



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

## PEVNOSTNÍ NÁVRH DVOJICE VÝMĚNÍKŮ TEPLA

STRUCTURAL DESIGN OF HEAT EXCHANGER PAIR

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Marek Pernica**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Martin Nad'**

**BRNO 2017**

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	<b>Bc. Marek Pernica</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Procesní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Martin Nad'</b>
Akademický rok:	2016/17

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 návrh dvojice výměníků tepla**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Jednou z neodmyslitelných součástí mnohých průmyslových celků jsou tepelné výměníky. Na trhu jich je hned několik typů, přičemž každý z nich má svoje specifické využití. Práce bude vypracovaná se zaměřením na pevnostní návrh dvojice výměníků tepla se svazkem trubek v plášti umístěných nad sebou. Výpočet bude proveden v souladu s normou ČSN EN 13445. Budou využity tři nejčastěji využívané přístupy v praxi. Nejprve bude proveden pevnostní návrhový výpočet jednotlivých klíčových částí výměníku metodou podle vzorců, který bude následně ověřen pomocí specializovaného softwaru. Posledním krokem bude testování odolnosti výměníku vůči různým zátěžným stavům s využitím metody konečných prvků.

### **Cíle diplomové práce:**

- 1) Zpracovat stručný úvod a základní rozdělení výměníků tepla.
- 2) Provést pevnostní výpočet na základě normy ČSN EN 13445.
- 3) Ověření výsledků pomocí specializovaného softwaru.
- 4) Vytvořit 3D model.
- 5) Ověření odolnosti vůči různým zátěžným stavům pomocí MKP.
- 6) Porovnání jednotlivých přístupů a hodnocení výsledků.

### **Seznam doporučené literatury:**

ČSN EN 13445-3. Netopené tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet. Praha: Český normalizační institut, 2015.

HEWITT, Geoffrey Frederick, ed. Heat exchanger design handbook, 2002: HEDH. New York: Begell House, 2002. ISBN 978-1-56700-097-9.

TEMA, "Standards of the tubular exchanger manufacturers association," Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th ed, 2007.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá pevnostním návrhem dvojice výměníků tepla umístěných nad sebou v souladu s normou ČSN EN 13445. V úvodu práce je provedena stručná rešerše zaměřená na výměníky tepla se svazkem trubek v plášti. Samotný návrh byl proveden nejprve metodou podle vzorců (DBF), která byla následně ověřena s využitím specializovaného softwaru Sant´Ambrogio. Tato metoda ovšem nedokáže dokonale popsat specifickou konstrukci a uložení zadaného zařízení, proto byly provedeny kontrolní analýzy významných zátěžných stavů pomocí MKP s následným hodnocením výsledků pomocí kategorizace napětí.

## **Klíčová slova**

ČSN EN 13 445, výměník tepla, pevnostní výpočet, MKP analýza, kategorizace napětí

## **Abstract**

This master's thesis deals with structural design of twin heat exchanger with vertically stacked horizontal vessels according to CSN EN 13 445 standard. Brief introduction and basic characteristics of shell and tube heat exchangers is performed in the beginning part of the thesis. Design of the heat exchanger was initially performed using design by formula (DBF), which was verified by specialized software Sant´Ambrogio. Since this approach does not include methods for assessment of the non-standard connection between the vessels, simulations of significant load states were performed using FEM analyses followed by result evaluation using stress categories.

## **Keywords**

CSN EN 13 445, heat exchanger, structural design, FEM analysis, stress categorization

**BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PERNICA, M. *Pevnostní návrh dvojice výměníků tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 113 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Nadř.

## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Nadě a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně 26. května 2017

.....

Marek Pernica

## **Poděkování**

Touto cestou bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Martinovi Nad'ovi, za pomoc při řešení diplomové práce. Zároveň bych chtěl poděkovat svojí rodině a přítelkyni za podporu během studia a také Ing. Tomášovi Létalovi Ph.D. za pomoc při řešení MKP analýzy.

## Obsah

1. Úvod.....	10
1.1. Princip funkce zařízení na výměnu tepla.....	10
1.2. Rozdělení tepelných výměníků .....	10
2. Tepelné výměníky se svazkem trubek v plášti .....	11
2.1. Rozdělení tepelných výměníků se svazkem trubek v plášti podle konstrukce.....	11
3. Popis jednotlivých částí výměníku tepla se svazkem trubek v plášti .....	12
3.1. Trubky .....	12
3.2. Trubkovnice.....	14
3.3. Přepážky .....	15
3.3.1. Deskové přepážky .....	15
3.3.2. Rozteč přepážek .....	18
3.4. Plášť.....	18
3.5. Hlavy .....	18
3.6. Hrdla.....	19
3.7. Konstrukce zadaného výměníku.....	19
4. Výpočet dle ČSN EN 13445-3 .....	20
4.1. Výpočet pláště.....	20
4.2. Torosferické dno.....	21
4.3. Otvory ve skořepinách.....	23
4.4. Příruby.....	38
4.4.1. Plášťové příruby .....	38
4.4.2. Příruby pro hrdla .....	44
4.5. Plochá dna .....	45
4.6. Trubkovnice.....	47
4.6.1. Zatěžování .....	49
4.6.2. Stanovení mezilehlých součinitelů.....	49
4.6.3. Efektivní tlak $P_{Te}$ .....	51
4.6.4. Výpočet trubkovnice .....	52
4.6.5. Výpočet trubek .....	53
4.6.6. Výpočet pláště .....	55
4.7. Přepážky .....	60
5. Výpočet pomocí softwaru Sant' Ambrogio.....	61
5.1. Výpočet pláště.....	61
5.2. Torosferické dno.....	62
5.3. Otvory ve skořepinách.....	63
5.4. Plášťová příruba .....	68
5.5. Ploché dno .....	71

5.6. Trubkovnice.....	72
6. Výpočet pomocí analýzy MKP .....	78
6.1. Tvorba geometrie a výpočet sítě.....	78
6.2. Zátěžné stavy .....	80
6.2.1. Zátěžný stav 1.....	81
6.2.2. Zátěžný stav 2.....	83
6.2.3. Zátěžný stav 3.....	85
6.2.4. Zátěžný stav 4.....	87
7. Porovnání výsledků získaných z jednotlivých přístupů .....	90
Závěr.....	92
Seznam použitých tabulek.....	95
Seznam použitých obrázků.....	98
Seznam symbolů a jednotek.....	99
Seznam příloh.....	111

## 1. Úvod

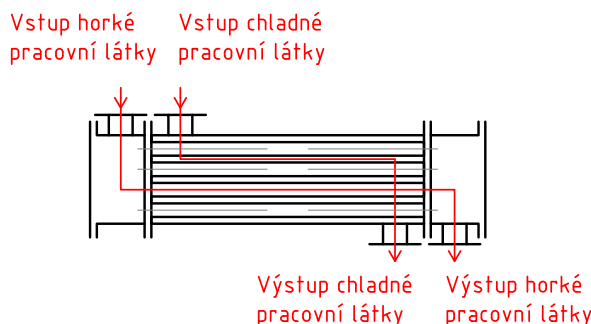
Teplotné výměníky jsou zařízení, která slouží k výměně tepelné energie mezi dvěma nebo více teplotnými pracovními látkami, přičemž jedna látka (chladná) je ohřívána látkou horkou, která je ochlazována a u většiny výměníků tepla jsou tyto pracovní látky odděleny teplosměnnou plochou. [1]. Výměníky tepla mají široké využití zejména v chemickém a petrochemickém průmyslu, ale jsou hojně využívány také v průmyslu potravinářském a energetickém.

### 1.1. Princip funkce zařízení na výměnu tepla

Do výměníku tepla vstupují pracovní látky o rozdílných teplotách, přičemž látka o vyšší teplotě (horká) předává svou tepelnou energii látce o nižší teplotě (chladné) přes teplosměnnou plochu. Popis funkce výměníku tepla je uveden na obrázku 1.

Úkolem výměníků tepla je zajistit realizaci technologických procesů a operací vyžadujících ohřev nebo chlazení tekutin, popř. tuhých látek [2].

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 [2]. Nejčastěji používané jsou výměníky s konvektivní složkou přenosu tepla [2]. V průmyslu se nejčastěji používají výměníky pro ohřev pracovních médií, kdy není žádoucí změna fáze pracovní látky. Zejména v energetickém průmyslu se často využívají výměníky, u kterých je změna fáze pracovní látky žádoucí [1].



Obrázek 1 Princip funkce tepelného výměníku

### 1.2. Rozdělení tepelných výměníků

Teplotné výměníky se dělí dle různých hledisek podle toho, v jakém procesu a k jaké operaci mají sloužit. V následujícím textu je uvedeno rozdělení výměníku podle nejdůležitějších hledisek, jako je účel použití, konstrukce a smysl proudění pracovních látek.

#### *Podle účelu použití [1]*

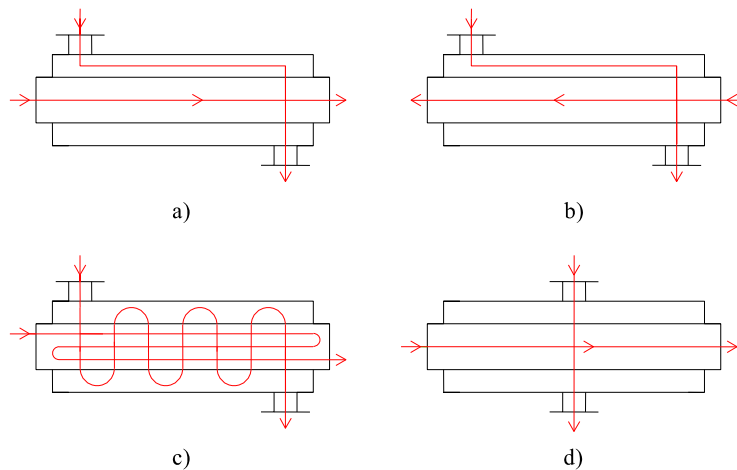
- Ohříváky – dochází k ohřevu pracovní látky, která při ohřívání nemění fázi
- Chladiče – dochází k ochlazení pracovní látky beze změny fáze
- Výparníky, odparky – zařízení, která slouží k výrobě páry
- Kondenzátory – zařízení sloužící k výrobě kondenzátu
- Přehříváky – ke zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry

#### *Podle konstrukce [3]*

- Trubkový – trubka v trubce
  - se svazkem trubek v plášti
  - spirální trubkový
- Deskový – rozebíratelný s těsněním
  - rozebíratelný svařovaný (pájený)
  - spirální
  - lamelový
- Se zvětšenou plochou pro přestup tepla
- Regenerátory

**Podle smyslu proudění pracovních látek [3] (Obrázek 2)**

- Souproudý– směry os proudů chladné a horké pracovní látky mají stejný směr
- Protiproudý– směry os proudů chladné a horké pracovní látky mají opačný směr
- S křížovým tokem– osy proudů svírají úhel 90°
- S šikmým tokem– osy proudů svírají obecný úhel
- S kombinovaným tokem– n chodů v trubkách, m chodů v plášti



Obrázek 2 Rozdělení výměníků podle smyslu proudění pracovních látek a) souproutý b) protiproudý c) s kombinovaným tokem d) s křížovým tokem [1]

## 2. Tepelné výměníky se svazkem trubek v plášti

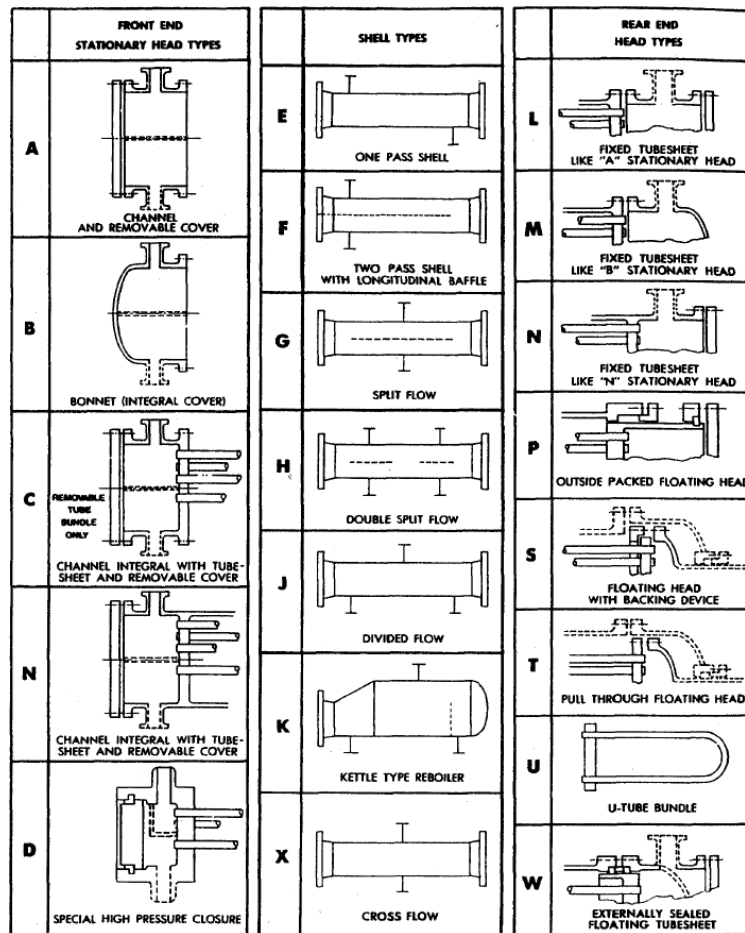
Předmětem této práce je pevnostní návrh dvojice výměníků tepla se svazkem trubek v plášti. Proto je další obsah práce věnován pouze tomuto typu výměníku.

Tepelné výměníky se svazkem trubek v plášti jsou nejpoužívanějším typem tepelných výměníků používaných v procesním, chemickém a petrochemickém průmyslu. Základní části tohoto typu výměníku jsou: trubky, trubkovnice, plášť, vstupní a výstupní hrdla, přepážky a hlavy. [3] Popis jednotlivých komponent je uveden v dalších kapitolách.

### 2.1. Rozdělení tepelných výměníků se svazkem trubek v plášti podle konstrukce

- U-trubkové výměníky, jejichž výhoda je především v tom, že svazek trubek snese teplotní dilatace, nevýhodou je zhoršená možnost svazek trubek mechanicky čistit a také dražší výroba v porovnání s jinými typy výměníků se svazkem trubek v plášti. [4]
- Trubkové výměníky s plovoucí hlavou, které stejně jako u-trubkové výměníky snášejí teplotní dilatace, ale jsou také drahé na výrobu. [4]
- S pevnou trubkovnicí, u kterých je pro snášení teplotních dilatací nutno použít kompenzátor, který je ale velmi drahý na výrobu. Výhodou tohoto typu výměníku, je ale snadné čištění, které může probíhat mechanickou cestou. [4]

Podle použití a teplot pracovních médií se výměníky se svazkem trubek v plášti různě uspořádávají, aby bylo dosaženo co nejlepší funkce výměníku. Doporučené uspořádání, dle TEMA [5] je uvedeno na obrázku 3, kde v prvním sloupci jsou uvedeny používané typy obrátových komor na vstupu, ve druhém sloupci typy plášťů a ve třetím sloupci obrátové komory na výstupu.



Obrázek 3 Používané typy obrátových komoc, trubkovic, plášťů [5]

### 3. Popis jednotlivých částí výměníku tepla se svazkem trubek v plášti

Tato kapitola je věnována popisu jednotlivých konstrukčních prvků výměníku tepla se svazkem trubek v plášti. Pro správnou a spolehlivou funkci zařízení musí být výměník vybaven trubkami, pláštěm, trubkovicemi, hrdly a obrátovými komorami. Pro zlepšení přestupu tepla se do některých výměníků instalují přepážky. Podrobný popis jednotlivých částí je uveden v následujících kapitolách.

#### 3.1.Trubky

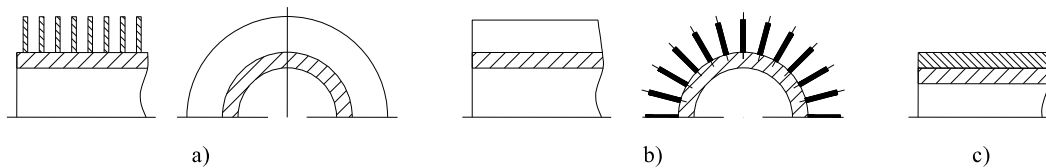
Pro výměníky se svazkem trubek v plášti se používají trubky kruhového průřezu, bezešvé i svařované. Svařované trubky jsou nevhodné pro výměníky s velkými výkony, protože by mohlo v místě sváru trubky dojít k porušení a následné havárii. Použité trubky musí při provozu snést teplotu a tlak pracovních látek na obou stranách trubek, namáhání při rozdílné teplotní roztažnosti mezi svazkem trubek a pláštěm výměníku a musí odolávat korozi a nadměrnému zanášení. [3] Nejčastěji používaným materiálem pro výrobu trubek je ocel, případně mosaz [1].

Nejdůležitějšími parametry při výběru trubek jsou typ použité trubky, průměr a tloušťka stěny trubky. Z ekonomických důvodů je při návrhu vhodné volit trubky z normalizované řady.

##### *Používané typy trubek*

- hladké
- žebrované – příčná kruhová nebo čtvercová žebra, podélná žebra [3]
- bimetalové

Ve většině případů se používají trubky bezešvé, hladké. Je-li potřeba zvětšit plochu trubek a tím zvětšit přestup tepla, používají se žebrované trubky. Ve speciálních případech, kdy je teplotní rozdíl mezi látkami v trubkách a v plášti příliš velký, je možné použít bimetalové trubky. [3] Na obrázku 4 jsou uvedeny jednotlivé typy trubek používané ve výměnících se svazkem trubek v plášti.



Obrázek 4 Typy trubek a) s příčnými žebry b) s podélnými žebry c) bimetalové [3]

### Průměr a tloušťka stěny trubek

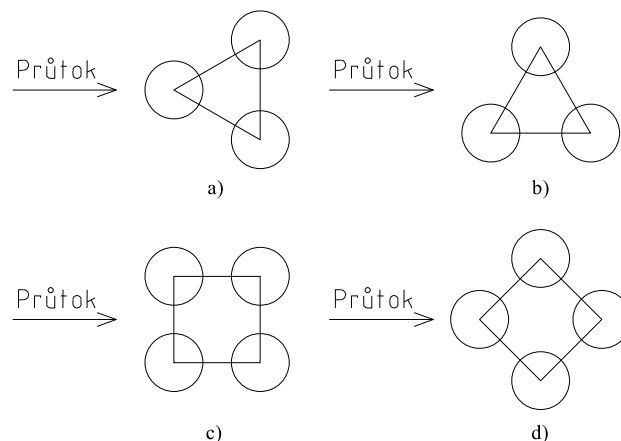
Používané trubky jsou charakterizovány vnějším průměrem a tloušťkou stěny. Z hlediska koeficientu přestupu tepla je výhodné použít trubky s co nejmenším průměrem [3], což je ovšem nevýhodné z hlediska čištění trubek a vysoké tlakové ztráty v trubkách.

Při volbě tloušťky stěny je nejdůležitějším kritériem vnitřní i vnější tlakové namáhání trubky. Pokud tlakové namáhání není dominantní, volí se tloušťka stěny s přihlédnutím na přírůstek na korozi, vibrace, které mohou ve výměníku vznikat vlivem rychlosti proudícího média v trubkách, axiální síly, která vzniká v důsledku teplotních dilatací u výměníku s pevnými trubkovicemi. [3]

Při volbě průměru a tloušťky stěny je také důležité přihlédnout k normalizované řadě trubek, což výrazně snižuje výrobní náklady. Pro tuto práci byly vybrány trubky bezešvé, hladké.

### Uspořádání a množství použitých trubek

Uspořádání trubek je charakterizováno úhlem, který trubky svírají [6]. Cílem je použít maximální množství trubek, kvůli dosažení maximálního přestupu tepla, s ohledem na pohodlné mechanické čištění vnějších ploch trubek [3]. Standardně se trubky uspořádávají do trojúhelníkového uspořádání, kdy trubky svírají úhel 30°, nebo 60°, popřípadě do uspořádání čtvercového, kdy je úhel, který svírají trubky 90°, nebo 45°. Trojúhelníkové uspořádání umožňuje použití většího množství trubek než uspořádání čtvercové, a to až o 15 %. Další výhodou této konfigurace je lepší přestup tepla než u uspořádání čtvercového. Nevýhodou je ovšem nutnost použití trubkovnice o větší tloušťce. Další nevýhodou oproti čtvercovému uspořádání je zhoršená možnost mechanického čištění v mezitrubkových prostorech. [3] U čtvercového uspořádání je největší výhodou snadné mechanické čištění mezitrubkového prostoru a menší tlaková ztráta. Nevýhodou je, že toto uspořádání má horší přestup tepla, než uspořádání trojúhelníkové [3]. Jednotlivé možnosti uspořádání trubek jsou zobrazeny na obrázku 5.

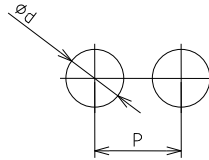


Obrázek 5 Uspořádání trubek ve svazku a) trojúhelníkové 30° b) trojúhelníkové 60° c) čtvercové 90° d) čtvercové 45° [3]

**Rozteč a počet trubek**

Při návrhu uspořádání trubek je zapotřebí respektovat minimální rozteč trubek, která je dána dle TEMA [5]. Kvůli dobrému přestupu tepla je vhodné volit rozteč trubek co nejmenší. Malá rozteč trubek má ale za následek vysokou tlakovou ztrátu v plášti a špatné čištění mezitrubkového prostoru. [3] Na obrázku 6 je uvedena minimální rozteč trubek.

$$P = 1,25 \cdot d \quad (1)$$



Obrázek 6 Minimální rozteč trubek [3]

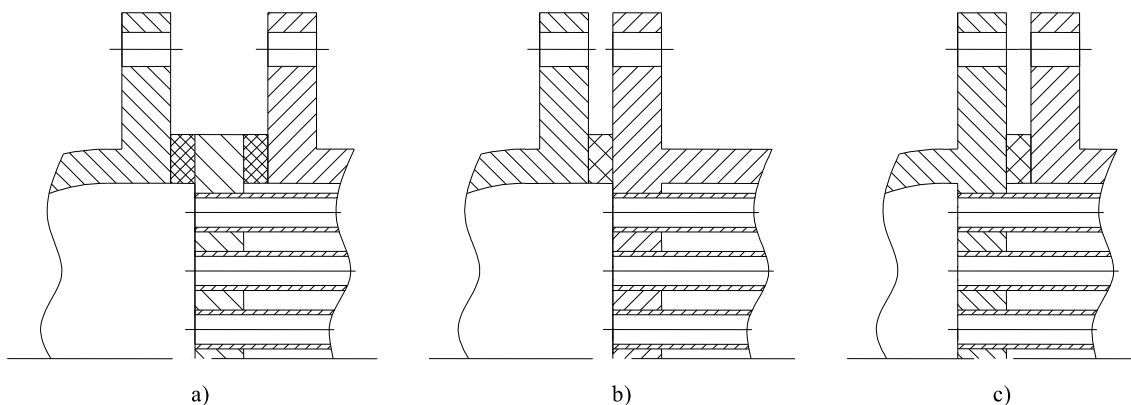
Množství použitých trubek závisí na požadovaném průtoku pracovní látky a na tlakové ztrátě [3]. Pro tuto práci je zadáno trojúhelníkové uspořádání trubek, přičemž trubky svírají úhel 60°.

**3.2. Trubkovnice**

Trubkovnice tvoří bariéru mezi pracovními látkami v trubkách a v plášti a uzavírá tak prostor pláště. Trubkovnice je důležitou částí zejména z hlediska bezpečnosti a spolehlivosti výměníku tepla. [3] Vyráběná je jako výkovek, nebo u menších výměníků jako plát plechu, do kterého jsou vyvrtány díry pro vsunutí a následné zaválcování trubek.

Trubky jsou v trubkovnici zaválcovány většinou v určité délce. Zaválcování plní pevnostní funkci a po zaválcování je potřeba provádět heliový test těsnosti. Pokud je výměník výrazně namáhán v axiálním směru, nebo pokud je pracovní tlak příliš vysoký, je nutné trubky kromě zaválcování i zavařit. Zavaření trubek se provádí také v případech, kdy by hrozilo vysoké riziko havárie v důsledku kontaktu pracovních látek. Zavaření má tedy těsnostní charakter. Další možností spojení trubek a trubkovnice je pájení, které se provádí u zařízení s malými výkony a tlaky. [4]

Podle výkonů a tlaků ve výměníku se volí vhodné spojení pláště s trubkovnicí. Nejčastěji používané způsoby jsou: pevné, pevné s těsněním, rozebíratelné, komora spojená s trubkovnicí. Při výběru trubkovnice se také často přihlíží k ekonomické stránce možných řešení, nebo k náročnosti výroby a údržby zařízení. [4] Používané typy trubkovnic jsou uvedeny na obrázku 7. Pro tuto práci jsou zadány trubkovnice pevné, která jsou přivařeny k plášti.



Obrázek 7 Typy trubkovnic a) rozebíratelná s těsněním b) pevná c) komora spojená s trubkovnicí [4]

### 3.3.Přepážky

Přepážky se u trubkových výměníků tepla používají pro zvýšení doby průchodu pracovní látky v prostoru pláště, čímž se zlepšuje přestup tepla mezi pracovními látkami. Dalším důvodem pro použití přepážek je podpora trubek, což částečně eliminuje vznik vibrací na trubkovém svazku a borcení trubek. [3]

Přepážky jsou umístěny v prostoru pláště a jsou uspořádány tak, aby vhodným způsobem nasměrovaly pracovní látku podél trubek, nebo v příčném směru pláště. Vhodný typ přepážky se volí vždy podle konkrétního použití výměníku s ohledem na požadovaný přestup tepla. [3]

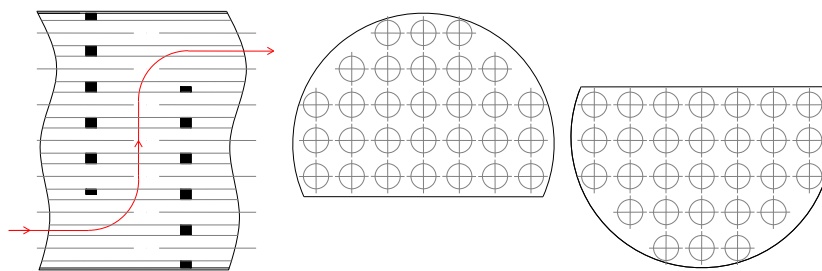
#### *Používané typy přepážek*

- Deskové (příčné) – segmentové, diskové, otvorové, oknové
- Rod (prutové)

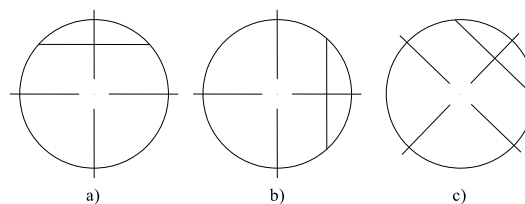
#### 3.3.1. Deskové přepážky

##### *Segmentové přepážky*

Segmentová přepážka je kruhový disk s odebranou kruhovou úsečí vyrobený z plechu, jehož průměr odpovídá vnitřnímu průměru pláště. V přepážce jsou vyvrtány otvory pro protažení trubek trubkového svazku. Odebraná kruhová úseč tvoří ve většině případů 20% – 25% plochy původního disku. [3] Tento typ přepážek je uveden na obrázku 8. Segmentové přepážky je možné orientovat podle konkrétních potřeb provozu. Možné orientace přepážek jsou uvedeny na obrázku 9.



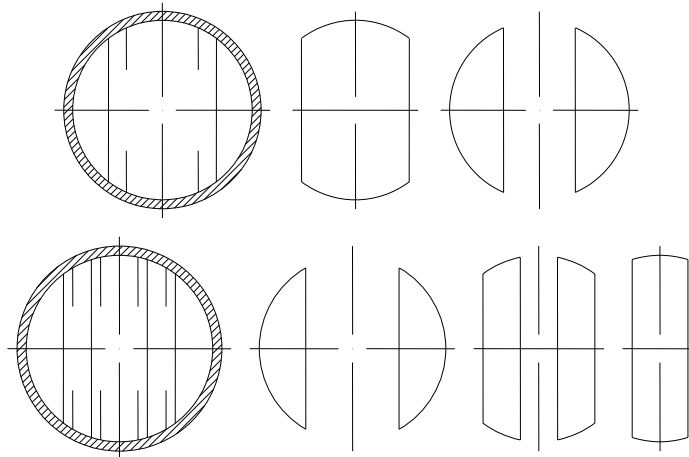
Obrázek 8 Segmentové přepážky [3]



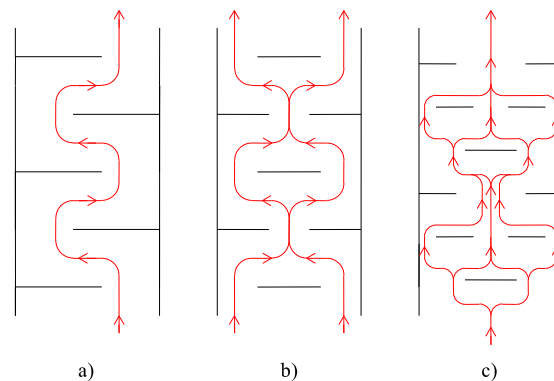
Obrázek 9 Orientace segmentových přepážek a) vodorovná b) svislá c) natočená [3]

##### *Multisegmentové přepážky*

Tento typ segmentových přepážek se používá pro snížení prostoru mezi přepážkami a k eliminaci křížového toku v prostoru pláště. Multisegmentové přepážky jsou charakteristické velkou plochou průtočného kanálu. To umožňuje tok pracovní látky téměř rovnoběžně s trubkami, což snižuje tlakovou ztrátu v prostoru pláště. Výhodou tohoto uspořádání je především nižší riziko vzniku vibrací, protože proud pracovní látky je rozdělen na dva, tři nebo i více proudů. [3] Na obrázku 10 jsou uvedené možné konfigurace segmentových přepážek, na obrázku 11 rozdělení proudu pracovní látky v prostoru pláště, při použití multisegmentových přepážek.



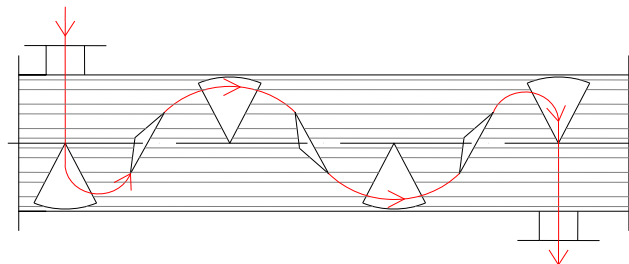
Obrázek 10 Multisegmentové přepážky [3]



Obrázek 11 Rozdělení proudu pracovní látky na a) jeden chod b) dva chody c) tři chody [3]

### Šroubovicové přepážky

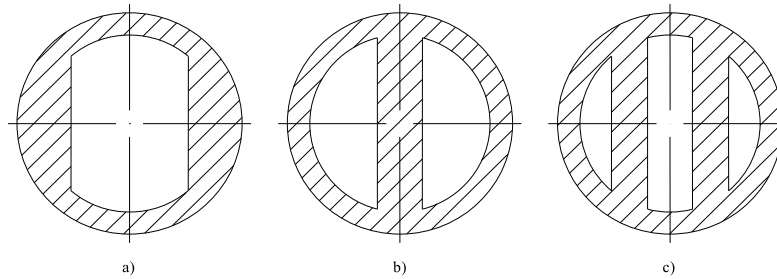
Jedná se o typ segmentových přepážek, které jsou uspořádány do šroubovice a do značné míry minimalizují nevýhody konvenčních segmentových přepážek. Hlavní výhodou oproti standardním segmentovým přepážkám je nižší tlaková ztráta v plášti výměníku a zlepšení přenosu tepla. Tyto přepážky také eliminují výskyt ztrátových proudů v plášti a snižuje zanášení v mezitrubkovém prostoru. Další výhodou je také omezení vzniku vibrací trubkového svazku. Na obrázku 12 je uveden výměník se šroubovicovými přepážkami. [7]



Obrázek 12 Šroubovicové přepážky [7]

### Oknové přepážky

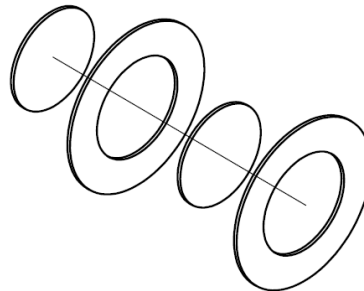
Tento typ přepážek se používá v případech, kdy není žádoucí křížový tok v prostoru pláště kvůli snížení tlakové ztráty. Tyto přepážky umožňují tok pracovní látky téměř rovnoběžně se svazkem trubek. [3] Používané typy oknových přepážek jsou uvedeny na obrázku 13.



