

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

NÁZEV DIPLOMOVÉ PRÁCE

TITLE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA DLE ČSN EN 13 445

DESIGN OF HEAT EXCHANGER AFTER ČSN EN 13 445

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Pavel Lošák

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: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Lošák

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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 výměníku tepla dle ČSN EN 13 445

v anglickém jazyce:

Design of heat exchanger after ČSN EN 13 445

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh výměníku tepla, pevnostní kontrolu a zpracování výkresové dokumentace potřebné pro výrobu aparátu.

Cíle diplomové práce:

1. Seznámení se s řešenou problematikou.
 2. Pevnostní výpočet výměníku tepla dle ČSN EN 13 445.
 3. Ověření správnosti výpočtu programem San'Ambrogio.
 4. Kontrola určitých částí pomocí MKP.
 5. Vytvoření výkresové dokumentace.
 6. Zhodnocení výsledků provedených výpočtů.
5. Zhodnocení výsledků provedených analýz.

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., Schneider P.: Konstrukce aparátů, PC-DIR Real, s.r.o., Brno 1998
- [4] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Mechanika těles, Pružnost pevnost I, SNTL , Praha 1987

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne

L.S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce je zaměřena na pevnostní výpočet výměníku tepla dle ČSN EN 13 445. Úvodní část práce seznamuje s problematikou návrhů výměníků tepla. V dalších částech je uveden pevnostní výpočet výměníku tepla dle ČSN EN 13 445, výsledky provedených analýz spolu s jejich zhodnocením. Součástí příloh jsou výstupní protokoly z programu Sant´Ambrogio, a výkresová dokumentace.

Klíčová slova: pevnostní výpočet, ČSN EN 13 445, zkušební tlak, dovolené napětí, skořepina, válcový plášť, torosférické dno, příruba, hrdlo, otvor, trubkovnice, sedlové podpory, MKP analýza, Sant´Ambrogio.

Abstract

Diploma thesis is focused on strength calculation of the heat exchanger according to ČSN EN 13 445. Introductory part introduce problems with the design of heat exchangers. In other parts there are a strength calculation of the heat exchanger according to ČSN EN 13 445, the results of the analysis with their appreciation. Annexes included output logs from the program Sant 'Ambrogio, and drawings documentation.

Keywords: strength calculation, ČSN EN 13 445, test pressure, allowable pressure, shell, cylindrical shell, torispherical end, nozzles, flange, tubesheet, saddle supports, FEM analysis, Sant 'Ambrogio.

Bibliografická citace

LOŠÁK, Pavel. Návrh výměníku tepla dle ČSN EN 13 445. Brno 2010. 73 s, DVD
FSI VUT v Brně Ústav procesního a ekologického inženýrství. Vedoucí práce Ing. Richard
Nekvasil, Ph.D.

Prohlášení o původnosti

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 15.5.2010

.....

Podpis

Poděkování

Tímto děkuji panu Ing. Richardu Nekvasilovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady týkající se zpracování diplomové práce.

Obsah

1	Úvod	9
2	Seznámení se s řešenou problematikou. [1], [5], [6]	9
2.1	Druhy norem [1]	9
2.2	Výměníky tepla [5]	9
2.3	MKP [6]	10
3	Pevnostní výpočet výměníku tepla dle ČSN EN 13 445 [2]	13
3.1	Vstupní data	14
3.2	Maximální přípustné hodnoty dovoleného namáhání tlakových částí.....	14
3.3	Kontrola zkušebního tlaku	15
3.4	Skořepiny zatížené vnitřním tlakem	17
3.4.1	Válcová skořepina.....	17
3.4.2	Torosférické dno	19
3.5	Ploché dno.....	21
3.6	Příruba.....	23
3.7	Otvory ve skořepinách, hrdla.....	29
3.7.1	Hrdlo N1, N2	29
3.7.2	Hrdlo N5, N6	34
3.8	Trubkovnice	37
3.8.1	Podmínky použitelnosti	41
3.8.2	Konstrukční úvahy	44
3.8.3	Výpočet trubkovnice	48
3.8.4	Výpočet trubek.....	49
3.8.5	Výpočet pláště.....	52
3.9	Sedlové podpěry	54
4	Ověření správnosti výpočtu programem Sant' Ambrogio	61
5	Kontrola určitých částí pomocí MKP	61
5.1	Kontrola příruby	61
5.1.1	Výpočtový model příruby	62
5.1.2	Výpočtové podmínky	64
5.1.3	Zkušební podmínky	65
5.2	Kontrola trubkovnice	67
5.2.1	Výpočtový model trubkovnice.....	67
5.2.2	Výpočtové podmínky.....	69
5.2.3	Zkušební podmínky	72
6	Zhodnocení výsledků provedených výpočtů.....	73
7	Zhodnocení výsledků provedených analýz	73
8	Závěr	73
9	Seznam použitých zdrojů	74
10	Seznam příloh.....	74

1 Úvod

Cílem diplomové práce je vypracování pevnostního výpočtu výměníku tepla dle normy ČSN EN 13 445 na základě dodaného návrhového výkresu. Dle konstrukce se jedná o trubkový výměník tepla s pevnými trubkovicemi. Dále je cílem kontrola správnosti pomocí software Sant´Ambrogio, který rovněž vychází z této normy. V případech, kdy výsledky výpočtu normě nevyhovují, je přistoupeno k řešení problému pomocí metody konečných prvků (dále jen MKP) v programu ANSYS, přičemž jsou vypracovány potřebné analýzy a jejich vyhodnocení. Součástí práce je také vytvoření výkresové dokumentace.

2 Seznámení se s řešenou problematikou. [1], [5], [6]

2.1 Druhy norem [1]

Výpočty tlakových nádob podléhají normám. Každá země má své národní normy a tlakové nádoby musí splňovat požadavky předpisů země uživatele. Tento problém v rámci Evropské Unie odstranilo zavedení Evropských norem. Nejrozšířenějšími normami pro výpočty tlakových nádob používanými v České republice jsou ČSN 69 0010, ČSN EN 13 445 a ASME.

2.2 Výměníky tepla [5]

Výměníky tepla jsou víceúčelové aparáty na výměnu tepla umožňující chlazení, ohřívání, regeneraci tepla a částečně i var, event. i kondenzaci. Pracovní látky mohou přitom být buď v jedné nebo i dvou fázích (tzn. kapalné a plynné zvlášť nebo kapalina a plyn dohromady).

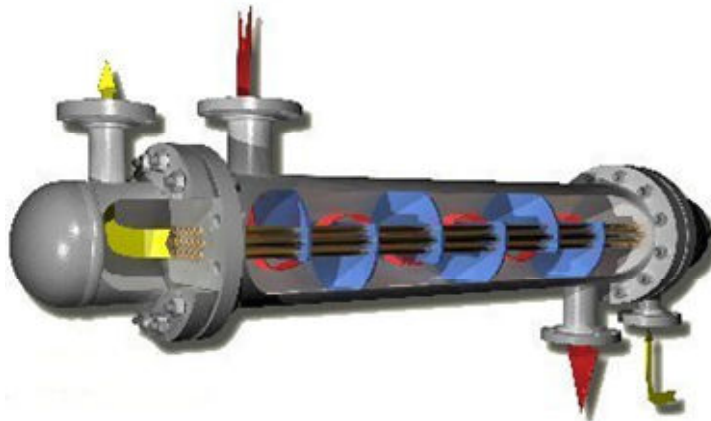
Výměníky se dělní na:

- Trubkové výměníky tepla
 - s přímými trubkami
 - provedení trubka v trubce
 - provedení se svazkem trubek v plášti
 - s vinutými trubkami
 - s Fieldovými trubkami
- Deskové výměníky tepla
 - s rovnými deskami
 - se spirálovými deskami
 - lamelové
 - z desek a výplní
- Speciální výměníky tepla

Přenos tepla ve výměnících představuje kombinovaný proces, na kterém se podílejí všechny druhy mechanismu přenosu tepla, tj. přirozená a nucená konvekce, radiace a vedení tepla. Ve speciálních případech dochází k fázovým přeměnám. Nejčastěji používány jsou výměníky s konvektivní složkou přenosu tepla. V různých oblastech chemického a potravinářského průmyslu se potom setkáváme s trubkovými výměníky tepla s přímými trubkami a s provedením se svazkem trubek v plášti.

Výměníky tepla se svazkem trubek v plášti

Výměníky se svazkem trubek v plášti jsou bezpochyby nejpoužívanější výměníky tepla v chemických zařízeních, a to s různými konstrukčními obměnami. Tyto výměníky poskytují vcelku široký rozsah poměrů velikostí plochy výměny tepla k jejich objemu resp. hmotnosti. Výměník se svazkem trubek v plášti je znázorněn na Obr. 2.2.1.



Obr. 2.2.1 Výměník tepla se svazkem trubek v plášti

2.3 MKP [6]

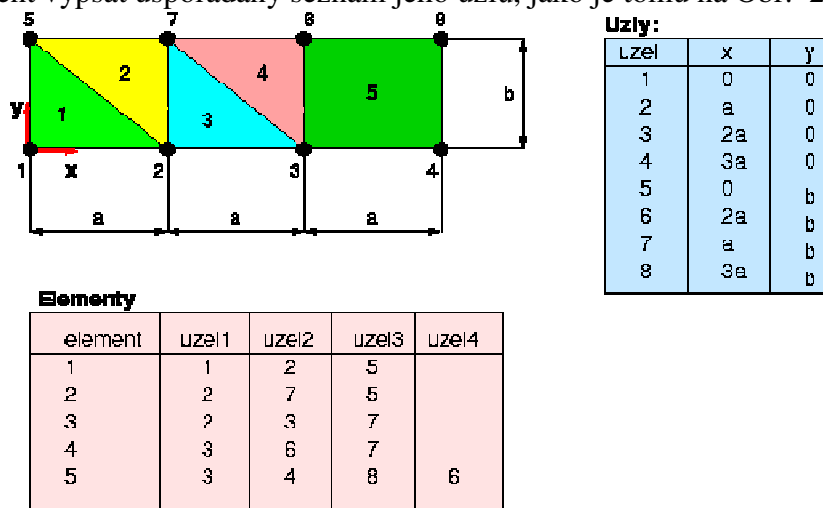
Metoda konečných prvků je v kontextu mechaniky těles vhodná pro analýzu odezvy poddajných těles (nebo jejich soustav) na zatížení. Jednoduchost, univerzalita a algoritmizovatelnost spolu s rozvojem výpočetní techniky učinily z MKP v současnosti nejrozšířenější inženýrskou numerickou metodu.

- MKP je metoda pro diskretizaci kontinua (těles) a vychází z klasických modelů známých z nauky o pružnosti:
 - Prostorová úloha: Modelem reálného tělesa je oblast v 3D prostoru.
 - Rovinná úloha: Modelem reálného tělesa je oblast (v rovině) + funkce tloušťky.
 - Skořepiny: Modelem skořepiny je oblast na (obecně zakřivené) ploše + funkce tloušťky.
 - Nosníky: Modelem nosníku je křivka + funkce průřezu.
- Výrazem této diskretizace je pokrytí tělesa konečnými elementy, které se protínají ve vybraných bodech- uzlech.
- Pole posuvů je uvnitř každého elementu interpolováno jako (téměř vždy polynomická) funkce souřadnic, jejíž konkrétní realizace je lineárně závislá na hodnotách parametrů (obvykle posuvů) v uzlových bodech. Prostřednictvím společných uzlů je zaručena spojitost pole posuvů přes hranice elementů.
- Pole deformace je interpolováno v elementech funkcemi, které vzniknou derivováním složek posuvů podle definičních vztahů.
- Naznačenou diskretizací přejde řešení rovnic matematické teorie pružnosti (soustava parciálních diferenciálních a obyčejných rovnic) na řešení soustavy lineárních rovnic ve tvaru

$$K \cdot U = F,$$

kde matice soustavy K se nazývá matice tuhosti, vektor posuvů U obsahuje všechny složky posuvů všech uzlových bodů a vektor pravých stran F obsahuje všechny složky všech zatížení diskretizovaných do všech uzlů.

Konečně-prvkový model sestává ze dvou typů entit - z elementů a uzlů. Elementy ve svém souhrnu představují oblast v prostoru, která reprezentuje modelované těleso. Základní způsob popisu a zadání MKP modelu vychází z toho, že geometrie elementu je plně určena polohou uzlových bodů. Stačí tedy zadat souřadnice uzlů a pro každý element vypsat uspořádaný seznam jeho uzlů, jako je tomu na Obr. 2.3.1.



Obr. 2.3.1 Elementy a uzly

Je zřejmé, že nutnou podmínkou pro efektivní použití MKP je automatizace tvorby sítě konečných elementů. V průběhu vývoje měly pokusy o automatizaci různé formy. Dnes je nejrozšířenějším přístupem generování MKP sítí do geometrických modelů. Podstatou tohoto přístupu je využití geometrického modelu (jehož tvorba je podstatně méně pracná nežli ruční tvorba sítě) jako šablony, s jejíž pomocí vygeneruje automatický generátor sítě množiny uzlů a elementů, které tvoří MKP model tělesa. MKP systémy jsou dnes vybaveny prostředky pro tvorbu nebo (import a editaci) geometrických modelů, automatické generování sítí a využití asociativity geometrických a MKP entit pro zadání okrajových podmínek a zatížení. Tyto prostředky se souhrnně nazývají preprocesory.

Geometrické entity preprocesoru ANSYSu

Geometrickými entitami v ANSYSu rozumíme body, čáry, plochy a objemy. Každá vyšší entita kromě bodu je ohraničena entitami nižšími. Tato hranice je z hlediska uživatele jediným rozhraním geometrické entity. Entita může mít vnitřní parametry (např. zakřivení), ale tyto parametry jsou nastaveny při jejím vzniku a nemohou být měněny jinak, nežli smazáním a opětovným vytvořením entity. Příklady geometrických entit jsou v Tab. 2.3.1.

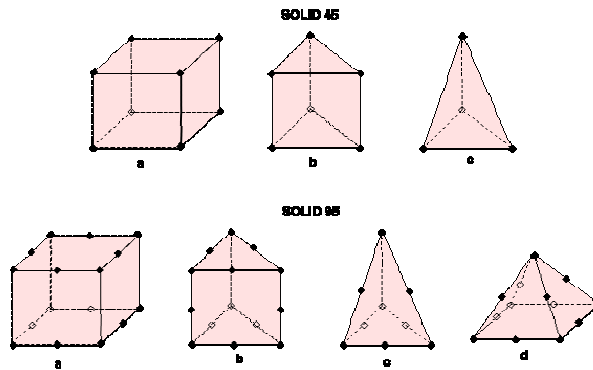
Tab. 2.3.1 Geometrické entity

Entita	Rozhraní
KEYPOINT (bod)	--
LINE (čára)	2 keypoints počáteční a koncový
AREA (plocha)	neomezený počet křivek v rovině 3 nebo 4 křivky v prostoru složitější plochy v prostoru musí být složeny z více "plátů"
VOLUME (objem)	Neomezený počet ploch, které musí uzavírat oblast v prostoru

MKP entitami rozumíme uzly a elementy.

- **Uzel** reprezentuje "materiálový" bod v kontinuu (tzv. částici). Je definován polohou (souřadnicemi) a nese informaci o "svém" posuvu. Uzly jsou jednoznačně identifikovány přirozenými čísly. Tato čísla budeme označovat jako globální čísla uzlů.
- **Konečný element** reprezentuje část kontinua (tělesa). Jeho topologie je dána uzly a typem elementu. Uzly v elementu jsou identifikovány lokálními čísly.

Dva typické elementy v ANSYSU představuje Obr. 2.3.2, na kterém vidíme objemové 3D elementy.



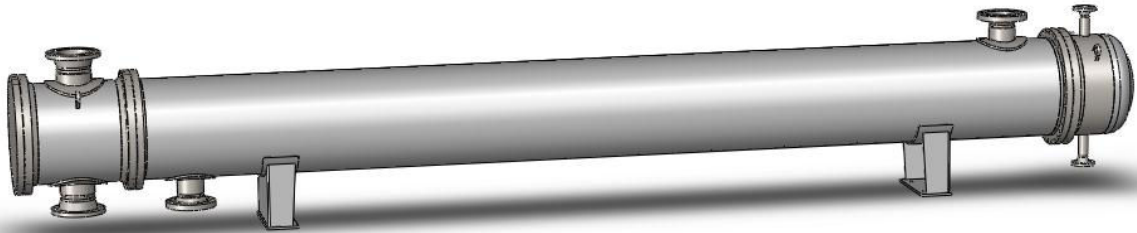
Obr. 2.3.2 Příklad elementů

Elementy lze třídit podle charakteru těles na

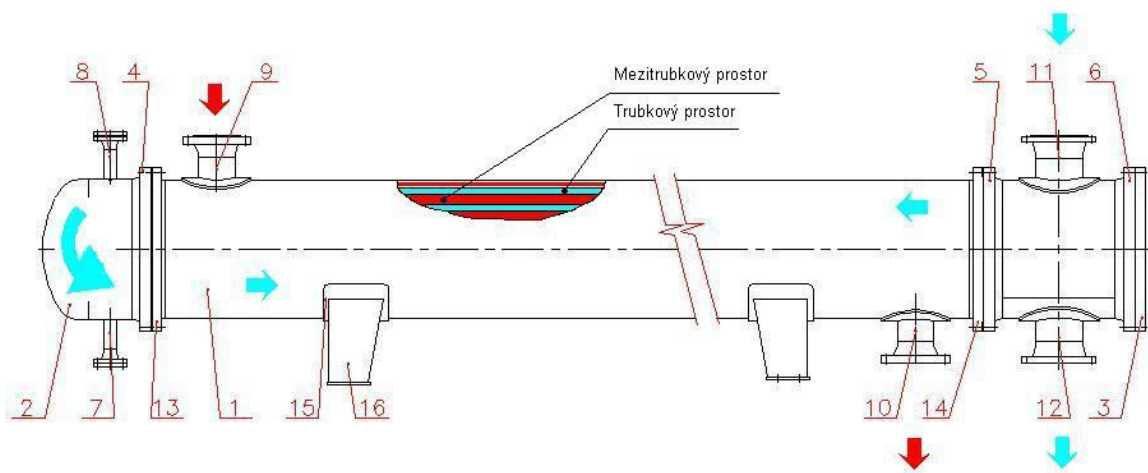
- kontinuální (objemové, prostorové, plošné) - v terminologii ansysu **solid** - elementy pro prostorovou (3D) resp. rovinnou (2D) úlohu, které diskretizují klasické Cauchyovské kontinuum. Tyto elementy mají vesměs 3 (u_x, u_y, u_z), resp. 2 (u_x, u_y) složky posuvu na uzel. Pole posuvu je interpolováno polynomickými funkcemi polohy v elementu.
- skořepinové - v terminologii ansysu **shell** - elementy diskretizují
- nosníkové resp. tyčové - v terminologii ansysu **beam** resp. **link**
- speciální
 - trubky - v terminologii ansysu **pipes**
 - hmoty - v terminologii ansysu **mass**
 - pružiny - v terminologii ansysu **spring**
 - kontakty - v terminologii ansysu **contact**

3 Pevnostní výpočet výměníku tepla dle ČSN EN 13 445 [2]

Pevnostní výpočet bude proveden pro tyto části výměníku: válcovou skořepinu, torosférické dno, ploché dno, přírubu, otvory ve skořepině, hrdla, trubkovnici a sedlové podpěry (viz Obr 3.2). Výpočet bude proveden pro podmínky provozu a tlakové zkoušky.



