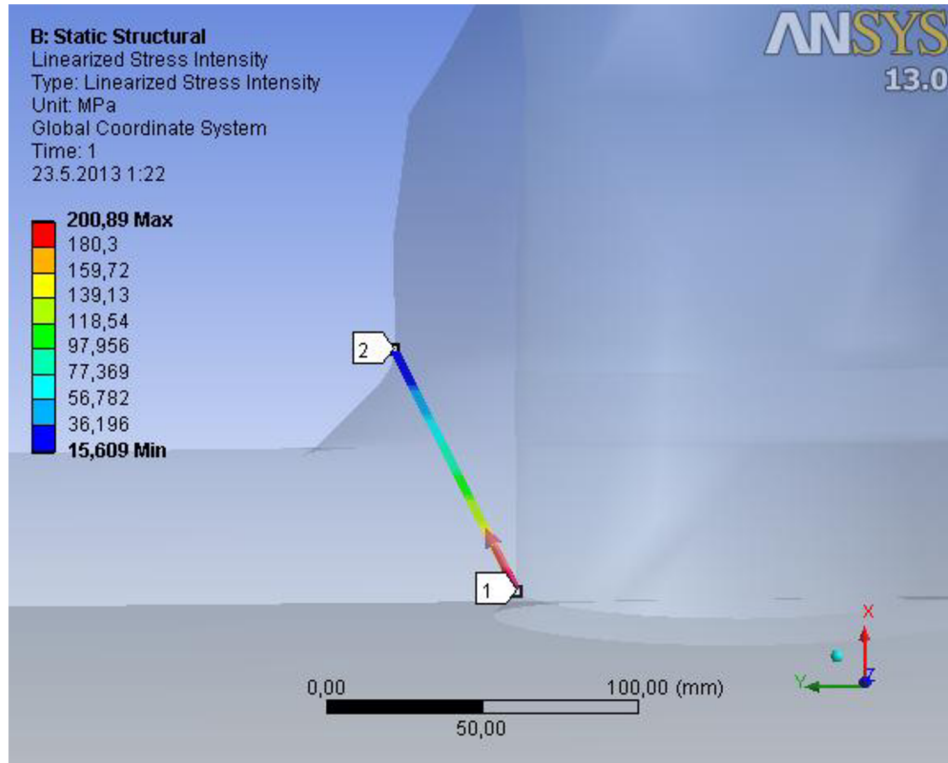
### 4.3.2. Výsledky napěťové analýzy



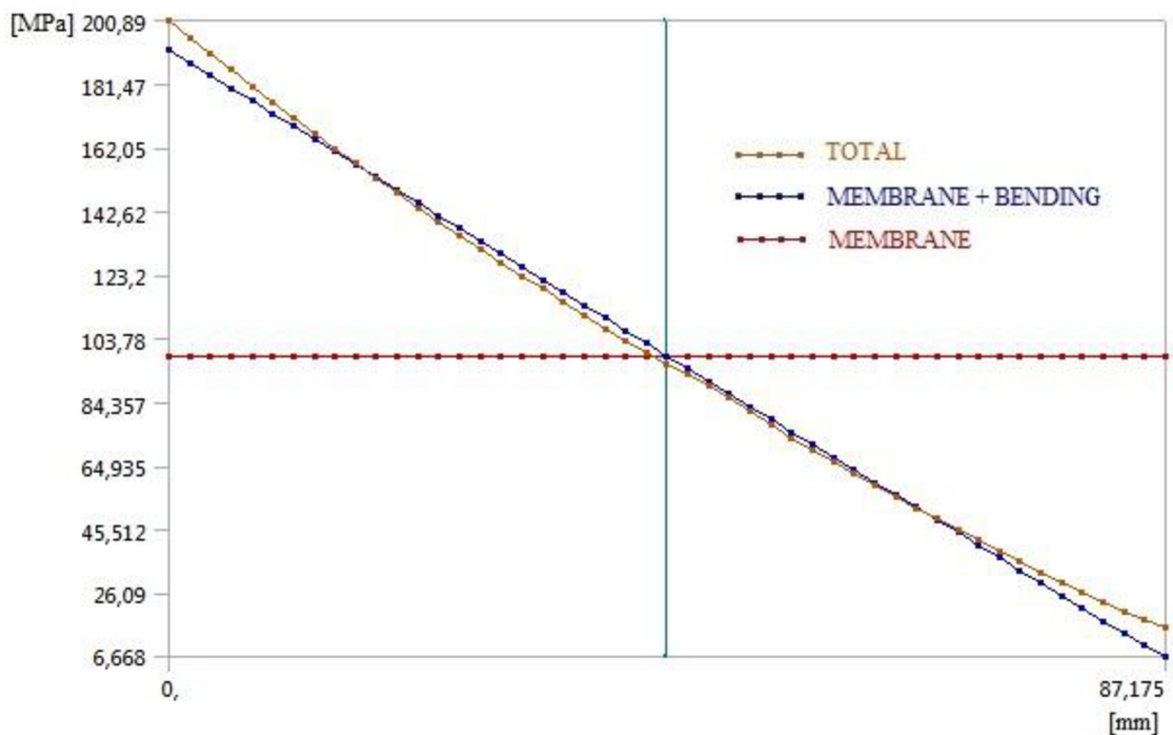
Obr. 4.3.2.1 – Napětí pro výpočtové zatížení