Obrázek 13 Oknové přepážky a) jednochodé b) dvouchodé c) tříchodé [3]

### Diskové přepážky

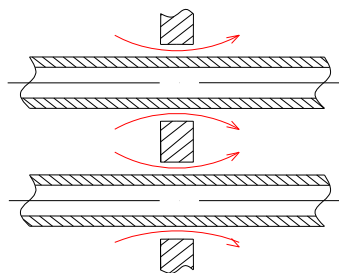
Tyto přepážky, které jsou schematicky znázorněny na obrázku 14, jsou využívány především u výměníků tepla v jaderných elektrárnách. Ve srovnání se segmentovými přepážkami vykazují diskové přepážky menší tlakovou ztrátu. [3]



Obrázek 14 Diskové přepážky [3]

### Orifice (otvorové) přepážky

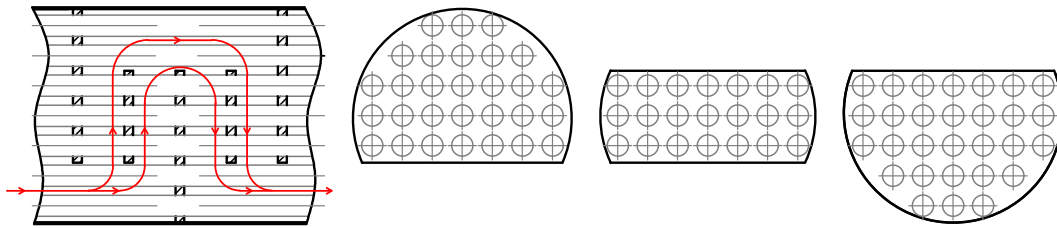
U tohoto typu přepážky je kanál pro průtok pracovní látky v plášti vytvořen kolem trubek. Díry v přepážkách mají průměr větší, než je vnější průměr trubek. Tím vznikají kanály pro tok pracovní látky. Nevýhodou tohoto řešení je to, že přepážky neslouží jako podpora pro trubky a může tak docházet k vibracím trubek. Další nevýhodou je zanášení kanálů. Z těchto důvodů je tento typ přepážek velmi málo používaný. [3] Princip funkce těchto přepážek je uveden na obrázku 15.



Obrázek 15 Otvorové přepážky [3]

### NTiW (No Tube in Window)

Jedná se o přepážky, které jsou uspořádány tak, že první přepážka je kruhová s odebranou kruhovou úsečí, která podpírá svazek trubek, a druhá přepážka tzv. okno má odebrané dvě kruhové úseče. Protékající pracovní látka se tak může rozdělit na dva kanály. Funkce je schematicky znázorněna na obrázku 16. Výhoda těchto přepážek je, že při jejich použití se dosáhne menší tlakové ztráty než při použití segmentových přepážek. Tyto přepážky také zajišťují lepší přestup tepla a méně se zanáší. Nevýhodou je náchylnost ke vzniku vibrací. [3]



Obrázek 16 Přepážky NTiW[3]

### Podélné přepážky

Tyto přepážky rozdělují pracovní prostor pláště na dvě nebo více sekcí a umožňují tak více chodů pracovní látky v plášti. [3] Podélné přepážky musí být přivařeny k plášti i k trubkovnici, jinak hrozí obtékání přepážky, což by mělo za následek nesprávnou funkci zařízení.

Podle zadání této práce budou použity segmentové přepážky.

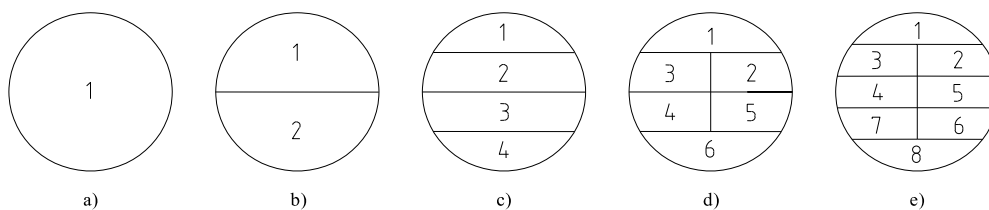
### 3.3.2. Rozteč přepážek

Maximální prostor mezi přepážkami je dán normou TEMA [5] na základě vnějšího průměru trubek, maximální dovolenou pracovní teplotou a materiálu použitých trubek [3]. Důležitým faktorem je také orientace přepážek. Přepážky je možné orientovat pod libovolným úhlem, vždy s ohledem na konkrétní využití výměníku.

Nejběžnější je horizontální orientace přepážky, což umožňuje křížový tok přes svazek trubek mezi jednotlivými přepážkami. [3] Toto uspořádání je ale nevhodné pro případy, kdy dochází ke kondenzaci pracovní látky v prostoru pláště. V tomto případě kondenzát zůstává ve spodní části pláště a může způsobovat korozi pláště. Pro případy, kdy dochází ke kondenzaci pracovní látky v prostoru pláště je nevhodnější vertikální orientaci přepážky. [3]

### 3.4. Plášť

Pláště pro výměníky tepla jsou vyráběné v široké škále průměrů, tloušťek stěn a materiálů [3]. Pláště pro malé výměníky tepla jsou často vyráběny z trubek. Pro velká zařízení se používají pláty plechů. Pláště mohou být navrženy jako jednochodé nebo vícechodé [3]. Vícechodého provedení pláště se provádí pomocí podélných přepážek, které jsou popsány v kapitole 3.3.1. Pláště se zpravidla vyrábí jedno až osmichodé (obrázek 17).



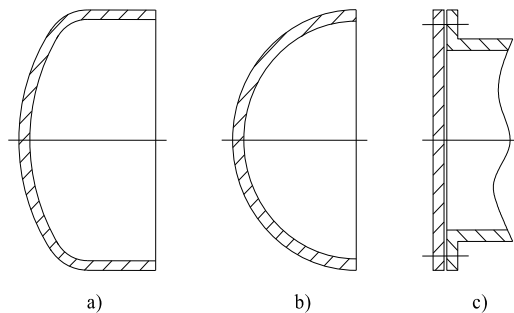
Obrázek 17 Chody v plášti tepelného výměníku a) jednochodý plášť b) dvouchodý plášť c) čtyřchodý plášť d) šestichodý plášť e) osmichodý plášť [7]

### 3.5. Hlavy

Hlavy výměníku slouží jako uzavírací prvek trubkového prostoru. Pracovní látka vstupuje přes vstupní hrdlo do přední hlavy a následně do trubkového prostoru. V hlavě zadní může docházet buď k výstupu pracovní látky z výměníku přes výstupní hrdlo, nebo k obratu pracovní látky a dalšímu průchodu trubkovým svazkem v závislosti na počtu chodů výměníkem. Výstup pracovní látky z výměníku je možné umístit na přední nebo zadní hlavu podle počtu chodů pracovní látky trubkovým svazkem. Podle počtu chodů v trubkovém prostoru musí být použita hlava rozdělena na příslušný počet komor. [4]

Je možné volit hlavy s rovným dnem, které se používají pro nízké tlaky. Tato dna jsou pevnostně nevýhodná. Hlavy s torosferickým dnem jsou vhodné pro střední a vyšší tlaky. Pro velmi vysoké tlaky se používají dna polokulová, která jsou pevnostně nejvýhodnější. [8]

Výběr hlavy závisí především na provozním tlaku zařízení a na frekvenci čištění trubkového svazku. Hlava s pláštěm je nejčastěji spojena pomocí příruby, ale v některých případech je možné hlavu s pláštěm svařit. Typy používaných hlav jsou uvedeny na obrázku 18. [8]



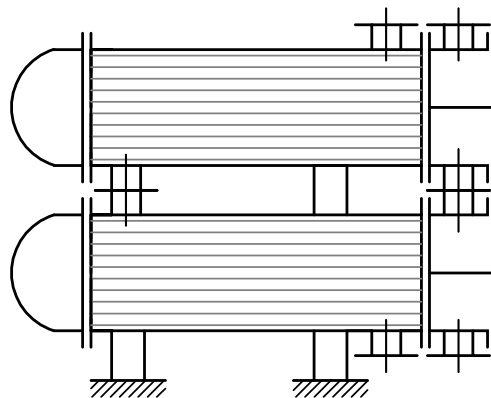
Obrázek 18 Hlavy výměníku a) torosferické dne b) polokulové dno c) ploché dno [8]

### 3.6.Hrdla

Hrdla u výměníků slouží k dopravě pracovních látek do výměníku nebo z výměníku. Vyrábí se nejčastěji z trubky o konstantním průměru, která je přivařena na plášť nebo na hlavu výměníku. Průměr hrdel musí být vhodně zvolen s ohledem na to, že přitékající proud kapaliny bude zpomalen svazkem trubek. V případě, že rychlost přiváděné pracovní látky do prostoru pláště je příliš vysoká, použije se plát plechu, který ochrání svazek trubek před nadměrným opotřebením a vznikem vibrací. [3]

### 3.7.Konstrukce zadaného výměníku

Předmětem této práce je pevnostní návrh dvojice výměníků tepla se svazkem trubek v plášti. Jedná se o dvojici výměníků, které jsou umístěny nad sebou (viz obrázek 19). Zadané výměníky jsou vybaveny hladkými trubkami, které jsou uspořádány do trojúhelníku a svírají úhel  $60^\circ$  (viz Obrázek 5 b)). Trubkovnice jsou realizovány jako pevné. Plášť bude vyroben z nerezového plechu. Použité budou segmentové přepážky. Obrátové komory na vstupu jsou s plochým dnem, na výstupu s torosferickým dnem. Pro vstup a výstup pracovních látek jsou použita hrdla, stejně jako pro transport látek mezi jednotlivými výměníky tepla. Dvojice výměníků je upevněna na kotevních stojnách, z nichž jedna je surná a jedna pevná. Podle TEMA [5] odpovídá zadání uspořádání AEM.



Obrázek 19 Schéma zadané dvojice výměníků tepla

#### 4. Výpočet dle ČSN EN 13445-3

V této kapitole je proveden výpočet jednotlivých komponent výměníku podle normy ČSN EN 13445 Netopené tlakové nádoby [9]. Pouze výpočet přepážek je proveden dle normy TEMA [5]. Potřebné parametry pro provedení výpočtu jsou uvedeny v tabulce 1. V tabulce 2 jsou potom uvedeny provozní parametry zařízení.

Tabulka 1 Zadané podmínky pro výpočet

Veličina	V plášti			V trubkách		
	Označení	Hodnota	Jednotka	Označení	Hodnota	Jednotka
Výpočtový tlak	$P_S$	0,7 (abs.)	(MPa)	$P_T$	0,9 (abs.)	(MPa)
Výpočtová teplota	$t_S$	90	(°C)	$t_T$	70	(°C)
Zkušební médium	Voda					

Tabulka 2 Pracovní podmínky výměníku

Veličina	V plášti			V trubkách		
	Označení	Hodnota	Jednotka	Označení	Hodnota	Jednotka
Pracovní tlak	$P_{Sprac}$	0,42	(MPa)	$P_{Tprac}$	0,84	(MPa)
Pracovní teplota	$t_{Sprac}$	60	(°C)	$t_{Tprac}$	33	(°C)
Pracovní médium	$H_3BO_3$			TVD		

##### 4.1. Výpočet pláště

Pro plášť zadaného výměníku je zadán tlak a teplota média v plášti, kterým je kyselina boritá ( $H_3BO_3$ ) a vnitřní průměr pláště. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.

Tabulka 3 Zadané hodnoty pro výpočet pláště

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Výpočtový tlak	$P_S$	0,7 (abs.)	(MPa)
Výpočtová teplota	$t_S$	90,00	(°C)
Vnitřní průměr pláště	$D_{Si}$	950,00	(mm)

Pro výrobu pláště bude použita korozivzdorná ocel 1.4541, jejíž charakteristiky byly zjištěny z ČSN EN 10088-7 [10] a jsou uvedeny v následující tabulce 4.

Tabulka 4 Materiálové charakteristiky materiálu pláště (ocel 1.4541) [10]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu pro teplotu 90°C	$R_{Sp1,0(90^\circ C)}$	212,00	(MPa)
Mez pevnosti pro teplotu 90°C	$R_{Sm}$	450,00	(MPa)
Tažnost	$A_S$	40	(%)

Při znalosti materiálových charakteristik pláště je možné dopočítat maximální přípustné hodnoty dovoleného namáhání pro tlakové části [9].

$$f_S = \max \left[ \left( \frac{R_{Sp1,0(90^\circ C)}}{1,5} \right), \min \left( \frac{R_{Sp1,0(90^\circ C)}}{1,2}, \frac{R_{Sm}}{3} \right) \right] = 150,00 \text{ MPa} \quad (2)$$

Požadovaná tloušťka stěny pláště [1]:

$$e_S = \frac{P_S \cdot D_{Si}}{2 \cdot f_S \cdot z_S - P_S} = 2,22 \text{ mm} \quad (3)$$

Po poradě s technologem byla zvolena analyzovaná tloušťka stěny pláště  $e_{Sa} = 12 \text{ mm}$ , na základě které je dopočítán maximální tlak na stěnu pláště. Součinitel svaru je určen na základě zadání. Při použití součinitele svaru  $z_S = 1$  je nutné po svaření pláště zkontrolovat 100 % provedených svarů. Střední průměr pláště je dopočítán na základě známého vnitřního průměru pláště a analyzované tloušťky stěny. Hodnoty použité pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 5, dovolené namáhání materiálu pláště je vypočteno v rovnici (2). V rovnici (4) je uveden výpočet maximálního tlaku na plášť.

Tabulka 5 Hodnoty pro určení maximálního tlaku na plášť

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel svaru	$z_S$	1	(-)
Analyzovaná tloušťka stěny	$e_{Sa}$	12	(mm)
Vnitřní průměr pláště	$D_{Si}$	950	(mm)
Střední průměr pláště	$D_{Sm}$	962	(mm)

$$P_{S_{\max}} = \frac{4 \cdot f_S \cdot z_S \cdot e_{Sa}}{D_{Sm}} = 3,74 \text{ MPa} \quad (4)$$

### Výpočet pláště pro podmínky tlakové zkoušky

Dovolené namáhání pláště pro zkušební podmínky

$$f_{\text{Stest}} = \max \left[ \left( \frac{R_{Sp1,0(20^\circ\text{C})}}{1,05} \right), \left( \frac{R_{Sm(20^\circ\text{C})}}{2} \right) \right] = 260 \text{ MPa} \quad (5)$$

Určení zkušební tlaku

$$P_{\text{Stest1}} = 1,25 \cdot P_S \cdot \frac{f_S}{f_{\text{Stest}}} = 0,50 \text{ MPa} \quad (6)$$

$$P_{\text{Stest2}} = 1,43 \cdot P_S = 1,00 \text{ MPa} \quad (7)$$

$$P_{\text{Stest}} = \max(P_{\text{Stest1}}, P_{\text{Stest2}}) = 1,00 \text{ MPa} \quad (8)$$

Jako zkušební médium bude použita voda. Ke zkušebnímu tlaku je potřeba připočítat i hydrostatický tlak zkušební média. Hustota vody je uvažována  $\rho = 1\,000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ .

$$P_{\text{Sh}} = \rho \cdot g \cdot D_{Si} = 0,0093 \text{ MPa} \quad (9)$$

$$P_{\text{StestC}} = P_{\text{Stest}} + P_{\text{Sh}} = 1,01 \text{ MPa} \quad (10)$$

Vypočtené hodnoty tloušťky stěny pláště a maximálního tlaku jsou uvedeny v tabulce 6 a jsou vypočteny stejně jako předchozí výpočet pro požadovanou tloušťku stěny pláště a maximální tlak na plášť (rovnice (3) a (4)). Stejným způsobem jsou vypočteny zkušební tlaky pro ostatní části výměníku tepla.

Tabulka 6 Vypočtené hodnoty pro plášť pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Požadovaná tloušťka stěny pláště	$e_{\text{Stest}}$	1,85	(mm)
Maximální tlak na plášť	$P_{\text{MAXtest}}$	6,49	(MPa)

## 4.2. Torosferické dno

Dalším krokem ve výpočtu je určení minimální tloušťky stěny klenutého dna. Torosferické dno je vyrobeno z oceli s označením 1.0425, jejíž vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 8 [11], přičemž uvažovaná výpočtová teplota je shodná s výpočtovou teplotou v trubkách danou v zadání, stejně jako tlak a součinitel svaru (tabulka 7).

Tabulka 7 Zadané hodnoty pro výpočet torosferického dna

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Výpočtový tlak	$P_D$	0,9 (abs.)	(MPa)
Výpočtová teplota	$t_D$	70,00	(°C)
Součinitel svaru	$Z_D$	1	(-)

Tabulka 8 Materiálové charakteristiky materiálu torosferického dna (ocel 1.0425) [11]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu pro teplotu 70°C	$R_{Dp0,2(70^\circ\text{C})}$	250,00	(MPa)
Mez pevnosti	$R_{Dm}$	410,00	(MPa)
Tažnost	$A_D$	22	(%)

Pro dovolené namáhání materiálu torosferického dna tedy platí [9]:

$$f_D = \min\left(\frac{R_{PDp0,2(70^\circ C)}}{1,5}, \frac{R_{PDm}}{2,4}\right) = 166,67 \text{ MPa} \quad (11)$$

Dále je nutné určit geometrii torosferického dna, vnitřní poloměr kruhové části dna a zaoblení dna. Tento výpočet byl proveden podle [12], na základě znalosti vnitřního průměru dna, který je uveden v zadání. Pro výpočet je dále potřebná znalost průměru vnitřního lemu dna, která je dle zadání  $D_{Di} = 930 \text{ mm}$ .

$$R_D = D_{Di} = 930 \text{ mm} \quad (12)$$

$$r_D = 0,1 \cdot D_{Di} = 93 \text{ mm} \quad (13)$$

Požadovaná tloušťka stěny torosferického dna se určí jako největší vypočítaná tloušťka z tlouštěk  $e_{Ds}$ ,  $e_{Dy}$ ,  $e_{Db}$ . [9]

$$e_{Ds} = \frac{P_D \cdot R_D}{2 \cdot f_D \cdot Z_D - 0,5 \cdot P_D} = 2,51 \text{ mm} \quad (14)$$

$$e_{Dy} = \frac{\beta_D \cdot P_D \cdot (0,75 \cdot R_D + 0,2 \cdot D_{Di})}{f_D} = 5,21 \text{ mm} \quad (15)$$

Kde  $\beta_D$  se určí podle vzorců v kapitole 7.5.3.5 normy ČSN EN 13445. [9]

$$Y_D = \min\left(\frac{e_D}{R}, 0,04\right) = 0,0024 \quad (16)$$

$$Z_D = \log_{10}\left(\frac{1}{Y_D}\right) = 2,62 \quad (17)$$

$$X_D = \frac{r_D}{D_{Di}} = 0,1 \quad (18)$$

$$N_D = 1,006 - \frac{1}{\{6,2 + (90 \cdot Y_D)^4\}} = 0,84 \quad (19)$$

Pro  $X_D = 0,1$  platí vzorec pro výpočet parametru  $\beta_D$ . [1]

$$\beta_D = N_D \cdot (-0,18333 \cdot Z_D^3 + 1,0383 \cdot Z_D^2 - 1,2943 \cdot Z_D + 0,837) = 1,079 \quad (20)$$

$$e_{Db} = (0,75 \cdot R_D + 0,2 \cdot D_{Di}) \cdot \left[ \frac{P_D}{111 \cdot f_b} \cdot \left(\frac{D_{Di}}{r_D}\right)^{0,825} \right]^{(1,5)} = 4,18 \text{ mm} \quad (21)$$

Kde  $f_{Db}$  pro ocel 1.0425 je vypočteno podle ČSN EN 13445 [9]

$$f_{Db} = \frac{R_{Dp0,2(70^\circ C)}}{1,5} = 166,67 \text{ MPa} \quad (23)$$

Minimální požadovaná tloušťka stěny dna se tedy určí jako maximální hodnota z výše vypočítaných tlouštěk. [9]

$$e_D = \max(e_{Ds}, e_{Dy}, e_{Db}) = 5,15 \text{ mm} \quad (24)$$

Pro torosferické dno bude z technologických důvodů, zejména dobré svařitelnosti, uvažována analyzovaná tloušťka stěny  $e_{Da} = 10 \text{ mm}$ .

Výše uvedený výpočet se vztahuje na dna, u kterých jsou splněny následující podmínky [9].

$$r_D \leq 0,2 \cdot D_{Di} \rightarrow \text{podmínka je splněna} \quad (25)$$

$$r_D \geq 0,06 \cdot D_{Di} \rightarrow \text{podmínka je splněna} \quad (26)$$

$$r_D \geq 2 \cdot e_D \rightarrow \text{podmínka je splněna} \quad (27)$$

$$e_D \leq 0,08 \cdot D_{De} \rightarrow \text{podmínka je splněna} \quad (28)$$

$$e_{Da} \geq 0,001 \cdot D_{De} \rightarrow \text{podmínka je splněna} \quad (29)$$

$$R_D \leq D_{De} \rightarrow \text{podmínka je splněna} \quad (30)$$

Obdobným způsobem se určí únosnost dna. Z vypočtených hodnot  $P_s$ ,  $P_y$ ,  $P_b$  se vybere maximální hodnota, přičemž je pro výpočet použita analyzovaná tloušťka stěny dna.

$$P_{Ds} = \frac{2 \cdot f_D \cdot Z_D \cdot e_{Da}}{R_D + 0,5 \cdot e_{Da}} = 3,57 \text{ MPa} \quad (31)$$

$$P_{Dy} = \frac{f_D \cdot e_{Da}}{\beta_{Da} \cdot (0,75 \cdot R_D + 0,2 \cdot D_{Di})} = 1,75 \text{ MPa} \quad (32)$$

Parametr  $\beta_{Da}$  je určen analogicky jako parametr  $\beta_D$  s uvažováním analyzované tloušťky stěny torosferického dna  $e_{Da}$ . Hodnoty příslušných součinitelů jsou uvedeny v tabulce 9.

Tabulka 9 Parametry pro výpočet tlaku na torosferické dno

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Parametr Y	$Y_{Da}$	0,01	(-)
Parametr Z	$Z_{Da}$	1,97	(-)
Parametr X	$X_{Da}$	0,1	(-)
Parametr N	$N_{Da}$	0,86	(-)
Součinitel $\beta$	$\beta_{Da}$	0,79	(-)

$$P_{Db} = 111 \cdot f_{Db} \cdot \left( \frac{e_{Da}}{0,75 \cdot R_D + 0,2 \cdot D_{Di}} \right)^{1,5} \cdot \left( \frac{r_D}{D_{Di}} \right)^{0,825} = 3,33 \text{ MPa} \quad (33)$$

Pro danou geometrii se únosnost torosferického dna určí jako nejmenší z hodnot  $P_{Ds}$ ,  $P_{Dy}$  a  $P_{Db}$  [9].

$$P_D = \min(P_{Ds}, P_{Dy}, P_{Db}) = 1,75 \text{ MPa} \quad (34)$$

### Výpočet torosferického dna pro podmínky tlakové zkoušky

Obdobným způsobem jako u pláště se postupuje i při výpočtu torosferického dna pro podmínky tlakové zkoušky. V tabulce 10 jsou uvedeny tlaky pro výpočet a dovolené namáhání pro podmínky tlakové zkoušky. V tabulce 11 jsou potom uvedeny vypočtené hodnoty tloušťky stěny a únosnosti dna pro podmínky tlakové zkoušky.

Tabulka 10 Dovolené namáhání a zkušební tlak pro podmínky tlakové zkoušky

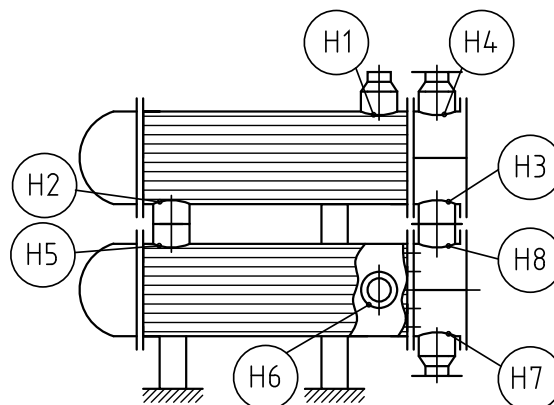
Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání dna pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Dtest}$	252,38	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{Dtest}$	1,30	(MPa)

Tabulka 11 Vypočtené hodnoty pro torosferické dno pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Tloušťka stěny dna pro podmínky tlakové zkoušky	$e_{Dtest}$	5,12	(mm)
Únosnost dna pro podmínky tlakové zkoušky	$P_{Dmaxtest}$	2,65	(MPa)

## 4.3. Otvory ve skořepinách

Tato část práce je věnována kontrole otvorů pro hrdla v plášti výměníku. Jednotlivé otvory, které jsou kontrolovány, jsou znázorněny na obrázku 20. Hrdla H4, H3, H8 a H7 jsou opatřeny přípojovacími přírubami.



Obrázek 20 Otvory pro hrdla výměníku

Hrdla na straně pláště jsou stejně jako plášť vyrobena z oceli s označením 1.4541. Její vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 12.

Tabulka 12 Vlastnosti materiálu hrdel na straně pláště (ocel 1.4541) [10]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu pro teplotu 90°C	$R_{HSp1,0(90^\circ C)}$	212,00	(MPa)
Mez pevnosti pro teplotu 90°C	$R_{HSm}$	450,00	(MPa)
Tažnost	$A_{HS}$	40	(%)

Dovolené namáhání hrdel na straně pláště [9].

$$f_{HS} = \max\left[\left(\frac{R_{HSp1,0(90^\circ C)}}{1,5}\right), \min\left(\frac{R_{HSp1,0(90^\circ C)}}{1,2}, \frac{R_{HSm}}{3}\right)\right] = 150,00 \text{ MPa} \quad (35)$$

Hrdla pro vstup a výstup média do trubek jsou vyrobeny z oceli 1.0425, stejně jako obrátové komory, jejich vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 13.

Tabulka 13 Vlastnosti materiálu hrdel na straně trubek (ocel 1.0425) [11]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu pro teplotu 70°C	$R_{HTp0,2(70^\circ C)}$	250,00	(MPa)
Mez pevnosti pro teplotu 70°C	$R_{HTm}$	410,00	(MPa)
Tažnost	$A_{HT}$	22	(%)

Dovolené namáhání hrdel na straně trubek je vypočteno[9]

$$f_{HT} = \min\left(\frac{R_{HTp0,2(70^\circ C)}}{1,5}, \frac{R_{HTm}}{2,4}\right) = 166,67 \text{ MPa} \quad (36)$$

### Otvor pro hrdlo H1

Hrdlo H1 slouží pro vstup pracovní látky do pláště. Rozměry otvoru pro hrdlo a samotného hrdla jsou uvedeny v tabulce 14.

Tabulka 14 Rozměry otvoru a hrdla H1

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr otvoru	$d_{H1}$	323,9	(mm)
Tloušťka pláště v místě otvoru	$e_{H1as}$	12	(mm)
Předpokládaná tloušťka pláště v místě otvoru	$e_{H1cs}$	12	(mm)
Vnější průměr hrdla v místě vsazení do otvoru	$d_{H1eb}$	323,9	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	$e_{H1a}$	10	(mm)
Vnitřní průměr hrdla v místě vsazení do otvoru	$d_{H1ib}$	303,9	(mm)

Kontrola pro otvory v blízkosti diskontinuit skořepin

$$w_{H1} \geq w_{H1min} = \max(0,2 \cdot \sqrt{2 \cdot r_{H1is} + e_{H1cs} \cdot e_{H1cs}}; 3 \cdot e_{H1as}) = 173,05 \text{ mm} \geq 36,00 \text{ mm} \rightarrow \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (37)$$

Kde hodnota  $w_{H1}$  je vzdálenost mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou a je odečtena ze zadání ( $w_{H1} = 173,05 \text{ mm}$ ).

Tento otvor je uvažován jako osamocený, protože je splněna následující podmínka.

$$L_{H1b} \geq a_{H1} + a_{H4} + l_{H1so} + l_{H4so} \rightarrow 745 \text{ mm} \geq 502,84 \text{ mm} \quad (38)$$

Kde hodnoty  $a_{H1,1}$ ;  $a_{H4,2}$  jsou odečteny ze zadání (tabulka 15) a hodnoty  $l_{H1so}$  a  $l_{H4so}$  (maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny) jsou dpočítány podle ČSN EN 13445. [9]

Hodnota  $L_{H1b}$  je vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny, která je odečtena ze zadání.

Tabulka 15 Hodnoty na stěně můstku otvorů

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Hodnota na stěně můstku otvoru H1	$a_{H1}$	161,95	(mm)
Hodnota na stěně můstku otvoru H4	$a_{H4}$	136,5	(mm)

Maximální vyztužující délka skořepiny [1]:

$$l_{H1so} = \sqrt{(2 \cdot r_{H1is} + e_{H1as}) \cdot e_{H1as}} = 107,44 \text{ mm} \quad (39)$$

$$l_{H4so} = \sqrt{(2 \cdot r_{H4is} + e_{H4as}) \cdot e_{H4as}} = 96,95 \text{ mm} \quad (40)$$

Kde  $r_{H1is}$  je vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru. Pro válcové skořepiny platí:

$$r_{H1is} = \frac{D_{se}}{2} - e_{H1as} = 475 \text{ mm} \quad (41)$$

$$r_{H4is} = \frac{D_{pDe}}{2} - e_{H4as} = 465 \text{ mm} \quad (42)$$

Další částí výpočtu otvorů ve skořepině je výpočet příčných průřezů zatížených tlakem. Tyto průřezy jsou určeny postupem podle normy ČSN EN 13445 [9].

### **Af<sub>s</sub>**

$$Af_{H1s} = e_{H1as} \cdot l'_{H1s} = 1289,30 \text{ mm}^2 \quad (43)$$

Kde  $l'_{H1s}$  se určí jako minimální hodnota z hodnot  $l_{H1so}$ , rovnice (39) a  $l_{H1s}$ , což je délka skořepiny mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou, která je určena ze zadání,  $l_{H1s} = 173,05 \text{ mm}$ .

$$l'_{H1s} = \min(l_{H1so}, l_{H1s}) = 107,44 \text{ mm} \quad (44)$$

### **Ap<sub>s</sub>**

$$Ap_{H1ps} = A_{H1s} + 0,5 \cdot d_{H1eb} \cdot e_{H1as} + 0,5 \cdot d_{H1ib} \cdot e_{H1p} = 1,30 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \quad (45)$$

Kde  $e_{H1p} = 0$  pro otvory bez výztužného límce [9] a  $A_{H1s}$  se vypočítá dle následujícího vzorce:

$$A_{H1s} = r_{H1is} \cdot (l'_{H1s} + a_{H1}) = 1,28 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 \quad (46)$$

$$a_{H1} = 0,5 \cdot d_{H1eb} = 161,95 \text{ mm} \quad (47)$$

### **Vyztužení s výztužným účinkem hrdla kolmého ke skořepině**

Vyztužení hrdla je realizováno jako vyztužení s výztužným účinkem hrdla kolmého ke skořepině. Výpočet je proveden následujícím způsobem [9].

Pro vsazená hrdla nesmí být délka hrdla, která přispívá k vyztužení větší než hodnota  $l_{H1bo}$  [9].

$$l_{H1bo} = \sqrt{(d_{H1eb} - e_{H1b}) \cdot e_{H1b}} = 56,03 \text{ mm} \quad (48)$$

Kde  $e_{H1b}$  je efektivní tloušťka stěny hrdla v rozsahu vnější délky  $l_{H1bo}$  ( $e_{H1b} = 10 \text{ mm}$ ) [9].