Obr. 3.1 Výměník tepla



Obr. 3.2. Výměník tepla: 1 - Válcový plášť; 2 - Torosférické dno; 3 - Ploché dno; 4 - Příruba;
5 - Příruba; 6 - Příruba; 7 - Hrdlo 6; 8 - Hrdlo 5; 9 - Hrdlo 1; 10 - Hrdlo 2; 11 - Hrdlo 4;
12 - Hrdlo 3; 13 - Trubkovnice; 14 - Trubkovnice; 15 - Podložný plech; 16 - Sedlová podpěra

3.1 Vstupní data

Tab. 3.1.1 Vstupní data

Název	Symbol	Jednotky	Plášťový prostor	Trubkový prostor
Výpočtový tlak	P_v	Mpa	1,4	0,9
Výpočtová teplota	T_v	°C	150	60
Nejvyšší dovolený tlak	P	MPa	1,4	0,9
Nejvyšší dovolená teplota	T	°C	150	60
Zkušební tlak	P_t	Mpa	2,35	1,51
Korozní přírůstek	c	mm	3	3
Součinitel svarového spoje	z	-	1	1

Tab. 3.1.2 Použité materiály

Součást	Materiál
Válcový plášť	SA 516 GR 60
Ploché a torosférické dno	SA 516 GR 60
Příruby	SA 350 GrLF2C11
Trubky	SA 213 TP304
Trubkovnice	SA 182 F304
Šrouby	SA 320 GrL7

3.2 Maximální přípustné hodnoty dovoleného namáhání tlakových částí

Seznam použitých symbolů

Tab. 3.2.1 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jedn.
f_a	Dovolené namáhání pro normální provozní podmínky při zkušební teplotě	MPa
f_d	Maximální hodnota dovoleného namáhání pro běžné provozní zatížení	MPa
f_{test}	Maximální hodnota dovoleného namáhání pro zkušební zatížení	MPa
$R_{P0,2/t}$	Minimální smluvní mez kluzu při teplotě t	MPa
$R_{P0,2/test}$	Minimální smluvní mez kluzu při zkušební teplotě	MPa

Pro oceli jiné než austenitické ($A < 30\%$)

Případy normálního provozního zatížení

$$f_d = \min\left(\frac{R_{P0,2/t}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{2,4}\right)$$

Případy zkušebního zatížení

$$f_{test} = \left(\frac{R_{P0,2/test}}{1,05}\right)$$

Dovolené namáhání pro normální provozní podmínky uvažované při zkušební teplotě

$$f_a = \min\left(\frac{R_{P0,2/t}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{2,4}\right)$$

Tab. 3.2.2 Maximální hodnoty dovoleného namáhání

Součást	f_d	f_{test}	f_a
	[MPa]	[MPa]	[MPa]
Válcový plášť	129,915	210,476	147,333
Ploché a torosférické dno	140,750	210,476	147,333
Příruby	158,250	236,190	165,333
Trubky	157,440	258,500	172,333
Trubkovnice	102,533	197,143	138,000
Hrdla N ₁ , N ₂	142,570	229,524	160,667
Hrdla N ₅ , N ₆	153,667	229,524	160,667
Výztužný límec	129,915	210,476	147,333

Konkrétní hodnoty napětí byly odečteny z materiálové databáze programu Sant' Ambrogio.

3.3 Kontrola zkušební tlaku

Seznam použitých symbolů

Tab. 3.3.1 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
D_i	Vnitřní průměr skořepiny	mm
f_a	Dovolené namáhání pro normální provozní podmínky při zkušební teplotě	MPa
f_d	Maximální hodnota dovoleného namáhání pro běžné provozní zatížení	MPa
f_{test}	Maximální hodnota dovoleného namáhání pro zkušební zatížení	MPa
f_{ts}	Dovolené namáhání pro normální provozní podmínky při nejvyšší dovolené teplotě	MPa
P_{HYD}	Hydrostatický tlak	MPa
P_t	Zkušební tlak	MPa
P_{t1}	Zkušební tlak 1	MPa
P_{t2}	Zkušební tlak 2	MPa
P_{tmax}	Maximální zkušební tlak	MPa
P_v	Výpočtový tlak	MPa

Mezitrubkový prostor

$$P_{t1} = 1,25 \cdot P_v \cdot \frac{f_a}{f_{ts}} = 1,985 \text{ MPa}$$

$$P_{t2} = 1,43 \cdot P_v = 2,002 \text{ MPa}$$

$$P_{tmax} = \max \{P_{t1}; P_{t2}\} = 2,002 \text{ MPa}$$

Zkušební tlak používaný ve výpočtech je nutno zvětšit o tlak hydrostatický (při zkoušce bude zařízení ve vodorovné poloze, zkušební tlak vyvozen vodou).

$$\begin{aligned}
 P_{HYD} &= Di \cdot \rho \cdot g & P_t &= P_{t_{max}} + P_{HYD} \\
 P_{HYD} &= 0,610 \cdot 1000 \cdot 9,81 & P_t &= 2,002 + 0,00598 \\
 P_{HYD} &= 5984,1 \text{ Pa} = 0,0059841 \text{ MPa} & P_t &= 2,008 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Zkušební tlak je stanoven dle dodané výkresové dokumentace na 2,35 MPa.

Trubkový prostor

$$P_{t1} = 1,25 \cdot P_v \cdot \frac{f_a}{f_{ts}} = 1,231 \text{ MPa}$$

$$P_{t2} = 1,43 \cdot P_v = 1,287 \text{ MPa}$$

$$P_t = \max \{P_{t1} ; P_{t2}\} = 1,287 \text{ MPa}$$

V případě trubkového prostoru nebude uvažován působící hydrostatický tlak. Zkušební tlak je stanoven dle dodané výkresové dokumentace na hodnotu 1,51 MPa.

Obdobně je proveden i výpočet zkušebních tlaků dalších částí.

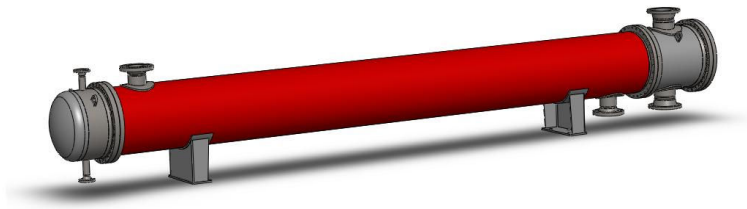
Tab. 3.3.2 Zkušební tlaky

	Zkušební tlak P_t [MPa]
Ploché dno	1,287
Torosférické dno	1,287
Trubkovnice	2,35
Příruby	1,287

Zkušební tlaky jsou tedy 2,35 MPa pro mezitrubkový prostor a 1,51 MPa pro trubkový prostor.

3.4 Skořepiny zatížené vnitřním tlakem

3.4.1 Válcová skořepina



Obr. 3.4.1 Válcový plášť

Seznam použitých symbolů

Tab. 3.4.1 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
D_i	Vnitřní průměr skořepiny	mm
D_m	Střední průměr skořepiny	mm
e	Požadovaná tloušťka stěny	mm
e_a	Analyzovaná tloušťka	mm
f_d	Maximální hodnota dovoleného namáhání pro běžné provozní zatížení	MPa
f_{test}	Maximální hodnota dovoleného namáhání pro zkušební zatížení	MPa
P_{max}	Maximální přípustný tlak	MPa
P_t	Zkušební tlak	MPa
P_{test}	Zkušební tlak	MPa
P_v	Výpočtový tlak	MPa
T_v	Výpočtová teplota	°C
T_t	Zkušební teplota	°C
z	Součinitel hodnoty svarového spoje	-

Tab. 3.4.2 Vstupní data

Symbol	Hodnota	Jednotka
P_v	1,4	MPa
T_v	150	°C
P_t	2,35	MPa
T_t	20	°C
D_i	610	mm
D_m	623	mm
z	1	-
e_a	10	mm

Kontrola tloušťky stěny

Pro výpočtové podmínky

$$e = \frac{P_v \cdot D_i}{2 \cdot f_d \cdot z - P_v} = 3,3 \text{ mm}$$

Pro zkušební podmínky

$$e = \frac{P_t \cdot D_i}{2 \cdot f_{test} \cdot z - P_t} = 3,4 \text{ mm}$$

Dle výkresové dokumentace zvolena tloušťka $e = 10 \text{ mm}$

Maximální tlak

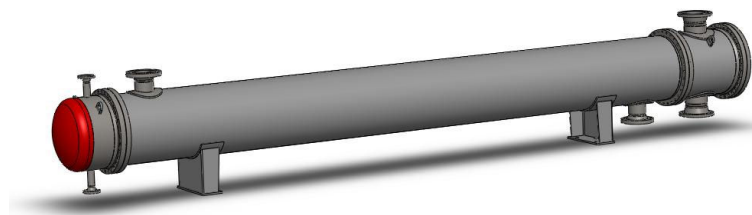
Pro výpočtové podmínky

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_a}{D_m} = 4,17 \text{ MPa}$$

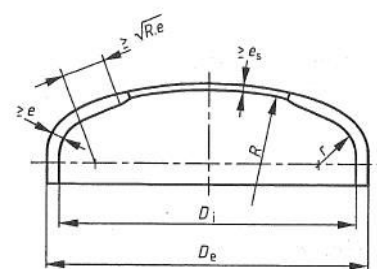
Pro zkušební podmínky

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot z \cdot e_a}{D_m} = 6,76 \text{ MPa}$$

3.4.2 Torosférické dno



Obr. 3.4.2 Torosférické dno



Obr. 3.4.3 Geometrie torosférického dna

Seznam použitých symbolů

Tab. 3.4.3 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
D_e	Vnější průměr válcového lemu dna	mm
D_i	Vnitřní průměr válcového lemu dna	mm
e	Požadovaná tloušťka	mm
e_b	Požadovaná tloušťka anuloidového přechodu	mm
e_s	Požadovaná tloušťka stěny dna	mm
e_y	Požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu	mm
f_b	Výpočtové napětí	MPa
P_{max}	Maximální tlak	MPa
P_s	Tlak pro výpočet únosnosti	MPa
P_y	Tlak pro výpočet únosnosti	MPa
r	Poloměr zaoblení	mm
R	Vnitřní poloměr kulové střední části torosférického dna	mm
$R_{P02/t}$	Smluvní mez kluzu při teplotě 60 °C	MPa
$R_{P02/t20}$	Smluvní mez kluzu při teplotě 20 °C	MPa
β_1	Parametr beta – návrh	-
β_2	Parametr beta – únosnost	-

Tab. 3.4.4 Vstupní data

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
P_v	0,9	Mpa	e	10	mm
T_v	60	°C	$R_{P02/t}$	210,786	MPa
P_{test}	1,51	MPa	$R_{P02/t20}$	221	MPa
T_t	20	°C	β_1	0,66	-
R	520	mm	β_1	0,7	-
r	100	mm	β_2	0,66	-
D_i	624	mm	β_2	0,7	-
D_e	650	mm			

Podmínky platnosti

$$\begin{array}{llll} r \leq 0,2 \cdot D_i & r \geq 0,06 \cdot D_i & r \geq 2 \cdot e & e \leq 0,08 \cdot D_e \\ 100 \text{ mm} < 124,8 \text{ mm} & 100 \text{ mm} > 37,44 \text{ mm} & 100 \text{ mm} > 20 \text{ mm} & 10 \text{ mm} < 52 \text{ mm} \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} R \leq D_e & e_a \geq 0,001 \cdot D_e & \text{vyhovuje} \\ 520 \text{ mm} < 650 \text{ mm} & 10 \text{ mm} > 0,650 \text{ mm} & \end{array}$$

Požadovaná tloušťka stěny „e“ musí být největší z tlouštěk e_s , e_y , e_b .

Pro výpočtové podmínky

Pro zkušební podmínky

$$e_s = \frac{P_v \cdot R}{2 \cdot f_d \cdot z - 0,5 \cdot P_v} = 1,67 \text{ mm}$$

$$e_s = \frac{P_t \cdot R}{2 \cdot f_{test} \cdot z - 0,5 \cdot P_t} = 1,87 \text{ mm}$$

$$e_y = \frac{\beta \cdot P_v \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f_d} = 2,16 \text{ mm}$$

$$e_y = \frac{\beta \cdot P_t \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)}{f_{test}} = 4,00 \text{ mm}$$

$$f_b = \frac{R_{p02/t}}{1,5} = 140,524 \text{ MPa}$$

$$f_b = \frac{R_{p02/t20}}{1,5} = 210,476 \text{ MPa}$$

Pro výpočtové podmínky

$$e_b = (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i) \cdot \left[\frac{P_v}{111 \cdot f_{b1}} \cdot \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{\left(\frac{1}{1,5} \right)} = 2,07 \text{ mm}$$

Pro zkušební podmínky

$$e_b = (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i) \cdot \left[\frac{P_t}{111 \cdot f_{b2}} \cdot \left(\frac{D_i}{r} \right)^{0,825} \right]^{\left(\frac{1}{1,5} \right)} = 2,23 \text{ mm}$$

$$e = \max \{ e_s ; e_y ; e_b \} = 4,00 \text{ mm}$$

Dle výkresu zvolena tloušťka stěny $e_a = 10 \text{ mm}$.

Únosnost

Pro výpočtové podmínky

Pro zkušební podmínky

$$P_s = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5 \cdot e_a} = 5,36 \text{ MPa}$$

$$P_s = \frac{2 \cdot f_{test} \cdot z \cdot e_a}{R + 0,5 \cdot e_a} = 8,02 \text{ MPa}$$

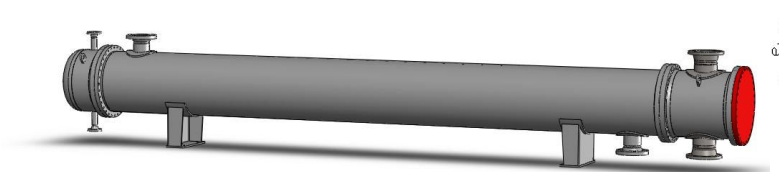
$$P_y = \frac{f_d \cdot e_a}{\beta_2 \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)} = 4,10 \text{ MPa}$$

$$P_y = \frac{f_{test} \cdot e_a}{\beta_2 \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot D_i)} = 6,14 \text{ MPa}$$

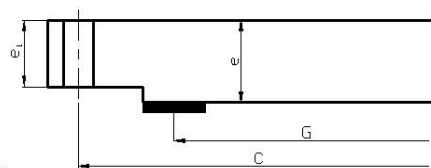
$$P_{\max} = \min \{ P_s ; P_y \} = 4,10 \text{ MPa}$$

3.5 Ploché dno

- kruhové přišroubované bez otvorů s úzkým těsněním



Obr. 3.5.2 Ploché dno



Obr. 3.5.1 Geometrie plochého dna

Seznam použitých symbolů

Tab. 3.5.1 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
b	Účinná šířka těsnění	mm
C	Průměr roztečné kružnice šroubů	mm
d_b	Vnější průměr šroubu	mm
e₁	Požadovaná tloušťka přišroubovaného víka vně těsnění	mm
e_A	Pomocná tloušťka	mm
e_p	Pomocná tloušťka	mm
e_{p1}	Pomocná tloušťka	mm
f_a	Dovolené namáhání pro normální provozní podmínky při zkušební teplotě	MPa
G	Průměr reakční síly v těsnění	mm
m	Součinitel těsnění	-
P_t	Zkušební tlak	MPa
P_v	Výpočtový tlak	MPa
t_B	Střední rozteč šroubů u přišroubovaného dna	mm
W	Výpočtové zatížení šroubů ve smontovaném stavu	N
v	Poissonova konstanta	-

Tab. 3.5.2 Vstupní data

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
P_v	0,9	MPa	t_B	70,19	mm
T_v	60	°C	d_b	22	mm
P_t	1,51	MPa	m	2,75	-
T_t	20	°C	W	1023985	N
C	715	mm	b	20	mm
G	655	mm	v	0,3	-
e₁	44	mm			

Podmínka platnosti

$$t_B \leq 2d_b + \frac{6e_1}{0,5+m}$$

$$70,19 \text{ mm} < 232 \text{ mm}$$

vyhovuje

Minimální tloušťka uvnitř těsnění

$$e_A = \sqrt{\frac{3 \cdot (C - G)}{\pi \cdot G} \cdot \left(\frac{W}{f_a}\right)} = 24,7 \text{ mm}$$

Pro výpočtové podmínky

$$e_p = \sqrt{\left[\frac{3 \cdot (3 + \nu)}{32} \cdot G^2 + 3 \cdot \left(\frac{G}{4} + 2 \cdot b \cdot m\right) \cdot (C - G) \right] \cdot \frac{P_v}{f_d}} = 32,2 \text{ mm}$$

Pro zkušební podmínky

$$e_p = \sqrt{\left[\frac{3 \cdot (3 + \nu)}{32} \cdot G^2 + 3 \cdot \left(\frac{G}{4} + 2 \cdot b \cdot m\right) \cdot (C - G) \right] \cdot \frac{P_t}{f_{test}}} = 34,1 \text{ mm}$$

$$e = \max\{e_A; e_p\} = 34,1 \text{ mm}$$

Dle výkresu zvolena šířka 55mm

Minimální tloušťka přírubového okraje

Pro výpočtové podmínky

$$e_{p1} = \sqrt{\left(3 \cdot \frac{G}{4} + 2b \cdot m\right) \cdot (C - G) \cdot \frac{P_v}{f_d}} = 13,7 \text{ mm}$$

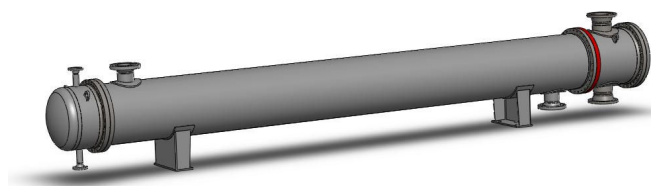
Pro zkušební podmínky

$$e_{p1} = \sqrt{\left(3 \cdot \frac{G}{4} + 2b \cdot m\right) \cdot (C - G) \cdot \frac{P_t}{f_{test}}} = 14,5 \text{ mm}$$

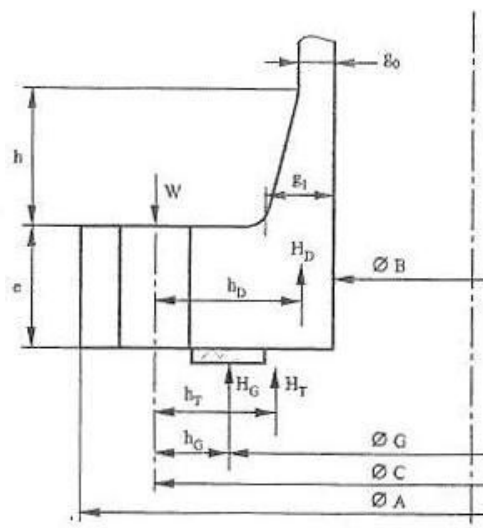
$$e_1 = \max\{e_A; e_{p1}\} = 24,7 \text{ mm}$$

Dle výkresu zvolena šířka 44mm

3.6 Příruba



Obr. 3.6.1 Příruba



Obr. 3.6.2 Geometrie příruby

Seznam použitých symbolů

Tab. 3.6.1 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
A	Vnější průměr příruby	mm
A_B	Celková plocha průřezu šroubu v místě nejtenšího průměru	mm ²
$A_{B,MIN}$	Celková požadovaná plocha průřezu šroubů	mm ²
B	Vnitřní průměr příruby	mm
b	Účinná šířka těsnění	mm
b_0	Základní šířka těsnění	mm
C_F	Korekční součinitel rozteče šroubů	-
D_{TS}	Vnější průměr těsnící plochy	mm
d_b	Vnější průměr šroubu	mm
e	Minimální tloušťka příruby	mm
f	Maximální hodnota dovoleného namáhání pro běžné provozní zatížení	MPa
f_B	Dovolené namáhání šroubů při provozní teplotě	MPa
$f_{B,A}$	Dovolené namáhání šroubů při montážní teplotě	MPa
$f_{B,test}$	Dovolené namáhání šroubů při zkoušce	MPa
f_H	dovolené výpočtové napětí krku	MPa
g_0	Tloušťka krku u spojení s pláštěm	mm
g_1	Tloušťka krku u spojení s listem příruby	mm
h	Délka krku	mm
H	Celková osová síla od tlaku	N
H_D	Osová síla přenášená přes plášť na přírubu	N
H_G	Tlaková síla na těsnění pro dosažení těsnosti	N
H_T	Osová síla od tlaku na čelní plochu příruby	N
h_D	Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů ke kružnici, na které působí H_D	mm
h_G	Radiální vzdálenost od reakční síly v těsnění k roztečné kružnici šroubů	mm
h_T	Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů ke kružnici, na které působí H_T	mm
K	Poměr průměru příruby	-
M	Kroučící moment působící na jednotku délky příruby	N
m	Součinitel těsnění	-

n	Počet šroubů	ks
r	Poloměr přechodu mezi přírubou a krkem	mm
s ₁	Průřez šroubu	mm ²
W	Výpočtové zatížení šroubů ve smontovaném stavu	N
W _A	Minimální požadované zatížení šroubů ve smontovaném stavu	N
W _{OP}	Minimální požadované zatížení šroubů v provozním stavu	N
M _A	Celkový moment působící na přírubu ve smontovaném stavu	Nmm
M _{OP}	Celkový moment působící na přírubu v provozním stavu	Nmm
w	Styková šířka těsnění	mm
y	Minimální tlak na usazení těsnění nebo spoje	MPa
β _T	Součinitel	-
β _U	Součinitel	-
β _Y	Součinitel	-
δ _b	Vzdálenost mezi středy sousedních šroubů	mm
σ _H	Podélné napětí v krku	MPa
σ _r	Radiální napětí v přírubě	MPa
σ _θ	Tangenciální napětí v přírubě	MPa