- Průběh napětí po přímce

Pro získání složek napětí jednotlivých kategorií napětí je nutné v místě výskytu nejvyššího napětí určit průběh tohoto napětí po tloušťce stěny. Tato přímka linearizace vede z místa o největším napětí do místa s napětím nejmenším viz *Obr. 4.3.1.3*.

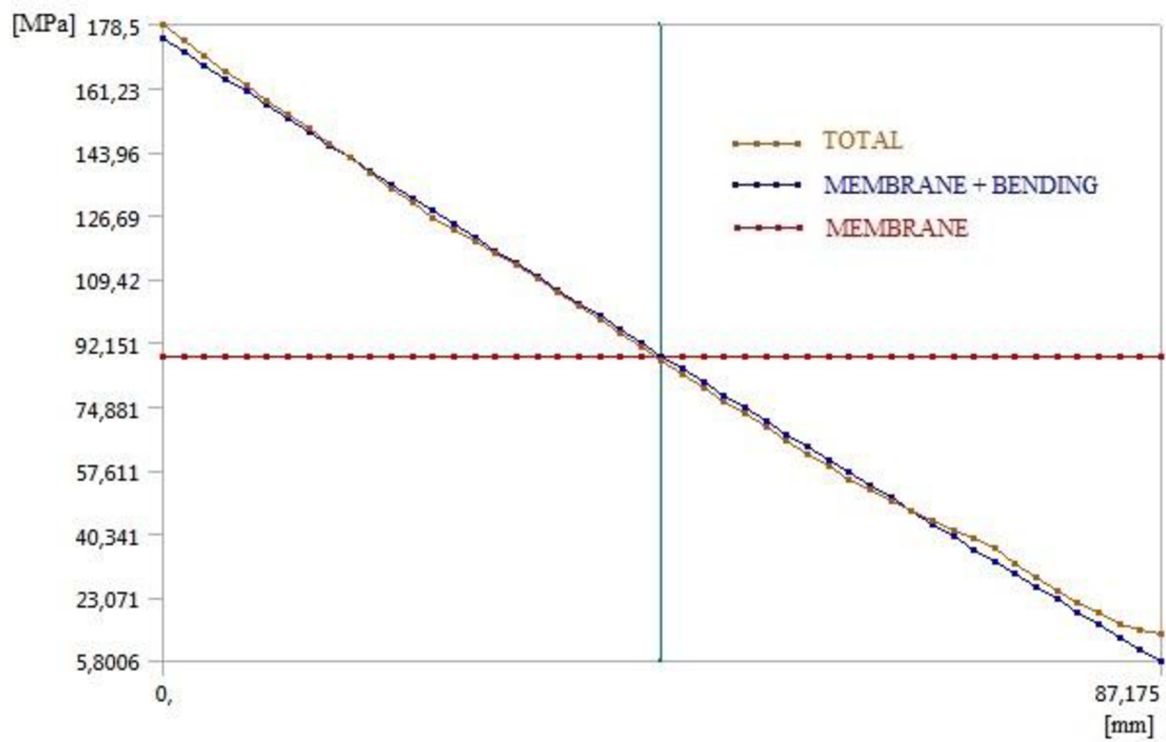


*Obr. 4.3.2.2 – Průběh napětí po tloušťce stěny*



*Obr. 4.3.2.3 – Linearizované napětí pro výpočtové podmínky*

### 4.3.3. Výsledky pro provozní zatížení

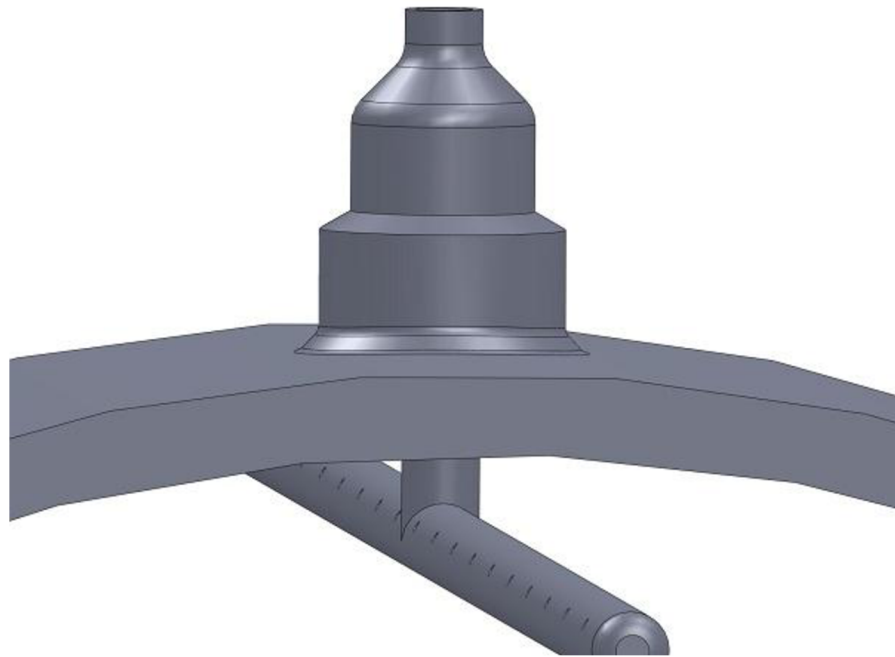


Obr. 4.3.3.1 – Linearizované napětí pro provozní podmínky

#### 4.4. Hrdlo B4

Model hrdla na *Obr. 4.4.1* byl vytvořen v programu Solidworks jako objemový model. Poté byl posouzen v programu ANSYS Workbench. Výpočet byl proveden pro návrhové a provozní podmínky dle kategorizace napětí podle ASME. Zátěžnými stavy jsou vnitřní tlak v mezitrubkovém prostoru a síla na hrdle.