Potom pro výpočet nosné plochy příčného průřezu účinné jako vyztužení  $Af_{H1b}$  platí:

### **Af<sub>H1b</sub>**

$$Af_{H1b} = e_{H1b} \cdot (l'_{H1b} + l'_{H1bi} + e'_{H1s}) = 680,27 \text{ mm}^2 \quad (49)$$

Kde  $e'_{H1s}$  je délka vsazení vsazeného hrdla do stěny skořepiny ( $e'_{H1s} = 12 \text{ mm}$ ) [9].

$$l'_{H1b} = \min(l_{H1bo}, l_{H1b}) = 56,03 \text{ mm} \quad (50)$$

Kde  $l_{H1b}$  je určeno ze zadání ( $l_{H1b} = 341 \text{ mm}$ ) a  $l_{H1bo}$  z rovnice (48).

$$l'_{H1bi} = \min(l_{H1bi}, 0,5 \cdot l_{H1bo}) = 0 \text{ mm} \quad (51)$$

Kde  $l_{H1bi}$  je délka vnitřní části hrdla skořepiny [9] ( $l_{H1bi} = 0 \text{ mm}$ )

### **Ap<sub>H1b</sub>**

$$Ap_{H1b} = 0,5 \cdot d_{H1ib} \cdot (l'_{H1b} + e_{H1as}) = 10\,201,0 \text{ mm}^2 \quad (52)$$

Pro kontrolu vyztužení platí obecný vzorec pro vyztužování [9].

$$(A_{f_{H1s}} + A_{f_{H1w}}) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P_s) + A_{f_{H1p}} \cdot (f_{H1op} - 0,5 \cdot P_s) + A_{f_{H1b}} \cdot (f_{H1ob} - 0,5 \cdot P_s) \geq P_s \cdot (A_{p_{H1s}} + A_{p_{H1b}} + 0,5 \cdot A_{p_{H1\phi}}) \rightarrow 2,94 \cdot 10^5 \geq 9,8 \cdot 10^4 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (53)$$

Kde  $f_{H1op}$  a  $f_{H1ob}$  se určí podle vzorců: [9]

Pro plášť i hrdlo je použit stejný materiál (ocel 1.4541).

$$f_{H1ob} = \min(f_s, f_{HS}) = 150,00 \text{ MPa} \quad (54)$$

$$f_{H1op} = \min(f_s, f_{HP}) = 0 \text{ MPa} \quad (55)$$

Kde  $f_{HP}$  je dovolené namáhání výstužného límce, který ale není použit. Proto  $f_{HP} = 0 \text{ MPa}$ . Jednotlivé veličiny použité v rovnici (53) jsou uvedeny v následující tabulce 16:

Tabulka 16 Hodnoty pro výpočet obecného vzorce pro vyztužování

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Nosná plocha skořepiny účinná jako vyztužení	$A_{f_{H1s}}$	1289,30	(mm <sup>2</sup> )
Plocha průřezu koutového svaru mezi pláštěm a hrdlem	$A_{f_{H1w}}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Dovolené namáhání materiálu pláště (ocel 1.4541)	$f_s$	150,00	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu hrdla H1 (ocel 1.4541)	$f_{HS}$	150,00	(MPa)
Výpočtový tlak v plášti	$P_s$	0,7 (abs.)	(MPa)
Nosná plocha výstužného límce	$A_{f_{H1p}}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha hrdla	$A_{f_{H1b}}$	680,27	(mm <sup>2</sup> )
Plocha skořepiny zatížená tlakem	$A_{p_{H1s}}$	$1,30 \cdot 10^5$	(mm <sup>2</sup> )
Plocha hrdla zatížená tlakem	$A_{p_{H1b}}$	10 201,0	(mm <sup>2</sup> )
Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel	$A_{p_{H1\phi}}$	0	(mm <sup>2</sup> )

Z rovnice (53) se dále určí maximální tlak na otvor:

$$P_{H1max} = \frac{(A_{f_{H1s}} + A_{f_{H1w}}) \cdot f_s + A_{f_{H1b}} \cdot f_{H1ob} + A_{f_{H1p}} \cdot f_{H1op}}{(A_{p_{H1s}} + A_{p_{H1b}} + 0,5 \cdot A_{p_{H1\phi}}) + 0,5 \cdot (A_{f_{H1s}} + A_{f_{H1w}} + A_{f_{H1b}} + A_{f_{H1p}})} = 2,10 \text{ MPa} \quad (56)$$

### Tlaková zkouška pro otvor H1

Výpočet pro otvor H1 pro podmínky tlakové zkoušky je proveden shodně s předchozími částmi. V tabulce 17 jsou uvedeny hodnoty dovoleného namáhání pláště a hrdla pro podmínky tlakové zkoušky a maximální tlak na otvor. Obecná podmínka pro vyztužování otvoru je pro podmínky tlakové zkoušky splněna. Otvor pro hrdlo H1 je shodný s otvorem pro Hrdlo H6. Proto u otvoru H6 není výpočet pro podmínky tlakové zkoušky uveden.

Tabulka 17 Vypočtené hodnoty pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	260,00	(MPa)
Dovolené namáhání hrdla pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{H1test}$	260,00	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{H1test}$	1,01	(MPa)
Maximální tlak na otvor H1 pro tlakovou zkoušku	$P_{H1maxtest}$	3,63	(MPa)

### Otvor pro hrdlo H2

Výpočet pro otvor pro hrdlo H2 je proveden stejným způsobem jako je proveden výpočet pro otvor H1. Podrobný postup je uveden v příloze 1. Základní rozměry otvoru pro hrdlo a hrdla H2 jsou uvedeny v tabulce 18.

Tabulka 18 Rozměry otvoru a hrdlo H2

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr otvoru	$d_{H2}$	406,40	(mm)
Tloušťka pláště v místě otvoru	$e_{H2as}$	12,00	(mm)
Předpokládaná tloušťka pláště v místě otvoru	$e_{H2cs}$	12,00	(mm)
Vnější průměr hrdla v místě vsazení do otvoru	$d_{H2eb}$	406,40	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	$e_{H2a}$	12,50	(mm)
Vnitřní průměr hrdla v místě vsazení do otvoru	$d_{H2ib}$	381,40	(mm)

Kontrola pro otvory v blízkosti diskontinuit skořepin

$$w_{H2} \geq w_{H2min} = \max(0,2 \cdot \sqrt{2 \cdot r_{H2is} + e_{H2cs} \cdot e_{H2cs}}; 3 \cdot e_{H2as}) = 131,8 \text{ mm} \geq 36,00 \text{ mm} \rightarrow \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (57)$$

Kde hodnota  $w_{H2} = 131,8 \text{ mm}$  je vzdálenost mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou a je odečtena ze zadání.

Stejně jako u otvoru H1 se jedná o otvor osamocený, protože je splněna podmínka:

$$L_{H2b} \geq a_{H2} + a_{H3} + l_{H2so} + l_{H3so} \rightarrow 3085 \text{ mm} \geq 544,09 \text{ mm} \quad (58)$$

Hodnoty  $a_{H2}$ ,  $a_{H3}$  a  $l_{H2so}$ ,  $l_{H3so}$  jsou uvedeny v následující tabulce 19. Hodnota  $L_{H2b}$  (vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny) je odečtena ze zadání.

Tabulka 19 Hodnoty pro určení podmínky osamocení otvoru

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny	$L_{H2b}$	3085	(mm)
Hodnota na stěně můstku otvoru hrdla H2	$a_{H2}$	203,20	(mm)
Hodnota na stěně můstku otvoru hrdla H3	$a_{H3}$	136,50	(mm)
Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny pro otvor H2	$l_{H2so}$	107,44	(mm)
Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny pro otvor H3	$l_{H3so}$	96,95	(mm)

V následující tabulce 20 jsou uvedeny vypočtené hodnoty příčných průřezů zatížených tlakem, které jsou určeny podle ČSN EN 13445 [9].

Tabulka 20 Hodnoty příčných průřezů zatížených tlakem pro otvor pro hrdlo H2

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Nosná plocha skořepiny účinná jako vyztužení	$A_{fH2s}$	1289,3	(mm <sup>2</sup> )
Plocha průřezu koutového svaru mezi pláštěm a hrdlem	$A_{fH2w}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha výztužného límce	$A_{fH2p}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha hrdla	$A_{fH2b}$	1027,1	(mm <sup>2</sup> )
Plocha skořepiny zatížená tlakem	$A_{pH2s}$	$1,50 \cdot 10^5$	(mm <sup>2</sup> )
Plocha hrdla zatížená tlakem	$A_{pH2b}$	15711,00	(mm <sup>2</sup> )
Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel	$A_{pH2\phi}$	0	(mm <sup>2</sup> )

Hodnoty dovolených napětí materiálu pláště a hrdla (ocel 1.4541) pro výpočet podmínky vyplývající z obecného vzorce pro vyztužování a výpočtový tlak v plášti jsou uvedeny v tabulce 21.

Tabulka 21 Hodnoty dovolených napětí hrdla H2 a pláště a výpočtový tlak

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání materiálu pláště	$f_s$	150,00	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu hrdla	$f_{H2ob}$	150,00	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu výztužného límce	$f_{H2op}$	0	(MPa)
Výpočtový tlak v plášti	$P_s$	0,7 (abs.)	(MPa)

Kontrola je provedena na základě obecného vzorce pro vyztužování [9].

$$(A_{f_{H2s}} + A_{f_{H2w}}) \cdot (f_s - 0,5 \cdot P_s) + A_{f_{H2p}} \cdot (f_{H2op} - 0,5 \cdot P_s) + A_{f_{H2b}} \cdot (f_{H2ob} - 0,5 \cdot P_s) \geq P_s \cdot (A_{p_{H2s}} + A_{p_{H2b}} + 0,5 \cdot A_{p_{H2\phi}}) \rightarrow 3,47 \cdot 10^5 \geq 1,16 \cdot 10^5 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (59)$$

U Otvor pro hrdlo H2 je stejně jako pro otvor H1 vypočten maximální přípustný tlak.

$$P_{H2max} = \frac{(A_{f_{H2s}} + A_{f_{H2w}}) \cdot f_s + A_{f_{H2b}} \cdot f_{H2ob} + A_{f_{H2p}} \cdot f_{H2op}}{(A_{p_{H2s}} + A_{p_{H2b}} + 0,5 \cdot A_{p_{H2\phi}}) + 0,5 \cdot (A_{f_{H2s}} + A_{f_{H2w}} + A_{f_{H2b}} + A_{f_{H2p}})} = 2,08 \text{ MPa} \quad (60)$$

### Tlaková zkouška pro otvor H2

Tlaková zkouška pro otvor pro hrdlo H2 je provedena shodně s předešlým otvorem pro hrdlo H1. V tabulce 22 jsou uvedeny hodnoty dovoleného namáhání hrdla a pláště pro podmínky tlakové zkoušky, zkušební tlak a maximální tlak na otvor H2. Otvor pro hrdlo H2 je shodný s otvorem pro hrdlo H5, proto u něj není výpočet uveden. Obecná podmínka pro vyztužování otvoru je splněna.

Tabulka 22 Vypočtené hodnoty pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	260,00	(MPa)
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{H2test}$	260,00	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{H2test}$	1,01	(MPa)
Maximální tlak na otvor H2	$P_{H2maxtest}$	3,61	(MPa)

### Otvor pro hrdlo H3

Výpočet otvoru pro hrdlo H3 je proveden shodně s předchozími otvory. Podrobný postup lze nalézt v příloze 1 této práce. Základní rozměry hrdla a otvoru pro hrdlo H3 jsou uvedeny v tabulce 23.

Tabulka 23 Rozměry otvoru a hrdlo H3

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr otvoru	$d_{H3}$	273,00	(mm)
Tloušťka pláště v místě otvoru	$e_{H3as}$	10,00	(mm)
Předpokládaná tloušťka pláště v místě otvoru	$e_{H3as}$	10,00	(mm)
Vnější průměr hrdla v místě vsazení do otvoru	$d_{H3eb}$	273,00	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	$e_{H3a}$	10,00	(mm)
Vnitřní průměr hrdla v místě vsazení do otvoru	$d_{H3ib}$	253,00	(mm)

### Kontrola pro otvory v blízkosti diskontinuit skořepin

$$w_{H3} \geq w_{H3min} = \max(0,2 \cdot \sqrt{2 \cdot r_{H3is} + e_{H3cs} \cdot e_{H3cs}}; 3 \cdot e_{H3as}) = 103,5 \text{ mm} \geq 30,00 \text{ mm} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (61)$$

Kde hodnota  $w_{H3}$  je vzdálenost mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou a je odečtena ze zadání ( $w_{H3} = 103,50 \text{ mm}$ ).

Jedná se o otvor osamocený, protože je splněna podmínka:

$$L_{H3b} \geq a_{H3} + a_{H2} + l_{H3so} + l_{H2so} \rightarrow 3085 \text{ mm} \geq 544,09 \text{ mm} \quad (62)$$

Hodnoty  $a_{H3}$ ,  $a_{H2}$  a  $l_{H3so}$ ,  $l_{H2so}$  jsou uvedeny v následující tabulce 24. Hodnota  $L_{H2b}$  (vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny) je odečtena ze zadání.

Tabulka 24 Hodnoty pro určení podmínky osamocení otvoru

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny	$L_{H3b}$	3085	(mm)
Hodnota na stěně můstku otvoru hrdla H3	$a_{H3}$	136,50	(mm)
Hodnota na stěně můstku otvoru hrdla H2	$a_{H2}$	203,2	(mm)
Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny pro otvor H3	$l_{H3so}$	96,95	(mm)
Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny pro otvor H2	$l_{H2so}$	107,44	(mm)

Hodnoty vypočtených příčných průřezů zatížených tlakem jsou uvedeny v tabulce 25 [9].

Tabulka 25 Hodnoty příčných průřezů zatížených tlakem pro otvor pro hrdlo H3

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Nosná plocha skořepiny účinná jako vyztužení	$Af_{H3s}$	969,54	(mm <sup>2</sup> )
Plocha průřezu koutového svaru mezi pláštěm a hrdlem	$Af_{H3w}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha výztužného límce	$Af_{H3p}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha hrdla	$Af_{H3b}$	612,84	(mm <sup>2</sup> )
Plocha skořepiny zatížená tlakem	$Ap_{H3s}$	$1,10 \cdot 10^5$	(mm <sup>2</sup> )
Plocha hrdla zatížená tlakem	$Ap_{H3b}$	7752,40	(mm <sup>2</sup> )
Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel	$Ap_{H3\phi}$	0	(mm <sup>2</sup> )

Hodnoty dovoleného namáhání materiálu pláště a hrdla (ocel 1.0425) jsou uvedeny v následující tabulce 26, stejně jako výpočtový tlak pro výpočet obecného vzorce pro vyztužování. Výpočtový tlak je zde uvažován jako výpočtový tlak pro trubky.

Tabulka 26 Hodnoty dovolených napětí hrdla H3, pláště a výpočtový tlak

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání materiálu pláště	$f_{ST}$	166,67	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu hrdla	$f_{H3ob}$	166,67	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu výztužného límce	$f_{H3op}$	0	(MPa)
Výpočtový tlak v trubkách	$P_T$	0,9 (abs.)	(MPa)

Kontrola pomocí obecného vzorce pro vyztužování:

$$(Af_{H3s} + Af_{H3w}) \cdot (f_S - 0,5 \cdot P_T) + Af_{H3p} \cdot (f_{H3op} - 0,5 \cdot P_T) + Af_{H3b} \cdot (f_{H3ob} - 0,5 \cdot P_T) \geq P_T \cdot (Ap_{H3s} + Ap_{H3b} + 0,5 \cdot Ap_{H3\phi}) \rightarrow 2,63 \cdot 10^5 \geq 1,06 \cdot 10^5 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (63)$$

Maximální tlak na hrdlo H3 je vypočten stejně jako v předchozích případech dle ČSN EN 13445 [9]:

$$P_{H3max} = \frac{(Af_{H3s} + Af_{H3w}) \cdot f_S + Af_{H3b} \cdot f_{H3ob} + Af_{H3p} \cdot f_{H3op}}{(Ap_{H3s} + Ap_{H3b} + 0,5 \cdot Ap_{H3\phi}) + 0,5 \cdot (Af_{H3s} + Af_{H3w} + Af_{H3b} + Af_{H3p})} = 2,23 \text{ MPa} \quad (64)$$

### Tlaková zkouška pro otvor H3

I výpočet otvoru pro hrdlo H3 je proveden shodně jako předešlé otvory. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v následující tabulce 27. Tento otvor je shodný s otvorem pro hrdlo H8, proto není u otvoru pro hrdlo H8 tento výpočet uveden.

Tabulka 27 Vypočtené hodnoty pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	252,38	(MPa)
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{H3test}$	252,38	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{H3test}$	1,30	(MPa)
Maximální tlak na otvor H1	$P_{H3max}$	3,37	(MPa)

**Otvor pro hrdlo H4**

Výpočet otvoru pro hrdlo H4 je proveden stejně jako předchozí otvory. Podrobný postup je uveden v příloze 1. Základní rozměry otvoru pro hrdlo a hrdla H4 jsou uvedeny v tabulce 28.

Tabulka 28 Rozměry otvoru a hrdlo H4

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr otvoru	$d_{H4}$	273,00	(mm)
Tloušťka pláště v místě otvoru	$e_{H4as}$	10,00	(mm)
Vnější průměr hrdla v místě vsazení do otvoru	$d_{H4eb}$	273,00	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	$e_{H4a}$	10,00	(mm)
Vnitřní průměr hrdla v místě vsazení do otvoru	$d_{H4ib}$	253,00	(mm)

Kontrola pro otvory v blízkosti diskontinuit skořepin

$$w_{H4} \geq w_{H4min} = \max(0,2 \cdot \sqrt{2 \cdot r_{H4is} + e_{H4cs} \cdot e_{H4cs}}; 3 \cdot e_{H4as}) = 103,50 \text{ mm} \geq 30,00 \text{ mm} \rightarrow \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (65)$$

Kde hodnota  $w_{H4}$  je vzdálenost mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou a je odečtena ze zadání ( $w_{H4} = 103,50 \text{ mm}$ ).

Stejně jako v předchozích případech se jedná o otvor osamocený, protože je splněna podmínka:

$$L_{H4b} \geq a_{H4} + a_{H1} + l_{H4so} + l_{H1so} \rightarrow 745 \text{ mm} \geq 502,84 \text{ mm} \quad (66)$$

Hodnoty  $a_{H4}$ ,  $a_{H1}$  jsou odečteny ze zadání a jsou uvedeny v tabulce 29. Hodnoty maximálních výztužných délek,  $l_{H4so}$ ,  $l_{H1so}$ , jsou rovněž uvedeny v tabulce 29, stejně jako vzdálenost otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny,  $L_{H4b}$ .

Tabulka 29 Hodnoty pro určení podmínky osamocení otvoru

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny	$L_{H4b}$	745,00	(mm)
Hodnota na stěně můstku otvoru hrdla H4	$a_{H4}$	136,50	(mm)
Hodnota na stěně můstku otvoru H1	$a_{H1}$	161,95	(mm)
Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny pro otvor H4	$l_{H4so}$	96,95	(mm)
Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny pro otvor H1	$l_{H4so}$	107,44	(mm)

Hodnoty vypočtených příčných průřezů zatížených tlakem potřebné pro výpočet podmínky podle obecného vzorce pro vyztužování jsou uvedeny v tabulce 30.

Tabulka 30 Hodnoty příčných průřezů zatížených tlakem pro otvor pro hrdlo H4

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Nosná plocha skořepiny účinná jako vyztužení	$Af_{H4s}$	969,54	(mm <sup>2</sup> )
Plocha průřezu koutového svaru mezi pláštěm a hrdlem	$Af_{H4w}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha vyztužného límce	$Af_{H4p}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha hrdla	$Af_{H4b}$	612,84	(mm <sup>2</sup> )
Plocha skořepiny zatížená tlakem	$Ap_{H4s}$	$1,10 \cdot 10^5$	(mm <sup>2</sup> )
Plocha hrdla zatížená tlakem	$Ap_{H4b}$	7752,40	(mm <sup>2</sup> )
Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel	$Ap_{H4\phi}$	0	(mm <sup>2</sup> )

Hodnoty dovoleného namáhání materiálu pláště a hrdla jsou uvedeny v následující tabulce 31. Výpočtový tlak pro výpočet obecného vzorce pro vyztužování je také uveden v tabulce 31. Protože se jedná o otvor na straně trubek, výpočtový tlak je zde uvažován jako výpočtový tlak pro trubky.

Tabulka 31 Hodnoty dovolených napětí hrdla H4 a pláště a výpočtový tlak

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání materiálu pláště	$f_{ST}$	166,67	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu hrdla	$f_{H4ob}$	166,67	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu výstužného límce	$f_{H4op}$	0	(MPa)
Výpočtový tlak v trubkách	$P_T$	0,9 (abs.)	(MPa)

Kontrola vyztužení pomocí obecného vzorce pro vyztužování:

$$(Af_{H4s} + Af_{H4w}) \cdot (f_S - 0,5 \cdot P_T) + Af_{H4p} \cdot (f_{H4op} - 0,5 \cdot P_T) + Af_{H4b} \cdot (f_{H4ob} - 0,5 \cdot P_T) \geq P_T \cdot (Ap_{H4s} + Ap_{H4b} + 0,5 \cdot Ap_{H4\phi}) \rightarrow 2,63 \cdot 10^5 \geq 1,06 \cdot 10^5 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (67)$$

Stejně jako u předchozích otvorů pro hrdla je třeba zkontrolovat maximální tlak na hrdlo:

$$P_{H4max} = \frac{(Af_{H4s} + Af_{H4w}) \cdot f_S + Af_{H4b} \cdot f_{H4ob} + Af_{H4p} \cdot f_{H4op}}{(Ap_{H4s} + Ap_{H4b} + 0,5 \cdot Ap_{H4\phi}) + 0,5 \cdot (Af_{H4s} + Af_{H4w} + Af_{H4b} + Af_{H4p})} = 2,23 \text{ MPa} \quad (68)$$

#### Tlaková zkouška pro otvor H4

Výpočet pro otvor pro hrdlo H4 pro podmínky tlakové zkoušky je proveden stejně jako u ostatních otvorů. V následující tabulce 32 jsou uvedeny vypočtené hodnoty dovoleného namáhání hrdla a pláště, zkušební tlak a maximální tlak na otvor pro hrdlo H4. Tento otvor je shodný s otvorem pro hrdlo H7, u kterého není tento výpočet uveden.

Tabulka 32 Vypočtené hodnoty pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	252,38	(MPa)
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{H4test}$	252,38	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{H4test}$	1,30	(MPa)
Maximální tlak na otvor H1	$P_{H4max}$	3,37	(MPa)

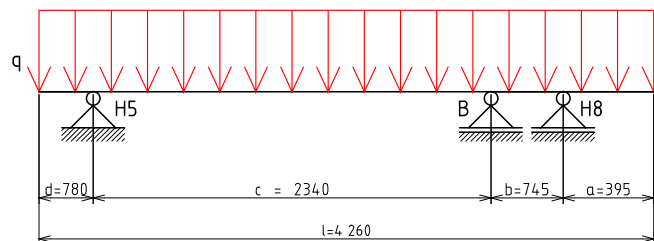
#### Otvor pro hrdlo H5

Otvor pro hrdlo H5 je shodný s otvorem pro hrdlo H2, proto není v tomto výpočtu uveden. Lze ho nalézt v příloze 1 této práce. V tabulce 33 jsou uvedeny hlavní výsledky výpočtu tohoto otvoru pro hrdlo a jeho geometrie.

Tabulka 33 Hlavní výsledky výpočtu otvoru pro hrdlo H5

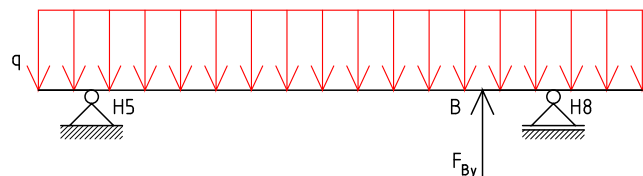
Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr otvoru	$d_{H5}$	406,4	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	$e_{H5a}$	12,50	(mm)
Dovolené namáhání materiálu pláště	$f_s$	150,00	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu hrdla	$f_{H5ob}$	150,00	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu výstužného límce	$f_{H5op}$	0	(MPa)
Výpočtový tlak v plášti	$P_S$	0,7 (abs.)	(MPa)
Maximální tlak na hrdlo	$P_{H5max}$	2,08	(MPa)

Tento otvor je zatížen silou vyvolanou hmotností horního výměníku tepla, působící na otvor pro hrdlo H5, proto musí být proveden výpočet podle kapitoly přídatná netlaková zatížení [9]. Pro výpočet síly působící na otvor v axiálním směru je použito zjednodušení, kdy je horní výměník zjednodušen na prut, na který působí liniové zatížení po celé jeho délce. Hmotnost výměníku je uvažována jako hmotnost jednotlivých částí, včetně náplně pláště i trubek, která je uvažována jako voda.



Obrázek 21 Zjednodušený model výměníku pro výpočet silových účinků na hrdla

Na obrázku 21 je uveden prut zatížený liniovým zatížením od hmotnosti horního výměníku tepla. Z obrázku je zřejmé, že tento prut je uložen jedenkrát staticky neurčitě. Je tedy nutné provést částečné uvolnění v bodě B (obrázek 22). V bodě B je uvažována deformační podmínka, pro niž bylo použito Castiglianovi věty. Pomocí tohoto postupu se určí dvě rovnice statické rovnováhy a jedna deformační podmínka.



Obrázek 22 Částečné uvolnění prutu

$$\sum F_y = 0: F_{H5y} - F_{By} - F_{H8y} + q = 0 \text{ N} \quad (69)$$

$$\sum M_{Oy}^{H5} = 0: F_{H8y} \cdot (b + c) + F_{By} \cdot c - q \cdot (l - d) \cdot \left(\frac{l-d}{2}\right) = 0 \text{ N} \quad (70)$$

$$w_B = 0: \int_0^d \frac{M_{O1}}{E \cdot J} \cdot \frac{\partial M_{O1}}{\partial F_{By}} + \int_0^c \frac{M_{O2}}{E \cdot J} \cdot \frac{\partial M_{O2}}{\partial F_{By}} + \int_0^b \frac{M_{O3}}{E \cdot J} \cdot \frac{\partial M_{O3}}{\partial F_{By}} + \int_0^a \frac{M_{O4}}{E \cdot J} \cdot \frac{\partial M_{O4}}{\partial F_{By}} = 0 \quad (71)$$

Uvedená soustava tří rovnic obsahuje tři neznámé parametry ( $F_{Ay}$ ,  $F_{By}$ ,  $F_{Cy}$ ) a je tedy řešitelná. Pro zjednodušení řešení je předpokládán stejný průřez prutu po celé jeho délce a stejný materiál prutu. Při tomto zjednodušení je možné pro výpočet deformační podmínky eliminovat modul pružnosti a osový kvadratický moment průřezu vynásobením celé rovnice výrazem  $E \cdot J$ . Ohybové momenty  $M_{O1}$  až  $M_{O4}$  byly získány pomocí určení vnitřních výsledných účinků. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 34. Vstupní parametry pro výpočet přídatného zatížení otvoru pro hrdlo H5 jsou uvedeny v tabulce 35.

Tabulka 34 Výsledky výpočtu silového zatížení hrdel

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Reakce v bodě A ve směru osy y	$F_{H5y}$	26 874,77	(N)
Reakce v bodě B ve směru osy y	$F_{By}$	18 199,78	(N)
Reakce v bodě C ve směru osy y	$F_{H8y}$	45 053,82	(N)

Tabulka 35 Vstupní parametry pro výpočet přídatného zatížení otvoru pro hrdlo H5

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální síla na hrdlo od hmotnosti horního výměníku	$F_{ZH5}$	45053,82	(N)
Obvodový moment na hrdlo	$M_{XH5}$	0	(Nm)
Podélný moment na hrdlo	$M_{YH5}$	0	(Nm)
Analyzovaná tloušťka stěny pláště	$e_{H5c}$	12,00	(mm)
Střední průměr pláště	$D_{Sm}$	962,00	(mm)
Střední průměr hrdla	$d_{H5m}$	393,9	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H5	$e_{H5a}$	12,5	(mm)
Dovolené namáhání pláště	$f_s$	150,00	(MPa)

Při znalosti těchto hodnot je nutné určit dovolené axiální zatížení hrdla, dovolený obvodový moment a dovolený podélný moment. Před samotným výpočtem je ještě nutné určit geometrický parametr hrdel na kulových skořepinách [9].

$$\lambda_{H5C} = \frac{d_{H5m}}{\sqrt{D_{Sm} \cdot e_{H5c}}} = 3,67 \quad (72)$$

#### Dovolené axiální zatížení hrdla

Pro výpočet dovoleného axiálního zatížení na hrdlo H5 je nejdříve nutné určit součinitel  $C_{H51}$ . Pro tento výpočet je potřeba koeficientů  $a_{H501}$  až  $a_{H541}$ , které jsou odečteny z ČSN EN 13445, tabulky 16.5-1 [9] a jsou uvedeny v následující tabulce 36.

Tabulka 36 Koeficienty pro výpočet  $C_{H51}$ 

$a_{H501}$	$a_{H511}$	$a_{H521}$	$a_{H531}$	$a_{H541}$
0,60072181	0,95196257	0,0051957881	-0,001406381	0

$$C_{H51} = a_{H501} + a_{H511} \cdot \lambda_{H5C} + a_{H521} \cdot \lambda_{H5C}^2 + a_{H531} \cdot \lambda_{H5C}^3 + a_{H541} \cdot \lambda_{H5C}^4 = 4,091 \quad (73)$$

$$F_{ZH5max} = f_s \cdot e_{H5c}^2 \cdot \max(C_{H51}, 1,81) = 88372,00 \text{ N} \quad (74)$$

#### Dovolený obvodový moment

Stejně jako u výpočtu dovoleného axiálního zatížení hrdla je nejprve nutné určit koeficient  $C_{H52}$ . Pro jeho výpočet jsou potřeba koeficienty, které jsou uvedeny v tabulce 37, a jsou odečteny z ČSN EN 13445, tabulky 16.5-2 [9]

Tabulka 37 Koeficienty pro výpočet  $C_{H52}$ 

$a_{H502}$	$a_{H512}$	$a_{H522}$	$a_{H532}$	$a_{H542}$
4,526315	0,064021889	0,15887638	-0,021419298	0,0010350407

$$C_{H52} = a_{H502} + a_{H512} \cdot \lambda_{H5C} + a_{H522} \cdot \lambda_{H5C}^2 + a_{H532} \cdot \lambda_{H5C}^3 + a_{H542} \cdot \lambda_{H5C}^4 = 6,03 \quad (75)$$

$$M_{XH5max} = f_s \cdot e_{H5c}^2 \cdot \frac{d_{H5m}}{4} \cdot \max(C_{H52}, 4,90) = 1,28 \cdot 10^7 \text{ Nm} \quad (76)$$

#### Dovolený podélný moment

I pro výpočet dovoleného podélného momentu je nutné určit koeficient  $C_{H53}$ . Koeficienty  $a_{H503}$  až  $a_{H543}$  jsou uvedeny v tabulce 38 a jsou odečteny z ČSN EN 13445, tabulky 16.5-3 [9]

Tabulka 38 Koeficienty pro výpočet  $C_{H53}$ 

$a_{H503}$	$a_{H513}$	$a_{H523}$	$a_{H533}$	$a_{H543}$
6,3178075	-3,6618209	4,5145391	-0,803094839	0,05098494

$$C_{H53} = a_{H503} + a_{H513} \cdot \lambda_{H5C} + a_{H523} \cdot \lambda_{H5C}^2 + a_{H533} \cdot \lambda_{H5C}^3 + a_{H543} \cdot \lambda_{H5C}^4 = 21,78 \quad (77)$$

$$M_{YH5\max} = f_S \cdot e_{H5C}^2 \cdot \frac{d_{H5m}}{4} \cdot \max(C_{H53}, 4,90) = 1,28 \cdot 10^7 \text{ Nm} \quad (78)$$

### Kombinace vnějších zatížení a vnitřního tlaku

Následující postup se použije pro určení účinků současného působení tlaku a momentového zatížení. Určí se jednotlivé poměry vytížení [9].

$$\Phi_{H5P} = \frac{P_S}{P_{H5\max}} = 0,34 \leq 1,0 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (79)$$

$$\Phi_{H5Z} = \frac{F_{ZH5}}{F_{ZH5\max}} = 0,51 \leq 1,0 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (80)$$

$$\Phi_{H5B} = \sqrt{\left(\frac{M_{XH5}}{M_{XH5\max}}\right)^2 + \left(\frac{M_{YH5}}{M_{YH5\max}}\right)^2} = 0 \leq 1,0 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (81)$$

$$\Phi_{H5\text{komb}} = \sqrt{\left[\max\left(\left|\frac{\Phi_{H5P}}{C_{H54}} + \Phi_{H5Z}\right|; \left|\Phi_{H5Z}\right| + \left|\frac{\Phi_{H5P}}{C_{H54}} - 0,2 \cdot \Phi_{H5Z}\right|\right)\right]^2 + \Phi_{H5B}^2} \leq 1,0 \rightarrow 0,85 \leq 1,0 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (82)$$

Kde součinitel  $C_4$  pro připojení části ke skořepině roven 1,0 [9].