Tab. 3.6.2 Vstupní data

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
P _v	0,9	Mpa	w	20	mm
-	60	°C	f _B	215,5	MPa
P _t	1,51	MPa	f _{B,A}	215,5	MPa
-	20	°C	f _{B,test}	323,25	MPa
e	45	mm	s ₁	245	mm ²
h	40	mm	δ _b	70,88	mm
g ₀	10	mm	f _H	145,915	MPa
g ₁	26	mm	m	2,75	-
A	755	mm	n	32	-
B	610	mm	d _b	20	mm
y	30	MPa	r	8	mm

Konstrukce přírub

Podmínky platnosti

Poloměr přechodu mezi přírubou a krkem nebo pláštěm nesmí být menší než 0,25 g₀ nejméně však 5mm.

$$\begin{array}{llll}
 r \geq 0,25 \cdot g_0 & g_0 \leq 16 \text{ mm} & P \leq 2 \text{ MPa} & \frac{B}{g_0} \leq 300 \\
 8 \text{ mm} > 2,5 \text{ mm} & 10 \text{ mm} < 16 \text{ mm} & 1,51 \text{ MPa} < 2 \text{ MPa} & \text{vyhovuje} \\
 & & & 61 \text{ mm} < 300 \text{ mm}
 \end{array}$$

Příruba s úzkou těsnicí plochou

Zatížení šroubů a plochy

$$b_0 = \frac{w}{2} = 10 \text{ mm} \quad b_0 > 6,3 \text{ mm} \quad \Rightarrow \quad b = 2,52 \cdot \sqrt{b_0} = 7,97 \text{ mm}$$

$$G = D_{TS} - 2 \cdot b = 659 \text{ mm}$$

Pro výpočtové podmínky

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot (G^2 \cdot P_v) = 307033 \text{ N}$$

$$H_G = 2 \cdot \pi \cdot G \cdot b \cdot m \cdot P_v = 81674 \text{ N}$$

Pro zkušební podmínky

$$H = \frac{\pi}{4} \cdot (G^2 \cdot P_t) = 515133 \text{ N}$$

$$H_G = 2 \cdot \pi \cdot G \cdot b \cdot m \cdot P_t = 137030 \text{ N}$$

Zatížení šroubů a plochy průřezu musí být vypočteny jak pro montážní stav tak i pro stav provozní.

a) Montážní stav: Minimální zatížení šroubů je dáno:

$$W_A = \pi \cdot b \cdot G \cdot y = 494992 \text{ mm}^2 \text{ MPa}$$

b) Provozní stav: Minimální zatížení šroubů je dáno:

Pro výpočtové podmínky

$$W_{OP} = H + H_G = 388707 \text{ N}$$

Pro zkušební podmínky

$$W_{OP} = H + H_G = 652163 \text{ N}$$

Požadovaná plocha průřezu šroubů $A_{B,\min}$ je dána

Pro výpočtové podmínky

$$A_{B,\min} = \max\left(\frac{W_A}{f_{B,A}}; \frac{W_{OP}}{f_B}\right) = 2297 \text{ mm}^2$$

Pro zkušební podmínky

$$A_{B,\min} = \max\left(\frac{W_A}{f_{B,A}}; \frac{W_{OP}}{f_{B,\text{test}}}\right) = 2297 \text{ mm}^2$$

Celková plocha průřezu šroubů

$$AB = n \cdot s_1 = 7206,4 \text{ mm}^2$$

Podmínka platnosti

$$A_B \geq A_{B,\min}$$

$$7206,4 \text{ mm}^2 > 2297 \text{ mm}^2$$

vyhovuje

Momenty působící na přírubu

Pro výpočtové podmínky

$$H_D = \frac{\pi}{4} \cdot (B^2 \cdot P_v) = 263022 \text{ N}$$

$$H_T = H - H_D = 44011 \text{ N}$$

$$h_D = \frac{(C - B - g_1)}{2} = 39,5 \text{ mm} \quad h_G = \frac{(C - G)}{2} = 28 \text{ mm} \quad h_T = \frac{(2 \cdot C - B - G)}{4} = 40,2 \text{ mm}$$

Pro zkušební podmínky

$$H_D = \frac{\pi}{4} \cdot (B^2 \cdot P_t) = 441292 \text{ N}$$

$$H_T = H - H_D = 73841 \text{ N}$$

$$W = 0,5 \cdot (A_{B,\min} + A_B) \cdot f_{B,A} = 1023985 \text{ N}$$

a) Smontovaný stav příruby. Celkový moment působící na přírubu bude:

$$M_A = W \cdot h_G = 28639789 \text{ Nmm}$$

b) Provozní stav. Celkový moment působící na přírubu bude:

Pro výpočtové podmínky

$$M_{OP} = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T + H_G \cdot h_G = 144444454 \text{ Nmm}$$

Pro zkušební podmínky

$$M_{OP} = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T + H_G \cdot h_G = 24234585 \text{ Nmm}$$

Napětí v přírubě a jejich limity

Napětí v přírubě

Korekční součinitel rozteče šroubů

$$C_F = \max \left(\sqrt{\frac{\delta_b}{2 \cdot d_b + \frac{6e}{m+0,5}}}; 1 \right) = 1$$

Poměr průměrů příruby

$$K = \frac{A}{B} = 1,238$$

Parametr délky

$$l_0 = \sqrt{B \cdot g_0} = 78,1 \text{ mm}$$

Součinitel β_T

$$\beta_T = \frac{K^2 \cdot (1 + 8,55246 \log 10(K)) - 1}{(1,0472 + 1,9448K^2)(K - 1)} = 1,82356$$

Součinitel β_U

$$\beta_U = \frac{K^2 \cdot (1 + 8,55246 \log 10(K)) - 1}{1,36136 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 10,13981$$

Součinitel β_Y

$$\beta_Y = \frac{1}{K - 1} \cdot \left(0,66845 + 5,7169 \cdot \frac{K^2 \log 10(K)}{K^2 - 1} \right) = 9,2273$$

Napětí v přírubě se stanoví z momentu M následovně:

Pro smontovaný stav:

Kroutící moment působící na jednotku délky

$$M = M_A \cdot \frac{C_F}{B} = 46950 \text{ N}$$

Pro provozní stav:

Pro výpočtové podmínky

$$M = M_{OP} \cdot \frac{C_F}{B} = 23679 \text{ N}$$

Pro zkušební podmínky

$$M = M_{OP} \cdot \frac{C_F}{B} = 39729 \text{ N}$$

Stanovení napětí v přírubě

Volná metoda

Tangenciální napětí v přírubě

$$\sigma_\theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} = 213,938 \text{ MPa}$$

Radiální napětí v přírubě a podélné napětí v krku

$$\sigma_r = \sigma_H = 0$$

Limity napětí

Podmínky platnosti

Jestliže $B \leq 1000 \text{ mm}$, potom $k = 1$

Napětí v přírubě musí splňovat následující požadavky

Pro přírubu s přivařeným krkem se dovolené namáhání $f = f_H$

$$k \cdot \sigma_H \leq 1,5 \cdot \min(f; f_H)$$
$$0 < 237,375 \text{ MPa}$$

vyhovuje

$$k \cdot \sigma_r \leq f$$
$$0 < 158,250$$

vyhovuje

$$k \cdot \sigma_\theta \leq f$$
$$213,938 > 158,250$$

nevyhovuje

$$0,5 \cdot k \cdot (\sigma_H + \sigma_r) \leq f$$
$$0 < 158,250$$

vyhovuje

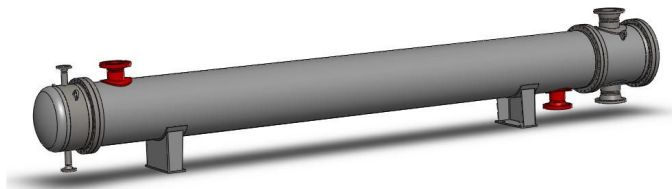
$$0,5 \cdot k \cdot (\sigma_H + \sigma_\theta) \leq f$$
$$106,969 < 158,250$$

vyhovuje

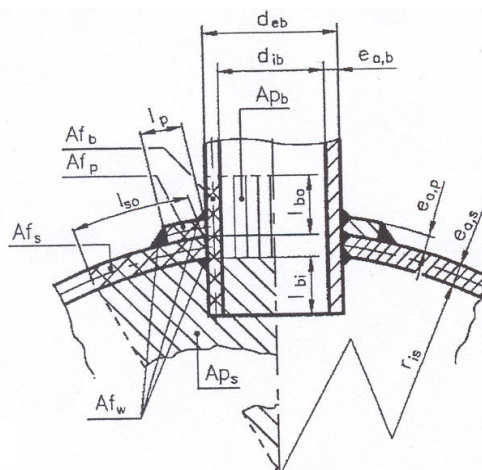
Protože podmínky nejsou splněny, je v kapitole 5.1 provedena kontrola pomocí MKP v programu ANSYS.

3.7 Otvory ve skořepinách, hrdla

3.7.1 Hrdlo N1, N2



Obr. 3.7.1 Hrdla



Obr. 3.7.2 Geometrie hrdel

Seznam použitých symbolů

Tab. 3.7.1 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
A_f	Nosná plocha příčného průřezu účinná jako vyztužení	mm ²
A_{fb}	Nosná plocha příčného průřezu hrdla	mm ²
A_{fp}	Nosná plocha příčného průřezu výztužného límce	mm ²
A_{fs}	Nosná plocha příčného průřezu skořepiny	mm ²
A_{fw}	Příčná plocha průřezu koutového svaru mezi hrdlem a skořepinou	mm ²
A_{pb}	Plocha zatížená tlakem pro hrdlo	mm ²
A_{ps}	Plocha zatížená tlakem pro skořepinu	mm ²
$A_{p\phi}$	Plocha zatížená tlakem pro šikmá hrdla	mm ²
A_s	Plocha potřebná pro výpočet A_{ps}	mm ²
a_1	Hodnota na straně můstku otvorů (Obr.3.7.5)	mm
a_2	Hodnota na straně můstku otvorů (Obr.3.7.5)	mm
D_e	vnější průměr válcové skořepiny	mm
d	Vnitřní průměr hrdla	mm
d_i	Vnitřní průměr hrdla	mm
d_{ib}	Vnitřní průměr hrdla	mm
$e_{a,b}$	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	mm
$e_{a,p}$	Analyzovaná tloušťka výztužného límce	mm
$e_{a,s}$	Analyzovaná tloušťka stěny skořepiny	mm
e_b	Efektivní tloušťka stěny hrdla	mm
$e_{c,s}$	Předpokládaná tloušťka stěny skořepiny	mm
e_p	Efektivní tloušťka výztužného límce	mm
e'_s	Délka vsazení hrdla do skořepiny	mm
f_b	Dovolené namáhání materiálu hrdla	MPa
f_{ob}	Dovolené namáhání hrdla	MPa
f_{op}	Dovolené namáhání výztužného límce	MPa
f_p	Dovolené namáhání materiálu límce	MPa
f_s	Dovolené namáhání materiálu skořepiny	MPa
L_b	Vzdálenost středů dvou otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny	mm

l_b	Délka vnější části hrdla skořepiny	mm
l'_b	Efektivní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny	mm
l'_{bi}	Efektivní vyztužující délka vnitřní části hrdla	mm
l_{b0}	Maximální vyztužující délka vnější části hrdla	mm
l_{bi}	Délka vnitřní části hrdla skořepiny	mm
l_s	Délka skořepiny mezi okrajem otvoru nebo vnějším průměrem hrdla a skořepinovou diskontinuitou	mm
l_{s01}, l_{s02}	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny	mm
r_{is}	Vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru	mm
w	Vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny	mm
w_{min}	Požadovaná minimální hodnota w	mm

Tab. 3.7.2 Vstupní data

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
A_{fw}	236,91	mm ²	e_p	13	mm
a_1	84,15	mm	e'_s	10	mm
a_2	84,15	mm	f_b	142,57	MPa
D_e	636	mm	f_p	129,91	MPa
d	139,76	mm	f_s	129,91	MPa
d_i	139,76	mm	L_b	5450	mm
d_{ib}	139,76	mm	l_b	73,86	mm
e_{ab}	14,27	mm	l_{b0}	73,86	mm
e_{ap}	13	mm	l_{bi}	0	mm
e_{as}	10	mm	l_s	151,85	mm
e_b	14,27	mm	w	151,85	mm
e_{cs}	10	mm			

3.7.1.1 Meze průměrů

Otvory s výztužnými límci

Pokud má otvor s hrdlem výztužný límec musí být splněna podmínka:

$$\frac{d}{2 \cdot r_{is}} \leq 0,5$$

$$0,227 < 0,5$$

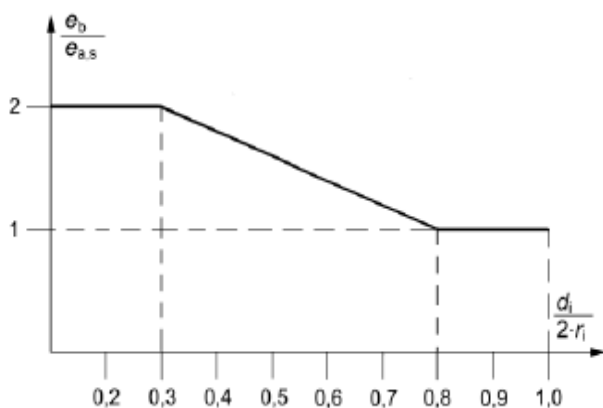
$$\frac{d_{ib}}{2 \cdot r_{is}} \leq 1$$

$$0,227 < 1$$

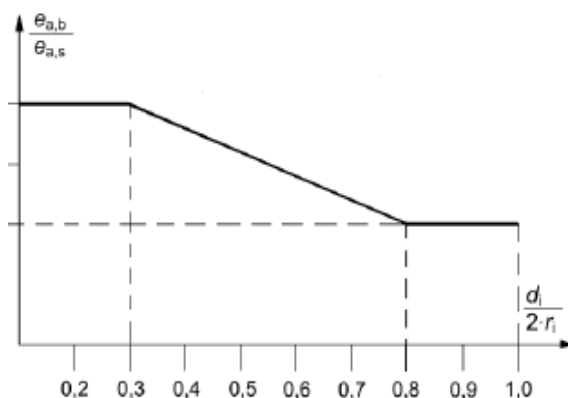
vyhovuje

Otvory s hrdly

U otvorů ve válcových skořepinách vyztužených hrdly musí platit $\frac{d}{2 \cdot r_{is}} \leq 1$



Obr. 3.7.3 Meze poměru efektivní tloušťky hrdel - pro výpočet



Obr. 3.7.4 Meze poměru efektivní tloušťky hrdel – pro výrobu

vyhovuje

Meze tloušťek stěn

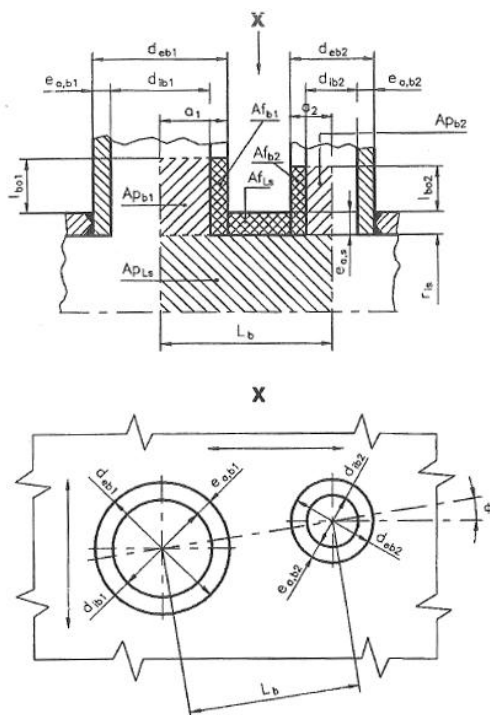
Poměr $e_b/e_{a,s}$ a $e_{a,b}/e_{a,s}$ nesmí překročit hodnotu danou diagramy

$$\frac{e_b}{e_{a,s}} = 1,472$$

$$\frac{e_{a,b}}{e_{a,s}} = 1,472$$

vyhovuje

3.7.1.2 Osamocené otvory



Obr. 3.7.5 Kontrola můstků přilehlých kolmých hrdel na válcové skořepině

Podmínka platnosti

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

$$5450 \text{ mm} > 326,54 \text{ mm}$$

Podmínka je splněna.

$$l_{so1} = l_{so2} = \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} = 79,12 \text{ mm}$$

$$r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s} = 308 \text{ mm}$$

Malé otvory

Otvor je malý, splňuje-li podmínku

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

$$139,76 \text{ mm} > 11,87 \text{ mm}$$

nevyhovuje

Jelikož otvor nespĺňuje podmínku malého otvoru, musí se provést kontrola vyztužení.