Hrdlo je opatřeno systémem Blowdown pro periodické odstranění kalů a suspendovaných látek v médiu, které by snižovaly efektivitu provozu kotle.



*Obr. 4.4.1 – Model hrdla B4 s integrovanou trubicou Blowdownu*

- Výpočet osově síly působící na uzavřené hrdlo viz. *Obr. 4.3.2*.
  - pro výpočtové zatížení

$$F = P_D \pi \frac{d_i^2}{4} = 5,25 * 3,14 \frac{35,7^2}{4} = 5,255 \text{ kN}$$

- pro provozní zatížení

$$F = P_P \pi \frac{d_i^2}{4} = 4,57 * 3,14 \frac{35,7^2}{4} = 4,574 \text{ kN}$$

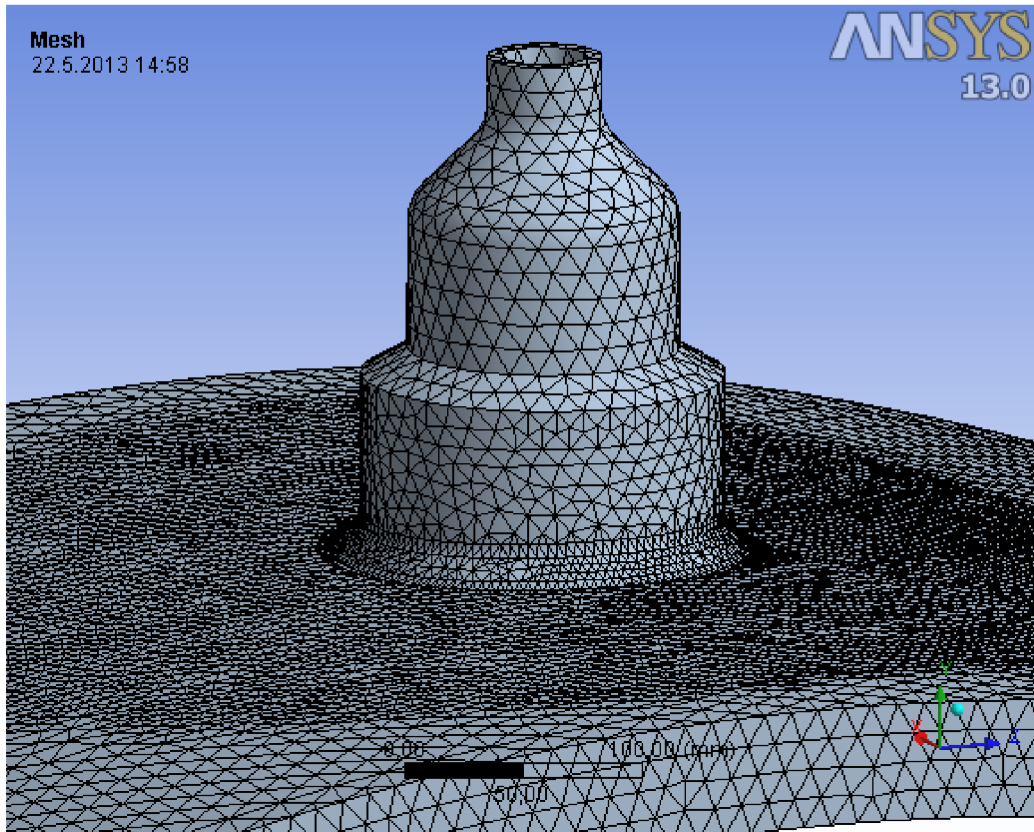
- Výpočet obvodové a podélné síly zohledňující použití pouze výřezu pláště s hrdlem. Tyto síly jsou vypočítány z membránové teorie.