### Rozkmitý napětí a jejich kombinace

Rozkmitý napětí se určí z následujících vztahů:

$$\Delta P_{H5} = \max(P_S, 0) - \min(P_S, 0) = 0,70 \text{ MPa} \quad (83)$$

$$\Delta F_{ZH5} = \max(F_{ZH5}, 0) - \min(F_{ZH5}, 0) = 45\,054 \text{ N} \quad (84)$$

$$\Delta M_{XH5} = \max(M_{XH5}, 0) - \min(M_{XH5}, 0) = 0 \text{ Nm} \quad (85)$$

$$\Delta M_{YH5} = \max(M_{YH5}, 0) - \min(M_{YH5}, 0) = 0 \text{ Nm} \quad (86)$$

### Napětí od rozkmitu tlaku

$$\sigma_{H5P} = \left(\frac{\Delta P_{H5} \cdot D_{Sm}}{2 \cdot e_{H5eq}}\right) \cdot \frac{2 + 2 \cdot \frac{d_{H5m}}{D_{Sm}} \sqrt{\frac{d_{H5m} \cdot e_{H5a}}{D_{Sm} \cdot e_{H5eq}}} + 1,25 \cdot \frac{d_{H5m}}{D_{Sm}} \sqrt{\frac{D_{Sm}}{e_{H5eq}}}}{1 + \frac{e_{H5a}}{e_{H5eq}} \sqrt{\frac{d_{H5m} \cdot e_{H5a}}{D_{Sm} \cdot e_{H5eq}}}} = 118,85 \text{ MPa} \quad (87)$$

Kde ekvivalentní tloušťka stěny pláště  $e_{H5eq}$  je pro otvory bez výztužného límce rovna tloušťce stěny pláště  $e_{H5c}$ . [9]

### Napětí od rozkmitu axiálního zatížení

$$\sigma_{H5FZ} = \frac{2,25}{C_{H51}} \cdot \left(\frac{\Delta F_{ZH5}}{e_{H5eq}^2}\right) = 172,07 \text{ MPa} \quad (88)$$

### Napětí od rozkmitu obvodového momentu

$$\sigma_{H5MX} = \frac{2,25}{C_{H52}} \cdot \left(\frac{4 \cdot \Delta M_{XH5}}{e_{H5eq}^2 \cdot d_{H5m}}\right) = 0 \text{ MPa} \quad (89)$$

### Napětí od rozkmitu podélného momentu

$$\sigma_{H5MY} = \frac{2,25}{C_{H53}} \cdot \left(\frac{4 \cdot \Delta M_{YH5}}{e_{H5eq}^2 \cdot d_{H5m}}\right) = 0 \text{ MPa} \quad (90)$$

**Napětí od teplotního zatížení**

$$\sigma_{H5T} = 0 \text{ MPa}$$

Napětí od teplotního zatížení není vzhledem k poměrně nízkým teplotám v zařízení uvažováno.

**Kombinace rozkmitů napětí**

$$\sigma_{H5komb} = \left| \sigma_{H5T} + \sqrt{(\sigma_{H5P} + \sigma_{H5FZ})^2 + (\sigma_{H5MX}^2 + \sigma_{H5MY}^2)} \right| \leq 3 \cdot f_S \rightarrow$$

$$\rightarrow 290,92 \text{ MPa} \leq 450 \text{ MPa} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (91)$$

**Podélné napětí v hrdle**

Maximální podélné napětí v hrdle je omezeno podmínkou [9]:

$$\frac{P_S \cdot d_{H5m}}{4 \cdot e_{H5a}} + \frac{4 \cdot \sqrt{(M_{H5MX}^2 + M_{H5MY}^2)}}{\pi \cdot d_{H5m}^2 \cdot e_{H5a}} + \frac{F_{ZH5}}{\pi \cdot d_{H5m} \cdot e_{H5a}} \leq f_{H5b} \rightarrow$$

$$\rightarrow 8,43 \leq 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (92)$$

**Meze tlakových napětí**

$$K_{H5} = \frac{1,21 \cdot E_{H5} \cdot e_{H5a}}{\sigma_{H5e} \cdot D_{Sm}} = 41,62 \quad (93)$$

Kde modul pružnosti hrdla H5 je shodný s modulem pružnosti pláště, který je uveden v tabulce 8 a  $\sigma_{H5e}$  (elastická mez) je rovna hodnotě smluvní meze kluzu materiálu hrdla (1.4541)  $R_{HSp0,2(90^\circ C)}$ , jež je uvedena v tabulce 12.

$$\alpha_{H5} = \frac{0,83}{\sqrt{0,1 + 0,005 \cdot \frac{D_{Sm}}{e_{H5a}}}} = 0,82 \quad (94)$$

Tento vzorec pro výpočet součinitele alfa platí v případě, kdy je poměr středního průměru skořepiny a analyzované tloušťky stěny hrdla menší než 424. [9]

$$\Delta_{H5} = \frac{1,0 - \frac{0,4123}{(\alpha_{H5} \cdot K_{H5})^{0,5}}}{1,5} = 0,65 \quad (95)$$

**Maximální dovolené tlakové napětí**

$$\sigma_{H5call} = \sigma_{H5e} \cdot \Delta_{H5} = 116,42 \text{ MPa} \quad (96)$$

**Maximální tlaková síla**

$$F_{CH5max} = \pi \cdot d_{H5m} \cdot e_{H5a} \cdot \sigma_{H5call} = 1,80 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (97)$$

**Maximální ohybový moment**

$$M_{CH5max} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{H5m}^2 \cdot e_{H5a} \cdot \sigma_{H5call} = 1,77 \cdot 10^5 \text{ Nm} \quad (98)$$

**Kontrola podélné stability**

$$\frac{\sqrt{M_{XH5}^2 + M_{YH5}^2}}{M_{CH5max}} + \frac{|F_{ZH5}|}{F_{CH5max}} \leq 1,0 \rightarrow 0,03 \leq 1,0 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (99)$$

Aby byl výpočet platný, musí být splněny následující podmínky dané podle ČSN EN 13445 [9].

$$0,001 \leq \frac{e_{H5a}}{D_{Sm}} \leq 0,1 \rightarrow 0,001 \leq 0,013 \leq 0,1 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (100)$$

$$\lambda_{H5C} \leq 10 \rightarrow 3,67 \leq 10 \rightarrow \text{Podmínka je splněna}$$

Vzdálenost od jakéhokoliv lokálního zatížení není menší než  $\sqrt{\frac{D_{Sm}}{2} \cdot e_{H5c}}$ . Nejbližší lokální zatížení působí v místě stojny výměníku, která je vzdálená 950 mm od hrdla H5 (odečteno ze zadání).

$$l_{lok} \geq \sqrt{\frac{D_{Sm}}{2} \cdot e_{H5c}} \rightarrow 950 \geq 75,97 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (101)$$

Tloušťka stěny hrdla je zachována v délce  $l_{tH5} \geq \sqrt{d_{H5m} \cdot e_{H5c}}$ . Ze zadání je odečtena délka hrdla H5, na které je zachována konstantní tloušťka. Ta činí 163 mm.

$$l_{tH5} \geq \sqrt{d_{H5m} \cdot e_{H5c}} \rightarrow 163 \geq 70,17 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (102)$$

### Otvor pro hrdlo H6

Otvor pro hrdlo H6 je stejný jako otvor pro hrdlo H1, proto zde není podrobný výpočet uveden. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 39, kompletní výpočet v příloze 1.

Tabulka 39 Hlavní výsledky výpočtu otvoru pro hrdlo H6

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr otvoru	$d_{H6}$	273,00	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	$e_{H6a}$	10,00	(mm)
Dovolené namáhání materiálu pláště	$f_s$	150,00	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu hrdla	$f_{H6ob}$	150,00	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu výstužného límce	$f_{H6op}$	0	(MPa)
Výpočtový tlak v plášti	$P_s$	0,7 (abs.)	(MPa)
Maximální tlak na hrdlo	$P_{H6max}$	2,10	(MPa)

### Otvor pro hrdlo H7

Otvor pro hrdlo H7 je shodný s otvorem pro hrdlo H4. Jeho podrobný výpočet lze nalézt v příloze 1 k této práci. Hlavní parametry tohoto otvoru pro hrdlo jsou uvedeny v tabulce 40.

Tabulka 40 Hlavní výsledky výpočtu otvoru pro hrdlo H7

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr otvoru	$d_{H7}$	273,00	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	$e_{H7a}$	10,00	(mm)
Dovolené namáhání materiálu pláště	$f_s$	166,67	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu hrdla	$f_{H7ob}$	166,67	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu výstužného límce	$f_{H7op}$	0	(MPa)
Výpočtový tlak v plášti	$P_T$	0,9 (abs.)	(MPa)
Maximální tlak na hrdlo	$P_{H7max}$	2,23	(MPa)

### Otvor pro hrdlo H8

Tento otvor pro hrdlo je stejný jako otvor pro hrdlo H3, proto zde není uveden jeho podrobný výpočet, který lze najít v příloze 1. Hlavní parametry otvoru jsou uvedeny v tabulce 41.

Tabulka 41 Hlavní výsledky výpočtu otvoru pro hrdlo H8

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr otvoru	$d_{H8}$	273,00	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla	$e_{H8a}$	10,00	(mm)
Dovolené namáhání materiálu pláště	$f_s$	166,67	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu hrdla	$f_{H8ob}$	166,67	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu výstužného límce	$f_{H8op}$	166,67	(MPa)
Výpočtový tlak v plášti	$P_T$	0,9 (abs.)	(MPa)
Maximální tlak na hrdlo	$P_{H8max}$	2,23	(MPa)

Tento otvor je stejně jako otvor pro hrdlo H5 zatížen axiální silou vyvolanou od hmotnosti horního výměníku. Postup výpočtu je stejný jako u otvoru pro hrdlo H5 a výsledky jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tabulka 42 Vstupní parametry pro výpočet přídavného zatížení otvoru pro hrdlo H8

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální síla na hrdlo od hmotnosti horního výměníku	$F_{ZH8}$	26 874,77	(N)
Obvodový moment na hrdlo	$M_{XH8}$	0	(Nm)
Podélný moment na hrdlo	$M_{YH8}$	0	(Nm)
Analyzovaná tloušťka stěny pláště	$e_{H8c}$	10	(mm)
Střední průměr pláště	$D_{PDm}$	940	(mm)
Střední průměr hrdla	$d_{H8m}$	283,00	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H8	$e_{H5a}$	10	(mm)
Dovolené namáhání pláště	$f_{HT}$	166,67	(MPa)

Tabulka 43 Maximální zatížení hrdla

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Parametr hrdel na válcové skořepině	$\lambda_{H8C}$	2,71	(-)
Koeficient C1	$C_{H81}$	3,19	(-)
Maximální axiální síla na hrdlo	$F_{ZH8max}$	53 220	(N)
Koeficient C2	$C_{H82}$	5,50	(-)
Maximální obvodový moment na hrdlo	$M_{XH8max}$	$6,02 \cdot 10^6$	(Nmm)
Koeficient C3	$C_{H83}$	15,76	(-)
Maximální podélný moment na hrdlo	$M_{YH8max}$	$1,72 \cdot 10^7$	(Nmm)

Tabulka 44 Kombinace vnějšího zatížení a vnitřního tlaku

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Poměr zatížení od tlaku	$\Phi_{H8P}$	0,40	(-)
Poměr zatížení od axiální síly	$\Phi_{H8Z}$	0,50	(-)
Poměr zatížení od momentu	$\Phi_{H8B}$	0,00	(-)
Koeficient C4	$C_{H84}$	1,00	(-)
Kombinovaný poměr zatížení	$\Phi_{H8komb}$	0,90	(-)

Podmínky  $\Phi_{H8P} \leq 1,0$ ,  $\Phi_{H8Z} \leq 1,0$ ,  $\Phi_{H8B} \leq 1,0$ ,  $\Phi_{H8komb} \leq 1,0$  jsou splněny.

Tabulka 45 Rozkmit napětí a jejich kombinace

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Rozkmit napětí od tlaku	$\Delta P_{H8}$	0,90	(MPa)
Rozkmit napětí od axiální síly	$\Delta F_{ZH8}$	26 875,00	(N)
Rozkmit napětí od obvodového momentu	$\Delta M_{XH8}$	0,00	(Nmm)
Rozkmit napětí od podélného momentu	$\Delta M_{YH8}$	0,00	(Nmm)
Napětí od rozkmitu tlaku	$\sigma_{H8P}$	157,33	(MPa)
Napětí od rozkmitu axiálního zatížení	$\sigma_{H8FZ}$	189,36	(MPa)
Napětí od rozkmitu obvodového momentu	$\sigma_{H8MX}$	0	(MPa)
Napětí od rozkmitu podélného momentu	$\sigma_{H8MY}$	0	(MPa)
Napětí od působení teploty	$\sigma_{H8T}$	0	(MPa)
Kombinace rozkmitů napětí	$\sigma_{H8komb}$	346,70	(MPa)

Podmínka  $\sigma_{H8komb} \leq 3 \cdot f_{HT}$  je splněna.

Tabulka 46 Podélné napětí v hrdle

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální podélné tahové napětí v hrdle	$\sigma_{H8tahmax}$	9,17	(MPa)
Elastická mez	$\sigma_{H8e}$	250,00	(MPa)
Součinitel K	$K_{H8}$	38,32	(-)
Součinitel $\alpha$	$\alpha_{H8}$	0,82	(-)
Součinitel $\Delta$	$\Delta_{H8}$	0,65	(-)
Maximální přípustné tlakové podélné napětí	$\sigma_{H8call}$	162,33	(MPa)
Maximální tlaková síla	$F_{H8max}$	$1,34 \cdot 10^6$	(N)
Maximální ohybový moment	$M_{H8max}$	88 185	(Nm)

Podmínka pro maximální podélné tahové napětí  $\sigma_{H8tahmax}$  v hrdle, které má být menší než dovolené namáhání materiálu hrdla ( $f_{HT} = 166,67$  MPa), je splněna stejně jako podmínka pro podélnou stabilitu hrdla:

$$\sqrt{\frac{M_{XH8}^2 + M_{YH8}^2}{M_{CH8max}}} + \frac{|F_{ZH8}|}{F_{CH8max}} \leq 1,0 \rightarrow 0,02 \leq 1,0 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (103)$$

Stejně jako hrdlo H5 i hrdlo H8 splňuje všechny podmínky pro platnost tohoto výpočtu.

#### 4.4. Příruby

Zadaná dvojice výměníků tepla je osazena přírubami na plášti, na obratových komorách a na hrdlech H3, H4, H7 a H8. Příruby na hrdlech jsou příruby normalizované a jejich výběr je uveden v kapitole 4.4.2. V kapitole 4.4.1 je proveden výpočet příruby na obratové komoře, která není normalizovaná. Tato příruha byla vybrána z důvodu menší tloušťky než je tloušťka příruby na plášti. Výpočet je proveden podle volné i integrální metody.

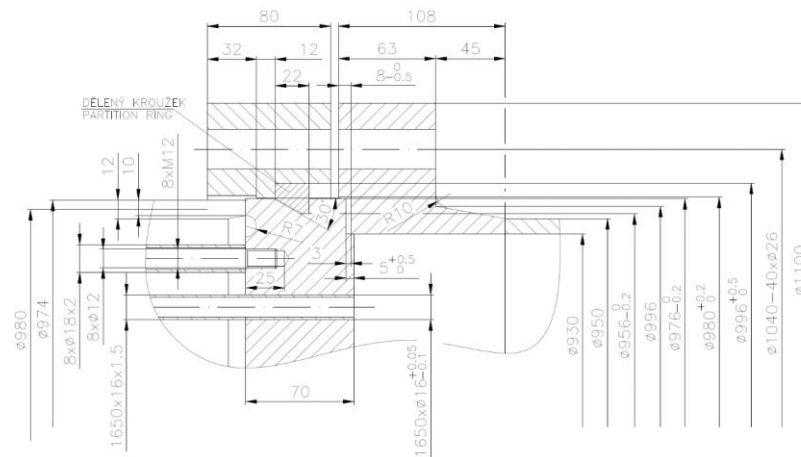
##### 4.4.1. Plášťové příruby

V této podkapitole je uveden výpočet plášťové příruby. Podle zadání se jedná o násuvnou přírubu s úzkou těsnicí plochou. Plášťové příruby jsou vyráběné a jejich umístění je znázorněno na obrázku 23, kde je rovněž uveden detail kontrolované příruby.

Dále je v této kapitole uveden výběr přípojovacích přírub hrdel dle normy ČSN EN 1092-1 [13]. V tomto případě se jedná o příruby nakupované.

V případě vyráběných přírub je nutné provést kontrolu podle příslušné normy. Norma ČSN EN 13445 [9] uvádí několik možností kontroly. Pro tuto práci byla zvolena kontrola pomocí integrální i volné metody, přičemž obě metody jsou porovnány.

Nejprve je nutno určit zatížení šroubů a plochy. V tabulce 47 je uvedena geometrie příruby. V tabulce 48 jsou uvedeny vlastnosti použitého těsnění. Použité těsnění je dle zadání expandovaný grafit.



Obrázek 23 Plášťová příruba

Tabulka 47 Geometrie plášťové příruby

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr příruby	$A_{PI}$	1 100,00	(mm)
Vnitřní průměr příruby	$B_{PI}$	930,00	(mm)
Průměr roztečné kružnice šroubů	$C_{PI}$	1 040,00	(mm)
Tloušťka krku příruby u spojení s pláštěm	$g_{PI0}$	10,00	(mm)
Tloušťka krku příruby u spojení s listem příruby	$g_{PI1}$	18,00	(mm)

Tabulka 48 Vlastnosti použitého těsnění [14]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnící plochy	$w_{PI}$	23,00	(mm)
Součinitel těsnění [13]	$m_{PI}$	1,30	(-)
Minimální tlak na usazení těsnění [13]	$y_{PI}$	10,00	(MPa)
Tloušťka těsnění	$t_{PI}$	3,00	(mm)
Vnější průměr těsnění	$D_{tesPIe}$	976,00	(mm)

### Zatížení šroubů a plochy

Základní šířka těsnění

$$b_{P10} = \frac{w_{PD}}{2} = 11,50 \text{ mm} \quad (104)$$

Účinná šířka těsnění je pro těsnění se základní šířkou těsnění větší než 6,3 mm dána vzorcem [9]:

$$b_{P1} = 2,52 \cdot \sqrt{b_{P10}} = 8,55 \text{ mm} \quad (105)$$

Průměr reakční síly pro těsnění se základní šířkou těsnění větší než 6,3 mm [9]:

$$G_{P1} = D_{tesP1e} - (2 \cdot b_{P1}) = 958,91 \text{ mm} \quad (106)$$

Dále je možné určit celkovou osovou sílu od tlaku a tlakovou sílu na těsnění pro dosažení těsnosti.

$$H_{P1} = \frac{\pi}{4} \cdot (G_{P1}^2 \cdot P_S) = 6,50 \cdot 10^5 \text{ N} \quad (107)$$

$$H_{P1G} = 2 \cdot \pi \cdot G_{PD} \cdot m_{PD} \cdot P_S = 60\,241,00 \text{ N} \quad (108)$$

### Zatížení šroubů a plochy průřezu

Zatížení šroubů a plochy průřezu je vypočteno pro montážní i pro provozní stav [9].

Montážní stav

$$W_{P1A} = \pi \cdot b_{P1} \cdot G_{P1} \cdot y_{P1} = 257\,440,00 \text{ N} \quad (109)$$

Provozní stav

$$W_{P1op} = H_{P1} + H_{P1G} = 701\,201,00 \text{ N} \quad (110)$$

### Požadovaná plocha průřezu šroubů

Pro smontování přírub jsou dle zadání použity šrouby M24 třídy 5.6. Vlastnosti materiálu těchto šroubů a vlastnosti šroubového spoje v tabulce 49.

Tabulka 49 Vlastnosti šroubů a šroubového spoje plášťové příruby [15]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dolní mez kluzu šroubu 5.6 při provozní teplotě	$R_{SRp0,2(70^{\circ}C)}$	256,25	(MPa)
Dolní mez kluzu šroubu 5.6 při montážní teplotě	$R_{SRp0,2(20^{\circ}C)}$	300	(MPa)
Mez pevnosti šroubu 5.6 při montážní teplotě	$R_{SRm}$	500	(MPa)
Tažnost šroubu 5.6	$A_{SR}$	20	(%)
Průměr šroubu	$D_{SR}$	24	(mm)
Počet šroubů	$n_{SR}$	40	(-)

Při znalosti materiálových charakteristik je možné určit dovolené napětí použitých šroubů:

Pro montážní stav

$$f_{P1BA} = \min\left(\frac{R_{SRp0,2(20^{\circ}C)}}{3}, \frac{R_{SRm}}{4}\right) = 100 \text{ MPa} \quad (111)$$

Pro provozní stav (teplota 70°C)

$$f_{P1B} = \min\left(\frac{R_{SRp0,2(70^{\circ}C)}}{3}, \frac{R_{SRm}}{4}\right) = 89,58 \text{ MPa} \quad (112)$$

Dále se vypočte plocha průřezu použitých šroubů  $A_{P1B}$  a minimální požadovaná plocha průřezu šroubů  $A_{P1Bmin}$ .

$$A_{P1B} = n_{SR} \cdot \frac{\pi \cdot D_{SR}^2}{4} = 12\,970,00 \text{ mm}^2 \quad (113)$$

$$A_{P1Bmin} = \max\left(\frac{W_{P1A}}{f_{P1BA}}, \frac{W_{P1op}}{f_{P1B}}\right) = 7\,927,80 \text{ mm}^2 \quad (114)$$

Musí být splněna podmínka:

$$A_{P1B} \geq A_{P1Bmin} \rightarrow 12\,970,00 \text{ mm}^2 \geq 7\,927,80 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (115)$$

### Výpočet momentů působících na přírubu

Osová síla přenášená přes plášť na přírubu

$$H_{P1D} = \frac{\pi}{4} \cdot (B_{P1} \cdot P_S) = 6,11 \cdot 10^5 \text{ N} \quad (116)$$

Osová síla od tlaku na čelní plochu příruby

$$H_{P1T} = H_{P1} - H_{P1D} = 38\,598,00 \text{ N} \quad (117)$$

Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů ke kružnici, na které působí osová síla přenášená přes plášť na přírubu  $H_{P1D}$

$$h_{P1D} = \frac{(C_{P1} - B_{P1})}{2} = 46,00 \text{ mm} \quad (118)$$

Radiální vzdálenost od reakční síly v těsnění k roztečné kružnici šroubů

$$h_{P1G} = \frac{(C_{P1} - G_{P1})}{2} = 40,55 \text{ mm} \quad (119)$$

Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů ke kružnici, na které působí osová síla od tlaku na čelní plochu příruby  $H_{P1T}$

$$h_{P1T} = \frac{(2 \cdot C_{P1} - B_{P1} - G_{P1})}{4} = 47,77 \text{ mm} \quad (120)$$

Výpočtové zatížení šroubů ve smontovaném stavu

$$W_{P1} = 0,5 \cdot (A_{P1Bmin} + A_{P1B}) \cdot f_{P1BA} = 1,04 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (121)$$

Celkový moment působící na přírubu ve smontovaném stavu

$$M_{P1A} = W_{P1} \cdot h_{P1G} = 4,24 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \quad (122)$$

Celkový moment působící na přírubu při provozním stavu

$$M_{P1op} = H_{P1D} \cdot h_{P1D} + H_{P1T} \cdot h_{P1T} + H_{P1G} \cdot h_{P1G} = 3,24 \cdot 10^7 \text{ Nmm} \quad (123)$$

**Napětí v přírubě a jejich limity**

Korekční součinitel rozteče šroubů je dán vzorcem dle ČSN EN 13445 [9], hodnoty potřebných veličin jsou uvedeny v tabulce 50.

$$C_{P1F} = \max \left( \sqrt{\frac{\delta_{P1b}}{2 \cdot D_{SR} + \frac{6 \cdot e_{P1}}{m_{P1} + 0,5}}}, 1 \right) = 1 \quad (124)$$

Tabulka 50 Hodnoty pro výpočet korekčního součinitele rozteče šroubů

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Minimální tloušťka příruby měřená v nejtenčím průřezu	$e_{P1}$	63,0	(mm)
Vzdálenost mezi středy sousedních šroubů	$\delta_{P1b}$	163,19	(mm)

Poměr průměrů příruby

$$K_{P1} = \frac{A_{P1}}{B_{P1}} = 1,18 \quad (125)$$

Parametr délky

$$l_{P10} = \sqrt{B_{P1} \cdot g_{P10}} = 96,44 \text{ mm} \quad (126)$$

Součinitele  $\beta_T, \beta_U, \beta_Y$

$$\beta_{P1T} = \frac{K_{P1}^2 \cdot (1 + 8,55246 \cdot \log_{10}(K_{P1})) - 1}{(1,0472 + 1,9448 \cdot K_{P1}^2) \cdot (K_{P1} - 1)} = 1,85 \quad (127)$$

$$\beta_{P1U} = \frac{K_{P1}^2 \cdot (1 + 8,55246 \cdot \log_{10}(K_{P1})) - 1}{1,36136 \cdot (K_{P1}^2 - 1) \cdot (K_{P1} - 1)} = 12,80 \quad (128)$$

$$\beta_{P1Y} = \frac{1}{K_{P1} - 1} \cdot \left( 0,66845 + 5,7169 \cdot \frac{K_{P1}^2 \cdot \log_{10}(K_{P1})}{K_{P1}^2 - 1} \right) = 11,64 \quad (129)$$

Napětí v přírubě se stanoví z kroutícího moment působícího na jednotku délky příruby  $M_{P1}$ . Pro výpočet je použita jak integrální, tak volná metoda.

Smontovaný stav

$$M_{P1mont} = M_{P1A} \cdot \left( \frac{C_{P1F}}{B_{P1}} \right) = 45\,556,00 \text{ Nmm} \quad (130)$$

Provozní stav

$$M_{P1provoz} = M_{P1op} \cdot \left( \frac{C_{P1F}}{B_{P1}} \right) = 34\,849,00 \text{ Nmm} \quad (131)$$

## a) Integrální metoda

Hodnoty součinitelů  $\beta_F$ ,  $\beta_V$ ,  $\varphi$  jsou odečteny z ČSN EN 13445 [9], z grafů 11.5-4, 11.5-5 a 11.5-6. Konkrétní hodnoty těchto součinitelů jsou uvedeny v tabulce 51.

Tabulka 51 Hodnoty součinitelů  $\beta, \varphi$  pro výpočet součinitele  $\lambda$ 

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel pro výpočet integrálního typu přírub	$\beta_{PIF}$	0,83	(-)
Součinitel pro integrální metodu	$\beta_{PIV}$	0,26	(-)
Korekční součinitel napětí v krku pro výpočet integrálních přírub	$\varphi_{PI}$	1,1	(-)

Součinitel  $\lambda$

$$\lambda_{P1} = \left( \frac{e_{P1} \cdot \beta_{PIF} + l_{P10}}{\beta_{P1T} \cdot l_{P10}} + \frac{e_{P1}^3 \cdot \beta_{PIV}}{\beta_{P1U} \cdot l_{P10} \cdot g_{P10}^2} \right) = 1,36 \quad (132)$$

**Podélné napětí v krku**

Smontovaný stav

$$\sigma_{P1Hmont} = \frac{\varphi_{P1} \cdot M_{P1mont}}{\lambda_{P1} \cdot g_{P11}^2} = 113,56 \text{ MPa} \quad (133)$$

Provozní stav

$$\sigma_{P1Hprovoz} = \frac{\varphi_{P1} \cdot M_{P1provoz}}{\lambda_{P1} \cdot g_{P11}^2} = 86,87 \text{ MPa} \quad (134)$$

**Radiální napětí v přírubě**

Smontovaný stav

$$\sigma_{P1rmont} = \frac{(1,333 \cdot e_{P1} \cdot \beta_{PIF} + l_{P10}) \cdot M_{P1mont}}{\lambda_{P1} \cdot e_{P1}^2 \cdot l_{P10}} = 14,52 \text{ MPa} \quad (135)$$

Provozní stav

$$\sigma_{P1rprovoz} = \frac{(1,333 \cdot e_{P1} \cdot \beta_{PIF} + l_{P10}) \cdot M_{P1provoz}}{\lambda_{P1} \cdot e_{P1}^2 \cdot l_{P10}} = 11,12 \text{ MPa} \quad (136)$$

**Tangenciální napětí v přírubě**

Smontovaný stav

$$\sigma_{P1\theta mont} = \frac{\beta_{P1Y} \cdot M_{P1mont}}{e_{P1}^2} - \sigma_{P1rmont} \cdot \frac{K_{P1}^2 + 1}{K_{P1}^2 - 1} = 46,37 \text{ MPa} \quad (137)$$

Provozní stav

$$\sigma_{P1\theta provoz} = \frac{\beta_{P1Y} \cdot M_{P1provoz}}{e_{P1}^2} - \sigma_{P1rprovoz} \cdot \frac{K_{P1}^2 + 1}{K_{P1}^2 - 1} = 35,47 \text{ MPa} \quad (138)$$

## b) Volná metoda

**Podmínky volné metody**

$$g_{P10} \leq 16 \text{ mm} \rightarrow 10 \text{ mm} < 16 \text{ mm} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (139)$$

$$P_S \leq 2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow 0,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} < 2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (140)$$

$$\frac{B_{P1}}{g_{P10}} \leq 300 \rightarrow 93 < 300 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (141)$$

$$\text{provozní teplota} \leq 370 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 70^\circ\text{C} < 370 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (142)$$

**Radiální napětí v přírubě a podélné napětí v krku**

$$\sigma_{P1r} = \sigma_{P1H} = 0 \text{ MPa} \quad (143)$$

**Tangenciální napětí v přírubě**

Smontovaný stav

$$\sigma_{P1\theta\text{mont}} = \frac{\beta_{P1Y} \cdot M_{P1\text{mont}}}{e_{P1}^2} = 133,65 \text{ MPa} \quad (144)$$

Provozní stav

$$\sigma_{P1\theta\text{mont}} = \frac{\beta_{P1Y} \cdot M_{P1\text{provoz}}}{e_{P1}^2} = 102,24 \text{ MPa} \quad (145)$$

Jak je z výše uvedeného výpočtu patrné, volná metoda je méně konzervativní přístup, protože zcela pomíjí radiální a podélné napětí v přírubě. Z tohoto důvodu bude pro kontrolu plášťové příruby uvažována pouze metoda integrální.

Podle normy ČSN EN 13445 [9] musí napětí v přírubě vypočtené podle integrální metody splňovat předepsané požadavky. Pro ověření požadavků je uvažována pouze integrální metoda z důvodu větší konzervativnosti v porovnání s metodou volnou. Napětí v přírubě jsou ověřena pro montážní i provozní stav.

V následující tabulce 52 a tabulce 53 jsou uvedeny materiálové vlastnosti příruby a pláště, na který je příruba nasunuta pro provozní stav.

Tabulka 52 Vlastnosti materiálu pláště (ocel 1.0425), na který je příruba napojena [11]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dolní mez kluzu při provozní teplotě	$R_{HTp0,2(70^\circ\text{C})}$	250	(MPa)
Mez pevnosti při provozní teplotě	$R_{HTm}$	410,0	(MPa)
Tažnost	$A_{HT}$	22	(%)

Tabulka 53 Vlastnosti materiálu plášťové příruby [16]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dolní mez kluzu při provozní teplotě	$R_{Pp0,2(70^\circ\text{C})}$	195	(MPa)
Mez pevnosti při provozní teplotě	$R_{Pm}$	410,0	(MPa)
Tažnost	$A_P$	25	(%)

Dovolené namáhání pro přírubu a pro plášť, na který je příruba napojena:

$$f_{P1} = \min\left(\frac{R_{Pp0,2(70^\circ\text{C})}}{1,5}, \frac{R_{Pm}}{2,4}\right) = 130,0 \text{ MPa} \quad (146)$$

$$f_H = \min\left(\frac{R_{HTp0,2(70^\circ\text{C})}}{1,5}, \frac{R_{HTm}}{2,4}\right) = 166,67 \text{ MPa} \quad ()$$

Dále je nutné zvolit součinitel napětí, který je pro vnitřní průměr příruby menší jak 1 000 mm,  $k_{P1} = 1,0$  [9].

Nyní už je možné určit předepsané podmínky pro napětí v přírubě pro montážní stav.

$$k_{P1} \cdot \sigma_{P1H\text{mont}} \leq 1,5 \cdot \min(f_{P1}, f_H) \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (147)$$

$$k_{P1} \cdot \sigma_{P1r\text{mont}} \leq f_{P1} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (148)$$

$$k_{P1} \cdot \sigma_{P1\theta\text{mont}} \leq f_{P1} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (149)$$

$$0,5 \cdot k_{P1} \cdot (\sigma_{P1H\text{mont}} + \sigma_{P1r\text{mont}}) \leq f_{P1} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (150)$$

$$0,5 \cdot k_{P1} \cdot (\sigma_{P1H\text{mont}} + \sigma_{P1\theta\text{mont}}) \leq f_{P1} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (151)$$

Stejným způsobem jsou podmínky ověřeny pro provozní stav. Podrobný postup lze nalézt v příloze 1.

**Výpočet pro podmínky tlakové zkoušky**

Výpočet příruby na obrátové komoře je proveden shodně jako předešlý výpočet. V tabulce 54 je uveden zkušební tlak a dovolené namáhání pro podmínky zkoušky. V tabulce 55 potom vypočtené hodnoty a v tabulce 56 podmínky dané normou, které musí být splněny.