Skořepina - výpočet ploch potřebných pro výpočet podmínky vyztužení

$$w_{\min} = \max\left(0,2 \cdot \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} ; 3 \cdot e_{a,s}\right) = 30 \text{ mm}$$

$$w \geq w_{\min}$$

$$151,85 > 30$$

vyhovuje

Určení nosných ploch příčného průřezu účinných jako vyztužení

$$A_{fs} = e_{c,s} \cdot l'_s = 791,2 \text{ mm}^2$$

$$l'_s = \min(l_{s0} ; l_s) = 79,12 \text{ mm}$$

$$A_{ps} = A_s + 0,5 \cdot d \cdot e_{a,s} + 0,5 \cdot d_i \cdot e_p = 47499,3 \text{ mm}^2$$

$$A_s = r_{is} \cdot (l'_s + a) = 45892 \text{ mm}^2$$

$$a = 0,5 \cdot d = 69,88 \text{ mm}$$

$$A_{fb} = e_b \cdot (l'_b + l'_{bi} + e'_s) = 1194,2 \text{ mm}^2$$

$$l'_b = \min(l_{b0} ; l_b) = 73,86 \text{ mm}$$

$$l'_{bi} = \min(0,5 \cdot l_{b0} ; l_{bi}) = 0 \text{ mm}$$

$$A_{fw} = 236,91 \text{ mm}^2$$

Plocha odečtena z výkresu.

$$A_{pb} = 0,5 \cdot d_i \cdot (l'_b + e_{a,s}) = 5860,1 \text{ mm}^2$$

$$A_{fp} = e_p \cdot l'_p = 1028,6 \text{ mm}^2$$

$$l'_p = \min(l_{s0} ; l_s) = 79,12 \text{ mm}$$

$$A_{p\phi} = 0$$

analyzovaná tloušťka musí splňovat podmínku

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

$$13 \text{ mm} < 15 \text{ mm}$$

vyhovuje

Pravidla pro vyztužování

Obecný vzorec pro vyztužení osamocené otvory

Pro výpočtový tlak

$$f_{ob} = \min(f_s ; f_b) = 129,915 \text{ MPa}$$

$$f_{op} = \min(f_s ; f_p) = 129,915 \text{ MPa}$$

$$(A_{fs} + A_{fw})(f_s - 0,5P_v) + A_{fp}(f_{op} - 0,5P_v) + A_{fb}(f_{ob} - 0,5P_v) \geq P_v(A_{ps} + A_{pb} + 0,5A_{p\phi})$$

$$420057 \text{ N} > 74703 \text{ N}$$

vyhovuje

Pro zkušební tlak

$$f_{ob} = \min(f_s ; f_b) = 210,476 \text{ MPa}$$

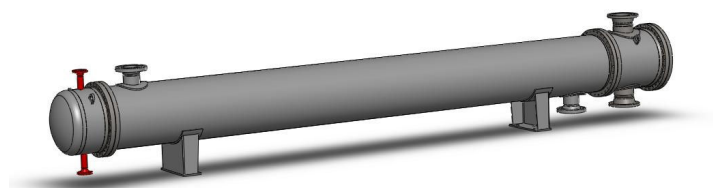
$$f_{op} = \min(f_s ; f_p) = 210,476 \text{ MPa}$$

$$(A_{fs} + A_{fw})(f_s - 0,5P_t) + A_{fp}(f_{op} - 0,5P_t) + A_{fb}(f_{ob} - 0,5P_t) \geq P_t(A_{ps} + A_{pb} + 0,5A_{p\phi})$$

$$680404 \text{ N} > 125394 \text{ N}$$

vyhovuje

3.7.2 Hrdlo N5, N6



Obr. 3.7.6 Hrdlo N5,N6

Tab. 3.7.3 Vstupní data

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
A_{fw}	118	mm ²	e_p	13	mm
a_1	30,15	mm	e'_s	10	mm
a_2	30,15	mm	f_b	142,57	MPa
D_e	650	mm	f_p	129,91	MPa
d	45,34	mm	f_s	129,91	MPa
d_i	45,34	mm	L_b	1000	mm
d_{ib}	45,34	mm	l_b	136,7	mm
e_{ab}	7,48	mm	l_{b0}	136,7	mm
e_{ap}	13	mm	l_{bi}	0	mm
e_{as}	10	mm	l_s	69,85	mm
e_b	7,48	mm	w	69,85	mm
e_{cs}	10	mm			

3.7.2.1 Meze průměrů

Otvory s výztužnými límci

Pokud má otvor s hrdlem výztužný límec musí být splněna podmínka:

$$\frac{d}{2 \cdot r_{is}} \leq 0,5$$

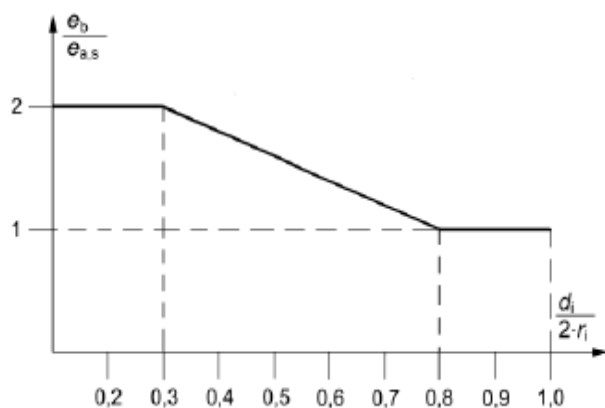
$$0,07 < 0,5$$

$$\frac{d_{ib}}{2 \cdot r_{is}} \leq 1$$

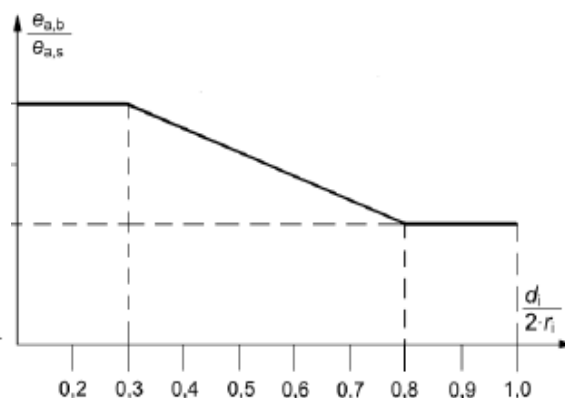
$$0,07 < 1$$

Otvory s hrdly

U otvorů ve válcových skořepinách vyztužených hrdly musí platit $\frac{d}{2 \cdot r_{is}} \leq 1$



Obr. 3.7.7 Meze poměru efektivní tloušťky hrdel – pro výpočet



Obr. 3.7.8 Meze poměru efektivní tloušťky hrdel – pro výrobu

vyhovuje

Meze tlouštěk stěn

Poměr $e_b/e_{a,s}$ a $e_{a,b}/e_{a,s}$ nesmí překročit hodnotu danou diagramy

$$\frac{e_b}{e_{a,s}} = \frac{7,48}{10} = 0,748$$

$$\frac{e_{a,b}}{e_{a,s}} = \frac{7,48}{10} = 0,748$$

vyhovuje

3.7.2.2 Osamocené otvory

Podmínka platnosti

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

$$1000 \text{ mm} > 220,3 \text{ mm}$$

vyhovuje

$$l_{so1} = l_{so2} = \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} = 80 \text{ mm}$$

$$r_{is} = \frac{D_e}{2} - e_{a,s} = 315 \text{ mm}$$

Malé otvory

Otvor je malý, splňuje-li podmínku

$$d \leq 0,15 \cdot \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} \\ 45,34 \text{ mm} > 12 \text{ mm} \quad \textbf{nevyhovuje}$$

Jelikož otvor nesplňuje podmínku malého otvoru, musí se provést kontrola vyztužení.

Skořepina - výpočet ploch potřebných pro výpočet podmínky vyztužení

$$w_{\min} = \max(0,2 \cdot \sqrt{(2 \cdot r_{is} + e_{c,s}) \cdot e_{c,s}} ; 3 \cdot e_{a,s}) = 30 \text{ mm}$$

$$w \geq w_{\min} \\ 69,85 > 30 \quad \textbf{vyhovuje}$$

Určení nosných ploch příčného průřezu účinných jako vyztužení

$$A_{fs} = e_{c,s} \cdot l'_s = 698,5 \text{ mm}^2$$

$$l'_s = \min(l_{s0} ; l_s) = 69,85 \text{ mm}$$

$$A_{ps} = A_s + 0,5 \cdot d \cdot e_{a,s} + 0,5 \cdot d_i \cdot e_p = 29665,2 \text{ mm}^2$$

$$A_s = r_{is} \cdot (l'_s + a) = 29143,8 \text{ mm}^2$$

$$a = 0,5 \cdot d = 22,67 \text{ mm}$$

$$A_{fb} = e_b \cdot (l'_b + l'_{bi} + e'_s) = 1097,3 \text{ mm}^2$$

$$l'_b = \min(l_{b0} ; l_b) = 136,7 \text{ mm}$$

$$l'_{bi} = \min(0,5 \cdot l_{b0} ; l_{bi}) = 0 \text{ mm}$$

$$A_{fw} = 118 \text{ mm}^2 \quad \text{Plocha odečtena z výkresu.}$$

$$A_{pb} = 0,5 \cdot d_i \cdot (l'_b + e_{a,s}) = 3325,7 \text{ mm}^2$$

$$A_{fp} = e_p \cdot l'_p = 908,1 \text{ mm}^2 \quad l'_p = \min(l_{s0} ; l_s) = 69,85 \text{ mm}$$

$$A_{p\varphi} = 0$$

analyzovaná tloušťka musí splňovat podmínku

$$e_{a,p} \leq 1,5 \cdot e_{a,s} \\ 13 \text{ mm} < 15 \text{ mm} \quad \textbf{vyhovuje}$$

Pravidla pro vyztužování

Obecný vzorec pro vyztužení osamoceného otvoru

Pro výpočtový tlak

$$f_{ob} = \min(f_s ; f_b) = 140,750 \text{ MPa}$$

$$f_{op} = \min(f_s ; f_p) = 140,750 \text{ MPa}$$

$$(A_{fs} + A_{fw})(f_s - 0,5P_v) + A_{fp}(f_{op} - 0,5P_v) + A_{fb}(f_{ob} - 0,5P_v) \geq P_v(A_{ps} + A_{pb} + 0,5A_{p\phi})$$

$$387061 \text{ N} > 29691,8 \text{ N}$$

vyhovuje

Pro zkušební tlak

$$f_{ob} = \min(f_s ; f_b) = 210,476 \text{ MPa}$$

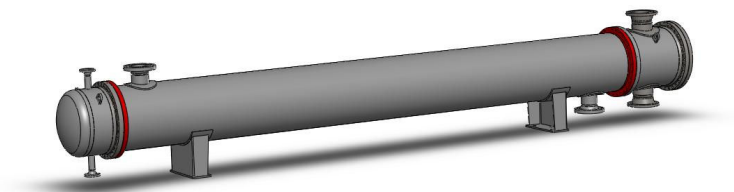
$$f_{op} = \min(f_s ; f_p) = 210,476 \text{ MPa}$$

$$(A_{fs} + A_{fw})(f_s - 0,5P_v) + A_{fp}(f_{op} - 0,5P_v) + A_{fb}(f_{ob} - 0,5P_v) \geq P_v(A_{ps} + A_{pb} + 0,5A_{p\phi})$$

$$591804,6 \text{ N} > 49816,3 \text{ N}$$

vyhovuje

3.8 Trubkovnice



Obr. 3.8.1 Trubkovnice



Obr. 3.8.2 Trubkovnice

Seznam použitých symbolů

Tab. 3.8.1 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
A	Vnější průměr přírubového okraje	mm
b_0	Součinitel nedokonalosti trubek	-
C	Průměr roztečné kružnice šroubů	mm
c_t	Přídavek na korozi na trubkové straně trubkovnice	mm
D_{ex}	Vnitřní průměr přírubového okraje	mm
D_j	Vnitřní průměr vlny kompenzátoru	mm
D_o	Průměr otrubkované plochy trubkovnice D_o	mm
D_s	Vnitřní průměr pláště	mm
D^*	Efektivní ohybová tuhost trubkovnice	Nmm
d_t	Jmenovitý vnější průměr trubky	mm
d^*	Efektivní průměr otvoru pro trubku	mm
E	Modul pružnosti materiálu trubkovnice při konstrukční teplotě	MPa

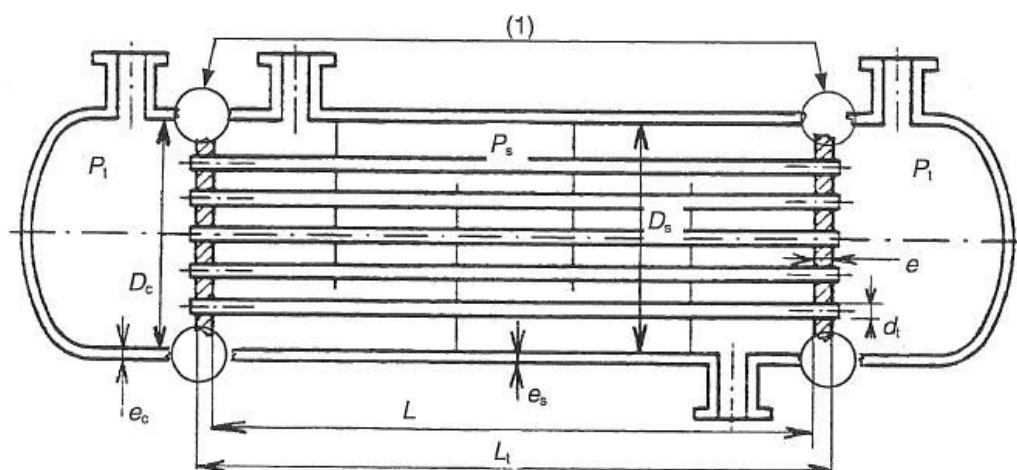
E_s	Modul pružnosti materiálu pláště při konstrukční teplotě	MPa
E_t	Modul pružnosti materiálu trubek při konstrukční teplotě	MPa
E^*	Efektivní modul pružnosti děrované trubkovnice při konstrukční teplotě	MPa
e	Tloušťka trubkovnice	mm
e_a	Analyzovaná tloušťka trubkovnice	mm
e_{ap}	Zbývající analyzovaná tloušťka	mm
e_{fl}	Tloušťka přírubového okraje trubkovnice	mm
$e_{fl,a}$	Analyzovaná tloušťka přírubového okraje trubkovnice	mm
$e_{fl,op}$	Požadovaná tloušťka přírubového okraje pro provozní podmínky	mm
e_s	Tloušťka stěny pláště	mm
e_t	Jmenovitá tloušťka stěny trubky	mm
F_i	Součinitel daný jako funkce X pro různé hodnoty Z	-
F_m	Součinitel	-
F_q	Součinitel	-
F_{q^∞}	Součinitel	-
f_{min}	Nejmenší dovolené namáhání materiálu trubkovnice nebo trubek	MPa
$f_{t,bk}$	Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru	MPa
$f_{t,j}$	Maximální přípustné napětí ve spoji trubek s trubkovnicí	MPa
G	Průměr kružnice na které působí reakce v těsnění	mm
G_c	Průměr na kterém působí reakce od zatížení těsnění komory	mm
H	Součinitel daný jako funkce X pro různé hodnoty Z	-
H^∞	Součinitel	-
h_g	Hloubka drážky pro přepážku choů na trubkové straně	mm
J	Poměr axiální tuhosti vlnovcového kompenzátoru k axiální tuhosti pláště	-
$K_{s,t}$	Poměr axiální tuhosti pláště k axiální tuhosti trubkového svazku	-
K_s	Axiální tuhost pláště	N/mm
K_t	Axiální tuhost trubky	N/mm
K_W	Modul pružného podkladu ekvivalentního trubkového svazku	Nmm
k_c	Okrajový moment potřebný pro natočení komory o jednotkový úhel	-
k_s	Okrajový moment potřebný pro natočení pláště o jednotkový úhel	-
L	Délka trubky mezi vnitřními čely trubkovnice	mm
L_t	Délka trubky mezi vnějšími čely trubkovnic	mm
l_1	Vzdálenost přepážek	mm
l_1'	Vzdálenost přepážek	mm
l_2	Vzdálenost přepážek	mm
l_2'	Vzdálenost přepážek	mm
l_3	Vzdálenost přepážek	mm
$l_{t,bk}$	Vzpěrná dékla trubek	mm
$l_{t,x}$	Délka zaválcování trubky v trubkovnici	mm
M_{op}	Celkový moment působící na trubkovnici při provozních podmínkách	-
N_t	Počet trubek	-
P_e	Efektivní tlak působící na trubkovnici	MPa
P_t	Zkušební tlak	MPa
P_v	Výpočtový tlak	MPa

p	Rozteč trubek	mm
p^*	Efektivní rozteč trubek	
$R_{P02/t}$	Minimální smluvní mez kluzu	MPa
r_0	Poloměr kružnice procházející středem nejkrajnější trubky	mm
T_v	Výpočtová teplota	°C
T_t	Zkušební teplota	°C
$t_{s,m}$	Střední teplota materiálu pláště po její délce	°C
$t_{t,m}$	Střední teplota materiálu trubky po její délce	°C
U_L	Vzdálenost mezi sousedícími řadami	mm
W	Výpočtové zatížení šroubů ve smontovaném stavu	N
X	Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice	-
x_s	Součinitel rozvrtání trubkovnice na plášťové straně	-
x_t	Součinitel rozvrtání trubkovnice na trubkové straně	-
Z	Součinitel vetknutí okraje trubkovnice vzhledem k plášti a komoře	-
α_H	Konstanta	-
α_{sm}	Součinitel střední teplotní roztažnosti materiálu trubek při teplotě $t_{t,m}$	K ⁻¹
α_{tm}	Součinitel střední teplotní roztažnosti materiálu pláště při teplotě $t_{s,m}$	K ⁻¹
α_q	Konstanta	-
β_H	Konstanta	-
γ	Axiální diferenční teplotní dilatace mezi trubkami a pláštěm	-
μ	Součinitel zeslabení	-
μ^*	Efektivní součinitel zeslabení trubkovnice	-
ν^*	Efektivní Poissonova konstanta	-
ρ	Poměr hloubky zaválcování trubky	-
σ	Vypočtené napětí v komponentě	MPa
$\sigma_{s,b}$	Ohybové napětí v plášti	MPa
$\sigma_{s,eq}$	Ekvivalentní ohybové napětí	MPa
$\sigma_{s,eq1}$	Ekvivalentní ohybové napětí	MPa
$\sigma_{s,m}$	Membránové napětí v plášti	MPa
$\sigma_{s,r}$	Střední radiální napětí v plášti	MPa
$\sigma_{s,\theta}$	Střední obvodové napětí v plášti	MPa
$\sigma_{t,0}$	Maximální axiální napětí v trubkách pro vnější řadu trubek	MPa
$\sigma_{t,cr}$	Eulerovo kritické napětí pro trubky	MPa
$\sigma_{t,eq}$	Ekvivalentní napětí v trubkách	MPa
$\sigma_{t,i}$	Maximální axiální napětí v trubkách provnitřní řady trubek	MPa
$\sigma_{t,p}$	Obvodové napětí v trubkách	MPa
$\sigma_{t,r}$	Střední hodnota radiálního napětí v trubkách	MPa
$\sigma_{t,\theta}$	Střední hodnota obvodového napětí v trubkách	MPa
τ	Vypočtené smykové napětí v komponentě	MPa

Tab. 3.8.2 Vstupní data

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
A	755	mm	l_2	355	mm
C	715	mm	l_2'	355	mm
c_t	3	mm	l_3	355	mm
D_{ex}	636	mm	$l_{t,x}$	35	mm
D_j	0	mm	N_t	238	-
D_o	565,15	mm	P_t	2,35	MPa
D_s	610	mm	P_v	1,4	MPa
d_t	25,4	mm	p	31,75	mm
E	186083	MPa	$R_{p02/t}$	199,142	MPa
E_s	196000	MPa	r_0	269,875	mm
E_t	192840	MPa	T_v	150	°C
e	75	mm	T_t	20	°C
e_a	70	mm	$t_{s,m}$	150	°C
e_{ap}	55	mm	$t_{t,m}$	60	°C
$e_{fl,a}$	44	mm	U_L	55	mm
e_t	2,03	mm	W	1023985	N
G	655	mm	α_H	0,7363	-
h_g	5	mm	α_{sm}	11,5.10-6	K-1
L	5932	mm	α_{tm}	11,0.10-6	K-1
L_t	6082	mm	α_q	0,7066	-
l_1	710	mm	β_H	-0,287	-
l_1'	717	mm			

Výměník tepla s pevnými trubkovnicemi.



Obr. 3.8.3 Výměník tepla s pevnými trubkovnicemi

3.8.1 Podmínky použitelnosti

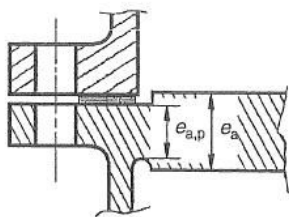
Trubkovnice

Trubkovnice musí splňovat následující podmínky použitelnosti

- a) Obě trubkovnice musí být rovné, kruhové a shodné.

vyhovuje

- b) Místní snížení tloušťky na obvodu trubkovnice drážkou pro těsnění nebo odlehčovací drážkou je přípustné za předpokladu, že zbývající analyzovaná tloušťka $e_{a,p}$ je rovna nejméně 0,8 násobku analyzované tloušťky e_a trubkovnice.



Obr. 3.8.4 Místní zeslabení trubkovnice

$$e_{a,p} \geq 0,8e_a$$

$$55 \text{ mm} < 56 \text{ mm}$$

nevyhovuje

- c) Když je trubkovnice opatřena přírubovým okrajem, jeho tloušťka musí být vypočtena.