Hodnoty obvodových a podélných sil jsou totožné s hodnotami z předchozí analýzy hrdla B3.

#### 4.4.1. Výpočtový model

- Síť konečných prvků

Bylo použito automatického síťování, pouze v místech předpokládané koncentrace napětí byla síť zjemněna viz. *Obr. 4.4.1.1.*



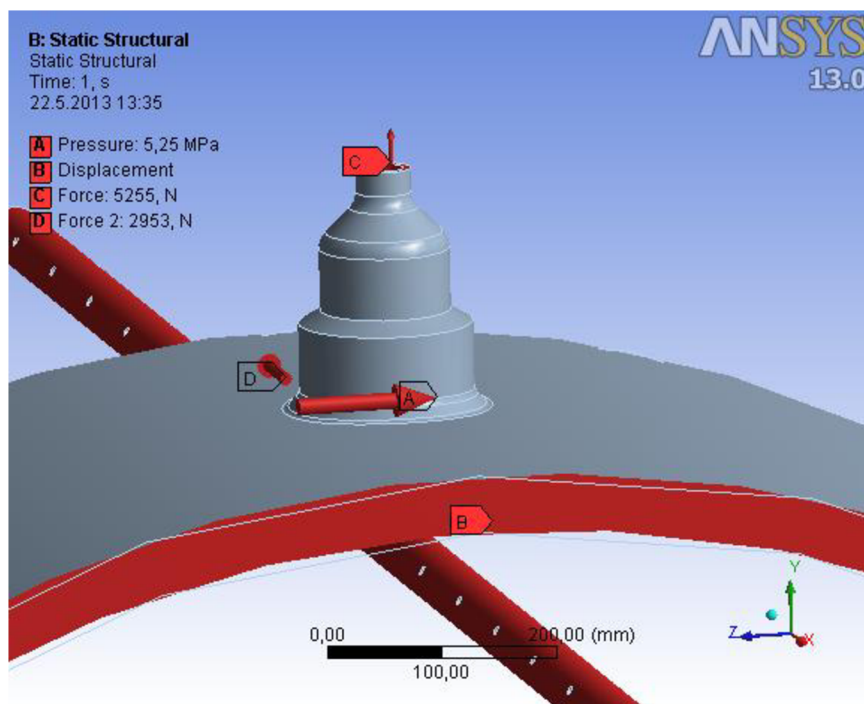
*Obr. 4.4.1.1 – Síť konečných prvků*

- Geometrické okrajové podmínky výpočtu

Jako geometrické okrajové podmínky bylo použito zamezení posunutí (*Displacement*) modelu ve směru osy pláště.

- Zátěžné okrajové podmínky výpočtu

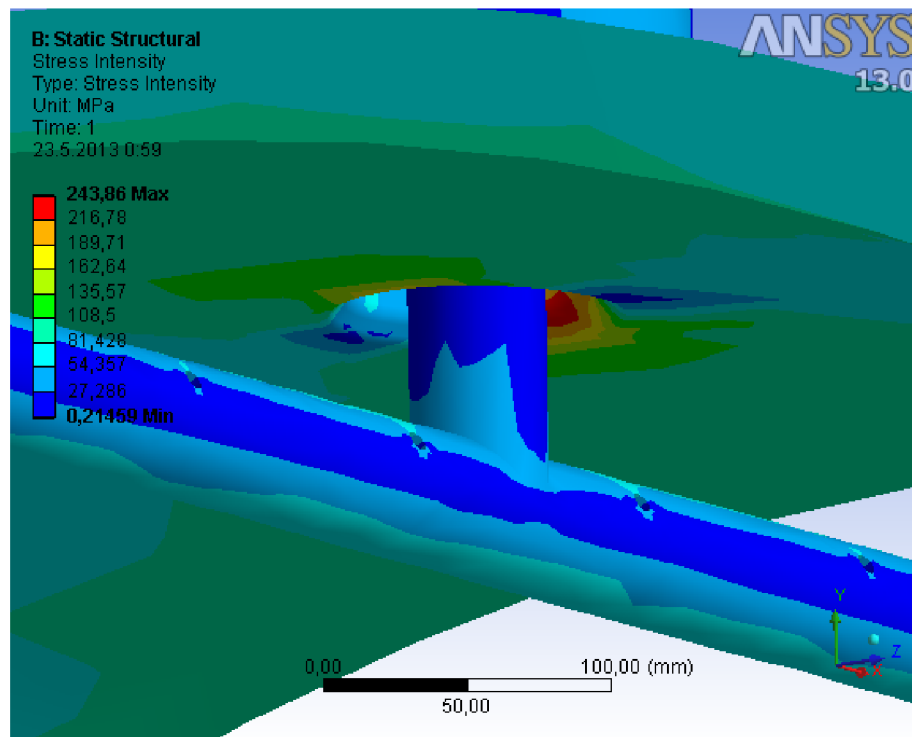
Na vnitřní plochy působí vnitřní tlak a teplota mezitrubkového prostoru. Dále byla uvažována síla působící na hrdle a podélná síla v plášti.