Tabulka 54 Dovolené namáhání příruby a zkušební tlak pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání příruby pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{P1test}$	209,52	(MPa)
Dovolené namáhání pláště, na který je příruha napojena pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Htest}$	252,38	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{P1test}$	1,30	(MPa)

Tabulka 55 Vypočtené hodnoty pro přírubu pro podmínky tlakové zkoušky

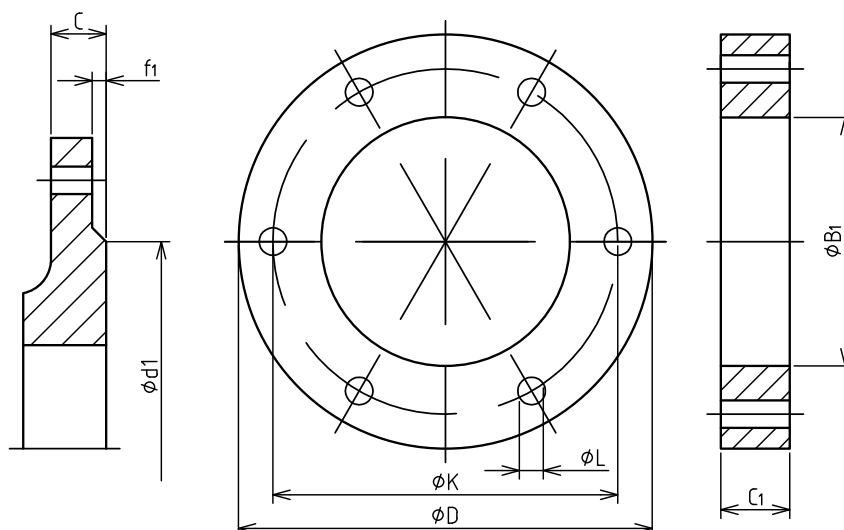
Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Celkový moment působící na přírubu	$M_{P1optest}$	$4,67 \cdot 10^7$	(Nmm)
Krouticí moment působící na přírubu	$M_{P1test}$	50 187,00	(Nmm)
Podélné napětí v přírubě	$\sigma_{P1Htest}$	125,1	(MPa)
Radiální napětí v přírubě	$\sigma_{P1rtest}$	15,99	(MPa)
Tangenciální napětí v přírubě	$\sigma_{P1\theta test}$	51,08	(MPa)

Tabulka 56 Podmínky pro přírubu dané dle ČSN EN 13445 [9]

Podmínka	Splněno/Nesplněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{P1Htest} \leq 1,5 \cdot \min(f_{P1test}, f_{Htest})$	Splněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{P1rtest} \leq f_{P1test}$	Splněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{P1\theta test} \leq f_{P1test}$	Splněno
$0,5 \cdot k_{PI} \cdot (\sigma_{HP1test} + \sigma_{P1test}) \leq f_{P1test}$	Splněno
$0,5 \cdot k_{PI} \cdot (\sigma_{P1Htest} + \sigma_{P1\theta test}) \leq f_{P1test}$	Splněno

#### 4.4.2. Příruby pro hrdla

Hrdla H4 a H7 pro vstup a výstup pracovní látky do trubkového prostoru jsou opatřeny přírubami stejně jako hrdla H3 a H8, která spojují trubkový prostor horního a dolního výměníku. Tyto příruby jsou nakupované a jejich výběr je proveden podle normy ČSN EN 10092-1 [13]. Hrdla s přírubami jsou znázorněna na obrázku 20. V následujících tabulkách jsou uvedeny parametry hrdlových přírub. Příruby pro hrdla H4 a H7 jsou vyrobeny z oceli 1.0352 stejně jako příruby pro hrdla H3 a H8. Geometrie hrdlových přírub je zobrazena na obrázku 24.



Obrázek 24 Geometrie hrdlové příruby

Tabulka 57 Geometrie příruby pro hrdla H3, H8 a H4, H7

Příruba pro hrdlo	H3,H8	H4, H7
<i>DN</i>	250	200
<i>PN</i>	16	16
<i>d<sub>i</sub></i> (mm)	320	268
<i>f<sub>i</sub></i> (mm)	3	3
Vnější průměr příruby <i>D</i> (mm)	405	340
Vnitřní průměr příruby <i>B<sub>i</sub></i> (mm)	276,5	221,5
Průměr roztečné kružnice pro šrouby <i>K</i> (mm)	355	295
Průměr díry pro šrouby <i>L</i> (mm)	26	22
Použité šrouby	M24	M20
Počet šroubů (-)	12	12
Vnější průměr krku	273,0	219,1
Tloušťka příruby <i>C<sub>i</sub></i> (mm)	29	26

#### 4.5. Plochá dna

Plochá dna uzavírají pracovní prostory výměníku na straně vstupu pracovní látky do trubek a na straně výstupu pracovní látky z trubek. Použitá plochá dna jsou určena jako plochá dna s úzkým těsněním. Prvním krokem výpočtu je určení minimální tloušťky plochého dna. Pro výpočet této tloušťky je nejprve potřeba určit několik parametrů jako je styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnící plochy, která je určena ze zadání a součinitel těsnění [14]. Jako těsnění bude použit expandovaný grafit. Obě hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce 58.

Tabulka 58 Vlastnosti těsnění plochého dna [14]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnící plochy	<i>w<sub>PD</sub></i>	23,00	(mm)
Součinitel těsnění[13]	<i>m<sub>PD</sub></i>	1,30	(-)

#### Zatížení šroubů a plochy

Základní šířka těsnění

$$b_{PD0} = \frac{w_{PD}}{2} = 11,50 \text{ mm} \quad (152)$$

Dále se určí účinná šířka těsnění. Pro základní šířku těsnění větší než 6,3 mm platí: [9]

$$b_{PD} = 2,52 \cdot \sqrt{b_{PD0}} = 8,55 \text{ mm} \quad (153)$$

Dále je třeba určit průměr reakční síly v těsnění. Pro výpočet je potřeba znát vnější průměr těsnění, který je odečten ze zadání. Vnější průměr těsnění je  $D_{tesPDe} = 976 \text{ mm}$ .

Pro základní šířku těsnění větší než 6,3 mm platí: [9][1]

$$G_{PD} = D_{tesPDe} - (2 \cdot b_{PD}) = 958,91 \text{ mm} \quad (154)$$

Při znalosti základní šířky těsnění a průměru reakční síly v těsnění je možné určit celkovou osovou sílu od tlaku a tlakovou sílu na těsnění pro dosažení těsnosti [9].

$$H_{PD} = \frac{\pi}{4} \cdot (G_{PD}^2 \cdot P_T) = 6,50 \cdot 10^5 \text{ N} \quad (155)$$

$$H_{PDG} = 2 \cdot \pi \cdot G_{PD} \cdot m_{PD} \cdot P_T = 60\,241,00 \text{ N} \quad (156)$$

Dále je potřeba vypočítat zatížení šroubů a plochy průřezu [9]. Použité šrouby  $40 \times M26$  jsou dle zadání třídy 5.6. Jejich vlastnosti a vlastnosti šroubového spoje jsou uvedeny v tabulce 59.

Tabulka 59 Vlastnosti materiálu šroubů [15] a vlastnosti šroubového spoje příruby

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dolní mez kluzu šroubu 5.6 při provozní teplotě	$R_{SRp0,2(70^{\circ}C)}$	256,25	(MPa)
Dolní mez kluzu šroubu 5.6 při montážní teplotě	$R_{SRp0,2(20^{\circ}C)}$	300	(MPa)
Mez pevnosti šroubu 5.6 při montážní teplotě	$R_{SRm}$	500	(MPa)
Tažnost šroubu 5.6	$A_{SR}$	20	(%)
Průměr roztečné kružnice šroubů	$C_{PD}$	1040	(mm)
Minimální tlak na usazení těsnění nebo spoje [13]	$y_{PD}$	10	(MPa)
Průměr šroubu	$D_{SR}$	24	(mm)
Počet šroubů	$n_{SR}$	40	(-)

Dovolené namáhání šroubů 5.6 při provozní teplotě (70 °C) [9]

$$f_{SR} = \min\left(\frac{R_{SRp0,2(70^{\circ}C)}}{3}, \frac{R_{SRm}}{4}\right) = 89,58 \text{ MPa} \quad (157)$$

Dovolené namáhání šroubů při montážní teplotě (20 °C) [9]

$$f_{PDBA} = \min\left(\frac{R_{SRp0,2(20^{\circ}C)}}{3}, \frac{R_{SRm}}{4}\right) = 100 \text{ MPa} \quad (158)$$

Zatížení šroubů je vypočteno jak pro montážní, tak pro provozní stav

a) Montážní stav – minimální zatížení šroubů

$$W_{PDA} = \pi \cdot b_{PD} \cdot G_{PD} \cdot y_{PD} = 257\,440,00 \text{ N} \quad (159)$$

b) Provozní stav

$$W_{PDop} = H_{PD} + H_{PDG} = 710\,201 \text{ N} \quad (160)$$

Plocha šroubů

$$A_{PDB} = n_{SR} \cdot \frac{\pi \cdot D_{SR}^2}{4} = 12\,970,00 \text{ mm}^2 \quad (161)$$

Minimální plocha šroubů

$$A_{PDBmin} = \max\left(\frac{W_{PDA}}{f_{PDBA}}, \frac{W_{PDop}}{f_{PDB}}\right) = 7927,80 \text{ mm}^2 \quad (162)$$

Šrouby musí být zvoleny tak, aby byla splněna podmínka [9]:

$$A_{PDB} \geq A_{PDBmin} \rightarrow 12\,970,00 \text{ mm}^2 \geq 7927,80 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (163)$$

Výpočet zatížení šroubů ve smontovaném stavu

$$W_{PD} = 0,5 \cdot (A_{PDBmin} + A_{PDB}) \cdot f_{PDBA} = 1,04 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (164)$$

Pro výpočet minimální tloušťky uvnitř těsnění je nutné vypočítat dovolené namáhání materiálu plochého dna, které je vypočteno pro montážní i provozní podmínky.

Ploché dno je vyrobeno z oceli 1.0425. Její vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 60.

Tabulka 60 Materiálové charakteristiky materiálu plochého dna (ocel 1.0425) [11]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dolní mez kluzu materiálu plochého dna při teplotě 20 °C	$R_{HTp0,2(20^{\circ}C)}$	265	(MPa)
Dolní mez kluzu materiálu plochého dna při teplotě 70 °C	$R_{HTp0,2(70^{\circ}C)}$	250	(MPa)
Mez pevnosti materiálu plochého dna	$R_{HTm}$	410	(MPa)

Dovolené namáhání plochého dna při montážní teplotě

$$f_{PDa} = \min\left(\frac{R_{HTp0,2(20^{\circ}C)}}{1,5}, \frac{R_{HTm}}{2,4}\right) = 170,83 \text{ MPa} \quad (165)$$

Dovolené namáhání plochého dna při provozní teplotě

$$f_{PD\text{provoz}} = \min\left(\frac{R_{HTp0,2(70^\circ\text{C})}}{1,5}, \frac{R_{HTm}}{2,4}\right) = 166,67 \text{ MPa} \quad (166)$$

Po určení dovoleného namáhání plochého dna je možné vypočítat minimální tloušťku uvnitř těsnění dna [9]. Pro tento výpočet je uvažován pouze provozní stav.

$$e_{PDA} = \sqrt{\frac{3 \cdot (C_{PD} - G_{PD})}{\pi \cdot G_{PD}} \cdot \left(\frac{W_{PD}}{f_{PDA}}\right)} = 22,50 \text{ mm} \quad (167)$$

$$e_{PDP} = \sqrt{\frac{3 \cdot (3 + v_{PD})}{32} \cdot G_{PD}^2 + 3 \cdot \left(\frac{G_{PD}}{4} + 2 \cdot b_{PD} \cdot m_{PD}\right) \cdot (C_{PD} - G_{PD}) \cdot \frac{P_T}{f_{PD\text{provoz}}}} = 43,36 \text{ mm} \quad (168)$$

$$e_{PD} = \max(e_{PDA}, e_{PDP}) = 43,36 \text{ mm} \quad (169)$$

Minimální tloušťka přírubového okraje plochého dna

$$e_{PDP1} = \sqrt{3 \cdot \left(\frac{G_{PD}}{4} + 2 \cdot b_{PD} \cdot m_{PD}\right) \cdot (C_{PD} - G_{PD}) \cdot \frac{P_T}{f_{PD\text{provoz}}}} = 18,55 \text{ mm} \quad (170)$$

$$e_{PD1} = \max(e_{PDA}, e_{PDP1}) = 22,50 \text{ mm} \quad (171)$$

Tloušťka plochého dna uvnitř těsnění je zadána  $e_{PD} = 55 \text{ mm}$ , tloušťka přírubového okraje plochého dna je zadána  $e_{PDP1} = 42 \text{ mm}$ .

#### Výpočet pro podmínky tlakové zkoušky

Také pro ploché dno je proveden výpočet pro podmínky tlakové zkoušky. Stejně jako u předchozích částí je nutné určit dovolené namáhání a zkušební tlak pro ploché dno. Tyto veličiny jsou uvedeny v tabulce 61. V tabulce 62 jsou potom uvedeny vypočtené hodnoty pro podmínky tlakové zkoušky.

Tabulka 61 Hodnoty dovoleného namáhání a zkušební tlaku pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání plochého dna pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{PD\text{test}}$	252,38	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{P\text{test}}$	1,30	(MPa)

Tabulka 62 Vypočtené hodnoty pro ploché dno pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Požadovaná tloušťka plochého dna	$e_{PD\text{test}}$	42,29	(mm)
Požadovaná tloušťka přírubového okraje plochého dna	$e_{PD1\text{test}}$	18,09	(mm)

## 4.6. Trubkovnice

Výpočet trubkovnice je proveden podle normy ČSN EN 13445[9]. Podle zadání se jedná o výměník tepla s pevnými trubkovnicemi. Trubkovnice je bez přírubového okraje, integrální s pláštěm a utěsněná ke komoře.

Základní rozměry, výpočtový tlak a výpočtová teplota trubkovnice jsou uvedeny v tabulce 63, základní rozměry trubky, výpočtový tlak, teplota v tabulce 64. Podle zadání je použito rozmístění trubek do rovnoramenného trojúhelníka. Materiálové charakteristiky trubek a trubkovnic jsou uvedeny v tabulce 65 a v tabulce 66. Trubky i trubkovnice jsou vyrobeny z oceli s označením 1.4571.

Tabulka 63 Zadané parametry trubkovnice

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Tloušťka stěny trubkovnice	$e_{TSa}$	70	(mm)
Vnější průměr trubkovnice	$D_{TS}$	976	(mm)
Neděrovaná plocha trubkovnice	$S$	404 687,26	(mm)
Výpočtový tlak v plášti	$P_S$	0,7	(MPa)
Výpočtová teplota v plášti	$t_s$	90	(°C)

Tabulka 64 Zadané parametry trubek

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý průměr trubky	$d_T$	16	(mm)
Tloušťka stěny trubky	$e_T$	1,5	(mm)
Přídavek na korozi	$c_{Tg}$	2	(mm)
Počet trubek	$N_{Ti}$	1650	(-)
Rozteč trubek	$p_T$	21	(mm)
Délka trubky mezi vnějšími čely trubkovic	$L_{Tr}$	3150	(mm)
Výpočtový tlak v trubce	$P_T$	0,9	(MPa)
Výpočtová teplota v trubce	$t_T$	70	(°C)

Trubkovnice musí splňovat následující požadavky [9]:

- Trubkovnice musí být rovná, kruhová a musí mít rovnoměrnou tloušťku [9].
- Místní zeslabení tloušťky na obvodu trubkovnice pro těsnící nebo odlehčovací drážku je přípustné za předpokladu, že zbývající analyzovaná tloušťka  $e_{a,p}$  je nejméně rovna 0,8 násobku analyzované tloušťky trubkovnice  $e_a$  [9].

$$e_{a,p} \geq 0,8 \cdot e_a \quad (172)$$

- Pokud nemohou být prokázány dostatečné zkušenosti s tenšími trubkovnicemi, musí být splněna následující podmínka, když jsou trubky zaválcované do trubkovnice [9]:

$$e_a \geq 0,75 \cdot d_T \quad (173)$$

- Trubkovnice musí být rovnoměrně trubkovaná v nominálně kruhové ploše, buď s rozdělením do rovnoramenného trojúhelníka nebo čtverce. Připouští se netrubkované diametrální řady pro přepážky chodů za předpokladu, že vzdálenost mezi sousedícími řadami  $U_L$  je [9]:

$$U_L \leq 4 \cdot p_T \quad (174)$$

- Neotrubkovaný prsteneček se připouští za předpokladu [9]:

$$D_0 \geq 0,85 \cdot D_e \quad (175)$$

- Pro plášť a komoru musí platit podmínka [9]:

$$0,9 \cdot D_{Si} \leq D_{Ci} \leq 1,1 \cdot D_{Si} \quad (176)$$

Tabulka 65 Materiálové charakteristiky materiálu trubkovic (ocel 1.4571) [10]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu pro teplotu 70°C	$R_{TSp1,0(70^\circ C)}$	222,5	(MPa)
Mez pevnosti pro teplotu 70°C	$R_{TSm(70^\circ C)}$	470	(MPa)
Tažnost	$A_{TS}$	40	(%)
Modul pružnosti materiálu trubkovnice	$E_{TS}$	195 720	(MPa)

#### Dovolené namáhání trubkovic

$$f_T = \max \left[ \left( \frac{R_{TSp1,0(70^\circ C)}}{1,5} \right), \min \left( \frac{R_{TSp1,0(70^\circ C)}}{1,2}, \frac{R_{TSm(70^\circ C)}}{3} \right) \right] = 156,67 \text{ MPa} \quad (177)$$

Tabulka 66 Materiálové charakteristiky materiálu trubek (ocel 1.4571) [10]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Mez kluzu pro teplotu 70°C	$R_{Tp1,0(70^\circ C)}$	197,5	(MPa)
Mez pevnosti pro teplotu 70°C	$R_{Tm(70^\circ C)}$	447,5	(MPa)
Tažnost	$A_S$	40	(%)
Modul pružnosti materiálu trubkovnice	$E_{TS}$	195 720	(MPa)

**Dovolené namáhání trubek**

$$f_{Tr} = \max\left[\left(\frac{R_{Tp1,0(70^\circ C)}}{1,5}\right), \min\left(\frac{R_{Tp1,0(70^\circ C)}}{1,2}, \frac{R_{Tm(70^\circ C)}}{3}\right)\right] = 149,17 \text{ MPa}$$

**4.6.1. Zatěžování**

Pro výpočet zatěžování trubek a trubkovnic budou uvažovány pouze dva stavy, a to působení tlaku v trubkách, v plášti, a teplotní roztažnost, a působení tlaku v trubkách a v plášti bez působení teplotní roztažnosti. Norma ČSN EN 13445 [9] předepisuje počítat k těmto dvěma stavům ještě stav, kdy působí pouze teplotní roztažnost. Vzhledem k velmi nízkým provozním teplotám nebude tento stav uvažován.

**4.6.2. Stanovení mezilehlých součinitelů**

a) Efektivní elastické konstanty trubkovnice

**Průměr děrované plochy trubkovnice  $D_{To}$** 

$$D_{To} = 2 \cdot r_{To} + d_T = 920,00 \text{ mm} \quad (178)$$

Kde  $r_{To}$  je poloměr kružnice procházející středem nejkrajnější trubky,  $r_{To} = 452,00 \text{ mm}$ .

**Efektivní hloubka drážky pro přepážku chodu na trubkové straně**

$$h'_{Tg} = \max\left((h_{Tg} - c_{Tg}), 0\right) = 3 \text{ mm} \quad (179)$$

Kde  $h_{Tg}$  je efektivní hloubka drážky pro přepážku na trubkové straně je odhadnuta ze zadání ( $h_{Tg} = 5 \text{ mm}$ ),  $c_{Tg}$  je přídavek na korozi na straně trubek,  $c_{Tg} = 2 \text{ mm}$ .

**Základní součinitel zeslabení  $\mu$** 

$$\mu_T = \frac{p_T - d_T}{p_T} = 0,24 \quad (180)$$

Kde  $p_T$  je rozteč trubek ( $p_T = 21 \text{ mm}$ ) a  $d_T$  je vnější průměr trubky ( $d_T = 16 \text{ mm}$ )

**Efektivní součinitel zeslabení  $\mu^*$** 

$$\mu_T^* = \frac{p_T^* - d_T^*}{p_T^*} = 0,41 \quad (181)$$

Kde efektivní průměr otvoru pro trubku  $d_T^*$  je dán vzorcem: [1]

$$d_T^* = \max\left\{\left[d_T - 2 \cdot e_T \cdot \left(\frac{E_T}{E_{TS}}\right) \cdot \left(\frac{f_T}{f_{TS}}\right) \cdot \rho_T\right], [d_T - 2 \cdot e_T]\right\} = 13,14 \text{ mm} \quad (182)$$

Kde  $E_T$  a  $E_{TS}$  jsou moduly pružnosti materiálů trubek a trubkovnic. Jejich hodnoty jsou vypočteny podle přílohy O normy ČSN EN 13445 [9] a jsou uvedeny v tabulce 67.

Tabulka 67 Modul pružnosti materiálu trubek a trubkovnic [9][1]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Modul pružnosti materiálu trubek	$E_{T(70^\circ C)}$	$1,96 \cdot 10^5$	(MPa)
Modul pružnosti materiálu trubkovnic	$E_{TS(70^\circ C)}$	$1,96 \cdot 10^5$	(MPa)

$\rho_T$  je poměr hloubky zavalcování trubky

$$\rho_T = \frac{l_{Tx}}{e_{TSodhad}} = 1 \quad (183)$$

$l_{Tx}$  je délka zavalcování trubky v trubkovnici ( $l_{Tx} = 70$  mm),

**Efektivní rozteč trubek  $p_T^*$  je dána vzorcem [9]:**

$$p_T^* = \frac{p_T}{\sqrt{1 - \frac{4 \cdot U_{TL}}{\pi \cdot D_{T0}}}} = 22,34 \text{ mm} \quad (184)$$

Kde  $U_{TL}$  je šířka neděrovaného diametrálního pruhu na trubkovnici. Jeho hodnota je odečtena ze zadání,  $U_{TL} = 36,4$  mm.

### **Efektivní modul pružnosti**

Efektivní modul pružnosti trubkovnice je dán jako funkce efektivního zeslabení otvoru  $\mu^*$  [9]. Je určen podle obrázku 13.7.8-1 a) [9]. Pro odečtení poměru efektivního modulu pružnosti trubkovnice ku modulu pružnosti trubkovnice je nejprve potřeba určit poměr tloušťky stěny trubkovnice ku rozteči trubek.

$$\frac{e_{Tsa}}{p_T} = 3,33 \quad (185)$$

Při znalosti tohoto poměru a efektivního součinitele zeslabení je možné odečíst z obrázku 13.7.8-1 a) [9] poměr efektivního modulu pružnosti trubkovnice ku modulu pružnosti trubkovnice a vyjádřit z něj hodnotu efektivního modulu pružnosti trubkovnice.

$$\frac{E_T^*}{E_T} = 0,43 \rightarrow E_T^* = 0,43 \cdot E_T = 84\,161,00 \text{ MPa} \quad (186)$$

### **Poissonova konstanta**

Stejným způsobem jako efektivní modul pružnosti trubkovnice je určena efektivní Poissonova konstanta. Z obrázku 13.7.8-1 b) [9].

$$v_T^* = 0,31 \quad (187)$$

Stanovení efektivní ohybové tuhosti trubkovnice  $D^*$

$$D_T^* = \frac{E_T^* \cdot e_{TSodhad}^3}{12 \cdot (1 - v_T^{*2})} = 2,66 \cdot 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (188)$$

b) Efektivní průměr trubkovnice

$$D_{Te} = \frac{D_{TS} + G_{TC}}{2} = 954,45 \text{ mm} \quad (189)$$

Kde hodnota  $D_{TS}$  je vnitřní průměr pláště ( $D_{TS} = 950$  mm) a hodnota  $G_{TC}$  je průměr, na kterém působí reakce od zatížení těsnění komory a je určen ze zadání, ( $G_{TC} = 958,91$  mm).

c) Efektivní délka trubky

$$L_T = L_{Tt} - 2 \cdot e_{TSodhad} = 3010,00 \text{ mm} \quad (190)$$

d) Součinitel rozvrtání trubkovnice

### **Součinitel rozvrtání trubkovnice na plášťové straně**

$$x_{Ts} = 1 - N_{Tt} \cdot \left( \frac{d_T}{D_{Te}} \right)^2 = 0,54 \quad (191)$$

### **Součinitel rozvrtání trubkovnice na straně trubkové**

$$x_{Tt} = 1 - N_{Tt} \cdot \left( \frac{d_T - 2 \cdot e_T}{D_{Te}} \right)^2 = 0,69 \quad (192)$$

e) Axiální tuhosti

**Axiální tuhost trubky**

$$K_{Tt} = \frac{\pi \cdot e_T \cdot (d_T - e_T) \cdot E_T}{L_{Tt}} = 4\,443,11 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (193)$$

**Axiální tuhost pláště**

$$K_{Ts} = \frac{\pi \cdot e_{Sa} \cdot (D_{Si} + e_{Sa}) \cdot E_S}{L_{Ts}} = 2\,337\,782,49 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (194)$$

**Poměr axiální tuhosti pláště k axiální tuhosti trubkového svazku**

$$K_{Ts,t} = \frac{K_{Ts}}{N_{Tt} \cdot K_{Tt}} = 0,32 \quad (195)$$

**Modul pružného podkladu ekvivalentního trubkového svazku**

$$K_{Tw} = \frac{8 \cdot N_{Tt} \cdot K_{Tt}}{\pi \cdot D_{Te}^2} = 20,49 \text{ MPa} \quad (196)$$

**Axiální tuhost vlnkového kompenzátoru**

Kompenzátor není použit, proto

$$K_{Tj} = 0 \quad (197)$$

Pokud není kompenzátor použit, volí se poměr axiální tuhosti vlnkového kompenzátoru k axiální tuhosti pláště roven jedné [9].

$$J_T = 1,00 \quad (198)$$

f) Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice

$$X_T = \left( \frac{K_{Tw}}{D_T^*} \right)^{0,25} \cdot \frac{D_{Te}}{2} = 4,47 \quad (199)$$

g) Ohybové tuhosti

Pro trubkovnici bez přírubového okraje, integrální s pláštěm a utěsněnou ke komoře platí [9]:

**Pro plášť**

$$k_S = \frac{2 \cdot E_S \cdot (e_{Sa})^{2,5}}{[12 \cdot (1 - \nu_S^2)]^{0,75} \cdot (D_{Si} + e_{Sa})^{0,5}} = 1,05 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (200)$$

**Pro komoru**

$$k_C = 0 \quad (201)$$

h) Omezující součinitel okraje trubkovnice způsobený pláštěm a trubkovnicí

$$Z_T = \frac{k_S + k_C}{(K_{Tw})^{0,25} \cdot (D_T^*)^{0,75}} = 0,042 \quad (202)$$

**4.6.3. Efektivní tlak  $P_{Te}$** 

Efektivní tlak  $P_{Te}$  je vypočten z tlaků v plášti  $P_S$  a tlaku v trubkách  $P_T$ . Je počítán nejprve s uvažováním teplotní roztažnosti, poté je vypočten efektivní tlak i bez uvažování teplotní roztažnosti. Konstanty pro výpočet axiální diferenční teplotní dilatace mezi trubkami a pláštěm jsou uvedeny v tabulce 68.

Tabulka 68 Konstanty pro výpočet teplotní dilatace

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tepelné roztažnosti pláště [17]	$\alpha_{Tsm}$	$1,647 \cdot 10^{-5}$	$(\text{m} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$
Součinitel tepelné roztažnosti pláště [17]	$\alpha_{Ttm}$	$1,650 \cdot 10^{-5}$	$(\text{m} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$

**Axiální diferenční teplotní dilatace mezi trubkami a pláštěm**

$$\gamma_T = [\alpha_{Tm} \cdot (t_T - 20) - \alpha_{Tsm} \cdot (t_S - 20)] = 0,00548 \quad (203)$$

Pro výpočet efektivního tlaku je ještě třeba určit součinitel  $F_{Tq}$  daný jako funkci  $X_T$  pro různé hodnoty  $Z_T$  [9], který je určen podle obrázku 13.5.4-2 [9]. Příslušné hodnoty jsou uvedeny v tabulce 69.

Tabulka 69 Součinitele pro výpočet efektivního tlaku

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice	$X_T$	4,47	(-)
Omezující součinitel okraje trubkovnice způsobený pláštěm a trubkovnicí	$Z_T$	0,042	(-)
Součinitel $F_{Tq}$	$F_{Tq}$	3,36	(-)

**Efektivní tlak na trubkovnici**

$$P_{Te} = \frac{J_T \cdot K_{Ts,t}}{1 + J_T \cdot K_{Ts,t} \cdot F_{Tq}} \cdot \left[ x_{Ts} + 2 \cdot v_T \cdot (1 - x_{Ts}) + \frac{2 \cdot v_S}{K_{Ts,t}} - \frac{1 - J_T}{2 \cdot J_T \cdot K_{Ts,t}} \cdot \frac{(D_{TJ} + 2 \cdot w_{TJ})^2 - D_{Si}^2}{D_{Si}^2} \right] \cdot P_S - \frac{J_T \cdot K_{Ts,t}}{1 + J_T \cdot K_{Ts,t} \cdot F_{Tq}} \cdot \left[ x_{Ts} + 2 \cdot v_T \cdot (1 - x_{Ts}) + \frac{1}{J_T \cdot K_{Ts,t}} \right] \cdot P_T + \frac{J_T \cdot K_{Ts,t}}{1 + J_T \cdot K_{Ts,t} \cdot F_{Tq}} \cdot \left[ \frac{K_{Tw}}{2} \right] \cdot \gamma_T = -0,26 \text{ MPa} \quad (204)$$

Hodnoty  $D_{TJ}$  (vnitřní průměr vlny kompenzátoru) a  $w_{TJ}$  (výška vlny kompenzátoru) jsou uvažovány jako nulové, protože kompenzátor není na výměníku použit.

Stejným postupem je určen efektivní tlak bez uvažování tepelné roztažnosti, kde  $\gamma_T = 0$ . Výsledky obou výpočtů jsou uvedeny v následující tabulce 70.

Tabulka 70 Vypočtené efektivní tlaky na trubkovnici

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Efektivní tlak s uvažováním tepelné roztažnosti	$P_{Te}$	-0,26	(MPa)
Efektivní tlak bez uvažování tepelné roztažnosti	$P_{Te(\gamma=0)}$	-0,27	(MPa)

**4.6.4. Výpočet trubkovnice****Ohybové napětí**

Maximální ohybové napětí v trubkovnici s uvažováním tepelné roztažnosti je dáno vzorcem:

$$\sigma_T = \left( \frac{1,5 \cdot F_{Tm}}{\mu_T^*} \right) \cdot \left( \frac{D_{Te}}{e_{TSodhad} - h'_{Tg}} \right)^2 \cdot P_{Te} = -9,74 \text{ MPa} \quad (205)$$

Kde  $F_{Tm}$  se vypočítá podle vzorce:

$$F_{Tm} = \frac{1}{6 \cdot H_T} = 0,052 \quad (206)$$

Parametr  $H_T$  je součinitel daný jako funkce  $X_T$  pro různé hodnoty  $Z_T$  a je určen z obrázku 13.5.5-2 [9]. V tabulce 71 jsou uvedeny součinitele  $X_T$ ,  $Z_T$  a  $H_T$ .

Tabulka 71 Parametry pro určení součinitele  $H_T$ 

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice	$X_T$	4,47	(-)
Omezující součinitel okraje trubkovnice způsobený pláštěm a trubkovnicí	$Z_T$	0,042	(-)
Součinitel $H_T$	$H_T$	3,25	(-)

Obdobným způsobem je vypočteno maximální ohybové napětí v trubkovnici pro stav, kdy není uvažována tepelná roztažnost materiálů. Výsledky pro oba stavy jsou uvedeny v tabulce 72.

Tabulka 72 Maximální ohybová napětí v trubkovnici

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybové napětí v trubkovnici s uvažováním tepelné roztažnosti	$\sigma_T$	-9,74	(MPa)
maximální ohybové napětí v trubkovnici bez uvažování tepelné roztažnosti	$\sigma_{T(\gamma=0)}$	-10,07	(MPa)

Napětí v trubkovnici  $\sigma_{T(\gamma=0)}$  vyvolané pouze tlaky  $P_S$  a  $P_T$ , ( $\gamma_T = 0$ ) nesmí překročit hodnotu  $2 \cdot f_T$ . [9].

$$|\sigma_{T(\gamma=0)}| \leq 2 \cdot f_T \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (207)$$

Napětí v trubkovnici  $\sigma_T$  vyvolané tlaky  $P_S$  a  $P_T$  a teplotní roztažností  $\gamma_T$  nesmí překročit hodnotu  $3 \cdot f_T$ . [9]

$$|\sigma_T| \leq 3 \cdot f_T \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (208)$$

### Smykové napětí

$$\tau_T = \left(\frac{1}{2 \cdot \mu_T}\right) \cdot \left(\frac{D_{T0}}{2 \cdot e_{TSodhad}}\right) \cdot P_{Te} = -3,55 \text{ MPa} \quad (209)$$

Stejným způsobem je vypočítáno smykové napětí pro stav, kdy není uvažována tepelná roztažnost materiálů. Výsledky obou výpočtů jsou uvedeny v následující tabulce 73.