- Výpočet přírubového okraje trubkovnice s úzkým těsněním

Konstrukční úvahy

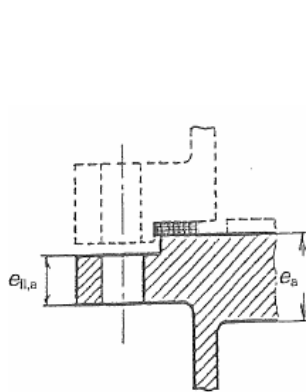
1. Vnitřní průměr D_{ex} přírubového okraje trubkovnice a konstrukční tlak P se stanoví podle Obr 3.8.6.
2. Výpočet musí být proveden pro každý zatěžovací stav, který může být rozhodující pro výpočet.
3. Analyzovaná tloušťka trubkovnice na jejím okraji, $e_{a,p}$, musí být rovna nejméně analyzované tloušťce přírubového okraje trubkovnice. $e_{fl,a}$.

$$e_{a,p} \geq e_{fl,a}$$

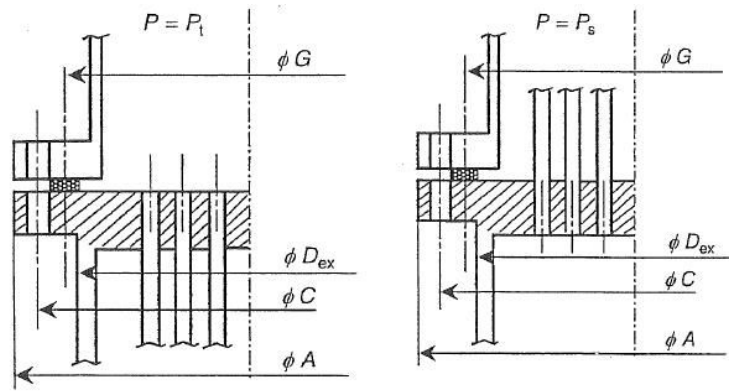
$$55 \text{ mm} > 44 \text{ mm}$$

vyhovuje

Požadovaná tloušťka přírubového okraje trubkovnice



Obr. 3.8.5 Přírubový okraj trubkovnice



a) Sestava b: pevná trubkovnice je utěsněná ke komoře

$$G = G_c$$

$$D_{ex} = D_{s,e}$$

$$P = P_t$$

b) Sestava e: pevná trubkovnice je utěsněná k plášti

$$G = G_s$$

$$D_{ex} = D_{c,e}$$

$$P = P_s$$

Obr. 3.8.6 Přírubové okraje trubkovnice

Požadovaná tloušťka pro montážní podmínky

$$e_{fl,A} = \sqrt{\frac{12}{\pi \cdot D_{EX} \cdot \left[(1+\nu) + (1-\nu) \cdot \left(\frac{D_{EX}}{A} \right)^2 \right]}} \cdot \frac{M_A}{f_A} = 27,3 \text{ mm}$$

kde

$$M_A = W \cdot \frac{C-G}{2} = 30719565 \text{ Nmm}$$

Požadovaná tloušťka pro provozní podmínky

Pro výpočtové podmínky

$$e_{fl,op} = \sqrt{\frac{12}{\pi \cdot D_{EX} \cdot \left[(1+\nu) + (1-\nu) \cdot \left(\frac{D_{EX}}{A} \right)^2 \right]}} \cdot \frac{M_{OP}}{f} = 21,7 \text{ mm}$$

kde

$$M_{OP} = \pi \cdot \left[\left(\frac{D_{EX}^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{C-D_{EX}}{2} \right) + \left(\frac{G^2 - D_{EX}^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{2 \cdot C - D_{EX} - G}{4} \right) + (2 \cdot b \cdot G \cdot m) \cdot \left(\frac{C-G}{2} \right) \right] \cdot P$$

$$M_{OP} = 22293469 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Pro zkušební podmínky

$$e_{fl,op} = 23,3 \text{ mm}$$

$$M_{OP} = 31974951 \text{ Nmm}$$

Požadovaná tloušťka přírubového okraje trubkovnice e_{fl}

$$e_{fl} = \max[e_{fl,A}; e_{fl,op}] = 27,3 \text{ mm}$$

Analýzovaná tloušťka přírubového okraje trubkovnice $e_{fl,a}$ musí být rovna nejméně e_{fl}

$$e_{fl,a} \geq e_{fl}$$

$$44 \text{ mm} > 27,3 \text{ mm}$$

vyhovuje

- d) Pokud nemohou být prokázány dostatečné zkušenosti s tenčími trubkovicemi, musí být splněny následující podmínky, když jsou trubky zaválcovány do trubkovnice.

při $25 \text{ mm} \leq d_i \leq 30 \text{ mm}$

$$ea \geq 22 \text{ mm}$$

$$70 \text{ mm} > 22 \text{ mm}$$

vyhovuje

- e) Trubkovnice musí být rovnoměrně otrubkovaná v nominálně kruhové ploše o průměru D_0 , buď s rozdělením ve vrcholech rovnoramenného trojúhelníku nebo čtverce. Přípouští se neotrubkované diametrální řady pro přepážky chodů za předpokladu, že vzdálenost mezi sousedícími řadami U_L je taková že:

$$U_L \leq 4 \cdot p$$

$$55 < 127$$

vyhovuje

- f) Neotrubkovaný prstenec je přípustný za předpokladu že:

$$D_0 \geq 0,85 \cdot De$$

$$565,15 \text{ mm} > 537,62 \text{ mm}$$

vyhovuje

Trubky

- a) Trubky musí být přímé a shodné.
b) Musí být pevně připojené k trubkovnici

vyhovuje

Plášť

a) Plášť musí být válcový a musí mít stálou tloušťku a stálý průměr.

vyhovuje

Komora

Vnitřní průměry D_s a D_c pláště a komory musí být takové, aby platilo:

$$0,9D_s \leq G \leq 1,2D_s$$

$$549 \text{ mm} < 655 < 732$$

vyhovuje

3.8.2 Konstrukční úvahy

Zatěžovací stavy

Zatěžovací stav 1 - : Současně působí tlak v trubkách P_t i tlak v mezitrubkovém prostoru P_s s teplotní roztažností γ . Při výpočtových podmínkách.

Zatěžovací stav 2 - : Současně působí tlak v trubkách P_t i tlak v mezitrubkovém prostoru P_s s teplotní roztažností γ . Při podmínkách zkoušky.

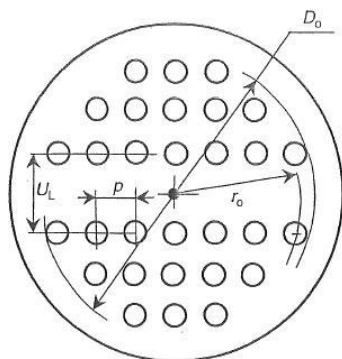
Zatěžovací stav 1

Podmínky výpočtu

Výpočet musí být proveden pro zkorodovaný stav s výjimkou trubek, pro které smí být použit jmenovitý vnější průměr d_t a jmenovitá tloušťka e_t ;

Stanovení mezilehlých součinitelů

- a) Efektivní elastické konstanty trubkovnice
- průměr otrubkované plochy trubkovnice D_0 ;



Obr. 3.8.7 Uspořádání trubkovnice

$$D_0 = 2 \cdot r_0 + d_t = 565,150 \text{ mm}$$

- efektivní hloubka drážky pro přepážku chodu na trubkové straně

$$h_g' = \max[(h_g - c_t); 0] = 2 \text{ mm}$$

základní součinitel zeslabení μ ;

$$\mu = \frac{p - d_t}{p} = 0,2$$

efektivní součinitel zeslabení μ^*

$$\mu^* = \frac{p^* - d^*}{p^*} = 0,34$$

$$d^* = \max\left\{\left[d_t - 2 e_t \left(\frac{E_t}{E}\right) \cdot \left(\frac{f_t}{f}\right) \cdot \rho\right]; [d_t - 2 e_t]\right\} = 22,39 \text{ mm}$$

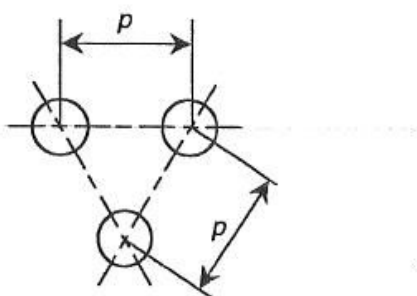
Poměr hloubky zaválcování trubky

$$\rho = \frac{l_{t,x}}{e} = 0,4667$$

Efektivní rozteč trubek p^*

$$p^* = \frac{p}{\sqrt{1 - \frac{4 \cdot U_L}{\pi \cdot D_0}}} = 33,9 \text{ mm}$$

Stanovení efektivních elastických konstant



Obr. 3.8.8 Trojúhelníkové rozdělení trubek

Efektivní elastické konstanty E^* a ν^* jsou dány jako funkce efektivního zeslabení otvory μ^* , pro různé hodnoty poměru $\frac{e}{p}$:

$$\frac{e}{p} = \frac{75}{31,75} = 2,36$$

Stanovení konstant alfa

Pro hodnoty e/p vyšší než 2 se použijí hodnoty pro velikost poměru $e/p=2$

Tab. 3.8.3 Hodnoty součinitelů α

e/p	α_0	α_1	α_2	α_3	α_4
2,36	-0,0029	0,2126	3,9906	-6,1730	3,4307

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

$$E^* = (\alpha_0 + \alpha_1 \cdot \mu^* + \alpha_2 \cdot \mu^{*2} + \alpha_3 \cdot \mu^{*3} + \alpha_4 \cdot \mu^{*4}) \cdot E = 62157,22 \text{ MPa}$$

Stanovení konstant beta

Tab. 3.8.4 Hodnoty součinitelů β

e/p	β_0	β_1	β_2	β_3	β_4
2,36	0,9966	-4,1978	9,0478	-7,9955	2,2398

$$\nu^* = \beta_0 + \beta_1 \cdot \mu^* + \beta_2 \cdot \mu^{*2} + \beta_3 \cdot \mu^{*3} + \beta_4 \cdot \mu^{*4} = 0,33$$

Stanovení efektivní ohybové tuhosti trubkovnice D^*

$$D^* = \frac{E^* \cdot e^3}{12 \cdot (1 - \nu^{*2})} = 1,99559 \cdot 10^{10} \text{ Nmm}$$

b) Efektivní průměr trubkovnice

$$D_e = \frac{D_s + G_c}{2} = 632,5 \text{ mm}$$

c) Efektivní délka trubky

$$L = L_t - 2 \cdot e = 5932 \text{ mm}$$

d) Součinitele rozvrtání trubkovnice

$$x_s = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t}{D_e} \right)^2 = 0,61618 \quad x_t = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t - 2 \cdot e_t}{D_e} \right)^2 = 0,72908$$

e) Axiální tuhosti

Axiální tuhost trubky

$$K_t = \frac{\pi \cdot e_t \cdot (d_t - e_t) \cdot E_t}{L} = 4845 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Axiální tuhost pláště

$$K_s = \frac{\pi \cdot e_s \cdot (D_s + e_s) \cdot E_s}{L} = 643571 \frac{N}{mm}$$

Poměr axiální tuhosti pláště k axiální tuhosti trubkového svazku

$$K_{s,t} = \frac{K_s}{N_t \cdot K_t} = 0,558$$

Modul pružného podkladu ekvivalentního trubkového svazku

$$K_w = \frac{8 \cdot N_t \cdot K_t}{\pi \cdot D_e^2} = 7,34 N \cdot mm$$

Pro vlnocový kompenzátor

$J = 1,0$ kompenzátor není použit

f) Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice

$$X = \left(\frac{K_w}{D^*} \right)^{0,25} \cdot \frac{D_e}{2} = 1,385$$

g) Ohybové tuhosti

pro plášť

$$k_s = \frac{2 \cdot E_s \cdot (e_s)^{2,5}}{\left[12 \cdot (1 - \nu_s^2) \right]^{0,75} \cdot (D_s + e_s)^{0,5}} = 828749,4$$

pro komoru

$$k_c = 0 N$$

h) Omezující součinitel okraje trubkovnice způsobený pláštěm a trubkovnicí:

$$Z = \frac{k_s + k_c}{(K_w)^{0,25} \cdot (D^*)^{0,75}} = 0,0095$$

Poznámka: Pro nízké hodnoty Z (blízké k 0) : trubkovnice je v podstatě jednoduše podepřená.

Efektivní tlak P_e

Efektivní tlak počítaný z tlaků P_t a P_s a teplotní roztažnosti je dán vzorcem:

Pro výpočtové podmínky

$$P_e = \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} \cdot \left[x_s + 2 \cdot v_t \cdot (1 - x_s) + \frac{2 \cdot v_s}{K_{s,t}} - \frac{1 - J}{2 \cdot J \cdot K_{s,t}} \cdot \frac{(D_J + 2 \cdot w_J)^2 - D_s^2}{D_s^2} \right] \cdot P_v$$
$$- \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} \cdot \left[x_t + 2 \cdot v_t \cdot (1 - x_t) + \frac{1}{J \cdot K_{s,t}} \right] \cdot P_t + \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q} \cdot \left[\frac{K_w}{2} \right] \cdot \gamma = -7,47 \text{ MPa}$$
$$F_q = \alpha_q \cdot X + 0,2622 = 1,245$$

$$\gamma = [\alpha_{t,m} \cdot (t_{t,m} - 20^\circ\text{C}) - \alpha_{s,m} \cdot (t_{s,m} - 20^\circ\text{C})] \cdot L = -6,258$$

3.8.3 Výpočet trubkovnice

Ohybové napětí

a) Maximální ohybové napětí v trubkovnici je dáno vzorcem

$$\sigma = \left(\frac{1,5 \cdot F_m}{\mu^*} \right) \cdot \left(\frac{D_e}{e - h_g'} \right) \cdot P_e = -562,8 \text{ MPa}$$

$$F_m = \frac{1}{6H} = 0,2274$$

$$H = \alpha_H \cdot X - \beta_H = 0,7328$$

b) Vypočtené napětí σ musí být kontrolováno oproti přípustnému napětí následovně:

pro trubkovnici opatřenou přírubovým okrajem

- Pro každý uvažovaný zatěžovací stav v normálním provozu nesmí napětí v trubkovnici σ , vyvolané tlaky (P_t a P_s), a teplotní roztažností γ , působícími současně, překročit hodnotu $2,25 \cdot f$:

$$|\sigma| \leq 2,25 \cdot f$$

$$562,8 \text{ MPa} > 230,7 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Smykové napětí

- a) Maximální smykové napětí v trubkovnici

$$\tau = \left(\frac{1}{2 \cdot \mu} \right) \cdot \left(\frac{D_0}{2 \cdot e} \right) \cdot P_e = -70,39 \text{ MPa}$$

- b) Pro všechny uvažované stavy nesmí smykové napětí v trubkovnici τ přesáhnout hodnotu $0,8 \cdot f$

$$|\tau| \leq 0,8 \cdot f$$

$$70,34 \text{ MPa} < 82 \text{ MPa}$$

vyhovuje

3.8.4 Výpočet trubek

Axiální membránové napětí

- a) Maximální axiální napětí v trubkách je dáno vzorci

- Pro vnější řadu trubek

$$\sigma_{t,o} = \frac{1}{x_t - x_s} \cdot [(P_s \cdot x_s - P_t \cdot x_t) - P_e \cdot F_q] = 84,23 \text{ MPa}$$

- Pro vnitřní řadu trubek

$$\sigma_{t,i} = \frac{1}{x_t - x_s} \cdot [(P_s \cdot x_s - P_t \cdot x_t) - P_e \cdot F_i] = -4,72 \text{ MPa}$$

Z diagramu $F_i = -0,09$

- b) Pro každý z uvažovaných zatěžovacích stavů nesmí absolutní hodnota těchto napětí přesáhnout přípustné napětí ve spoji trubek s trubkovnicí $f_{t,j}$

Maximální přípustné napětí v připojení trubky k trubkovnici

- Nejmenší dovolené namáhání materiálu trubkovnice nebo trubek

$$f_{\min} = \min[(f); (f_t)] = 102,533 \text{ MPa}$$

- Maximální přípustné napětí ve spoji trubky s trubkovnicí pro zaválcovaný spoj do otvoru s dvěma a více drážkami

$$f_{t,j} = 0,8 \cdot f_{\min} = 82,03 \text{ MPa}$$

$$|\sigma_{t,0}| \leq f_{t,j}$$

$$84,23 \text{ MPa} > 82,03 \text{ MPa}$$

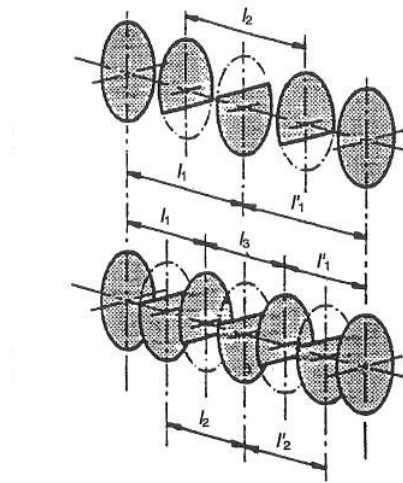
nevyhovuje

$$|\sigma_{t,i}| \leq f_{t,j}$$

$$4,72 \text{ MPa} > 82,03 \text{ MPa}$$

nevyhovuje

- c) Pro každý ze zatěžovacích stavů, pro které $\sigma_{t,0}$ nebo $\sigma_{t,i}$ jsou negativní (trubky jsou tlačené), nesmí absolutní hodnota těchto napětí překročit maximální přípustný limit vzpěrného napětí $f_{t,bk}$ v trubkách.