Obr. 4.4.1.2 – Okrajové podmínky

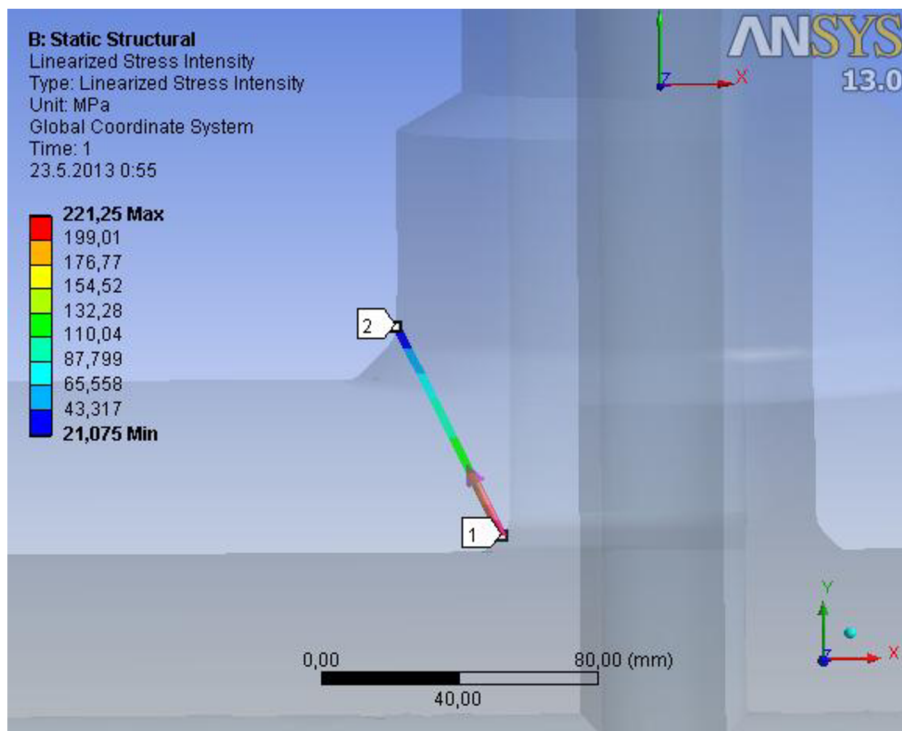
#### 4.4.2. Výsledky napěťové analýzy

Na Obr. 4.4.2.1 jsou znázorněny výsledky napěťové analýzy pro návrhové podmínky. K nejvyššímu namáhání dochází opět v místě přechodu pláště a hrdla.