Tabulka 73 Smyková napětí v trubkovnici

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální smykové napětí v trubkovnici s uvažováním tepelné roztažnosti	$\tau_T$	-3,55	(MPa)
Maximální ohybové napětí v trubkovnici bez uvažování tepelné roztažnosti	$\tau_{T(\gamma=0)}$	-3,66	(MPa)

Pro všechny uvažované stavy nesmí smykové napětí v trubkovnici  $\tau_T$  přesáhnout hodnotu  $0,8 \cdot f_T$ . [9]

$$|\tau_{T(\gamma=0)}| \leq 0,8 \cdot f_T \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (210)$$

$$|\tau_T| \leq 0,8 \cdot f_T \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (211)$$

## 4.6.5. Výpočet trubek

### Axiální membránové napětí

a) Maximální axiální napětí v trubkách

Pro vnější řadu trubek

$$\sigma_{t,o} = \frac{1}{x_{Tt} - x_{Ts}} \cdot [(P_S \cdot x_{Ts} - P_T \cdot x_{Tt}) - P_{Te} \cdot F_{Tq}] = 3,90 \text{ MPa} \quad (212)$$

Pro vnitřní řadu trubek

$$\sigma_{t,i} = \frac{1}{x_{Tt} - x_{Ts}} \cdot [(P_S \cdot x_{Ts} - P_T \cdot x_{Tt}) - P_{Te(\gamma=0)} \cdot F_{Ti}] = -2,97 \text{ MPa} \quad (213)$$

Kde  $F_{Ti}$  je součinitel daný jako funkce  $X_T$  pro různé hodnoty  $Z_T$ . Určí se podle obrázku 13.5.6-2 [9]. Parametry pro určení součinitele  $F_{Ti}$  jsou uvedeny v následující tabulce 74.

Tabulka 74 Parametry pro určení součinitele  $F_{Ti}$ 

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice	$X_T$	4,47	(-)
Omezující součinitel okraje trubkovnice způsobený pláštěm a trubkovicí	$Z_T$	0,042	(-)
Součinitel $F_{Ti}$	$F_{Ti}$	-0,85	(-)

Axiální membránová napětí jsou vypočítána i pro stav, kdy není uvažována teplotní roztažnost materiálů. Kompletní výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 75.

Tabulka 75 Vypočtená membránová napětí v trubkách

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální membránové napětí pro vnější řadu trubek při uvažování tepelné toztažnosti	$\sigma_{t,o}$	3,90	(MPa)
Maximální membránové napětí pro vnější řadu trubek bez uvažování tepelné toztažnosti	$\sigma_{t,o(\gamma=0)}$	4,08	(MPa)
Maximální membránové napětí pro vnitřní řadu trubek při uvažování tepelné toztažnosti	$\sigma_{t,i}$	-2,97	(MPa)
Maximální membránové napětí pro vnitřní řadu trubek bez uvažování tepelné roztažnosti	$\sigma_{t,i(\gamma=0)}$	-3,01	(MPa)

### Maximální přípustné napětí v připojení trubky k trubkovnici

Pro stanovení maximálního přípustného napětí v připojení trubky k trubkovnici je nejprve nutné určit nejmenší dovolené namáhání materiálu trubkovnice nebo trubek, které se určí jako minimální hodnota dovoleného namáhání trubkovnice a trubek [9].

$$f_{T\min} = (f_T, f_{Tr}) = 149,17 \text{ MPa} \quad (214)$$

Potom je možno určit maximální přípustné napětí ve spoji trubky s trubkovnicí pro zaválcované spoje do otvorů [9].

$$f_{t,j} = 0,5 \cdot f_{T\min} \cdot \min \left[ \left( \frac{l_{Ttx}}{d_T} \right), (1,6) \right] = 119,33 \text{ MPa} \quad (215)$$

Pro každý z uvažovaných zatěžovacích stavů nesmí absolutní hodnota axiálních membránových napětí přesáhnout přípustné napětí ve spoji trubek s trubkovnicí [9].

$$|\sigma_{t,o}| \leq f_{t,j} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (216)$$

$$|\sigma_{t,o(\gamma=0)}| \leq f_{t,j} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (217)$$

$$|\sigma_{t,i}| \leq f_{t,j} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (218)$$

$$|\sigma_{t,i(\gamma=0)}| \leq f_{t,j} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (219)$$

Pro každý ze zatěžovacích stavů, pro které  $\sigma_{t,o}$  nebo  $\sigma_{t,i}$  jsou negativní (trubky jsou tlačeny), nesmí absolutní hodnota těchto napětí překročit maximální přípustný limit vzpěrného napětí  $f_{t,bk}$  v trubkách [9]. Výpočet maximálního vzpěrného napětí v trubkách je uveden v rovnici (245),  $f_{T,bk} = 120,63 \text{ MPa}$ . Hodnoty napětí  $\sigma_{t,o}$  nebo  $\sigma_{t,i}$  jsou uvedeny v tabulce 75. Záporné hodnoty napětí se objevují u vnitřní řady trubek, a to jak pro případ s uvažováním teplotní roztažnosti, tak v případě, kdy není roztažnost vlivem teploty uvažována.

$$\sigma_{t,i} \leq f_{T,bk} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (220)$$

$$\sigma_{t,i(\gamma=0)} \leq f_{T,bk} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (221)$$

### Ekvivalentní napětí trubek

Maximální ekvivalentní napětí v trubkách

$$\sigma_{T,eq} = \max[|\sigma_{t,i} - \sigma_{t,\theta}|, |\sigma_{t,i} - \sigma_{t,r}|, |\sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,r}|, |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,\theta}|, |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,r}|] = 4,70 \text{ MPa} \quad (222)$$

Obdobným způsobem je vypočteno i ekvivalentní napětí pro případ, kdy není uvažována teplotní roztažnost materiálů.

$$\sigma_{T,eq(\gamma=0)} = \max[|\sigma_{t,i(\gamma=0)} - \sigma_{t,\theta}|, |\sigma_{t,i(\gamma=0)} - \sigma_{t,r}|, |\sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,r}|, |\sigma_{t,o(\gamma=0)} - \sigma_{t,\theta}|, |\sigma_{t,o(\gamma=0)} - \sigma_{t,r}|] = 4,88 \text{ MPa} \quad (223)$$

$\sigma_{t,\theta}$  je střední hodnota obvodového napětí v trubkách, podle normy ČSN EN 13445 [9] je dáno vzorcem:

$$\sigma_{t,\theta} = \frac{P_T \cdot (d_T - 2 \cdot e_T) - P_S \cdot d_T}{2 \cdot e_T} = 0,17 \text{ MPa} \quad (224)$$

$\sigma_{t,r}$  je střední hodnota radiálního napětí v trubkách

$$\sigma_{t,r} = \frac{P_T + P_S}{2} = -0,80 \text{ MPa} \quad (225)$$

Pro každý z uvažovaných zatěžujících stavů nesmí ekvivalentní napětí  $\sigma_{Tt,ekv(\gamma=0)}$  vyvolané pouze působením tlaků  $P_T$  a  $P_S$  ( $\gamma_T = 0$ ) překročit  $f_T$  [9]

$$\sigma_{Tt,eq(\gamma=0)} \leq f_{Tr} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (226)$$

Pro každý z uvažovaných zatěžovacích stavů, kde  $\gamma_T \neq 0$ , nesmí ekvivalentní napětí  $\sigma_{Tt,ekv}$  překročit hodnotu  $1,5 \cdot f_{Tr}$ . [9]

$$\sigma_{Tt,eq} \leq 1,5 \cdot f_{Tr} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (227)$$

#### 4.6.6. Výpočet pláště

##### Výpočet pláště v místě vzdáleném od trubkovnice

###### Axiální membránové napětí

Axiální membránové napětí v plášti

$$\sigma_{S,m} = \frac{D_{Si}^2}{4 \cdot e_{Sa} \cdot (D_{Si} + e_{Sa})} \cdot (P_T + P_{Te}) = 12,57 \text{ MPa} \quad (228)$$

Stejným způsobem je vypočteno axiální membránové napětí v plášti při stavu, kdy není uvažována tepelná roztažnost materiálu. Výsledky pro oba stavy jsou uvedeny v tabulce 76.

Tabulka 76 Axiální membránová napětí v plášti

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální membránové napětí v plášti při uvažování tepelné roztažnosti	$\sigma_{S,m}$	12,57	(MPa)
Axiální membránové napětí v plášti bez uvažování tepelné roztažnosti	$\sigma_{S,m(\gamma=0)}$	12,40	(MPa)

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, které je dáno vzorcem: [9]

$$f_{S,bk} = K_S \cdot \frac{e_{Sa} \cdot E_S}{4 \cdot (D_{Si} + e_{Sa})} = 605,08 \text{ MPa} \quad (229)$$

Kde  $K_S = 1,0$  pro normální provoz [9]

Axiální membránové napětí v plášti  $\sigma_{S,m}$  při uvažování tepelné roztažnosti není záporné, proto není potřeba kontrolovat podmínku [9]:

$$|\sigma_{S,m}| \leq f_{S,bk} \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (230)$$

###### Ekvivalentní napětí pláště s uvažování tepelné roztažnosti materiálu

$$\sigma_{S,eq} = \max[|\sigma_{S,m} - \sigma_{S,\theta}|, |\sigma_{S,m} - \sigma_{S,r}|, |\sigma_{S,\theta} - \sigma_{S,r}|] = 28,06 \text{ MPa} \quad (231)$$

###### Ekvivalentní napětí pláště bez uvažování tepelné roztažnosti materiálu

$$\sigma_{S,eq(\gamma=0)} = \max[|\sigma_{S,m(\gamma=0)} - \sigma_{S,\theta}|, |\sigma_{S,m(\gamma=0)} - \sigma_{S,r}|, |\sigma_{S,\theta} - \sigma_{S,r}|] = 28,06 \text{ MPa} \quad (232)$$

$\sigma_{S,\theta}$  je střední obvodové napětí v plášti [9]:

$$\sigma_{S,\theta} = \frac{P_S \cdot D_{Di}}{2 \cdot e_{Sa}} = 27,71 \text{ MPa} \quad (233)$$

$\sigma_{S,r}$  je střední radiální napětí v plášti, které dáno vzorcem [9]:

$$\sigma_{S,r} = -\frac{P_S}{2} = -0,35 \text{ MPa} \quad (234)$$

Pro každý z uvažovaných zatěžovacích stavů nesmí ekvivalentní napětí  $\sigma_{S,eq}$ , vyvolané pouze působením tlaků  $P_T$  a  $P_S$  ( $\gamma_T = 0$ ) překročit  $f_S$  [9].

$$\sigma_{S,eq} \leq f_S \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (235)$$

Pro každý z uvažovaných zatěžovacích stavů, kde  $\gamma_T \neq 0$ , nesmí napětí  $\sigma_{S,eq}$  přesáhnout hodnotu  $1,5 \cdot f_S$  [9].

$$\sigma_{S,eq} \leq 1,5 \cdot f_S \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (236)$$

### Výpočet pláště v místě spojení s trubkovnicí

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

$$\sigma_{TS,b} = \frac{k_S}{k_S + k_C} \cdot \frac{1}{l_{T1}} \cdot \left( \frac{D_{Te}}{2 \cdot e_{Sa}} \right)^2 \cdot P_{Te} = -11,38 \text{ MPa} \quad (227)$$

Koeficienty  $k_S$  a  $k_C$  jsou uvedeny v rovnici (200) a (201), ekvivalentní průměr trubkovnice  $D_{Te}$  je uveden v rovnici (154) a analyzovaná tloušťka stěny pláště je  $e_{Sa} = 12 \text{ mm}$ . Efektivní tlak  $P_{Te}$  je uveden v rovnici (204).

Hodnota  $l_{T1}$  se vypočítá podle následujícího vzorce [9]:

$$l_{T1} = H_{T\infty} \cdot \left[ \left( \frac{2}{X_T \cdot Z_T} \cdot F_{Tq\infty} \right) + \left( 1 - \frac{1 - \nu_T^*}{X_T \cdot Z_T} \right) \right] = 35,71 \quad (238)$$

Hodnoty  $H_{T\infty}$  a  $F_{Tq\infty}$  jsou hodnoty součinitelů  $H$  a  $F_q$  pro  $Z = \infty$  a jsou odečteny z obrázku 13.5.5-2 [9] a obrázku 13.5.4-2 [9]. Hodnoty  $X_T$  a  $Z_T$  jsou uvedeny v tabulce 77.

Tabulka 77 Hodnoty součinitelů  $H$  a  $F_q$  pro  $Z = \infty$

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice	$X_T$	4,47	(-)
Omezující součinitel okraje trubkovnice způsobený pláštěm a trubkovnicí	$Z_{T\infty}$	$\infty$	(-)
Součinitel $F_{Tq\infty}$	$F_{Tq\infty}$	1,84	(-)
Součinitel $H_{T\infty}$	$H_{T\infty}$	2,11	(-)

### Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí

$$\sigma_{S,eq1} = \max[|\sigma_{S,m} - \sigma_{TS,b} + P_S|, |\sigma_{S,m} + \sigma_{TS,b}|] = 24,65 \text{ MPa} \quad (239)$$

Tento výpočet je proveden kromě stavu, kdy je uvažována teplotní roztažnost, také pro stav, kdy je teplotní roztažnost zanedbána. Výsledky výpočtu jsou uvedeny v tabulce 78.

Tabulka 78 Napětí v místě spojení pláště a trubkovnice

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální axiální ohybové napětí v plášti v místě jeho připojení k trubkovnici (s uvažováním tepelné roztažnosti)	$\sigma_{Ts,b}$	-11,38	(MPa)
Maximální axiální ohybové napětí v plášti v místě jeho připojení k trubkovnici (bez uvažování tepelné roztažnosti)	$\sigma_{Ts,b(\gamma=0)}$	-11,76	(MPa)
Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí (s uvažováním tepelné roztažnosti)	$\sigma_{S,eq1}$	24,65	(MPa)
Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí (bez uvažování tepelné roztažnosti)	$\sigma_{S,eq1(\gamma=0)}$	24,86	(MPa)

Pro každý z uvažovaných stavů musí být splněna podmínka:

$$\sigma_{S,eq1} \leq f_s \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (240)$$

### Maximální přípustné podélné vzpěrné napětí v trubkách

Tato část výpočtu je zaměřena na určení maximálního přípustného podélného vzpěrného napětí v trubkách výměníku tepla s dvojicí trubkovnic spojených svazkem přímých trubek. [9]

Všechny trubky jsou podle zadání podepřeny nejméně jednou přepážkou. Podle ČSN EN 13445, obrázek 13.9.3-1 c) [9] a zadání jsou určeny délky  $l_{T1}$ ,  $l_{T2}$ ,  $l'_{T1}$ ,  $l'_{T2}$ , jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 79.

Tabulka 79 Nepodepřené délky trubek

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Délka $l_{T1}$	$l_{T1}$	660,00	(mm)
Délka $l_{T2}$	$l_{T2}$	610,00	(mm)
Délka $l_{T3}$	$l_{T3}$	610,00	(mm)
Délka $l'_{T1}$	$l'_{T1}$	610,00	(mm)
Délka $l'_{T2}$	$l'_{T2}$	650,00	(mm)
Efektivní délka trubky	$L_T$	3050,00	(mm)

Určení vzpěrné délky  $l_{t,bk}$  trubek podle ČSN EN 13445 [9].

$$l_{t,bk} = \min\{[0,5 \cdot L_T], \max[(0,7 \cdot l_{T1}), (0,7 \cdot l'_{T1}), (0,7 \cdot l_{T2}), (0,7 \cdot l'_{T2}), (l_{T3})]\} = 610,00 \text{ mm} \quad (206)$$

$$b_{T0} = 0,206 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{T,cr}}{R_{Trp0,2(70^\circ C)}}} \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_{T,cr}}{R_{Trp0,2(70^\circ C)}}}\right) = 0,15 \quad (241)$$

Součinitel bezpečnosti proti zborcení trubek je dán normou ČSN EN 13445 [9].

$$x_T = 1,1 \quad (242)$$

Dále je pro určení maximálního přípustného napětí trubek ve vzpěru  $f_{T,bk}$  vypočítat součinitel tlakového efektu na trubky  $\sigma_{Ttp}$  a Eulerovo kritické napětí na trubky  $\sigma_{Ter}$  [9].

$$\sigma_{Ttp} = \frac{P_S \cdot d_T^2 - P_T \cdot (d_T - 2 \cdot e_T)^2}{d_T^2 - (d_T - 2 \cdot e_T)^2} = 0,31 \text{ MPa} \quad (243)$$

$$\sigma_{Ter} = \frac{\pi^2 \cdot E_T}{l_{t,bk}^2} \cdot \frac{d_T^2 + (d_T - 2 \cdot e_T)^2}{16} = 137,9 \text{ MPa} \quad (244)$$

$$f_{T,bk} = \frac{1}{x_T} \cdot \left[ x_T \cdot \sigma_{Ttp} + \frac{R_{Trp0,2(70^\circ C)} - |x_T \cdot \sigma_{Ttp}|}{\sqrt{1 + \left( \frac{(1 + b_{T0}) \cdot R_{Trp0,2(70^\circ C)} - |x_T \cdot \sigma_{Ttp}|}{\sigma_{Ter}} \right)^2}} \right] = 90,41 \text{ MPa} \quad (245)$$

Podle ČSN EN 13445 [9] musí být hodnota maximálního přípustného napětí trubek ve vzpěru  $f_{T,bk}$  kladná, jinak se musí vzpěrná délka  $l_{t,bk}$  zmenšit, aby bylo dosaženo kladné hodnoty  $f_{T,bk}$  [9]. Ve výpočtu bylo dosaženo kladné hodnoty  $f_{T,bk}$ , výpočet je tedy v pořádku.

### Výpočet trubkovnice pro podmínky tlakové zkoušky

U výpočtu trubek a trubkovnice pro podmínky tlakové zkoušky jsou uvažovány dva stavy. V prvním případě je uvažován zkušební tlak v trubkách a nulový tlak v plášti. Ve druhém případě je uvažován zkušební tlak v plášti a nulový tlak v trubkách.

#### Zatěžovací stav 1

V tomto případě je uvažován nulový tlak v plášti. V následující tabulce 80 jsou uvedeny hodnoty dovolených namáhání pláště, trubkovnice a trubky a použité zkušební tlaky. V tabulce 81, tabulce 82 a tabulce 83 jsou uvedeny vypočtené hodnoty pro trubkovnici pro zkušební podmínky.

Tabulka 80 Dovolené namáhání jednotlivých částí a zkušební tlaky pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	260,00	(MPa)
Dovolené namáhání trubky pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Ttest}$	230,00	(MPa)
Dovolené namáhání trubkovnice pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Ttest}$	260,00	(MPa)
Zkušební tlak v trubkách	$P_{Ttest}$	1,29	(MPa)
Zkušební tlak v plášti	$P_{Stest}$	0	(MPa)

Tabulka 81 Napětí v trubkovnici a v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybové napětí v trubkovnici	$\sigma_{Ttest}$	-30,157	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Ttest} \leq 2 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální smykové napětí v trubkovnici	$\tau_{Ttest}$	-10,97	(MPa)
Podmínka $\tau_{Ttest} \leq 0,8 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální axiální napětí ve vnější řadě trubek	$\sigma_{totest}$	11,29	(MPa)
Podmínka $\sigma_{totest} \leq f_{Tij}$		Splněno	
Maximální axiální napětí ve vnitřní řadě trubek	$\sigma_{itest}$	-9,96	(MPa)
Podmínka $\sigma_{itest} \leq f_{Tij}$		Splněno	

Tabulka 82 Napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální membránové napětí v plášti	$\sigma_{smtest}$	9,61	(MPa)
Střední obvodové napětí v plášti	$\sigma_{s\theta test}$	0	(MPa)
Střední radiální napětí v plášti	$\sigma_{srtest}$	0	(MPa)
Ekvivalentní napětí v plášti	$\sigma_{seqtest}$	9,61	(MPa)
Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí	$\sigma_{seq1test}$	44,83	(MPa)
Podmínka $\sigma_{seqtest} \leq f_s$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{seq1test} \leq f_s$		Splněno	

Tabulka 83 Napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tlakového efektu na trubky	$\sigma_{t,ptest}$	-2,50	(MPa)
Eulerovo kritické napětí na trubky	$\sigma_{er,test}$	137,90	(MPa)
Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru	$f_{Tbktest}$	121,57	(MPa)
Střední hodnota obvodového napětí v trubkách	$\sigma_{i,\theta test}$	5,58	(MPa)
Střední hodnota radiálního napětí v trubkách	$\sigma_{r,rtest}$	-0,64	(MPa)
Maximální ekvivalentní napětí v trubkách	$\sigma_{T,teqtest}$	15,53	(MPa)
Podmínka $\sigma_{iitest} \leq f_{Tbktest}$		Splněno	
Podmínka $f_{Tr,bk} > 0$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{teqtest} \leq f_{Tr}$		Splněno	

**Zatěžovací stav 2**

Pro zatěžovací stav 2 je uvažován nulový tlak v prostoru trubek a zkušební tlak v prostoru pláště. V tabulce 84 jsou uvedena dovolená namáhání jednotlivých částí. V tabulce 85, tabulce 86 a tabulce 87 jsou uvedeny výsledky výpočtu pro podmínky tlakové zkoušky.

Tabulka 84 Dovolené namáhání jednotlivých částí a zkušební tlaky pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	260,00	(MPa)
Dovolené namáhání trubky pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Trtest}$	230,00	(MPa)
Dovolené namáhání trubkovnice pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Ttest}$	260,00	(MPa)
Zkušební tlak v trubkách	$P_{Trtest}$	0	(MPa)
Zkušební tlak v plášti	$P_{Stest}$	1,00	(MPa)

Tabulka 85 Napětí v trubkovnici a v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybové napětí v trubkovnici	$\sigma_{Ttest}$	15,76	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Ttest} \leq 2 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální smykové napětí v trubkovnici	$\tau_{Ttest}$	5,73	(MPa)
Podmínka $\tau_{Ttest} \leq 0,8 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální axiální napětí ve vnější řadě trubek	$\sigma_{totest}$	-5,45	(MPa)
Podmínka $\sigma_{totest} \leq f_{Tij}$		Splněno	
Maximální axiální napětí ve vnitřní řadě trubek	$\sigma_{iitest}$	5,65	(MPa)
Podmínka $\sigma_{iitest} \leq f_{Tij}$		Splněno	

Tabulka 86 Napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální membránové napětí v plášti	$\sigma_{smtest}$	8,12	(MPa)
Střední obvodové napětí v plášti	$\sigma_{s\theta test}$	39,62	(MPa)
Střední radiální napětí v plášti	$\sigma_{srtest}$	-0,50	(MPa)
Ekvivalentní napětí v plášti	$\sigma_{seqtest}$	40,12	(MPa)
Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí	$\sigma_{seq1test}$	26,52	(MPa)
Podmínka $\sigma_{seqtest} \leq f_s$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{seq1test} \leq f_s$		Splněno	

Tabulka 87 Napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tlakového efektu na trubky	$\sigma_{t,ptest}$	2,95	(MPa)
Eulerovo kritické napětí na trubky	$\sigma_{er,test}$	137,90	(MPa)
Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru	$f_{Tbktest}$	128,90	(MPa)
Střední hodnota obvodového napětí v trubkách	$\sigma_{i,\theta test}$	-5,34	(MPa)
Střední hodnota radiálního napětí v trubkách	$\sigma_{i,rtest}$	-0,50	(MPa)
Maximální ekvivalentní napětí v trubkách	$\sigma_{T,teqtest}$	10,99	(MPa)
Podmínka $\sigma_{itest} \leq f_{Tbktest}$		Splněno	
Podmínka $f_{Tr,bk} > 0$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{teqtest} \leq f_{Tr}$		Splněno	

#### 4.7. Přepážky

Výpočet přepážek je proveden podle normy TEMA [5]. Podle zadání jsou použity segmentové přepážky. Přepážky jsou vyrobeny z nerezové oceli s označením 1.4541.

Podle TEMA [5], tabulky RCB-4.3 musí pro vnitřní průměr pláště  $D_{Si} = 950$  mm být mezera mezi vnitřním průměrem pláště a vnějším průměrem přepážky  $t_{SP} = 4,8$  mm.

Pro vnitřní průměr pláště  $D_{Si}$  a nepodepřenou délku mezi přepážkami  $l_p = 610$  mm, musí dle TEMA [5], tabulka R-4.41 být minimální tloušťka přepážky 7,5 mm. Tloušťka přepážky je dle zadání volena  $t_s = 10$  mm.

Dále je potřeba určit maximální nepodepřenou délku. Pro průměr trubky  $d_T = 16$  mm je dle TEMA [5], tabulka RCB-4.52 určena maximální nepodepřená délka trubkového svazku  $l_{nep} = 1321$  mm.

V posledním kroku se musí určit průměr a počet výztužných tyčí, které svazují trubkový svazek. Podle TEMA [5], tabulka R-4.71 se pro vnitřní průměr pláště  $D_{Si} = 950$  mm musí použít 8 výztužných tyčí o průměru 12,7 mm.

## 5. Výpočet pomocí softwaru Sant'Ambrogio

Tato kapitola se zabývá výpočtem zadané dvojice výměníků tepla pomocí specializovaného softwaru Sant'Ambrogio NextGen [18]. Hlavním výstupem této kapitoly je porovnání výsledků, kterých bylo dosaženo výpočtem podle normy (kapitola 4) a softwarem Sant'Ambrogio.

Software Sant'Ambrogio NextGen [18] je software pro výpočet a návrh tlakových nádob a výměníků tepla. Pracuje na základě norem ASME VIII Division 1, Division 2, EN 13445-3 a AD 2000. Software také obsahuje rozsáhlou databázi materiálu běžně používaných pro tlakové nádoby a výměníky tepla. Tento software také nabízí možnost výpočtu zatížení větrem nebo seismicitou.

Výpočet byl proveden na základě zadávání známých a navrhovaných parametrů, kdy je vždy nutné pro každou část výměníku tepla zadat teplotu a tlak působící na konkrétní část výměníku. Dále je nutné zvolit materiál pro všechny části výměníku. Ten je volen z databáze softwaru. Těsnění pro příruby a ploché dno je zadáno ručně, protože databáze těsnění softwaru nenabízí možnost volby grafitového těsnění. Těsnění bylo tedy zadáno na základě znalosti součinitele těsnění a minimálního tlaku na usazení těsnění. Jelikož software nenabízí možnost umístit dva výměníky nad sebe. Působení vlastní hmotnosti horního výměníku lze nasimulovat pomocí sil působících na hrdla, na která působí hmotnost horního výměníku (výpočet viz kapitola 4.3). Ve výpočtu se postupovalo stejně jako ve výpočtu podle ČSN EN 13445 [9] a výsledky pro jednotlivé části výměníku tepla lze nalézt v následujících podkapitolách.

### 5.1. Výpočet pláště

Výpočet pláště je proveden pro zatížení vnitřním i vnějším tlakem. Vstupní parametry výpočtu pláště jsou uvedeny v tabulce 88. V tabulce 89 jsou uvedeny výsledky výpočtu zatížení pláště vnitřním tlakem. Zadaná tloušťka stěny pláště činí 12 mm a je vyroben z korozivzdorné oceli 1.4541. V tabulce 90 a tabulce 91 jsou uvedeny výsledky výpočtu pro podmínky tlakové zkoušky.

Tabulka 88 Vstupní parametry výpočtu pláště

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Výpočtová teplota v plášti	$t_S$	90,0	(°C)
Tlak v plášti	$P_S$	0,7	(MPa)
Součinitel svaru	$z_S$	1	(-)
Vnitřní průměr pláště	$D_{Si}$	950	(mm)
Délka pláště	$L$	3010	(mm)

Tabulka 89 Výsledky výpočtu zatížení pláště vnitřním tlakem

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené napětí materiálu pláště	$f_S$	150	(MPa)
Požadovaná tloušťka stěny pláště	$e_S$	2,22	(mm)
Maximální tlak na plášť	$P_{Smax}$	3,74	(MPa)

#### Výpočet pláště pro podmínky tlakové zkoušky

Tabulka 90 Dovolené namáhání pláště a zkušební tlak

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	260,00	(MPa)
Zkušební tlak v plášti	$P_{Stest}$	1,01	(MPa)

Tabulka 91 Vypočtené hodnoty pro plášť pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Požadovaná tloušťka stěny pláště	$e_{Stest}$	1,85	(mm)
Maximální tlak na plášť	$P_{MAXtest}$	6,48	(MPa)

## 5.2. Torosferické dno

Torosferické dno slouží jako obratová komora pro chody v trubkách výměníku tepla. Je vyrobeno z oceli 1.0425 a analyzovaná tloušťka stěny dna je 10 mm. V tabulce 92 jsou uvedeny vstupní parametry pro výpočet, v tabulce 93 vypočtené hodnoty pomocí softwaru Sant'Ambrogio [18]. Výpočet pro tlakovou zkoušku je uveden v tabulce 94 a v tabulce 95.

Tabulka 92 Vstupní parametry pro výpočet torosferického dna

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Výpočtová teplota na dno	$t_D$	70	(°C)
Tlak v plášti	$P_D$	0,9	(MPa)
Součinitel svaru	$z_D$	1	(-)
Vnitřní průměr dna	$D_{Di}$	930	(mm)
Vnitřní poloměr kruhové části dna	$R_D$	930	(mm)
Zaoblení dna	$r_D$	93	(mm)

Tabulka 93 Vypočtené hodnoty pro torosferické dno

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání materiálu dna	$f_D$	166,67	(MPa)
Parametr Y	$Y_D$	0,0049	(-)
Parametr Z	$Z_D$	2,31	(-)
Parametr X	$X_D$	0,1	(-)
Parametr N	$N_D$	0,85	(-)
Parametr $\beta$	$\beta_D$	0,96	(-)
Výpočtové napětí	$f_{Db}$	166,67	(MPa)
Požadovaná tloušťka stěny dna pro omezení membránového napětí ve střední části dna	$e_{Ds}$	2,51	(mm)
Požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění axiálně symetrické deformaci	$e_{Dy}$	4,55	(mm)
Požadovaná tloušťka stěny anuloidového přechodu pro zabránění plastickému zborcení	$e_{Db}$	4,18	(mm)
Požadovaná tloušťka stěny dna	$e_D$	4,55	(mm)
Maximální tlak na dno	$P_{Dmax}$	2,39	(MPa)

### Výpočet torosferického dna pro podmínky tlakové zkoušky

Tabulka 94 Dovolené namáhání torosferického dna a zkušební tlak

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání dna pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Dtest}$	252,38	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{Dtest}$	1,30	(MPa)

Tabulka 95 Vypočtené hodnoty pro torosferické dno pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Tloušťka stěny dna pro podmínky tlakové zkoušky	$e_{Dtest}$	5,12	(mm)
Únosnost dna pro podmínky tlakové zkoušky	$P_{Dmaxtest}$	2,65	(MPa)

### 5.3. Otvory ve skořepinách

V této podkapitole jsou uvedeny výsledky výpočtu pro všechna hrdla na zadaném výměníku tepla, nejprve pro otvory pro hrdla v plášti, poté pro otvory pro hrdla v obratových komorách. Pro hrdla H5 a H8 je navíc proveden výpočet přídatného zatížení na hrdla od hmotnosti horního výměníku.

#### Otvory pro hrdla v plášti

Tato hrdla (H1, H2, H5, H6) slouží pro vstup a výstup pracovní látky v prostoru pláště a jako spojení plášťového prostoru obou výměníků. Vstupní parametry pro otvory pro hrdla v plášti jsou uvedeny v tabulce 96, materiál hrdel je shodný s materiálem pláště (ocel 1.4541).

Tabulka 96 Vstupní parametry otvorů pro hrdla v plášti

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Výpočtová teplota pro hrdla v plášti	$t_{HP}$	90	(°C)
Tlak v plášti	$P_S$	0,7	(MPa)
Součinitel svaru	$z_S$	1	(-)

#### Otvor pro hrdlo H1

Rozměry otvoru pro hrdlo H1 jsou uvedeny v tabulce 14, v tabulce 97 potom výsledky výpočtu otvoru pro hrdlo H1. V tabulce 98 jsou uvedeny výsledky výpočtu pro podmínky tlakové zkoušky.