Obr. 3.8.9 Přepážky podpírající trubky

Maximální přípustné podélné vzpěrné napětí v trubkách

- Vzpěrná délka trubek

$$l_{t,bk} = \min \left\{ 0,5 \cdot L; \max \left[(0,7 \cdot l_1); (0,7 \cdot l_1'); (0,7 \cdot l_2); (0,7 \cdot l_2'); (l_3) \right] \right\} = 501,9 \text{ mm}$$

- Součinitel nedokonalosti trubek

$$b_0 = 0,206 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{t,cr}}{R_{p0,2/t}}} \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{t,cr}}{R_{p0,2/t}}} \right) = 0,225$$

- Součinitel tlakového efektu na trubky

$$\sigma_{t,p} = \frac{P_s \cdot d_t^2 - P_t \cdot (d_t - 2 \cdot e_t)^2}{d_t^2 - (d_t - 2 \cdot e_t)^2} = 2,60 \text{ MPa}$$

- Eulerovo kritické napětí pro trubky

$$\sigma_{t,cr} = \frac{\pi^2 \cdot E_t}{l_{t,bk}^2} \cdot \frac{d_t^2 + (d_t - 2 \cdot e_t)^2}{16} = 519,70 \text{ MPa}$$

Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru

$$x = 1,1$$

$$f_{t,bk} = \frac{1}{x} \cdot \left[x \cdot \sigma_{t,p} + \frac{R_{p0,2/t} - |x \cdot \sigma_{t,p}|}{\sqrt{1 + \left(\frac{(1 + b_0) \cdot R_{p0,2/t} - |x \cdot \sigma_{t,p}|}{\sigma_{t,cr}} \right)^2}} \right] = 124,5 \text{ MPa}$$

$$|\sigma_{t,0}| \leq f_{t,bk}$$

$$84,23 \text{ MPa} < 124,5 \text{ MPa}$$

vyhovuje

$$|\sigma_{t,i}| \leq f_{t,bk}$$

$$4,72 \text{ MPa} < 124,5 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Ekvivalentní napětí

- a) Maximální ekvivalentní napětí v trubkách:

$$\sigma_{t,eq} = \max \left[|\sigma_{t,i} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,i} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,0} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,0} - \sigma_{t,r}| \right] = 88,26 \text{ MPa}$$

Střední hodnota obvodového napětí v trubkách $\sigma_{t,\theta}$

$$\sigma_{t,\theta} = \frac{P_t \cdot (d_t - 2 \cdot e_t) - P_s \cdot d_t}{2 \cdot e_t} = -4,028 \text{ MPa}$$

Střední hodnota radiálního napětí v trubkách

$$\sigma_{t,r} = -\frac{P_t + P_s}{2} = -1,15 \text{ MPa}$$

- b) Pro každý z uvažovaných zatěžovacích stavů, kde $\gamma \neq 0$, nesmí ekvivalentní napětí

$\sigma_{t,eq}$ překročit hodnotu $1,5 \cdot f_t$:

$$\sigma_{t,eq} \leq 1,5 \cdot f_t$$

$$88,26 \text{ MPa} < 236,16 \text{ MPa}$$

vyhovuje

3.8.5 Výpočet pláště

Výpočet pláště v místě vzdáleném od trubkovnice

Axiální membránové napětí

a) Axiální membránové napětí v plášti

$$\sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4 \cdot e_s \cdot (D_s + e_s)} \cdot (P_t + P_e) = -98,62 \text{ MPa}$$

b) Pro každý ze zatěžovacích stavů, u kterých je $\sigma_{s,m}$ záporné (plášť je stlačován), nesmí absolutní hodnota tohoto napětí přesáhnout přípustnou hodnotu napětí pláště ve vzpěru $f_{s,bk}$

$$|\sigma_{s,m}| \leq f_{s,bk}$$

$$98,62 \text{ MPa} < 790,322 \text{ MPa}$$

Pro podmínky provozu $K=1$

$$f_{s,bk} = K \cdot \frac{e_s \cdot E_s}{4 \cdot e_s (D_s + e_s)} \cdot (P_t + P_e) = 790,322 \text{ MPa}$$

Ekvivalentní napětí

a) Maximální ekvivalentní napětí

$$\sigma_{s,eq} = \max\left(|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,\theta}|; |\sigma_{s,m} - \sigma_{s,r}|; |\sigma_{s,\theta} - \sigma_{s,r}|\right) = 141,32 \text{ MPa}$$

střední obvodové napětí v plášti

$$\sigma_{s,\theta} = \frac{P_s \cdot D_s}{2 \cdot e_s} = 42,7 \text{ MPa}$$

střední radiální napětí v plášti

$$\sigma_{s,r} = -\frac{P_s}{2} = -0,7 \text{ MPa}$$

b) Pro každý ze zatěžovacích stavů kdy $\gamma \neq 0$, nesmí napětí $\sigma_{s,eq}$ přesáhnout hodnotu $1,5 \cdot f_s$:

$$\sigma_{s,eq} \leq 1,5 \cdot f_s$$

$$141,32 \text{ MPa} < 194,87 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Výpočet pláště v místě spojení s trubkovnicí

Axiální ohybové napětí

maximální axiální ohybové napětí v plášti v místě jeho připojení k trubkovnici

$$\sigma_{s,b} = \frac{k_s}{k_s + k_c} \cdot \frac{1}{l_1} \cdot \left(\frac{D_e}{2 \cdot e_s} \right) \cdot P_e = -177,313 \text{ MPa}$$

$$l_1 = H_\infty \left[\left(\frac{2}{X \cdot Z} \cdot F_{q,\infty} \right) + \left(1 - \frac{1 - \nu^*}{X \cdot Z} \right) \right] = 42,15$$

Ekvivalentní napětí

a) Maximální ekvivalentní napětí v plášti v místě připojení k trubkovnici

$$\sigma_{s,eq1} = \max \left(\left| \sigma_{s,m} - \sigma_{s,b} + P_s \right|; \left| \sigma_{s,m} + \sigma_{s,b} \right| \right) = 275,935 \text{ MPa}$$

b) Pro každý z uvažovaných zatěžovacích stavů při normálním provozu nesmí $\sigma_{s,eq,1}$ přesáhnout hodnotu $3 \cdot f_s$

$$\sigma_{s,eq,1} \leq 3f_s$$

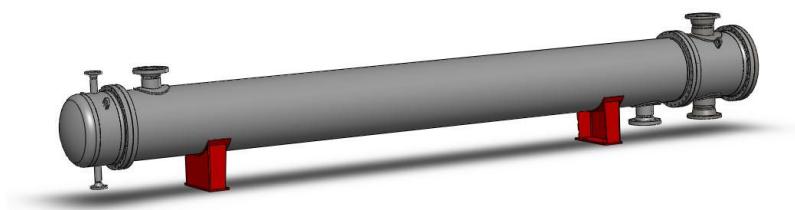
$$275,935 \text{ MPa} < 389,745 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Zatěžovací stav 2

Jelikož nejsou splněny některé požadavky normy ČSN EN 13445 ve výpočtu zatěžovacího stavu 1, nebude již zatěžovací stav 2 řešen. Trubkovnice bude řešena v kapitole 5.1 pomocí MKP v programu ANSYS.

3.9 Sedlové podpěry



Obr. 3.9.1 Sedlové podpěry

Seznam použitých symbolů

Tab. 3.9.1 Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotka
a_1	Vzdálenost dle obr.	mm
a_2	Vzdálenost okraje sedla a konce podložného plechu	mm
a_3	Vzdálenost dle obr.	mm
b_1	Axiální šířka sedlové podpory	mm
D_i	Vnitřní průměr skořepiny	mm
E	Modul pružnosti materiálu pláště při konstrukční teplotě	MPa
e_2	Tloušťka podložného plechu	mm
e_a	Tloušťka pláště	mm
$F_{2,max}$	Maximální dovolené zatížení sedla v místě 2	N
$F_{3,max}$	Maximální dovolené zatížení sedla v místě 3	N
F_{eq}	Ekvivalentní globální axiální síla, která uvažuje lokální membránové napětí u sedla	N
F_i	Síla v i-té podpěře	N
F_{max}	Dovolená globální tlaková síla	N
H_i	Vzdálenost dle Obr. 3.9.2	mm
K_i	Součinitel	-
L	Délka válcové části nádoby (včetně válcových částí den)	kg
l_i	Vzdálenost sedla od nejbližšího lokálního zatížení	mm
M_i	Globální ohybový moment v místě i-tého sedla	Nmm
M_{max}	Dovolený globální moment	N
M_o	Moment působící na nosník	Nmm
n	Počet sedel	-
Q_i	Maximální posouvající síla v místě i-tého sedla	N
Q_{max}	Dovolená globální posouvající síla	N
q	Zatížení na jednotku délky nádoby	Nmm ⁻¹
R	Střední poloměr skořepiny	mm
R_{P02t}	Minimální smluvní mez kluzu	MPa
W	Celková tíha nádoby včetně obsahu	N
W_F	Tíha tekutiny	N
α	Součinitel	-
β	Součinitel vlivu šířky sedla	-
γ	Součinitel vlivu vzdálenosti sedla	-

Δ	Součinitel	-
δ	Vnitřní úhel sedlové podpěry	°
δ_2	Vnitřní úhel podložného plechu	°
ν_1	Poměr mezi lokálním membránovým napětím a lokálním ohybovým napětím	-
ν_2	Poměr mezi globálním membránovým napětím a dovoleným napětím	-
$\sigma_{b,all}$	Mezní ohybové napětí skořepiny	MPa
$\sigma_{c,all}$	Maximální přípustné tlakové podélné napětí	MPa
σ_e	Elastická mez	MPa

Tab. 3.9.2 Vstupní data

Symbol	Hodnota	Jednotka	Symbol	Hodnota	Jednotka
l_l	500	mm	D_i	610	mm
e_a	10	mm	e_2	13	mm
R_{p02t}	153,799	MPa	H_i	156,43	mm
E	196000	MPa	L	5932	kg
R	305	mm	n	2	-
			W	61901,1	N
a_1	1243,6	mm	W_F	18246,6	N
a_2	95	mm	δ	81	°
a_3	1341		δ_2	117	°
b_1	250	mm			

3.9.1.1 Podmínky platnosti

a) Podmínka

$$0,001 \leq \frac{e_n}{D_i} \leq 0,05$$

vyhovuje

$$0,001 \text{ mm} \leq 0,016 \text{ mm} \leq 0,05 \text{ mm}$$

b) Při použití podložného plechu

$$e_2 \geq e_n$$

$$13 \text{ mm} > 10 \text{ mm}$$

vyhovuje

$$a_2 \geq 0,1D_i$$

$$95 \text{ mm} > 61 \text{ mm}$$

vyhovuje

c) Sedla jsou zatížena svisle směrem dolů

vyhovuje

d) Sedla je vhodné k nádobě přivařit. Nicméně, není-li přivaření možné, je třeba zajistit, aby byl nádobu sedlem podepřena rovnoměrně.

Sedla nejsou přivařeny, nádoba je podepřena rovnoměrně.

- e) Očekává se axiální posuv od teplotní dilatace, upevní se k základu pouze jedno sedlo, zatímco ostatní sedla jsou volná pro pohyb v axiálním směru. Pokud jsou sedla dostatečně dimenzována pro odolání axiálním deformacím, mohou být alternativně všechna ukotvena.

Ukotveno je jedno sedlo, druhé je volné pro axiální posuv.

- f) Vzdálenost od sedla k libovolnému lokálnímu zatížení ve všech směrech by neměla být menší než $\sqrt{D_i \cdot e_n}$.

$$l_i \geq \sqrt{D_i \cdot e_n}$$

$$500 > 89 \text{ mm}$$

3.9.1.2 Určení sil, momentů a posouvajících sil

Zatížení nosníku

$$q = \frac{W}{L + \frac{4H_i}{3}} = 10,08 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$M_o = \frac{q \frac{W_F}{W} D_i^2}{16} = 69105,5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Síly v sedle

$$F_i = \frac{W}{n} = 30950 \text{ N}$$

Momenty a posouvající síly

Sedlové podpěry typu A

Moment v místě sedla

$$M_1 = M_2 = \frac{q \cdot a_3^2}{2} - M_o = 8994834 \text{ Nmm}$$

Posouvající síla v místě sedla.

$$Q_i = F_i \cdot \frac{L - 2 \cdot a_1}{L + 4 \cdot \frac{H_i}{3}} = 17363 \text{ N}$$

Moment mezi sedly

$$M_{12} = M_0 + F_1 \cdot \left(\frac{L}{2} - a_1 \right) - \left(\frac{q}{2} \right) \cdot \left(\frac{L}{2} + \frac{2 \cdot H_i}{3} \right)^2 = 5864802 \text{ Nmm}$$

3.9.1.3 Mezní zatížení pro skořepinu mezi sedly.

Výpočet mezního zatížení mezi sedly je požadován pouze tehdy, když platí

$$|M_{12}| > |M_1|$$

583094 < 914125,75 **Nevyhovuje** - Výpočet nebude proveden.

Mezní zatížení v místě sedla

1) Určí se parametry γ a β

$$\gamma = 2,83 \cdot \frac{a_1}{D_i} \cdot \sqrt{\frac{e_a}{D_i}} = 0,7307$$

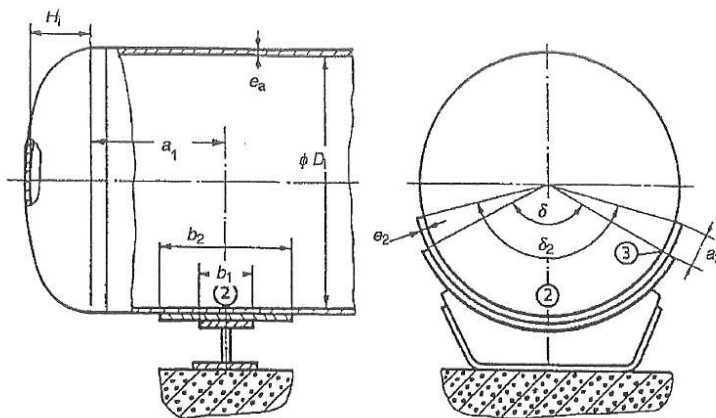
$$\beta = \frac{0,91 \cdot b_1}{\sqrt{D_i \cdot e_a}} = 2,9128$$

2) Vypočítají se součinitele K_3 až K_{10}

Tab. 3.9.3 Hodnoty součinitelů K

K3	K4	K5	K6	K7	K8	K9	K10
0,25000	0,36147	2,83554	2,25938	2,52010	1,00000	0,97290	0,42221

3) Vypočítají se poměry ν_1 v místech 2 a 3



Obr. 3.9.2 Válcová skořepina bez výztužného prstence

Pro místo 2

Pro místo 3

$$\nu_1 = -0,23 \cdot \frac{K_6 \cdot K_8}{K_5 \cdot K_3} = -0,73306$$

$$\nu_1 = -0,53 \cdot \frac{K_4}{K_7 \cdot K_9 \cdot K_{10} \cdot \sin(0,5 \cdot \delta)} = -0,55384$$

- 4) Pro každou tlakovou podmínku se vypočítají poměry ν_2 v místech 2 a 3.
Pro nulový tlak je poměr ν_2 roven $\nu_{2,1}$, zatímco pro podmínku výpočtového tlaku je poměr ν_2 roven $\nu_{2,2}$

Pro tlak P=0

Pro místo 2

Pro místo 3

$$\nu_{2,1} = -\frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot D_i^2 \cdot e_a} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot f} = -0,01895 \quad \nu_{2,1} = 0$$

Pro tlak P=výpočtový tlak

Pro místo 2

$$\nu_{2,2} = \left(\frac{P \cdot D_i}{4 \cdot e_a} - \frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot D_i^2 \cdot e_a} \right) \cdot \frac{1}{K_2 \cdot f} = 0,111251$$

Pro místo 3

$$\nu_{2,2} = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot e_a} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot f} = 0,26294$$

- 5) S příslušnými hodnotami ν_1 ν_2 se pro každou tlakovou podmínku a každé místo vypočítá součinitel K_1 a určí K_2

$K_1 = 1,25$ Pro konstrukční podmínky

Pro místo 2

Pro tlak P=0

$$K_1 = \frac{1 - \nu_{2,1}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \cdot \nu_{2,1} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \cdot \nu_{2,1} \right)^2 + (1 - \nu_{2,1}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0,86306$$

Pro tlak P=výpočtový

$$K_1 = \frac{1 - \nu_{2,2}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \cdot \nu_{2,2} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \cdot \nu_{2,2} \right)^2 + (1 - \nu_{2,2}^2) \cdot \nu_1^2}} = 0,96680$$

Pro místo 3

Pro tlak P=0

$$K_1 = \frac{1 - \nu_{2,1}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \cdot \nu_{2,1}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \cdot \nu_{2,1}\right)^2 + (1 - \nu_{2,1}^2) \cdot \nu_1^2}} = 1,0207$$

Pro tlak P=výpočtový

$$K_1 = \frac{1 - \nu_{2,2}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \cdot \nu_{2,2}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_1 \cdot \nu_{2,2}\right)^2 + (1 - \nu_{2,2}^2) \cdot \nu_1^2}} = 1,2345$$

- 6) Určení mezního ohybového napětí $\sigma_{b,all,2}$ v místě 2 jak pro nulový tlak, tak i pro podmínku výpočtového tlaku. Výsledné mezní ohybové napětí $\sigma_{b,all,2}$ bude menší z obou hodnot

Pro P=0

$$\sigma_{b,all,2,1} = K_1 \cdot K_2 \cdot f = 140,156 \text{ MPa}$$

Pro tlak P=výpočtový tlak

$$\sigma_{b,all,2,2} = K_1 \cdot K_2 \cdot f = 157,003 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{b,all,2} = \min\{\sigma_{b,all,2,1}; \sigma_{b,all,2,2}\} = 140,156 \text{ MPa}$$

- 7) Určení mezního ohybového napětí $\sigma_{b,all,3}$ v místě 3 jak pro nulový tlak, tak i pro podmínku výpočtového tlaku. Výsledné mezní ohybové napětí $\sigma_{b,all,3}$ bude menší z obou hodnot

Pro P=0

$$\sigma_{b,all,3,1} = K_1 \cdot K_2 \cdot f = 165,750 \text{ MPa}$$

Pro tlak P=výpočtový tlak

$$\sigma_{b,all,3,2} = K_1 \cdot K_2 \cdot f = 200,467 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{b,all,3} = \min\{\sigma_{b,all,3,1}; \sigma_{b,all,3,2}\} = 165,750 \text{ MPa}$$

- 8) Výpočet maximálního dovoleného zatížení sedla v místě 2

$$F_{2,max} = \frac{0,7 \cdot \sigma_{b,all,2} \cdot \sqrt{D_i \cdot e_a} \cdot e_a}{K_7 \cdot K_9 \cdot K_{10}} = 108093 \text{ N}$$

- 9) Výpočet maximálního dovoleného zatížení sedla v místě 3

$$F_{3,max} = \frac{0,7 \cdot \sigma_{b,all,3} \cdot \sqrt{D_i \cdot e_a} \cdot e_a}{K_7 \cdot K_9 \cdot K_{10}} = 112549 \text{ N}$$

10) Kontrola podmínky

$$F_i \leq \min(F_{2,\max}; F_{3,\max})$$

$$30950 \leq \min(108093; 112549)$$

$$30950 < 108093$$

vyhovuje

11) Kontrola stability

$$\frac{|M_1|}{M_{\max}} + \frac{F_{eq}}{F_{\max}} + \left(\frac{Q_i}{Q_{\max}} \right)^2 \leq 1$$

$$0,273 < 1$$

vyhovuje

Určení maximálního ohybového momentu M_{\max}

$$M_{\max} = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 \cdot e_a \cdot \sigma_{c,all} = 278100309 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{c,all} = \sigma_e \cdot \Delta = 95,159 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = R_{p0,2/t} = 153,799 \text{ MPa}$$

$$\Delta = \frac{1 - \frac{0,4123}{(\alpha \cdot K)^{0,6}}}{1,5} = 0,6187$$

$$\alpha = \frac{0,83}{\sqrt{1 + 0,005 \cdot \frac{D_i}{e_a}}} = 0,7266$$

$$K = \frac{1,21 \cdot E \cdot e_a}{\sigma_e \cdot D_i} = 25,279$$

Určení ekvivalentní globální axiální síly F_{eq}

$$F_{eq} = F_i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D_i}{e_a}} \cdot K_6 \cdot K_8 = 428955 \text{ N}$$

Určení dovolené globální tlakové síly F_{\max}

$$F_{\max} = \pi \cdot D_i \cdot e_a \cdot \sigma_{c,all} = 1823608 \text{ N}$$

Určení dovolené globální posouvající síly

Podmínka platnosti

$$\frac{L}{R} \leq 8,7 \cdot \sqrt{\frac{R}{e_a}}$$

vyhovuje

$$19,5 \text{ mm} < 48 \text{ mm}$$

$$Q_{\max} = \frac{0,75 \cdot \pi \cdot R \cdot e_a \cdot E \cdot \left(\frac{e_a}{R}\right)^{1,25}}{1,5} \cdot \sqrt{\frac{R}{L} \cdot \left[1 + 42 \cdot \left(\frac{R}{L}\right)^3 \cdot \left(\frac{e_a}{R}\right)^{1,5}\right]} = 229542 \text{ N}$$

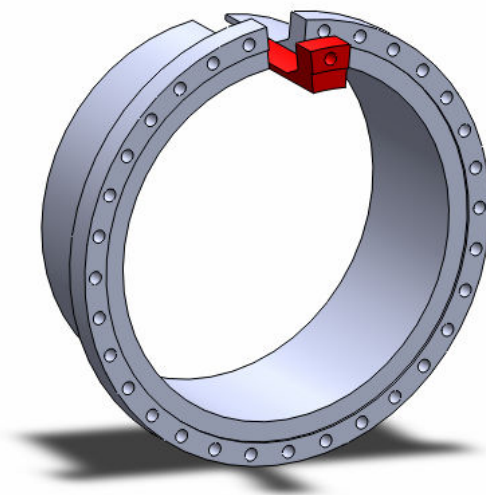
4 Ověření správnosti výpočtu programem Sant'Ambrogio

Výstupní protokoly programu Sant'Ambrogio jsou součástí příloh, kromě protokolu trubkownice, jejíž geometrie nesplňuje základní podmínky použitelnosti. Není tedy možné provést výpočet programem Sant'Ambrogio.