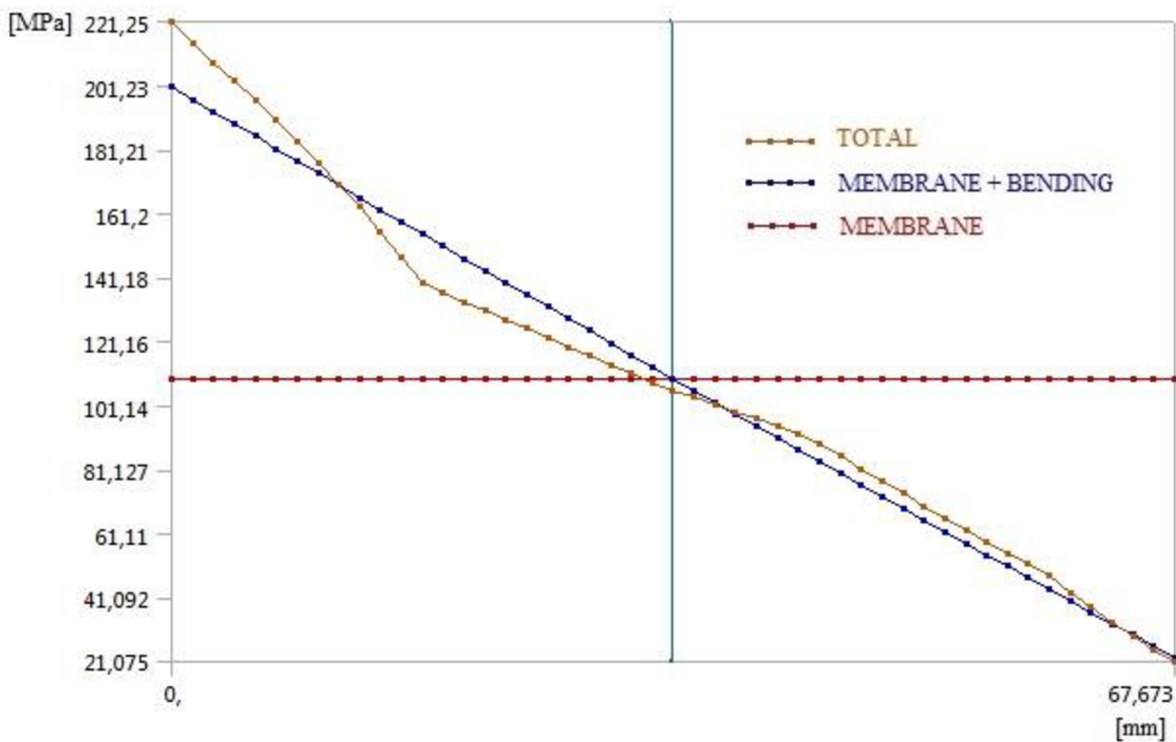


Obr. 4.3.2.1 – Napětí pro výpočtové zatížení

- Průběh napětí po přímce



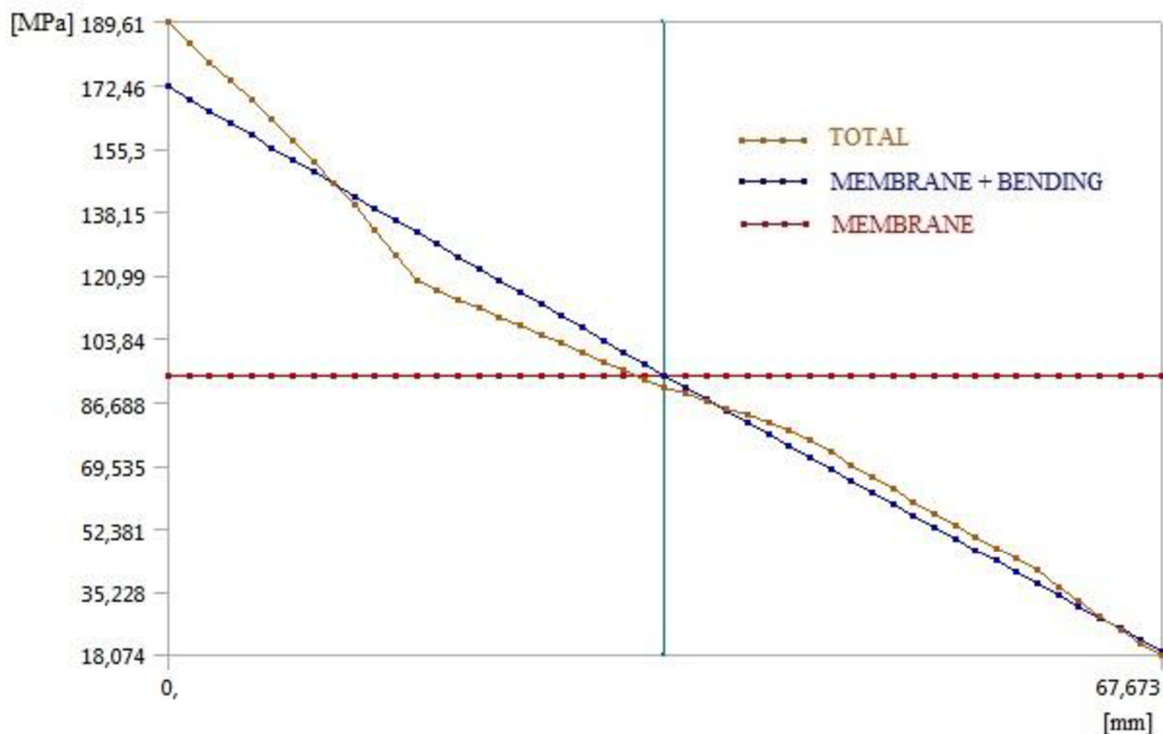
Obr. 4.3.2.2 – Průběh napětí po tloušťce stěny