Tabulka 97 Vypočtené hodnoty otvoru pro hrdlo H1

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené napětí materiálu pláště	$f_{H1}$	150	(MPa)
Maximální vyztužující délka skořepiny	$l_{H1so}$	107,44	(mm)
Délka pláště od hrany otvoru po skořepinovou diskontinuitu	$l_{H1s}$	173,05	(mm)
Efektivní vyztužující délka skořepiny	$l'_{H1s}$	107,44	(mm)
Vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny	$w_{H1}$	173,05	(mm)
Minimální vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny	$w_{H1min}$	36,0	(mm)
Plocha skořepiny zatížená tlakem	$A_{p_{H1s}}$	127 961,7	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha hrdla	$A_{f_{H1b}}$	680,3	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha účinná jako vyztužení	$A_{f_{H1s}}$	1289,3	(mm <sup>2</sup> )
Plocha hrdla zatížená tlakem	$A_{p_{H1b}}$	10 336,7	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha výztužného límce	$A_{f_{H1p}}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel	$A_{p_{H1\phi}}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Maximální tlak na otvor	$P_{H1max}$	2,12	(MPa)
Maximální tlak na otvor pro tlakovou zkoušku	$P_{H1test}$	3,68	(MPa)

Podmínka daná obecným vzorcem pro vyztužování je splněna.

#### Výpočet otvoru pro hrdlo H1 pro podmínky tlakové zkoušky

Tabulka 98 Výpočet otvoru pro hrdlo H1 pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	260,00	(MPa)
Dovolené namáhání hrdla H1 pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{H1test}$	260,00	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{H1test}$	1,01	(MPa)
Maximální tlak na otvor H1	$P_{H1max}$	3,93	(MPa)

Podmínka daná obecným vzorcem pro vyztužování je splněna.

**Otvor pro hrdlo H2**

Rozměry otvoru pro hrdlo H2 jsou uvedeny v tabulce 18. V tabulce 99 jsou uvedeny výsledky výpočtu. V tabulce 100 jsou uvedeny výsledky výpočtu pro podmínky tlakové zkoušky.

Tabulka 99 Vypočtené hodnoty otvoru pro hrdlo H2

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené napětí materiálu pláště	$f_{H2}$	150	(MPa)
Maximální vyztužující délka skořepiny	$l_{H2so}$	107,44	(mm)
Délka pláště od hrany otvoru po skořepinovou diskontinuitu	$l_{H2s}$	131,80	(mm)
Efektivní vyztužující délka skořepiny	$l'_{H2s}$	107,44	(mm)
Vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny	$w$	131,8	(mm)
Minimální vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny	$w_{H2min}$	36,0	(mm)
Plocha skořepiny zatížená tlakem	$Ap_{H2s}$	147 555,4	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha hrdla	$Af_{H2b}$	1 027,1	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha účinná jako vyztužení	$Af_{H2s}$	1289,3	(mm <sup>2</sup> )
Plocha hrdla zatížená tlakem	$Ap_{H2b}$	15 669,7	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha výztužného límce	$Af_{H2p}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel	$Ap_{H2\phi}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Maximální tlak na otvor	$P_{H2max}$	2,11	(MPa)
Maximální tlak na otvor pro tlakovou zkoušku	$P_{H2test}$	3,66	(MPa)

**Výpočet otvoru pro hrdlo H2 pro podmínky tlakové zkoušky**

Tabulka 100 Výpočet otvoru pro hrdlo H2 pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	260,00	(MPa)
Dovolené namáhání hrdla H2 pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{H2test}$	260,00	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{H2test}$	1,01	(MPa)
Maximální tlak na otvor H2	$P_{H2max}$	3,66	(MPa)

Podmínka daná obecným vzorcem pro vyztužování je splněna.

**Otvory pro hrdla v obrátové komoře**

Tato hrdla (H3, H4, H7, H8) slouží pro vstup a výstup pracovní látky do trubkového prostoru a pro přechod pracovní látky z trubkového prostoru horního výměníku do trubkového prostoru výměníku spodního. Vstupní parametry pro otvory pro hrdla v obrátových komorách jsou uvedeny v tabulce 101, materiál hrdel je shodný s materiálem obrátové komory (ocel 1.0425).

Tabulka 101 Vstupní parametry otvorů pro hrdla v obrátových komorách

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Výpočtová teplota pro hrdla v obrátových komorách	$t_{HK}$	70	(°C)
Tlak v trubkách	$P_T$	0,9	(MPa)
Součinitel svaru	$z_K$	1	(-)

**Otvor pro hrdlo H3**

Geometrie otvoru pro hrdlo a hrdla H3 je uvedena v tabulce 23. V tabulce 102 a tabulce 103 jsou uvedeny výsledky výpočtu tohoto otvoru.

Tabulka 102 Vypočtené hodnoty otvoru pro hrdlo H3

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené napětí materiálu pláště	$f_{H3}$	166,67	(MPa)
Maximální vyztužující délka skořepiny	$l_{H3so}$	96,95	(mm)
Délka pláště od hrany otvoru po skořepinovou diskontinuitu	$l_{H3s}$	103,50	(mm)
Efektivní vyztužující délka skořepiny	$l'_{H3s}$	96,95	(mm)
Vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny	$w_{H3}$	103,50	(mm)
Minimální vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny	$w_{H3min}$	30,0	(mm)
Plocha skořepiny zatížená tlakem	$A_{p_{H3s}}$	108 555,9	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha hrdla	$A_{f_{H3b}}$	612,8	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha účinná jako vyztužení	$A_{f_{H3s}}$	969,5	(mm <sup>2</sup> )
Plocha hrdla zatížená tlakem	$A_{p_{H3b}}$	7 752,4	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha výztužného límce	$A_{f_{H3p}}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel	$A_{p_{H3\phi}}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Maximální tlak na otvor	$P_{H3max}$	2,25	(MPa)
Maximální tlak na otvor pro tlakovou zkoušku	$P_{H3test}$	3,41	(MPa)

**Výpočet otvoru pro hrdlo H3 pro podmínky tlakové zkoušky**

Tabulka 103 Výpočet otvoru pro hrdlo H3 pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	252,38	(MPa)
Dovolené namáhání hrdla H3 pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{H3test}$	252,38	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{H3test}$	1,30	(MPa)
Maximální tlak na otvor H1	$P_{H3max}$	3,41	(MPa)

**Otvor pro hrdlo H4**

Rozměry otvoru pro hrdlo a hrdla H4 jsou uvedeny v tabulce 28, v tabulce 104 jsou uvedeny výsledky výpočtu pro otvor pro hrdlo H4, v tabulce 105 potom výsledky pro podmínky tlakové zkoušky.

Tabulka 104 Vypočtené hodnoty otvoru pro hrdlo H4

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené napětí materiálu pláště	$f_{H4}$	166,67	(MPa)
Maximální vyztužující délka skořepiny	$l_{H4so}$	96,95	(mm)
Délka pláště od hrany otvoru po skořepinovou diskontinuitu	$l_{H4s}$	103,50	(mm)
Efektivní vyztužující délka skořepiny	$l'_{H4s}$	96,95	(mm)
Vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny	$w_{H4}$	103,50	(mm)
Minimální vzdálenost mezi otvorem a diskontinuitou skořepiny	$w_{H4min}$	30,0	(mm)
Plocha skořepiny zatížená tlakem	$A_{p_{H4s}}$	108 555,9	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha hrdla	$A_{f_{H4b}}$	612,8	(mm <sup>2</sup> )

Nosná plocha účinná jako vyztužení	$Af_{H4s}$	969,5	(mm <sup>2</sup> )
Plocha hrdla zatížená tlakem	$Ap_{H4b}$	7 752,4	(mm <sup>2</sup> )
Nosná plocha výztužného límce	$Af_{H4p}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel	$Ap_{H4\phi}$	0	(mm <sup>2</sup> )
Maximální tlak na otvor	$P_{H4max}$	2,25	(MPa)
Maximální tlak na otvor pro tlakovou zkoušku	$P_{H4test}$	3,41	(MPa)

**Výpočet otvoru pro hrdlo H4 pro podmínky tlakové zkoušky**

Tabulka 105 Výpočet otvoru pro hrdlo H4 pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	252,38	(MPa)
Dovolené namáhání hrdla H4 pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{H4test}$	252,38	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{H4test}$	1,30	(MPa)
Maximální tlak na otvor H4	$P_{H4max}$	3,41	(MPa)

Podmínka daná obecným vzorcem pro vyztužování je splněna.

**Zatížení hrdla H5 od hmotnosti horního výměníku**

Tabulka 106 Vstupní parametry pro výpočet přídatného zatížení otvoru pro hrdlo H5

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální síla na hrdlo od hmotnosti horního výměníku	$F_{ZH5}$	45054,00	(N)
Obvodový moment na hrdlo	$M_{XH5}$	0	(Nm)
Podélný moment na hrdlo	$M_{YH5}$	0	(Nm)
Analyzovaná tloušťka stěny pláště	$e_{H5c}$	12	(mm)
Střední průměr pláště	$D_{Sm}$	962	(mm)
Střední průměr hrdla	$d_{H5m}$	393,9	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H5	$e_{H5a}$	12,5	(mm)
Dovolené namáhání pláště	$f_s$	150,00	(MPa)

Tabulka 107 Maximální zatížení hrdla

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Parametr hrdel na válcové skořepině	$\lambda_{H5C}$	3,67	(-)
Koeficient C1	$C_{H51}$	4,09	(-)
Maximální axiální síla na hrdlo	$F_{ZH5max}$	87 372,00	(N)
Koeficient C2	$C_{H52}$	6,03	(-)
Maximální obvodový moment na hrdlo	$M_{XH5max}$	$1,28 \cdot 10^6$	(Nmm)
Koeficient C3	$C_{H53}$	20,70	(-)
Maximální podélný moment na hrdlo	$M_{YH5max}$	$4,40 \cdot 10^7$	(Nmm)

Tabulka 108 Kombinace vnějšího zatížení a vnitřního tlaku

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Poměr zatížení od tlaku	$\Phi_{H5P}$	0,33	(-)
Poměr zatížení od axiální síly	$\Phi_{H5Z}$	0,51	(-)
Poměr zatížení od momentu	$\Phi_{H5B}$	0,00	(-)
Koeficient C4	$C_{H54}$	1,00	(-)
Kombinovaný poměr zatížení	$\Phi_{H5komb}$	0,84	(-)

Tabulka 109 Rozkmit napětí a jejich kombinace

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Rozkmit napětí od tlaku	$\Delta P_{H5}$	0,70	(MPa)
Rozkmit napětí od axiální síly	$\Delta F_{ZH5}$	45 054,00	(N)
Rozkmit napětí od obvodového momentu	$\Delta M_{XH5}$	0,00	(Nm)
Rozkmit napětí od podélného momentu	$\Delta M_{YH5}$	0,00	(Nm)
Napětí od rozkmitu tlaku	$\sigma_{H5P}$	123,88	(MPa)
Napětí od rozkmitu axiálního zatížení	$\sigma_{H5FZ}$	172,07	(MPa)
Napětí od rozkmitu obvodového momentu	$\sigma_{H5MX}$	0	(MPa)
Napětí od rozkmitu podélného momentu	$\sigma_{H5MY}$	0	(MPa)
Napětí od působení teploty	$\sigma_{H5T}$	0	(MPa)
Kombinace rozkmitů napětí	$\sigma_{H5komb}$	295,94	(MPa)
Podmínka $\sigma_{H5komb} \leq 3 \cdot f_s$	Podmínka je splněna		

Tabulka 110 Podélné napětí v hrdle

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální podélné tahové napětí v hrdle	$\sigma_{H5tahmax}$	8,43	(MPa)
Elastická mez	$\sigma_{H5e}$	179,00	(MPa)
Součinitel K	$K_{H5}$	40,74	(-)
Součinitel $\alpha$	$\alpha_{H5}$	0,82	(-)
Součinitel $\Delta$	$\Delta_{H5}$	0,63	(-)
Maximální přípustné tlakové podélné napětí	$\sigma_{H5call}$	113,36	(MPa)
Maximální tlaková síla	$F_{H5max}$	$1,75 \cdot 10^6$	(N)
Maximální ohybový moment	$M_{H5max}$	$1,73 \cdot 10^5$	(Nm)

**Zatížení hrdla H8 od hmotnosti horního výměníku**

Tabulka 111 Vstupní parametry pro výpočet přídatného zatížení otvoru pro hrdlo H8

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální síla na hrdlo od hmotnosti horního výměníku	$F_{ZH8}$	26 874,77	(N)
Obvodový moment na hrdlo	$M_{XH8}$	0	(Nm)
Podélný moment na hrdlo	$M_{YH8}$	0	(Nm)
Analyzovaná tloušťka stěny pláště	$e_{H8c}$	10	(mm)
Střední průměr pláště	$D_{PDm}$	940	(mm)
Střední průměr hrdla	$d_{H8m}$	283,00	(mm)
Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H8	$e_{H8a}$	10	(mm)
Dovolené namáhání pláště	$f_{HT}$	166,67	(MPa)

Tabulka 112 Maximální zatížení hrdla

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Parametr hrdel na válcové skořepině	$\lambda_{H8C}$	2,71	(-)
Koeficient C1	$C_{H81}$	3,19	(-)
Maximální axiální síla na hrdlo	$F_{ZH8max}$	53 220,00	(N)
Koeficient C2	$C_{H82}$	5,50	(-)
Maximální obvodový moment na hrdlo	$M_{XH8max}$	$6,02 \cdot 10^6$	(Nmm)
Koeficient C3	$C_{H83}$	16,27	(-)
Maximální podélný moment na hrdlo	$M_{YH8max}$	$1,78 \cdot 10^7$	(Nmm)

Tabulka 113 Kombinace vnějšího zatížení a vnitřního tlaku

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Poměr zatížení od tlaku	$\Phi_{H8P}$	0,40	(-)
Poměr zatížení od axiální síly	$\Phi_{H8Z}$	0,50	(-)
Poměr zatížení od momentu	$\Phi_{H8B}$	0,00	(-)
Koeficient C4	$C_{H84}$	1,00	(-)
Kombinovaný poměr zatížení	$\Phi_{H8komb}$	0,90	(-)

Podmínky  $\Phi_{H8P} \leq 1,0$ ,  $\Phi_{H8Z} \leq 1,0$ ,  $\Phi_{H8B} \leq 1,0$ ,  $\Phi_{H8komb} \leq 1,0$  jsou splněny.

Tabulka 114 Rozkmity napětí a jejich kombinace

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Rozkmit napětí od tlaku	$\Delta P_{H8}$	0,90	(MPa)
Rozkmit napětí od axiální síly	$\Delta F_{ZH8}$	26 875,00	(N)
Rozkmit napětí od obvodového momentu	$\Delta M_{XH8}$	0,00	(Nm)
Rozkmit napětí od podélného momentu	$\Delta M_{YH8}$	0,00	(Nm)
Napětí od rozkmitu tlaku	$\sigma_{H8P}$	164,62	(MPa)
Napětí od rozkmitu axiálního zatížení	$\sigma_{H8FZ}$	189,36	(MPa)
Napětí od rozkmitu obvodového momentu	$\sigma_{H8MX}$	0	(MPa)
Napětí od rozkmitu podélného momentu	$\sigma_{H8MY}$	0	(MPa)
Napětí od působení teploty	$\sigma_{H8T}$	0	(MPa)
Kombinace rozkmitů napětí	$\sigma_{H8komb}$	353,99	(MPa)
Podmínka $\sigma_{H8komb} \leq 3 \cdot f_{HT}$	Podmínka je splněna		

Tabulka 115 Podélné napětí v hrdle

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální podélné tahové napětí v hrdle	$\sigma_{H8tahmax}$	9,17	(MPa)
Elastická mez	$\sigma_{H8e}$	250,00	(MPa)
Součinitel K	$K_{H8}$	36,36	(-)
Součinitel $\alpha$	$\alpha_{H8}$	0,82	(-)
Součinitel $\Delta$	$\Delta_{H8}$	0,63	(-)
Maximální přípustné tlakové podélné napětí	$\sigma_{H8call}$	157,74	(MPa)
Maximální tlaková síla	$F_{H8max}$	$1,30 \cdot 10^6$	(N)
Maximální ohybový moment	$M_{H8max}$	85 690	(Nm)

$$\sigma_{H8tahmax} \leq f_{HT} \rightarrow 0,02 \leq 1,0 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (246)$$

$$\frac{\sqrt{M_{XH8}^2 + M_{YH8}^2}}{M_{CH8max}} + \frac{|F_{ZH8}|}{F_{CH8max}} \leq 1,0 \rightarrow 0,02 \leq 1,0 \rightarrow \text{Podmínka je splněna} \quad (247)$$

## 5.4. Plášťová příruba

Příruba je vyrobena z oceli 1.0325, jejíž vlastnosti lze nalézt v tabulce 53, materiálové charakteristiky pláště (ocel 1.0425), na který je příruba navařena jsou uvedeny v 52 a materiálové charakteristiky použitých šroubů jsou uvedeny v tabulce 49. V tabulce 117 jsou uvedena dovolená namáhání materiálů, použitých pro výrobu jednotlivých částí přírubového spoje. Použité šrouby jsou M24 × 3, třídy 5.6, vybrané z databáze Sant'Ambrogio [18]. Použité těsnění je vyrobeno z expandovaného grafitu. Takovou možnost software Sant'Ambrogio nenabízí, proto je těsnění nadefinováno ručně na základě parametrů těsnění uvedených v tabulce 48. V tabulce 116 jsou uvedeny vstupní parametry pro výpočet plášťové příruby, v tabulce 118 výsledky výpočtu a v tabulce 119 podmínky pro napětí v přírubě. V tabulce 117 jsou uvedena dovolená namáhání jednotlivých částí přírubového spoje.

Tabulka 116 Vstupní parametry pro výpočet plášťové příruby

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Výpočtová teplota pro přírubu	$T_{PI}$	70	(°C)
Tlak pro přírubu	$P_{PI}$	0,9	(MPa)
Vnější průměr příruby	$A_{PI}$	1 100	(mm)
Vnitřní průměr příruby	$B_{PI}$	930	(mm)
Průměr roztečné kružnice šroubů	$C_{PI}$	1 040	(mm)
Počet použitých šroubů	$n_{PI}$	40	(-)
Analyzovaná tloušťka příruby	$e_{PI}$	63	(mm)

Tabulka 117 Dovolena namáhání jednotlivých částí přírubového spoje

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolena namáhání materiálu příruby	$f_{PI}$	127,5	(MPa)
Dovolena namáhání materiálu pláště, na který je příruba navařena	$f_H$	166,67	(MPa)
Dovolena namáhání materiálu šroubů při provozní teplotě	$f_{PISR}$	93,75	(MPa)
Dovolena namáhání materiálu šroubů při montážní teplotě	$f_{PISMont}$	100,00	(MPa)

Tabulka 118 Vypočtené hodnoty plášťové příruby

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnící plochy	$w_{PD}$	23,0	(mm)
Základní šířka těsnění	$b_{PI0}$	11,5	(mm)
Účinná šířka těsnění	$b_{PI}$	8,55	(mm)
Průměr reakční síly pro těsnění	$G_{PI}$	958,91	(mm)
Osová síla od tlaku	$H_{PI}$	649 960	(N)
Tlaková síla na těsnění pro dosažení těsnosti	$H_{PIG}$	60 241	(N)
Zatížení šroubů a plochy průřezu pro provozní stav	$W_{PIop}$	710 201	(N)
Zatížení šroubů a plochy průřezu pro montážní stav	$W_{PIA}$	257 440	(N)
Minimální požadovaná plocha průřezu šroubů	$A_{PIBmin}$	7 575,5	[mm <sup>2</sup> ]
Plocha průřezu šroubů	$A_{PIB}$	12 509,9	[mm <sup>2</sup> ]
Korekční součinitel rozteče šroubů	$C_{PIF}$	1,00	(-)
Poměr průměrů příruby	$K_{PI}$	1,18	(-)
Parametr délky	$l_{PI0}$	96,44	(mm)
Osová síla přenášená přes plášť na přírubu	$H_{PID}$	611 362	(N)
Osová síla od tlaku na čelní plochu příruby	$H_{PIT}$	38 598	(N)
Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů ke kružnici, na které působí osová síla přenášená přes plášť na přírubu $H_{PID}$	$h_{PID}$	46,00	(mm)
Radiální vzdálenost od reakční síly v těsnění k roztečné kružnici šroubů	$h_{PIG}$	40,55	(mm)
Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů ke kružnici, na které působí osová síla od tlaku na čelní plochu příruby $H_{PIT}$	$h_{PIT}$	47,77	(mm)
Součinitel $\beta_T$	$\beta_{PIT}$	1,85	(-)
Součinitel $\beta_U$	$\beta_{PIU}$	12,80	(-)
Součinitel $\beta_Y$	$\beta_{PIY}$	11,65	(-)
Součinitel pro výpočet integrálního typu přírub	$\beta_{PIF}$	0,84	(-)
Součinitel pro integrální metodu	$\beta_{PIV}$	0,26	(-)
Korekční součinitel napětí v krku pro výpočet integrálních přírub	$\varphi_{PI}$	1,07	(-)

Součinitel $\lambda$	$\lambda_{PI}$	1,37	(-)
<b>Momenty působící na přírubu</b>			
Celkový moment působící na přírubu ve smontovaném stavu	$M_{PIA}$	40 718,9	[N·m]
Celkový moment působící na přírubu při provozním stavu	$M_{PIop}$	32 409,1	[N·m]
Kroutící moment působící na jednotku délky příruby pro provoz	$M_{PIprovoz}$	34,80	[N·m]
Kroutící moment působící na jednotku délky příruby pro montáž	$M_{PImont}$	43,8	[N·m]
<b>Napětí v přírubě – provozní stav</b>			
Podélné napětí v krku příruby	$\sigma_{PIH}$	84,21	(MPa)
Radiální napětí v přírubě	$\sigma_{PIr}$	11,09	(MPa)
Tangenciální napětí v přírubě	$\sigma_{PI\theta}$	35,64	(MPa)
<b>Napětí v přírubě – smontovaný stav</b>			
Podélné napětí v krku příruby	$\sigma_{PIH}$	105,80	(MPa)
Radiální napětí v přírubě	$\sigma_{PIr}$	13,93	(MPa)
Tangenciální napětí v přírubě	$\sigma_{PI\theta}$	44,77	(MPa)
Součinitel napětí	$k_{PI}$	1,00	(-)

Tabulka 119 Podmínky pro napětí v přírubě

Podmínka	Splněno/Nesplněno
<b>Provozní stav</b>	
$k_{PI} \cdot \sigma_{PIHprovoz} \leq 1,5 \cdot \min(f_{PI}, f_H)$	Splněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{PIprovoz} \leq f_{PI}$	Splněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{PI\thetaprovoz} \leq f_{PI}$	Splněno
$0,5 \cdot k_{PI} \cdot (\sigma_{PIHprovoz} + \sigma_{PIprovoz}) \leq f_{PI}$	Splněno
$0,5 \cdot k_{PI} \cdot (\sigma_{PIHprovoz} + \sigma_{PI\thetaprovoz}) \leq f_{PI}$	Splněno
<b>Montážní stav</b>	
$k_{PI} \cdot \sigma_{PIHmont} \leq 1,5 \cdot \min(f_{PI}, f_H)$	Splněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{PIrmont} \leq f_{PI}$	Splněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{PI\thetamont} \leq f_{PI}$	Splněno
$0,5 \cdot k_{PI} \cdot (\sigma_{PIHmont} + \sigma_{PIrmont}) \leq f_{PI}$	Splněno
$0,5 \cdot k_{PI} \cdot (\sigma_{PIHmont} + \sigma_{PI\thetamont}) \leq f_{PI}$	Splněno

**Výpočet plášťové příruby pro podmínky tlakové zkoušky**

Tabulka 120 Dovolené namáhání příruby a zkušební tlak

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání příruby pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{PItest}$	200,00	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{PItest}$	1,30	(MPa)

Tabulka 121 Vypočtené hodnoty pro přírubu pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Celkový moment působící na přírubu	$M_{PIoptest}$	$4,57 \cdot 10^4$	(Nm)
Kroutící moment působící na přírubu	$M_{PItest}$	49,10	(Nm)
Podélné napětí v přírubě	$\sigma_{PIHtest}$	118,63	(MPa)
Radiální napětí v přírubě	$\sigma_{PIrtest}$	15,62	(MPa)
Tangenciální napětí v přírubě	$\sigma_{PI\thetatest}$	50,20	(MPa)

Tabulka 122 Podmínky dané normou ČSN EN 13445 [1] pro přírubu

Podmínka	Splněno/Nesplněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{PIHtest} \leq 1,5 \cdot \min(f_{PI}, f_H)$	Splněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{PIrtest} \leq f_{PI}$	Splněno
$k_{PI} \cdot \sigma_{PI\theta test} \leq f_{PI}$	Splněno
$0,5 \cdot k_{PI} \cdot (\sigma_{HP1test} + \sigma_{PItest}) \leq f_{PI}$	Splněno
$0,5 \cdot k_{PI} \cdot (\sigma_{PIHtest} + \sigma_{PI\theta test}) \leq f_{PI}$	Splněno

## 5.5. Ploché dno

Ploché dno je vyrobeno z oceli 1.0425, jejíž materiálové charakteristiky jsou vybrány z databáze Sant' Ambrogio [18]. V tabulce 124 je uvedena hodnota maximálního dovoleného namáhání materiálu příruby a materiálu šroubů. Šrouby pro upevnění plochého dna k přírubě jsou vybrány z databáze Sant' Ambrogio [18]. Jedná se o šrouby M24 × 3, třídy 5.6. Pro utěsnění plochého dna slouží stejně jako u příruby těsnění z expandovaného grafitu. Jeho vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 48. Software Sant' Ambrogio [18] toto těsnění ve své databázi nenabízí, proto bylo nadefinováno ručně, stejně jako u plášťové příruby. Vstupní data pro výpočet jsou uvedena v tabulce 123, výsledky výpočtu v tabulce 125 a výsledky výpočtu pro podmínky tlakové zkoušky jsou uvedeny v tabulce 127. Vstupní parametry pro výpočet pro podmínky tlakové zkoušky jsou uvedeny v tabulce 126.

Tabulka 123 Vstupní parametry pro výpočet plochého dna

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Výpočtová teplota pro ploché dno	$t_{PD}$	70	(°C)
Tlak pro ploché dno	$P_{PD}$	0,9	(MPa)
Analyzovaná tloušťka plochého dna	$e_{PDa}$	55,00	(mm)
Analyzovaná tloušťka plochého dna v nejužším místě dna	$e_{PDI}$	42,00	(mm)
Průměr roztečné kružnice šroubů	$C_{PD}$	1 040	(mm)
Počet použitých šroubů	$n_{PD}$	40	(-)

Tabulka 124 Dovolená namáhání materiálu plochého dna a šroubů

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání materiálu plochého dna při provozní teplotě	$f_{PD}$	154,27	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu plochého dna při montážní teplotě	$f_{PDmont}$	163,33	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu šroubů při provozní teplotě	$f_{PISR}$	93,75	(MPa)
Dovolené namáhání materiálu šroubů při montážní teplotě	$f_{PISRMont}$	100,00	(MPa)

Tabulka 125 Vypočtené hodnoty plochého dna

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Střední průměr těsnění	$G_{PDstř}$	953,00	(mm)
Styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnící plochy	$w_{PD}$	23	(mm)
Základní šířka těsnění	$b_{PDO}$	11,5	(mm)
Účinná šířka těsnění	$b_{PD}$	8,55	(mm)
Průměr reakční síly v těsnění	$G_{PD}$	958,91	(mm)
Celková osová sílu od tlaku	$H_{PD}$	649 960	(N)
Tlaková sílu na těsnění pro dosažení těsnosti	$H_{PDG}$	60 2141	(N)
Zatížení šroubů pro provozní stav	$W_{PDop}$	710 201	(N)
Zatížení šroubů pro montážní stav	$W_{PDA}$	257 440	(N)
Minimální plocha šroubů	$A_{PDBmin}$	7 575,5	[mm <sup>2</sup> ]
Plocha šroubů	$A_{PDB}$	12 509,9	[mm <sup>2</sup> ]
Výpočet zatížení šroubů ve smontovaném stavu	$W_{PD}$	1 004 270	(N)
Minimální tloušťka přírubového okraje	$e_{PDI}$	22,28	(mm)
Minimální tloušťka plochého dna uvnitř těsnění	$e_{PD}$	50,07	(mm)

**Výpočet plochého dna pro podmínky tlakové zkoušky**

Tabulka 126 Dovolené namáhání plochého dna a zkušební tlak

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání plochého dna pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{PDtest}$	233,33	(MPa)
Zkušební tlak	$P_{Ptest}$	1,30	(MPa)

Tabulka 127 Vypočtené hodnoty pro ploché dno pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Požadovaná tloušťka plochého dna	$e_{PDtest}$	49,01	(mm)
Požadovaná tloušťka přírubového okraje plochého dna	$e_{PD1test}$	18,83	(mm)

**5.6. Trubkovnice**

Trubkovnice je podle zadání přivařena k plášti a je vyrobena z korozivzdorné oceli 1.4571. V tabulce 128 jsou uvedeny vstupní parametry pro výpočet, v tabulce 129 potom dovolené namáhání materiálu pláště, trubky, trubkovnice a obratové komory. Zadané parametry trubkovnic a trubek jsou uvedeny v tabulce 130 a v tabulce 131, v tabulce 132 jsou uvedeny výsledky výpočtu.