5 Kontrola určitých částí pomocí MKP

5.1 Kontrola příruby

Model příruby byl vytvořen v programu Solidworks, a je znázorněn na obr. 5.1 Kontrola byla provedena v programu ANSYS 11.0. Příruba byla kontrolována pro zátěžný stav, kdy působil tlak trubkového prostoru, a dále tlak vyvolaný šroubem na podložku. Výpočet byl proveden pro provozní a zkušební podmínky. Pro výpočtový model byl použit výřez příruby a výpočet proveden s využitím symetrie. Pro výpočtový model byla zvolena jedna třicetidvoutina příruby. Kromě příruby byla v modelu použita také část pláště o délce $3 \cdot \sqrt{R \cdot s}$, ve kterém je zohledněná oblast ovlivněná působícím napětím. Podrobněji je zde vždy vypracován pouze stav, při kterém byly zjištěny nejvyšší napětí.

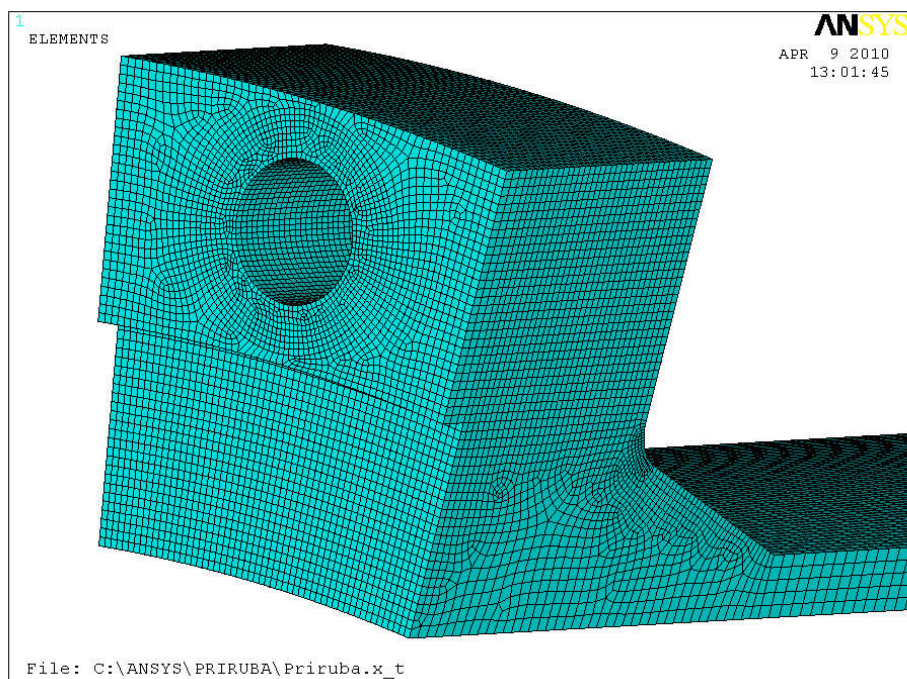


Obr. 5.1 Model příruby

5.1.1 Výpočtový model příruby

Sít' konečných prvků:

Pro tvorbu sítě byly použity elementy solid 45. V místech koncentrace napětí byla použita jemnější sít' pro dosažení lepších výsledků.

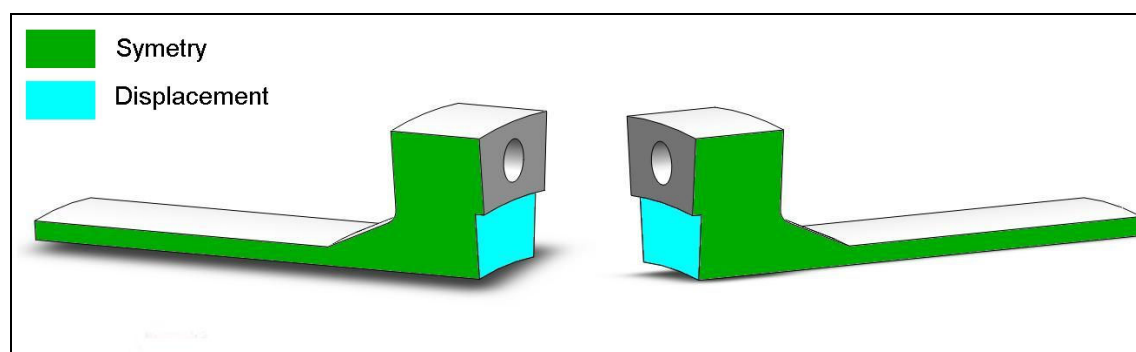


Obr. 5.1.1 Sít' konečných prvků

Okrajové podmínky

Geometrické

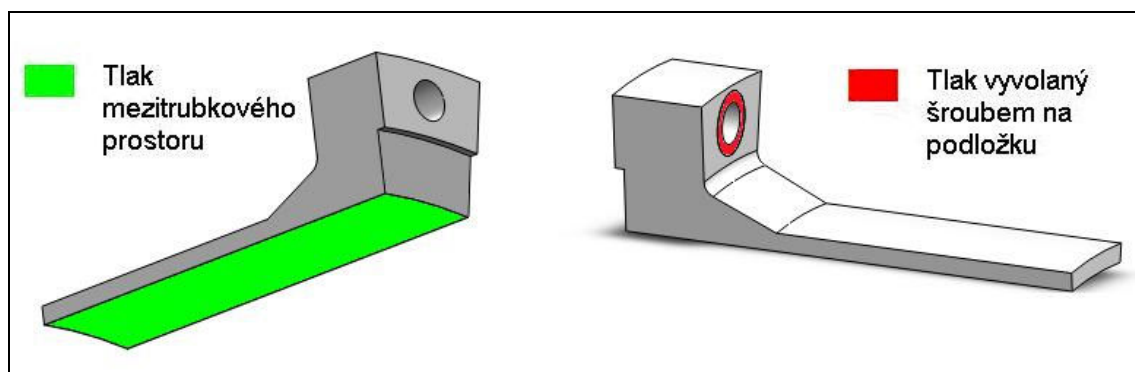
Jako geometrické podmínky byly použity: symetry – tedy symetrie, která zohledňuje použití pouze 1/32 modelu příruby, a dále displacement – neboli zabránění posunutí tělesa v určitém směru. V tomto případě bylo zabráněno posunutí ve směru osy příruby.



Obr. 5.1.2 Okrajové podmínky - geometrické

Zátěžné

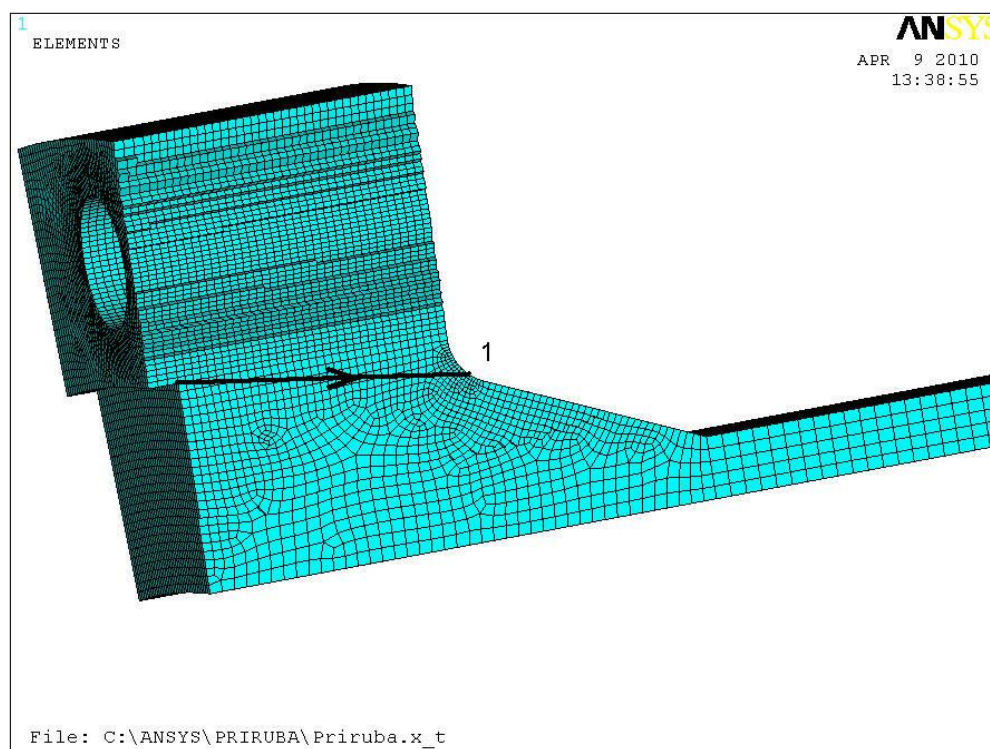
Zátěžnými podmínkami jsou: tlak mezitrubkového prostoru a tlak který vyvolává síla šroubu na podložku.



Obr. 5.1.3 Okrajové podmínky zátěžné

Přímka linearizace

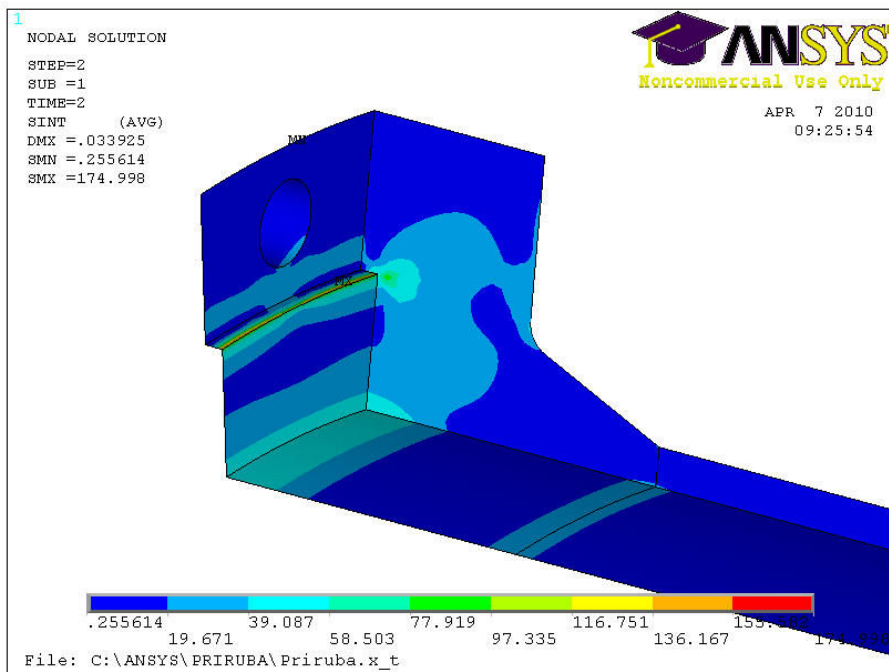
Tato přímka je vedena z místa o nejvyšším napětí do místa o napětí nejnižším, a je umístěna v místech kde předpokládáme šíření trhliny. Přímka je vedena mimo okraj součástí, jelikož tato oblast je ovlivněna využitím symetrie viz obr.5.1.4.



Obr. 5.1.4 Přímka linearizace

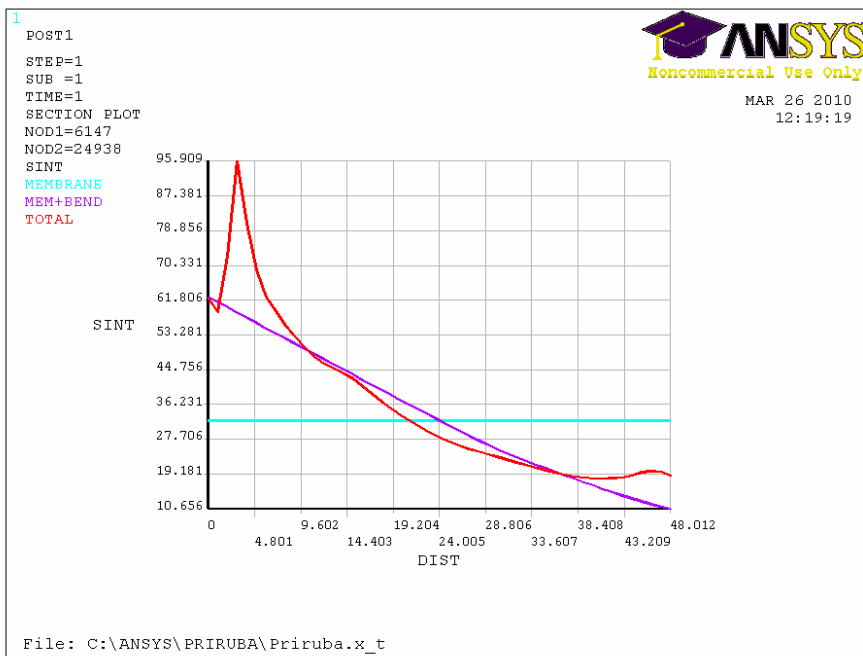
5.1.2 Výpočtové podmínky

Výsledné napětí statického výpočtu



Obr. 5.1.5 Výsledné napětí pro výpočtové podmínky (pro provozní podmínky)

Linearizované napětí po přímce 1



Obr. 5.1.6 Linearizované napětí pro výpočtové podmínky

Kategorizace napětí

Omezení ekvivalentních primárních napětí

- pro membránové napětí

$$(\sigma_{eq})_{Pm} \leq f$$

$$33 \text{ MPa} < 158,250 \text{ MPa}$$

vyhovuje

- pro kombinaci membránového a ohybového napětí

$$(\sigma_{eq})_p \leq 1,5 \cdot f$$

$$62 \leq 1,5 \cdot 158,250$$

$$62 \text{ MPa} < 237,375 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Omezení ekvivalentních rozkmitů napětí plynoucích z primárních + sekundárních napětí

$$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$$

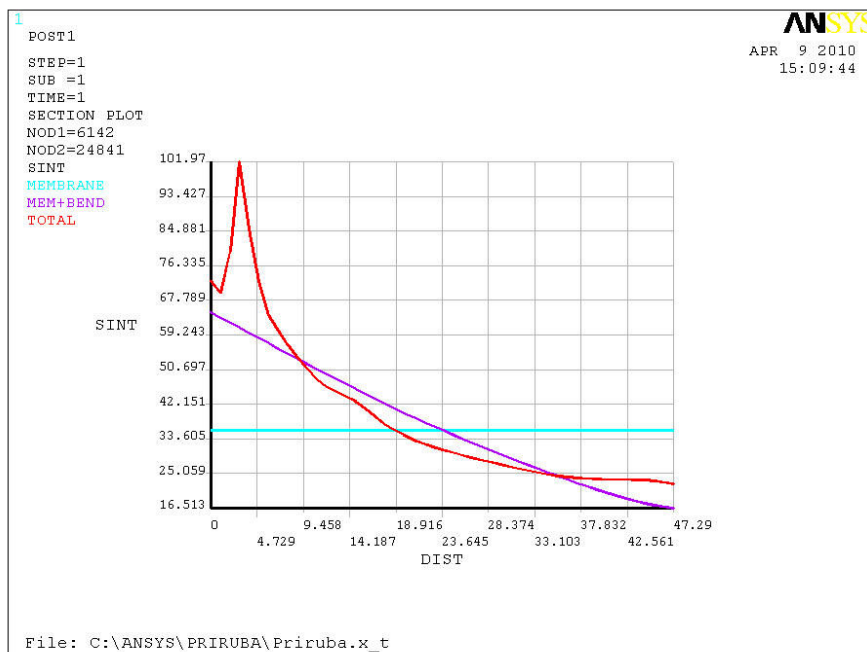
$$96 \leq 3 \cdot 158,250$$

$$96 \text{ MPa} < 474,750 \text{ MPa}$$

vyhovuje

5.1.3 Zkušební podmínky

Linearizované napětí



Obr. 5.1.7 Linearizované napětí pro zkušební podmínky

Kategorizace napětí

Omezení ekvivalentních primárních napětí

- pro membránové napětí

$$(\sigma_{eq})_{pm} \leq f_{test}$$

$$35 \text{ MPa} < 236,190 \text{ MPa}$$

vyhovuje

- pro kombinaci membránového a ohybového napětí

$$(\sigma_{eq})_p \leq 1,5 \cdot f_{test}$$

$$64 \text{ MPa} < 354,285 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Omezení ekvivalentních rozkmitů napětí plynoucích z primárních + sekundárních napětí

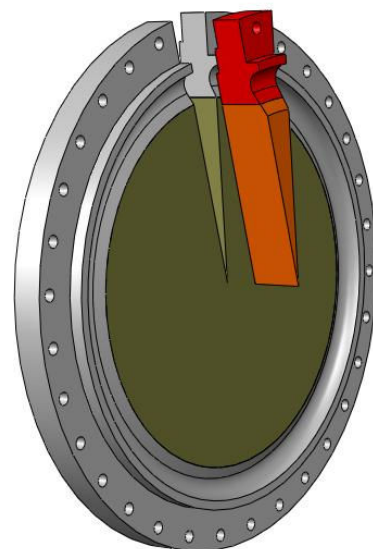
$$(\Delta\sigma_{eq})_{p+Q} \leq 3 \cdot f_{test}$$

$$102 \text{ MPa} < 708,57 \text{ MPa}$$

vyhovuje

5.2 Kontrola trubkovnice

Model trubkovnice byl vytvořen v programu Solidworks, a je znázorněn na obrázku 5.2.1. Kontrola byla provedena v programu ANSYS 11.0. Trubkovnice byla kontrolována pro tři zátěžné stavy, kdy v prvním působila kombinace tlaků v trubkovém i mezitrubkovém prostoru, poté pouze v trubkovém prostoru a dále pouze v mezitrubkovém prostoru (viz Obr. 5.2.4). Dále působil tlak vyvolaný šroubem na podložku. Pro výpočtový model byl použit výřez trubkovnice a výpočet proveden s využitím symetrie. V modelu nebyly vytvořeny díry pro trubky, bylo využito efektivních elastických konstant E^* a ν^* , které uvažují změnu mechanických vlastností v oblasti provrtané trubkovnice. Výpočet byl proveden pro provozní a zkušební podmínky. Také pro model trubkovnice byla zahrnuta část pláště s ovlivněnou oblastí, jak lze vidět na obr. 5.2.1

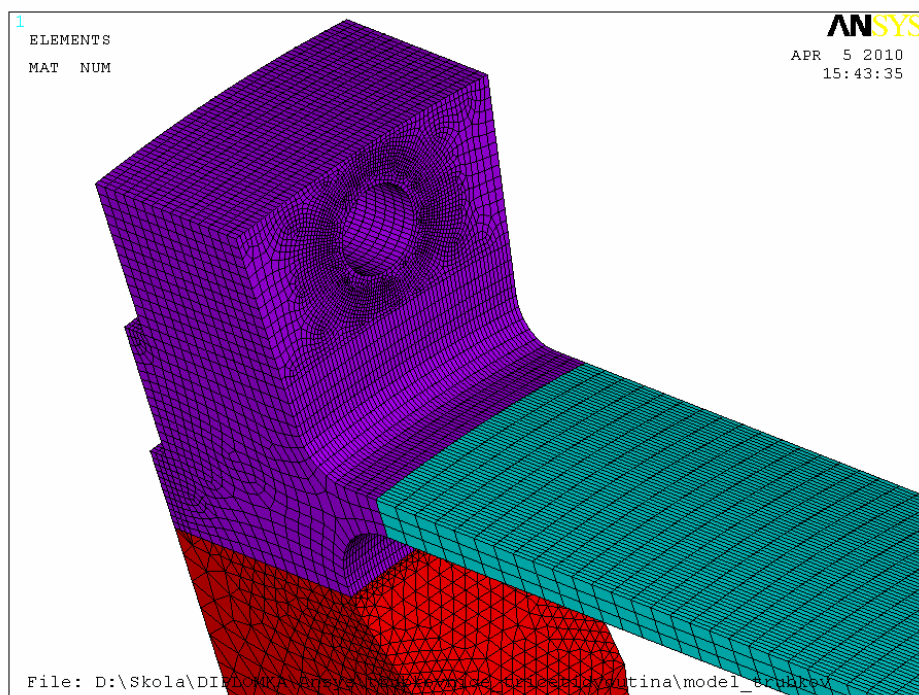


Obr. 5.2 Model trubkovnice

5.2.1 Výpočtový model trubkovnice

Sít' konečných prvků

Model byl rozdělen na tři části s různými mechanickými vlastnostmi. První část je část trubkovnice a její základní materiál, druhá část je tvořena materiálem trubkovnice s přepočtenými hodnotami E^* a ν^* a třetí část je materiál pláště viz obr. 5.2.2