Obr. 4.3.2.3 – Linearizované napětí pro výpočtové podmínky



#### 4.4.3. Výsledky pro provozní zatížení



Obr. 4.4.3.1 – Linearizované napětí pro provozní podmínky

#### 4.5. Zhodnocení výsledků analýzy

Posuzovaná část		Kat. napětí			Limit	Kat. napětí			Limit
		Pm [MPa]				PL+Pb			
Hrdlo B3	Výpočtové zatížení	Pm [MPa]		S		PL+Pb		1,5S	
		98,670	<	140	✓	191,900	<	210	✓
	Provozní zatížení	PL+Pb+Q		Sps					
		178,500	<	420	✓				
Hrdlo B4	Výpočtové zatížení	Pm [MPa]		S		PL+Pb		1,5S	
		109,580	<	140	✓	200,840	<	210	✓
	Provozní zatížení	PL+Pb+Q		Sps					
		189,610	<	420	✓				

Tab. 4.5.1 – Zhodnocení analýzy napětí

Hodnoty kategorií napětí pro obě hrdla z analýzy systémem ANSYS jsou pro všechny případy zatěžování menší než hodnoty dovolených napětí. Z pevnostního hlediska jsou tedy vyhovující.

## 5. Posouzení na únavu [2]

Norma ASME BPVC Sekce VIII Divize 2 určuje pravidla pro posouzení zařízení proti poruše v důsledku cyklického namáhání. Z předešlého výpočtu pomocí MKP známe hodnoty maximálních primárních a sekundárních napětí které norma definuje jako  $\Delta S_{n,k}$  na jejichž základě určíme zbylá namáhání potřebná pro výpočet.

Postup výpočtu pro elastickou napěťovou analýzu a ekvivalentní napětí podle části 5.5.3 je následující:

- Pro  $\Delta S_{n,k} \leq S_{PS}$  je hodnota koeficientu  $K_{e,k} = 1$
- Určení koeficientu  $K_f$  – FSRF (Fatigue strength reduction factor)

Jelikož jsme v místě svaru hrdla a pláště je nutné uvažovat s jeho vlivem. Na hodnotu koeficientu má vliv míra nedestruktivních zkoušek prováděných na zařízení a typ svaru viz. *Tab. 5.1.*

Weld Condition	Surface Condition	Quality Levels (see Table 5.12)						
		1	2	3	4	5	6	7
Full penetration	Machined	1.0	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0
	As-welded	1.2	1.6	1.7	2.0	2.5	3.0	4.0
Partial Penetration	Final Surface Machined	NA	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0
	Final Surface As-welded	NA	1.6	1.7	2.0	2.5	3.0	4.0
	Root	NA	NA	NA	NA	NA	NA	4.0
Fillet	Toe machined	NA	NA	1.5	NA	2.5	3.0	4.0
	Toe as-welded	NA	NA	1.7	NA	2.5	3.0	4.0
	Root	NA	NA	NA	NA	NA	NA	4.0

*Tab. 5.1 – Hodnoty FSRF*

- Určení ekvivalentního napětí

$$S_{alt,k} = \frac{K_f K_{e,k} \Delta S_{P,k}}{2}$$

kde

$\Delta S_{P,k}$  - rozkmit primárních, sekundárních a špičkových napětí, vypočte se ze vztahu

$$\Delta S_{P,k} = \frac{\Delta S_{n,k} K_f}{2}$$

- Určení dovoleného počtu cyklů  $N_k$

$$N_k = 10^X$$

kde

$$X = \frac{C_1 + C_3 Y + C_5 Y^2 + C_7 Y^3 + C_9 Y^4 + C_{11} Y^5}{1 + C_2 Y + C_4 Y^2 + C_6 Y^3 + C_8 Y^4 + C_{10} Y^5}$$

kde

$C_{1-11}$  - koeficienty křivky únavy podle posuzovaného materiálu

$Y$  - napěťový faktor pro výpočet  $X$ , ze vztahu:

$$Y = \left( \frac{S_{alt,k}}{C_{US}} \right) \left( \frac{E_{FC}}{E_T} \right)$$

kde

$C_{US}$  - konstanta pro přepočet z hodnot [psi] na [MPa]

$E_{FC}$  - modul pružnosti pro danou skupinu materiálu

$E_T$  - modul pružnosti posuzovaného materiálu při dané teplotě

- Výpočet únavového poškození pro  $n$ -cyklů daného napětí

$$D_{f,k} = \frac{n_k}{N_k}$$

- Určení kumulativního poškození

$$D_f = \sum_{k=1}^M D_{f,k} \leq 1$$

Oblast	$S_{alt,k}$ [MPa]	$N_k$ [cykly]	$n_k$ [cykly]	$D_{fk}$ [-]	%
Hrdlo B3	114,240	174227	1000	$5,74 \cdot 10^{-3}$	0,574
Hrdlo B4	121,350	130657	1000	$7,65 \cdot 10^{-3}$	0,765

Tab. 5.2 – Tabulka výsledků kumulativního poškození

Byl zvolen počet cyklů způsobených najetím a sjetím aparátu, tedy od hodnot nulových po maximální provozní. Pro zvolený počet zátěžných cyklů je kumulace poškození posouzená z hodnot pro hrdla B3 a B4 nevýrazná.

## 6. Závěr

Cílem této práce bylo provedení pevnostního výpočtu výměníku tepla dle zadaných parametrů a konstrukčního řešení. V úvodu této práce byl zpracován přehled o problematice týkající se oblasti zadání. Na ni navazuje praktická část, ve které byl částečně zpracován pevnostní výpočet daného zařízení podle normy ASME Sekce VIII. Postupy výpočtů byly prováděny v programu MAPLE. Vyskytly se ovšem problémy při neodpovídajícím zaměření této normy na řešené zařízení. Z toho důvodu pokračuje práce analýzou významných částí a částí nevyhovujících normě pomocí metody konečných prvků. K tomu byl využit program ANSYS Workbench. Po provedení potřebných analýz byly součásti porovnány s dovolenými hodnotami napětí na základě kategorizace napětí. Poslední částí práce je posouzení zařízení na kumulativní poškození. Pomocí hodnot namáhání z MKP analýzy bylo postupem dle ASME určen dovolený počet cyklů a následně kumulativní poškození zařízení pro zvolený počet zátěžných cyklů.

Z výsledků vyplývá, že zařízení vyhovuje požadavkům normy ASME Code, Sekce VIII, až na nevyhovující trubkovnici, která by měla být navržena s podstatně větší tloušťky plechu. Pro stanovení skutečných napětí by bylo vhodné provést velmi detailní analýzu včetně uvážení proudění jednotlivých médií, což nebylo v práci zadáno a nebylo možné vyřešit.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] ASME Boiler and Pressure Vesel Code, Section VIII. Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 1. Edition 2010 (anglicky).
- [2] ASME Boiler and Pressure Vesel Code, Section VIII. Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 1. Alternative rules. Edition 2010 (anglicky).
- [3] BALÁŠ, M., *Kotle a výměníky tepla*, 1. vyd., Brno : Akademické nakladatelství CERM 2009. 109 s. ISBN 978-80-214-3955-9
- [4] www.vscht.cz [online], [cit. 13-04-2013], Dostupné z <<http://www.vscht.cz/uchi/echi/vt/trubkove.html>>
- [5] VEJVODA, Stanislav. *Stavba procesních zařízení*. Brno : Akademické nakladatelství CERM, 2002. 107 s. ISBN 80-214-2302-1
- [6] POKLUDA, Jaroslav; KROUPA, František; Obdržálek, Ladislav. *Mechanické vlastnosti a struktura pevných látek*. Brno : PC-DIR, 1994. 384 s. ISBN 80-214-0575-9
- [7] Propagační materiály firmy Viessmann [online], [cit. 03-05-2013], Dostupné z <[www.viessmann.cz](http://www.viessmann.cz)>
- [8] RŮŽIČKA, Milan; HANKE, Miroslav; PROST, Milan. *Dynamická pevnost a životnost*. Druhé přepracování. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1992. 259 s. ISBN 80-01-00886-X.
- [9] Studijní podklady ÚK FSI Brno [online], [cit. 03-05-2013], Dostupné z <<http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska2.pdf>>
- [10] Web ÚK FSI Brno [online], [cit. 02-05-2013], Dostupné z <[http://uk.fme.vutbr.cz/www\\_uk/texty/vyzkum\\_unavove\\_vlastnosti\\_-\\_unavove\\_vlastnosti](http://uk.fme.vutbr.cz/www_uk/texty/vyzkum_unavove_vlastnosti_-_unavove_vlastnosti)>
- [11] VLK, Miloš. *Dynamická pevnost a životnost*. Druhé přepracování. Brno : Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992. 223 s. ISBN 80-214-0427-2.
- [12] Studijní podklady FSI VUT Brno [online], [cit. 16-05-2013], Dostupné z [http://www.vutbr.cz/www\\_base/priloha.php?dpid=52476](http://www.vutbr.cz/www_base/priloha.php?dpid=52476)
- [13] The Finite Element Method – Theory [online], [cit. 02-04-2013], Dostupné z <<http://illustrations.marin.ntnu.no/structures/analysis/FEM/theory/index.html>>
- [14] Geometrické modely a MKP síť v ANSYSU [online], [cit. 02-04-2013], Dostupné z <[http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/examples/TEXTY/intro/ansys\\_geom.html](http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/examples/TEXTY/intro/ansys_geom.html)>
- [15] Web firmy Biomas standard modular systems [online], [cit. 12-04-2013], Dostupné z <<http://www.bsms-energy.com/Vapor%20Industrial/FiretubeBoilers.html>>

## Seznam příloh

- A. Výpočty v programu MAPLE