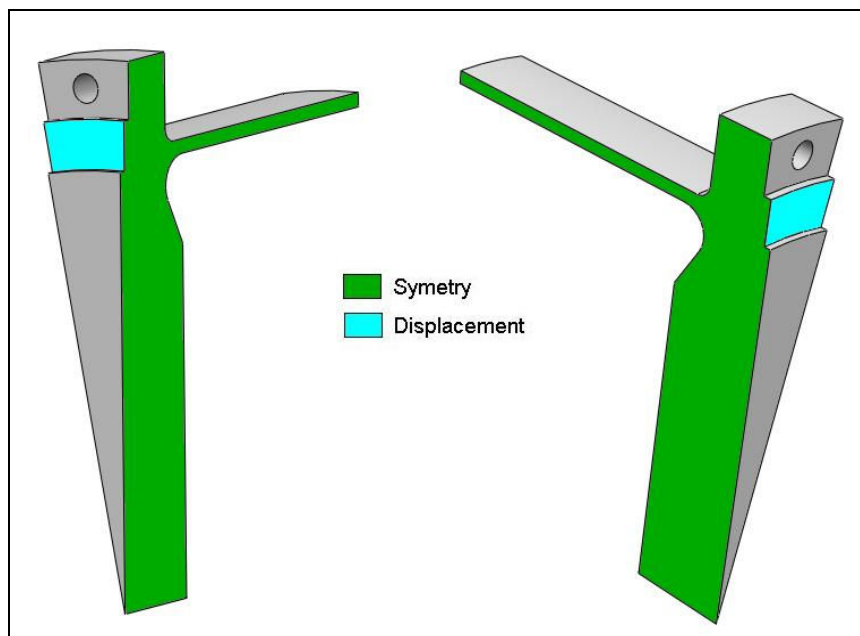


Obr. 5.2.2 Sít' konečných prvků

Okrajové podmínky

Geometrické

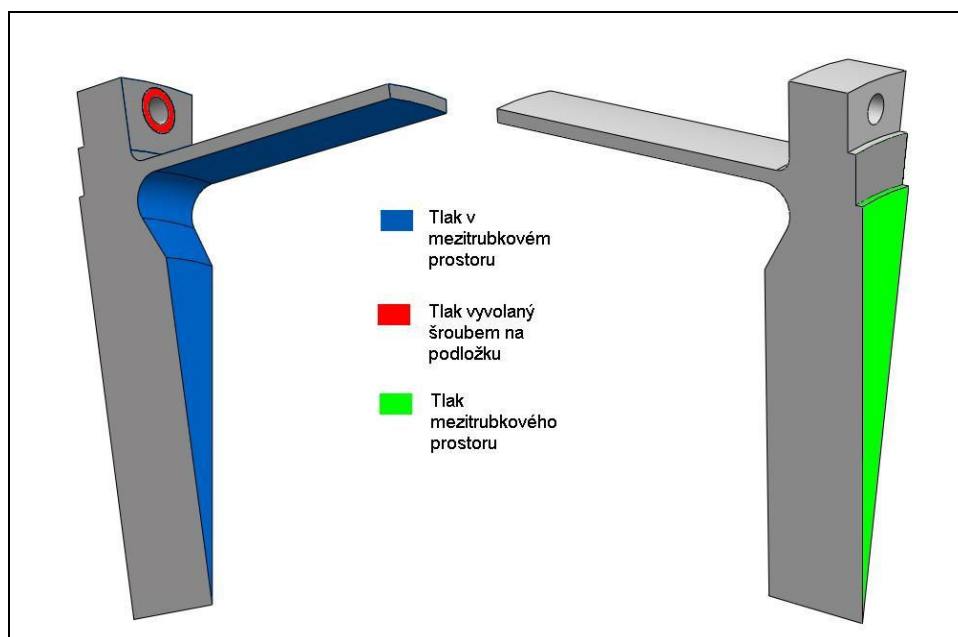
Na obrázku je znázorněna rovina symetrie a displacement - v tomto případě plocha na které je zabráněno posuvu ve směru osy trubkovnice.



Obr. 5.2.3 Okrajové podmínky - geometrické

Zátěžné

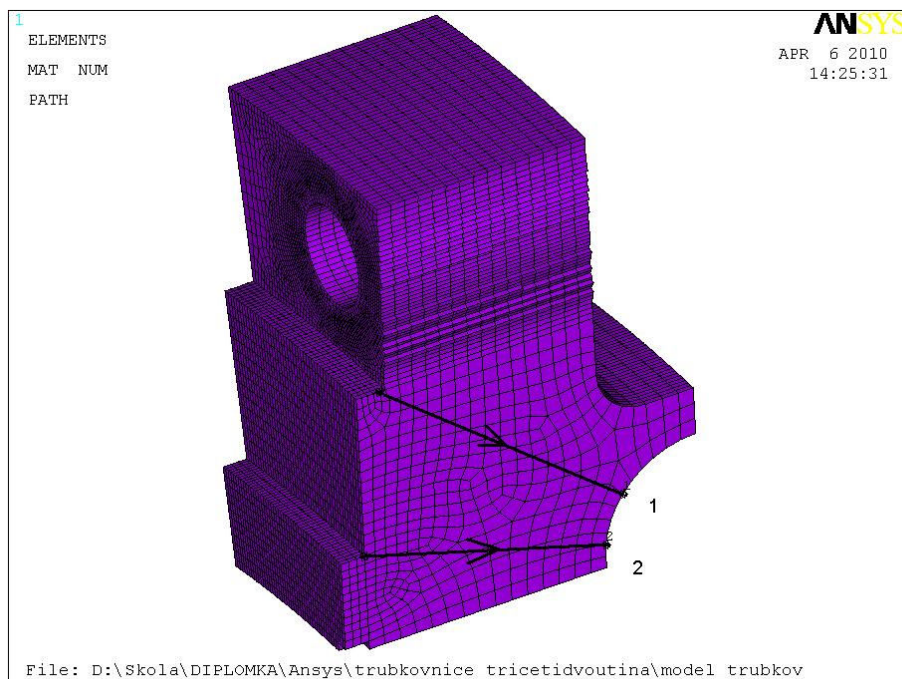
Na trubkovnici působí v různých kombinacích tlaky trubkového a mezitrubkového prostoru, a dále tlak vyvolaný šroubem na podložku.



Obr. 5.2.4 Okrajové podmínky - zátěžné

Přímky linearizace

Přímky jsou vedeny v místech předpokládaného šíření trhliny, z místa o nejvyšším napětí do místa o napětí nejnižším. Jsou vedeny v místě kde již není oblast ovlivněna použitím symetrie.



Obr. 5.2.5 Přímky průběhu linearizace 1 a 2

5.2.2 Výpočtové podmínky

Byly provedeny výpočty pro tři zátěžné stavy. Podrobněji je zde uveden nejhorší stav, tedy stav 2, ve kterém byly zjištěny nejvyšší hodnoty působícího napětí. Při kategorizaci napětí bylo posuzováno nejvyšší napětí daného typu z přímk linearizace 1 a 2.

Zátěžný stav 1 – kombinace tlaků v tubkovém i mezitrubkovém prostoru

Kategorizace napětí

Omezení ekvivalentních primárních napětí

- pro membránové napětí

$$(\sigma_{eq})_{pm} \leq f$$

$$15 \text{ MPa} < 102,533 \text{ MPa}$$

vyhovuje

- pro kombinaci membránového a ohybového napětí

$$(\sigma_{eq})_p \leq 1,5 \cdot f$$

$$35 \text{ MPa} < 153,800 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Omezení ekvivalentních rozkmitů napětí plynoucích z primárních + sekundárních napětí

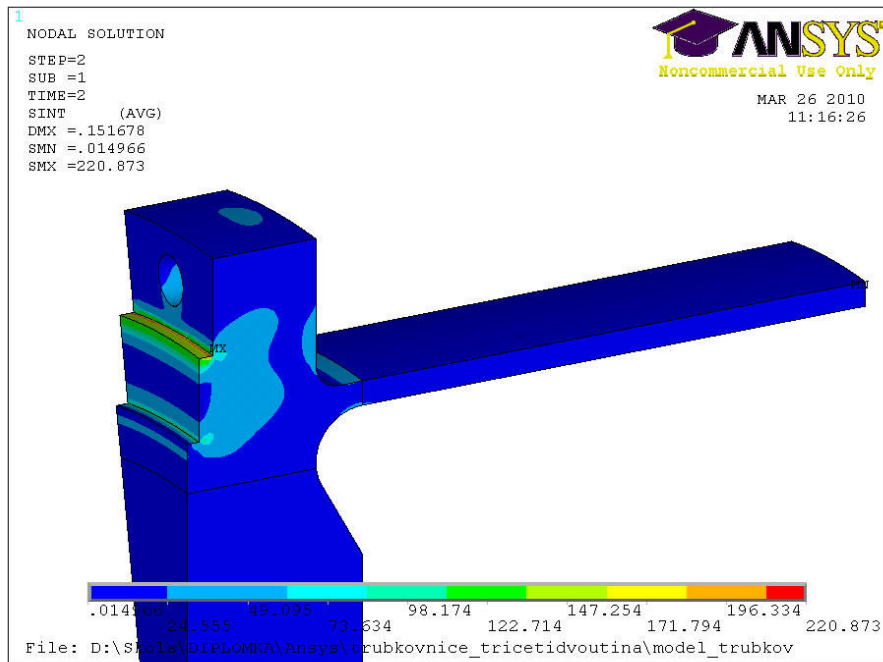
$$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$$

$$155,009 \text{ MPa} < 307,599 \text{ MPa}$$

vyhovuje

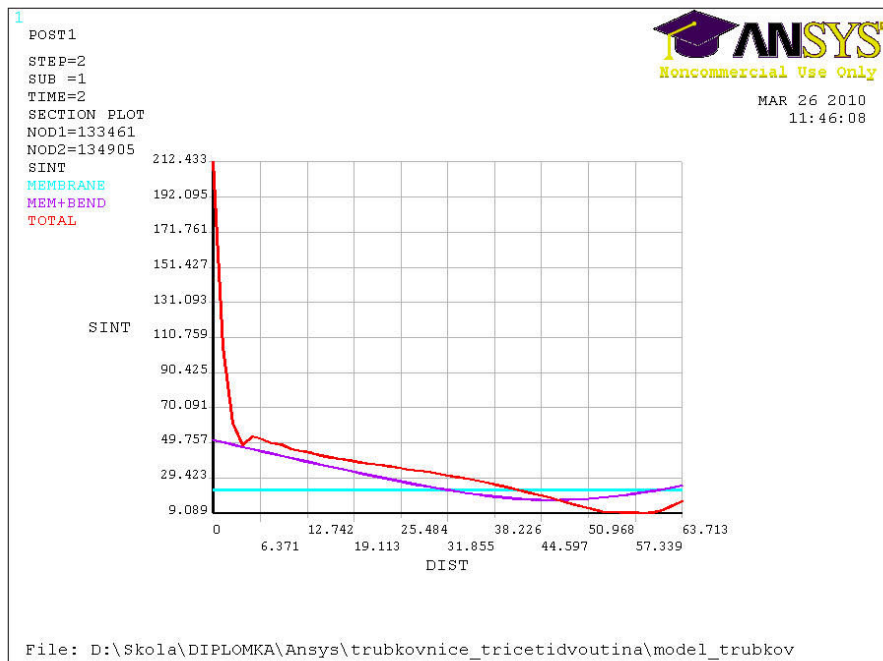
Zátěžný stav 2 – pouze tlak v trubkovém prostoru 0,9 MPa.

Výsledné napětí statického výpočtu



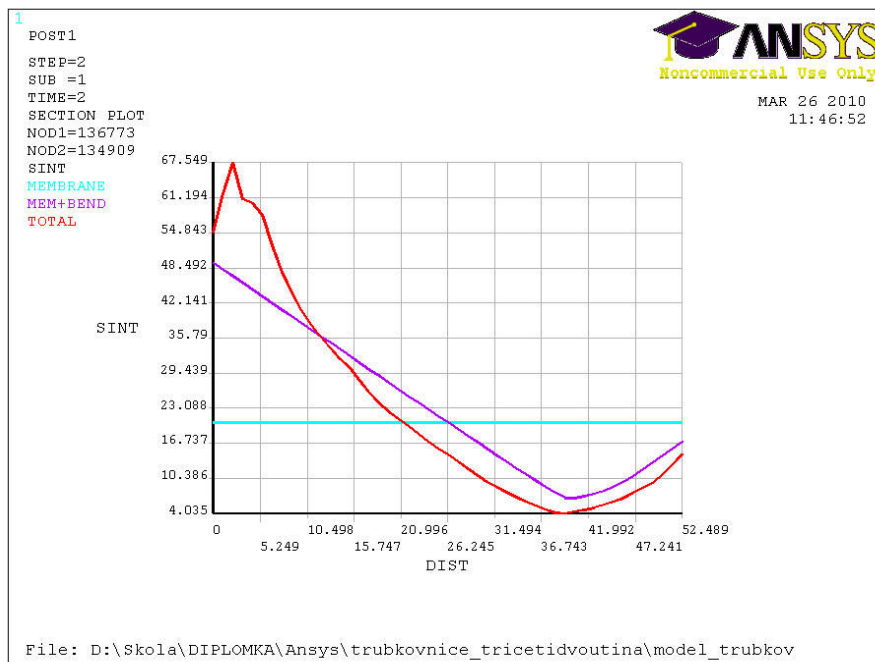
Obr. 5.2.6 Napětí v trubkovnici

Linearizované napětí po přímce 1



Obr. 5.2.7 Linearizované napětí po přímce 1

Linearizované napětí po přímce 2



Obr. 5.2.8 Linearizované napětí po přímce 2

Kategorizace napětí

Omezení ekvivalentních primárních napětí

- pro membránové napětí

$$(\sigma_{eq})_{Pm} \leq f$$

$$25 \text{ MPa} < 102,533 \text{ MPa}$$

vyhovuje

- pro kombinaci membránového a ohybového napětí

$$(\sigma_{eq})_p \leq 1,5 \cdot f$$

$$51 \text{ MPa} < 153,800 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Omezení ekvivalentních rozkmitů napětí plynoucích z primárních + sekundárních napětí

$$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$$

$$212,433 \text{ MPa} < 307,599 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Zátěžný stav 3 – pouze tlak v mezitrubkovém prostoru 1,4 MPa

Kategorizace napětí

Omezení ekvivalentních primárních napětí

- pro membránové napětí

$$(\sigma_{eq})_{Pm} \leq f$$

$$15 \text{ MPa} < 102,533 \text{ MPa}$$

vyhovuje

- pro kombinaci membránového a ohybového napětí

$$(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$$

$$28 \text{ MPa} < 153,800 \text{ MPa}$$

vyhovuje

Omezení ekvivalentních rozkmitů napětí plynoucích z primárních + sekundárních napětí

$$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$$

$$111,814 \text{ MPa} < 307,599 \text{ MPa}$$

vyhovuje

5.2.3 Zkušební podmínky

Obdobně byly provedeny analýzy i pro zkušební tlak a také provedena kategorizace napětí. Výsledné hodnoty byly zaznamenány do tabulky.

Tab. 5.2.1 Hodnoty napětí pro zkušební podmínky

	$(\sigma_{eq})_{Pm}$ [MPa]		$(\sigma_{eq})_P$ [MPa]		$(\sigma_{eq})_{P+Q}$ [MPa]	
	Přímka 1	Přímka 2	Přímka 1	Přímka 2	Přímka 1	Přímka 2
Zátěžný stav 1	18	7	32	33	75	45
Zátěžný stav 2	25	28	61	65	108	90
Zátěžný stav 3	17	15	32	33	52	78
Dovolené napětí	197,143		295,714		591,429	

Žádné z hodnot nepřekračuje dovolené napětí, všechny podmínky jsou tedy splněny.

6 Zhodnocení výsledků provedených výpočtů

Byl proveden analytický pevnostní výpočet výměníku tepla dle ČSN EN 13445, určeny dovolené hodnoty namáhání tlakových částí, a provedena kontrola zkušební tlaku. Navržený zkušební tlak ve výkresové dokumentaci vyhovoval provedeným výpočtům. Dále byly vypočteny skořepiny zatížené vnitřním tlakem, a to válcová skořepina a torosférické dno. Obě skořepiny vyhovovaly. Další počítanou součástí bylo ploché dno, které rovněž vyhovovalo. Výpočet příruby dle normy nevyhovuje, a proto bylo přistoupeno ke kontrole příruby metodou konečných prvků v programu ANSYS 11.0. Zde již příruba vyhovuje. Byla vypočtena vybraná hrdla a otvory ve skořepinách, které normě vyhovovaly. Dále byl proveden výpočet trubkovnice, při kterém nebyly splněny potřebné podmínky a proto bylo rovněž přistoupeno ke kontrole trubkovnice v programu ANSYS. I trubkovnice poté vyhovovala. Jako poslední byly vypočteny sedlové podpory, které normě vyhovovaly. Výpočet byl proveden pro provozní a zkušební podmínky. Výpočty těchto částí byly provedeny také programem Sant' Ambrogio, kromě trubkovnice, která nesplňuje základní geometrické požadavky potřebné ke spuštění výpočtu.

7 Zhodnocení výsledků provedených analýz

Byly provedeny analýzy součástí, které nevyhovovaly analytickému výpočtu, tedy příruby a trubkovnice. Analýzy byly provedeny pro podmínky výpočtu i tlakové zkoušky. Při analýze příruby byl uvažován zátěžný stav při kterém působil na přírubu vnitřní tlak, a tlak vyvolaný šroubem na podložku. Z analýzy byly vyhodnocena, pomocí linearizace, působící napětí a porovnána s dovolenými hodnotami. Příruba z pevnostního hlediska vyhovuje. Dále byla provedena analýza trubkovnice. Zde byly uvažovány tři zátěžné stavy, při kterých působil na trubkovnici tlak vyvolaný šroubem na podložku a kombinace tlaků v mezitrubkovém i trubkovém prostoru, dále jen v trubkovém a poté jen mezitrubkovém prostoru. Pro všechny tři stavy byla provedena linearizace napětí a porovnání s dovolenými hodnotami. Trubkovnice z pevnostního hlediska vyhovuje. Celý výměník tepla tedy z pevnostního hlediska vyhovuje.

8 Závěr

V úvodní části práce byla provedena literární studie popisující řešenou problematiku. V praktické části byl zpracován výpočet výměníku tepla dle normy ČSN EN 13 445, a provedena kontrola správnosti v programu Sant' Ambrogio. Z kontrolovaných součástí normám nevyhovovala příruba a trubkovnice, u nichž bylo přistoupeno ke kontrole součástí pomocí MKP v programu ANSYS 11.0. Po provedení potřebných analýz a jejich vyhodnocení byly součásti shledány z pevnostního hlediska jako vyhovující. Výměník tepla vyhovuje pevnostním požadavkům pro jeho provoz.

9 Seznam použitých zdrojů

- [1] Schneider P.: Základy konstruování procesních zařízení, PC-DIR Real, s.r.o., Brno 1999
- [2] ČSN EN 13 445 – Netopené tlakové nádoby, Český normalizační institut 2003
- [3] Křupka V., Schneider P.: Konstrukce aparátů, PC-DIR Real, s.r.o., Brno 1998
- [4] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Mechanika těles, Pružnost pevnost I, SNTL , Praha 1987
- [5] Stehlik P., Kohoutek J., Němčanský J.: Tepelné pochody, Výpočet výměníku tepla, VUT Brno, Brno 1991
- [6] Matematické modely a MKP síť v ANSYSU 2009 [online].
Zveřejněno dne: 21. 9. 2009 [cit.22.4.2010] Dostupné z
<http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/examples/TEXTY/intro/ansys_geom.html>

10 Seznam příloh

- Příloha č.1 Výstupní protokoly programu Sant´Ambrogio
- Příloha č.2 Výkres výměníku tepla
- Příloha č.3 Kusovník