Tabulka 128 Vstupní parametry pro výpočet trubkovnice

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
<b>Výpočtová teplota</b>			
Plášť	$t_S$	90	(°C)
Obratová komora	$t_T$	70	(°C)
Trubkovnice	$t_{TS}$	70	(°C)
Trubky	$t_{TR}$	70	(°C)
<b>Výpočtový tlak</b>			
Plášť	$P_S$	0,7	(MPa)
Obratová komora	$P_T$	0,9	(MPa)
Trubkovnice	$P_{TS}$	0,9	(MPa)
Trubky	$P_{TR}$	0,9	(MPa)

Tabulka 129 Dovolené namáhání částí trubkovnice

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání trubkovnice	$f_T$	156,67	(MPa)
Dovolené namáhání trubky	$f_{TS}$	149,07	(MPa)
Dovolené namáhání obrátové komory	$f_{Ok}$	166,67	(MPa)
Dovolené namáhání pláště	$f_S$	150,00	(MPa)

Tabulka 130 Zadané parametry trubkovnice

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Tloušťka stěny trubkovnice	$e_{TSa}$	70	(mm)
Vnější průměr trubkovnice	$D_{TS}$	976,00	(mm)
Neděrovaná plocha trubkovnice	$S$	416 399,3	[mm <sup>2</sup> ]
Poloměr kružnice procházející středem nejkrajnější trubky	$r_{To}$	452	(mm)
Vzdálenost středů otvorů pro trubky	$U_L$	36,4	(mm)

Tabulka 131 Zadané parametry trubky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý průměr trubky	$d_T$	16	(mm)
Tloušťka stěny trubky	$e_T$	1,5	(mm)
Uspořádání trubek		Trojúhelníkové	
Počet trubek	$N_T$	1650	(-)
Rozteč trubek	$p_T$	21	(mm)
Délka trubky mezi vnějšími čely trubkovic	$L_{Tr}$	3150	(mm)
Délka zaválcování trubky v trubkovnici	$l_{rx}$	70,00	(mm)

Tabulka 132 Vypočtené hodnoty trubkovnice

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Minimální dovolené namáhání trubek a trubkovnic	$f_{min}$	149,07	(MPa)
Maximální přípustné napětí ve spoji trubky s trubkovnicí pro zaválcované spoje	$f_{t,j}$	119,25	(MPa)
Střední teplotní roztažnost pláště	$\alpha_{Tsm}$	$1,647 \cdot 10^{-5}$	[m·m <sup>-1</sup> ·°C <sup>-1</sup> ]
Střední teplotní roztažnost trubek	$\alpha_{Ttm}$	$1,65 \cdot 10^{-5}$	[m·m <sup>-1</sup> ·°C <sup>-1</sup> ]
Axiální diferenční teplotní dilatace mezi trubkami a pláštěm	$\gamma_T$	0,0054	(-)
<b>Stanovení mezilehlých součinitelů</b>			
Průměr děrované plochy trubkovnice	$D_{To}$	920,00	(mm)
Efektivní hloubka drážky pro přepážku na trubkové straně	$h_{Tg}$	3	(mm)
Efektivní hloubka drážky pro přepážku chodu na trubkové straně	$h'_{Tg}$	3	(mm)
Základní součinitel zeslabení $\mu$	$\mu_T$	0,24	(-)
Efektivní rozteč trubek	$p_T^*$	22,34	(mm)
Poměr hloubky zaválcování trubky	$\rho_T$	1,00	(-)
Efektivní průměr otvoru pro trubku	$d_T^*$	13,15	(mm)
Efektivní součinitel zeslabení $\mu^*$	$\mu_T^*$	0,41	(-)
Modul pružnosti materiálu trubkovnice	$E_T$	195 188,0	(MPa)
Poměr $E^*_T/E_T$	$E_T^*/E_T$	0,43	(-)
Efektivní modul pružnosti trubkovnice	$E_T^*$	82 230,79	(MPa)
Efektivní Poissonova konstanta materiálu trubkovnice	$\nu_T^*$	0,31	(-)
Efektivní ohybová tuhost trubkovnice	$D_T^*$	$2 597 \cdot 10^9$	(-)
Efektivní průměr trubkovnice	$D_{Te}$	954,45	(mm)
Efektivní délka trubky	$L_T$	3010	(mm)

Součinitel rozvrtání trubkovnice na plášťové straně	$x_{Ts}$	0,54	(-)
Součinitel rozvrtání trubkovnice na straně trubkové	$x_{Tt}$	0,69	(-)
Axiální tuhost trubky	$K_{Tt}$	4355,93	[N·mm <sup>-1</sup> ]
Axiální tuhost pláště	$K_{Ts}$	2 288 045,52	[N·mm <sup>-1</sup> ]
Modul pružného podkladu ekvivalentního trubkového svazku	$K_{Tw}$	20,09	(MPa)
Poměr axiální tuhosti pláště k axiální tuhosti trubkového svazku	$K_{Ts,t}$	0,32	(-)
poměr axiální tuhosti vlnovkového kompenzátoru k axiální tuhosti pláště	$J_T$	1	(-)
Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice	$X_T$	4,47	(-)
Ohybová tuhost pláště	$k_S$	1 016 842	(N)
Ohybová tuhost komory	$k_C$	0	(N)
Omezující součinitel okraje trubkovnice způsobený pláštěm a trubkovicí	$Z_T$	0,042	(-)
<b>Zatěžovací stav 1: <math>PT = 0,90</math> MPa, <math>PS = 0,70</math> MPa, <math>\gamma T = 0</math></b>			
<b>Výpočet trubkovnice</b>			
Součinitel $F_{Tq}$	$F_{Tq}$	3,36	(-)
Efektivní tlak	$P_{Te(\gamma=0)}$	-0,27	(MPa)
Součinitel $H$	$H_T$	3,26	(-)
Součinitel $F_m$	$F_{Tm}$	0,051	(-)
Maximální ohybové napětí v trubkovnici	$\sigma_{T(\gamma=0)}$	10,04	(MPa)
Podmínka $\sigma_{T(\gamma=0)} \leq 2 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální smykové napětí v trubkovnici	$\tau_T$	3,67	(MPa)
Podmínka $\tau_{T(\gamma=0)} \leq 0,8 \cdot f_T$		Splněno	
<b>Výpočet trubek</b>			
<i>Axiální membránová napětí</i>			
Maximální axiální napětí v trubkách – vnější řada trubek	$\sigma_{to(\gamma=0)}$	4,09	(MPa)
Maximální axiální napětí v trubkách – vnitřní řada trubek	$\sigma_{ti(\gamma=0)}$	-2,77	(MPa)
Podmínka $\sigma_{To(\gamma=0)} \leq f_{Ti,j}$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{Ti(\gamma=0)} \leq f_{Ti,j}$		Splněno	
<i>Maximální přípustné podélné vzpěrné napětí v trubkách</i>			
Vzpěrná délka trubek	$l_{t,bk}$	630	(mm)
Součinitel bezpečnosti proti zborcení trubek	$x_T$	1,1	(-)
Součinitel tlakového efektu na trubky	$\sigma_{Tp}$	0,31	(MPa)
Eulerovo kritické napětí na trubky	$\sigma_{Tcr}$	126,73	(MPa)
Součinitel nedokonalosti trubek	$b_{T0}$	0,15	(-)
Smluvní mez kluzu materiálu trubek při výpočtové teplotě	$R_{Tp0,2(70^\circ C)}$	156,16	(MPa)
Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru	$f_{T,bk}$	81,99	(MPa)
Podmínka $f_{T,bk} \geq 0$		Splněno	
Střední hodnota obvodového napětí v trubkách	$\sigma_{t\theta(\gamma=0)}$	0,17	(MPa)
Střední hodnota radiálního napětí v trubkách	$\sigma_{tr(\gamma=0)}$	-0,80	(MPa)
Ekvivalentní napětí v trubkách	$\sigma_{Teq(\gamma=0)}$	4,89	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Teq(\gamma=0)} \leq f_T$		Splněno	
<b>Výpočet pláště</b>			
Axiální membránové napětí v plášti	$\sigma_{S,m(\gamma=0)}$	12,40	(MPa)
Střední obvodové napětí v plášti	$\sigma_{S,\theta(\gamma=0)}$	27,71	(MPa)

Střední radiální napětí v plášti	$\sigma_{S,r(\gamma=0)}$	-0,35	(MPa)
Ekvivalentní napětí pláště	$\sigma_{Seq(\gamma=0)}$	28,06	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Seq(\gamma=0)} \leq f_s$		Splněno	
Maximální axiální ohybové napětí v plášti v místě jeho připojení k trubkovnici	$\sigma_{Ts,b(\gamma=0)}$	-11,38	(MPa)
Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí	$\sigma_{Seq1(\gamma=0)}$	24,48	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Seq1(\gamma=0)} \leq 3 \cdot f_s$		Splněno	
<b>Zatěžovací stav 2: <math>PT = 0,90</math> MPa, <math>PS = 0,70</math> MPa, <math>\gamma T \neq 0</math></b>			
<b>Výpočet trubkovnice</b>			
Součinitel $F_{Tq}$	$F_{Tq}$	3,36	(-)
Efektivní tlak	$P_{Te}$	-0,26	(MPa)
Součinitel $H$	$H_T$	3,26	(-)
Součinitel $F_m$	$F_{Tm}$	0,051	(-)
Maximální ohybové napětí v trubkovnici	$\sigma_T$	9,73	(MPa)
Podmínka $\sigma_{T(\gamma=0)} \leq 2 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální smykové napětí v trubkovnici	$\tau_T$	3,55	(MPa)
Podmínka $\tau_{T(\gamma=0)} \leq 0,8 \cdot f_T$		Splněno	
<b>Výpočet trubek</b>			
<i>Axiální membránová napětí</i>			
Maximální axiální napětí v trubkách – vnější řada trubek	$\sigma_{io}$	3,91	(MPa)
Maximální axiální napětí v trubkách – vnitřní řada trubek	$\sigma_{ii}$	-2,73	(MPa)
Podmínka $\sigma_{To(\gamma=0)} \leq f_{T,j}$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{Ti(\gamma=0)} \leq f_{T,j}$		Splněno	
<i>Maximální přípustné podélné vzpěrné napětí v trubkách</i>			
Vzpěrná délka trubek	$l_{t,bk}$	630	(mm)
Součinitel bezpečnosti proti zborcení trubek	$x_T$	1,1	(-)
Součinitel tlakového efektu na trubky	$\sigma_{Tp}$	0,31	(MPa)
Eulerovo kritické napětí na trubky	$\sigma_{Tcr}$	126,73	(MPa)
Součinitel nedokonalosti trubek	$b_{T0}$	0,15	(-)
Smluvní mez kluzu materiálu trubek při výpočtové teplotě	$R_{Tp0,2(70^\circ C)}$	156,16	(MPa)
Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru	$f_{T,bk}$	81,99	(MPa)
Podmínka $f_{T,bk} \geq 0$		Splněno	
Střední hodnota obvodového napětí v trubkách	$\sigma_{i\theta}$	0,17	(MPa)
Střední hodnota radiálního napětí v trubkách	$\sigma_{ir}$	-0,80	(MPa)
Ekvivalentní napětí v trubkách	$\sigma_{Teq}$	4,71	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Teq(\gamma=0)} \leq f_T$		Splněno	
<b>Výpočet pláště</b>			
Axiální membránové napětí v plášti	$\sigma_{S,m}$	12,56	(MPa)
Střední obvodové napětí v plášti	$\sigma_{S,\theta}$	27,71	(MPa)
Střední radiální napětí v plášti	$\sigma_{S,r}$	-0,35	(MPa)
Ekvivalentní napětí pláště	$\sigma_{Seq}$	28,06	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Seq(\gamma=0)} \leq f_s$		Splněno	
Maximální axiální ohybové napětí v plášti v místě jeho připojení k trubkovnici	$\sigma_{Ts,b}$	-11,02	(MPa)
Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí	$\sigma_{Seq1}$	24,28	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Seq1(\gamma=0)} \leq 3 \cdot f_s$		Splněno	

## Výpočet trubkovnice pro podmínky tlakové zkoušky

## Zatěžovací stav 1

Tabulka 133 Dovolené namáhání jednotlivých částí a zkušební tlaky pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	260,00	(MPa)
Dovolené namáhání trubkovnice pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Ttest}$	260,00	(MPa)
Zkušební tlak v trubkách	$P_{Trtest}$	1,29	(MPa)
Zkušební tlak v plášti	$P_{Sstest}$	0	(MPa)

Tabulka 134 Napětí v trubkovnici a v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybové napětí v trubkovnici	$\sigma_{Ttest}$	-29,92	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Ttest} \leq 2 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální smykové napětí v trubkovnici	$\tau_{Ttest}$	-10,95	(MPa)
Podmínka $\tau_{Ttest} \leq 0,8 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální axiální napětí ve vnější řadě trubek	$\sigma_{totest}$	11,24	(MPa)
Podmínka $\sigma_{totest} \leq f_{Tij}$		Splněno	
Maximální axiální napětí ve vnitřní řadě trubek	$\sigma_{itest}$	-9,22	(MPa)
Podmínka $\sigma_{itest} \leq f_{Tij}$		Splněno	

Tabulka 135 Napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální membránové napětí v plášti	$\sigma_{smtest}$	9,65	(MPa)
Střední obvodové napětí v plášti	$\sigma_{s\theta test}$	0	(MPa)
Střední radiální napětí v plášti	$\sigma_{srtest}$	0	(MPa)
Ekvivalentní napětí v plášti	$\sigma_{seqtest}$	9,65	(MPa)
Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí	$\sigma_{seq1test}$	43,90	(MPa)
Podmínka $\sigma_{seqtest} \leq f_S$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{seq1test} \leq f_S$		Splněno	

Tabulka 136 Napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tlakového efektu na trubky	$\sigma_{i,ptest}$	-2,50	(MPa)
Eulerovo kritické napětí na trubky	$\sigma_{er,test}$	128,93	(MPa)
Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru	$f_{Tbktest}$	111,51	(MPa)
Střední hodnota obvodového napětí v trubkách	$\sigma_{i,\theta test}$	5,58	(MPa)
Střední hodnota radiálního napětí v trubkách	$\sigma_{i,rtest}$	-0,64	(MPa)
Maximální ekvivalentní napětí v trubkách	$\sigma_{T,teqtest}$	14,79	(MPa)
Podmínka $\sigma_{itest} \leq f_{Tbktest}$		Splněno	
Podmínka $f_{Ti,bk} > 0$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{teqtest} \leq f_{Tr}$		Splněno	

**Zatěžovací stav 2**

Tabulka 137 Dovolené namáhání jednotlivých částí a zkušební tlaky pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Stest}$	260,00	(MPa)
Dovolené namáhání trubky pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Ttest}$	230,00	(MPa)
Dovolené namáhání trubkovnice pro podmínky tlakové zkoušky	$f_{Ttest}$	260,00	(MPa)
Zkušební tlak v trubkách	$P_{Ttest}$	0	(MPa)
Zkušební tlak v plášti	$P_{Stest}$	1,00	(MPa)

Tabulka 138 Napětí v trubkovnici a v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální ohybové napětí v trubkovnici	$\sigma_{Ttest}$	15,64	(MPa)
Podmínka $\sigma_{Ttest} \leq 2 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální smykové napětí v trubkovnici	$\tau_{Ttest}$	5,72	(MPa)
Podmínka $\tau_{Ttest} \leq 0,8 \cdot f_T$		Splněno	
Maximální axiální napětí ve vnější řadě trubek	$\sigma_{totest}$	-5,43	(MPa)
Podmínka $\sigma_{totest} \leq f_{Tij}$		Splněno	
Maximální axiální napětí ve vnitřní řadě trubek	$\sigma_{ititest}$	5,26	(MPa)
Podmínka $\sigma_{ititest} \leq f_{Tij}$		Splněno	

Tabulka 139 Napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky

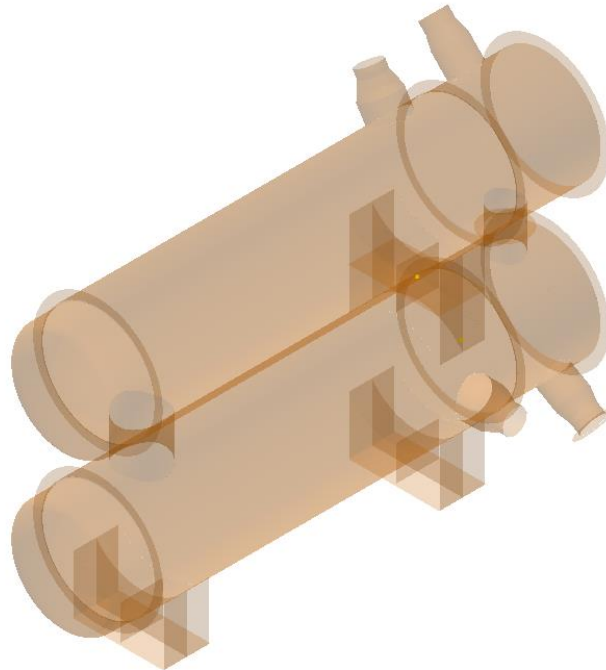
Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Axiální membránové napětí v plášti	$\sigma_{smtest}$	8,11	(MPa)
Střední obvodové napětí v plášti	$\sigma_{s\theta test}$	39,62	(MPa)
Střední radiální napětí v plášti	$\sigma_{srtest}$	-0,50	(MPa)
Ekvivalentní napětí v plášti	$\sigma_{seqtest}$	40,12	(MPa)
Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí	$\sigma_{seq1test}$	26,01	(MPa)
Podmínka $\sigma_{seqtest} \leq f_S$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{seq1test} \leq f_S$		Splněno	

Tabulka 140 Napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Součinitel tlakového efektu na trubky	$\sigma_{i,ptest}$	2,95	(MPa)
Eulerovo kritické napětí na trubky	$\sigma_{er,test}$	128,93	(MPa)
Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru	$f_{Tbktest}$	118,80	(MPa)
Střední hodnota obvodového napětí v trubkách	$\sigma_{i,\theta test}$	-5,34	(MPa)
Střední hodnota radiálního napětí v trubkách	$\sigma_{i,rtest}$	-0,50	(MPa)
Maximální ekvivalentní napětí v trubkách	$\sigma_{T,teqtest}$	10,60	(MPa)
Podmínka $\sigma_{ititest} \leq f_{Tbktest}$		Splněno	
Podmínka $f_{T,bk} > 0$		Splněno	
Podmínka $\sigma_{teqtest} \leq f_{Tr}$		Splněno	

## 6. Výpočet pomocí analýzy MKP

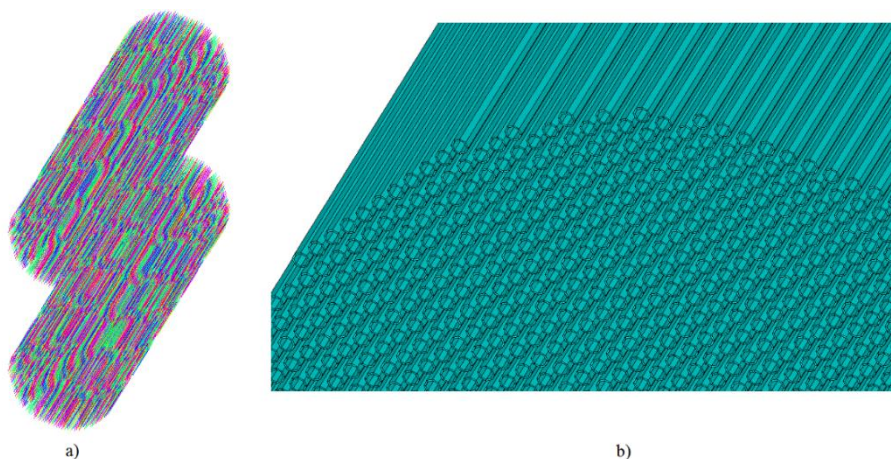
Pro výpočet pomocí metody konečných prvků byl nejprve vybrán software Ansys workbench 17.2 Mechanical [20]. Tato volba softwaru se ale ukázala jako nepoužitelná vzhledem k velkému množství dílů v modelu (přibližně 20 000). V daném softwaru byla velmi obtížná jakákoliv manipulace, což bylo zřejmě způsobeno nedostatečnou optimalizací softwaru pro tento typ výpočtu. Proto byl pro analýzu použit software Ansys Mechanical APDL 17.2 [20], ve kterém byla práce o mnoho rychlejší.



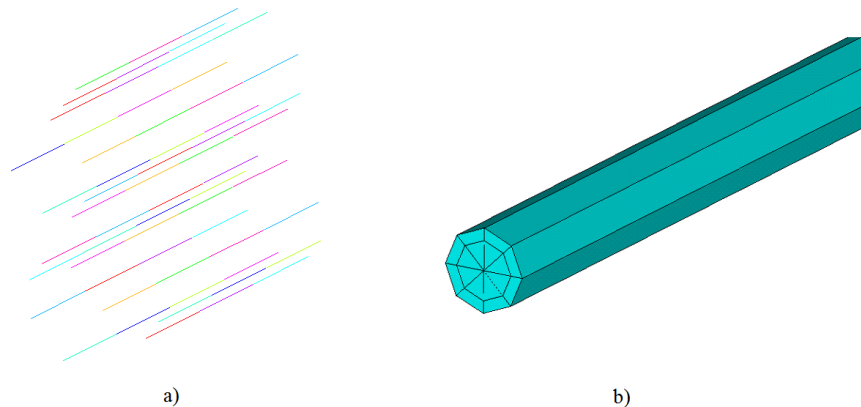
Obrázek 25 Skořepinový model dvojice výměníků tepla

### 6.1. Tvorba geometrie a výpočet sítě

Pro samotnou analýzu bylo nejprve nutné vytvořit 3-D kombinovaný model dvojice výměníků, který byl vytvořen v softwaru AutoDesk Inventor [19]. Tento model je znázorněn na obrázku 25. Model trubek a tyčí držící přepážky v plášti výměníků jsou vytvořeny jako pruty a následně je jim přiřazen příslušný průřez. Trubkovnice a přepážky jsou modelovány jako souvislá plocha bez děr. Model přepážek a trubkovnice je uveden na obrázku 28, trubky a výztužné tyče potom na obrázku 26 a 27.



Obrázek 26 Model trubek a) prutový model b) prutový model s přiřazeným průřezem

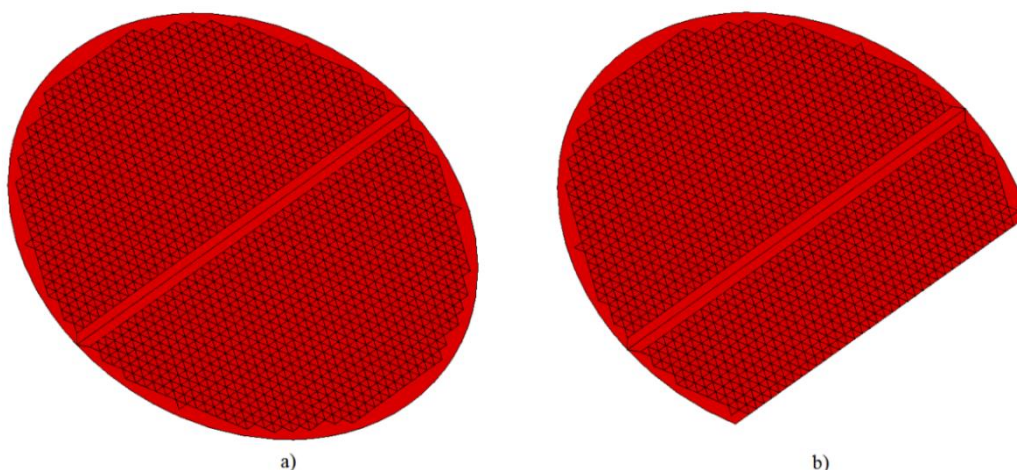


Obrázek 27 Model výztužných tyčí a) prutový model b) prutový model s přiřazeným průřezem

Protože se jedná o skořepinový model, je nutné v programu Ansys Mechanical APDL 17.2 [20] nadefinovat typy elementů, které budou použity na jednotlivé části skořepiny. Použité elementy a části, na které byly použity jsou popsány v následujícím textu.

- PIPE 289 – jedná se o 3-D, tří uzlový, trubkový element, který má šest stupňů volnosti (posuvy v osách  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , rotace kolem os  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ). Tento element může být opatřen pouze trubkovým průřezem a při řešení zadaného problému byl proto použit pro přiřazení průřezu trubkám. [21]
- BEAM 189 – stejně jako u elementu PIPE 289 se jedná o 3-D, tří uzlový element, s šesti stupni volnosti (posuvy v osách  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , rotace kolem os  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ). Pro tento element je možné nadefinovat nejrůznější průřezy, a to buď z knihovny softwaru nebo ručně. V případě řešení analýzy dvojice výměníků tepla byl tento element použit s kruhovým plným průřezem pro výztužné tyče. [21]
- SHELL 281 – tento element je vhodný pro analýzy tenkostěnných částí. Tento element má osm uzlů a stejně jako předchozí elementy má šest stupňů volnosti (posuvy v osách  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , rotace kolem os  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ). Tento element je v analýze použit pro všechny části kromě trubek a tyčí. [21]

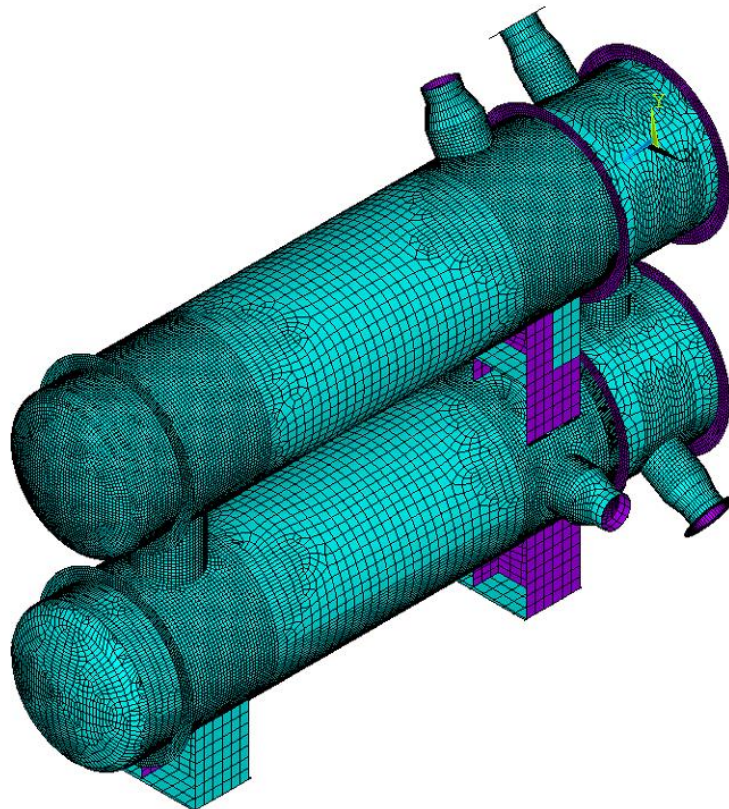
Dalším krokem před výpočtem je určení materiálů a jejich vlastností. Protože knihovna softwaru nenabízí potřebné materiály, je nutné vlastnosti materiálů (modul pružnosti, Poissonovu konstantu a hustotu) definovat ručně. Tyto vlastnosti byly pro jednotlivé materiály odečteny z normy ČSN EN 13445 [1], materiál trubkovic a přepážek byl definován pomocí efektivního modulu pružnosti (rovnice (186)), efektivní Poissonovy konstanty (rovnice (187)) a hustoty, která byla korigována tak, že hmotnost trubkovnice s dírami byla podělena objemem trubkovnice bez děr (obrázek 28).



Obrázek 28 Model trubkovnice a přepážky a) trubkovnice b) přepážka

Jak bylo řečeno, jedná se o kombinovaný model, ale část byla vytvořena jako skořepina, proto je nutné nadefinovat části (sections), které jsou při tvorbě sítě přiřazeny jednotlivým částem výměníků tepla a zajistí přiřazení příslušné tloušťky zvoleným částem výměníků.

Síť je vytvořena v použitém softwaru pro každou komponentu zvlášť. Při tomto postupu je pro správný výpočet nutné dodržet návaznost elementů sítě ve všech spojeních jednotlivých částí. Pro tvorbu sítě jsou použity čtyřúhelníkové elementy (quad) a to jak metodou volnou (free), tak i metodou mapovanou (mapped). Na obrázku 29 je vyobrazena síť analyzované dvojice výměníků tepla.



Obrázek 29 Síť analyzované dvojice výměníků tepla

## 6.2. Zátěžné stavy

Podle zadání má být výpočet proveden pro několik zatěžujících stavů. Pro analýzu byly zvoleny čtyři zatěžovací stavy. V každém zatěžovacím stavu je také zohledněn hydrostatický tlak. Hydrostatický tlak je zohledněn jednak přičtením tlaku sloupce média ve výměníku k výpočtové hodnotě tlaku a také hustotou materiálu, která zohledňuje tíhu média ve výměníku a je určena podle následujícího vzorce

$$\rho_t^* = \frac{\rho_t \cdot A_t + \rho_M \cdot A_M}{A_t} \quad (248)$$

Vlastnosti použitých materiálů jsou uvedeny v tabulce 141. Výpočet hustoty materiálu zohledňující tíhu kapaliny je demonstrován na případu trubky a je použito pro všechny materiály s výjimkou materiálu tyčí pro přepážky a přírub.

Tabulka 141 Materiály použité pro MKP analýzu

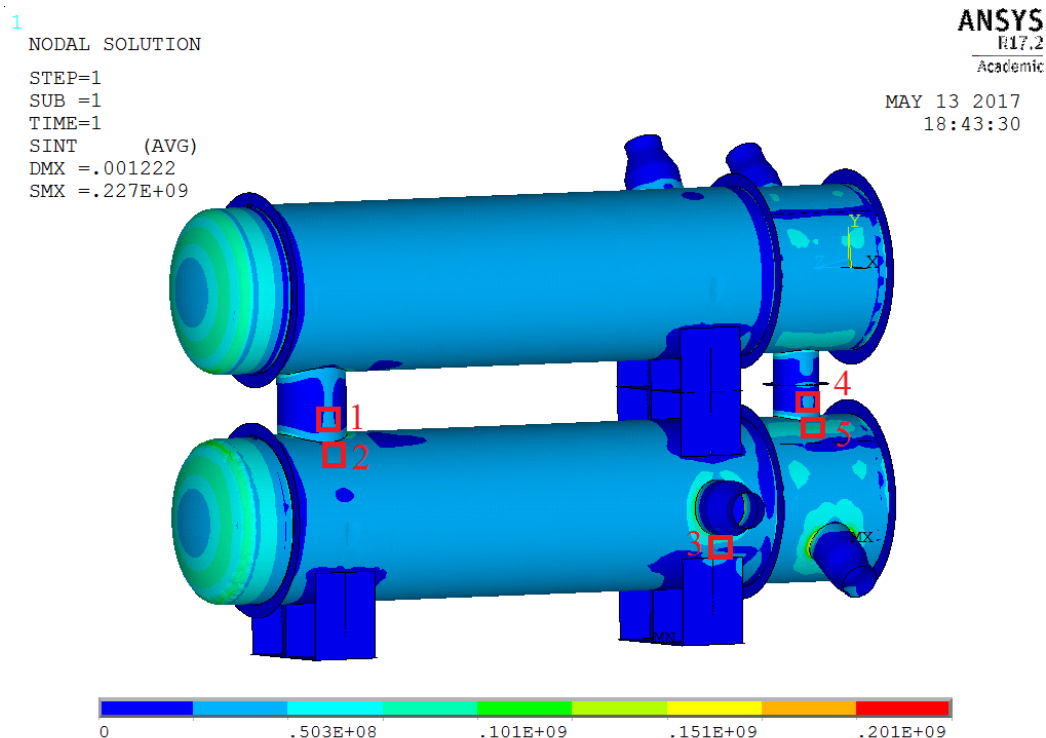
Číslo materiálu $u$	Modul pružnosti $E$ (MPa)	Hustota (původní) $\rho$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	Hustota (zohlednění tíhy média) $\rho^*$ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	Poissonova konst. $\nu$ (-)	Použití pro část výměníku
1	$1,94\cdot 10^6$	7 930	8 693,4	0,3	Plášť, stojny, H1, H2, H5, H6
2	$8,4\cdot 10^5$	7 930	4 139,1	0,31	Trubkovnice, přepážky
3	$2,08\cdot 10^6$	7 850	7 850	0,3	Plášťové příruby
4	$2,08\cdot 10^6$	7 850	30 853	0,3	Obrátové komory, ploché dno, H3, H4, H7, H8, Přepážky v obrátové komoře
5	$2,14\cdot 10^6$	7 930	7 850	0,3	Tyče pro přepážky
6	$1,95\cdot 10^6$	7 930	9 872,5	0,3	Trubky

### 6.2.1. Zátěžný stav 1

Jako zatěžovací stav 1, byl zvolen stav, kdy na trubkový i mezitrubkový prostor působí zadané výpočtové tlaky. Podle zadání je jedna stojna pevná a stojna v blízkosti torosferického dna suvná, proto byl pro tuto stojnu umožněn posuv v podélném směru. Ve výpočtu je také zohledněna síla působící na hrdla, která odpovídá tlaku působícímu na uzavírací plochu hrdla v axiálním směru. Okrajové podmínky pro tento zatěžovací stav jsou uvedeny v následující tabulce 142.

Tabulka 142 Okrajové podmínky pro zatěžovací stav 1

<b>Tlak v plášti (MPa)</b>	<b>Hydrostatický tlak v plášti (MPa)</b>	<b>Celkový tlak (MPa)</b>
0,7	0,035	0,735
<b>Tlak v trubkách (MPa)</b>	<b>Hydrostatický tlak v trubkovém prostoru (MPa)</b>	<b>Celkový tlak (MPa)</b>
0,9	0,024	0,924
<b>Tlak na hrdla na straně pláště (MPa)</b>	<b>Průměr hrdla (mm)</b>	<b>Síla na obvodu hrdla (N/m)</b>
0,7	219,1	38 342
<b>Tlak na hrdla na straně trubek (MPa)</b>	<b>Průměr hrdla (mm)</b>	<b>Síla na obvodu hrdla (N/m)</b>
0,9	219,1	49 297



Obrázek 30 Ekvivalentní napětí (Pa) pro zatěžovací stav 1

Na obrázku 30 jsou uvedeny výsledky výpočtu pro tento zátěžný stav a vyznačení míst, ve kterých bude kategorizováno napětí. Kategorizace napětí je provedena podle ČSN EN 13445 [9]. Podle této normy se pro konstrukční podmínky uvažuje kategorizace pouze pro kategorii primárního napětí, tedy pro stav, kdy je konstrukce namáhána pouze mechanickým zatížením. Všechna místa pro kategorizaci jsou v blízkosti skořepinových diskontinuit. Proto je pro kategorizaci uvažováno lokální membránové a ohybové napětí. Posouzení, zda konstrukce zařízení vyhovuje, se provede podle podmínek pro kategorizaci napětí [9] podle následujících vztahů. V tabulce 143 je uvedeno napětí po tloušťce stěny pro analyzovaná místa a ekvivalentní napětí pro analyzovaná místa pro zatěžovací stav 1.

***Pro primární napětí musí být splněno:***

Ekvivalentní primární globální membránové napětí:

$$(\sigma_{eq})_{Pm} \leq f \quad (249)$$

Ekvivalentní primární lokální membránové napětí:

$$(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f \quad (250)$$

Ekvivalentní primární ohybové a membránové napětí:

$$(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f \quad (251)$$

***Pro sekundární napětí musí být splněno:***

Ekvivalentní sekundární membránové a ohybové napětí:

$$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f \quad (252)$$

Hodnota  $f$  ve výše uvedených rovnicích představuje hodnotu dovoleného namáhání materiálu.

Tabulka 143 Výsledky analýzy napětí pro zatěžovací stav 1

<b>Místo 1</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6,25	12,5
Napětí (MPa)	10,35	18,71	27,64
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	18,71	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	27,64	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 2</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6	12
Napětí (MPa)	14,19	23,57	41,25
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	23,57	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	41,25	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 3</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6	12
Napětí (MPa)	29,03	20,93	22,52
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	20,93	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	29,03	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 4</b>			
Tl. stěny (mm)	0	5	10
Napětí (MPa)	20,27	23,80	27,47
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	166,67		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	23,80	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	27,47	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 5</b>			
Tl. stěny (mm)	0	5	10
Napětí (MPa)	31,03	32,66	81,26
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	166,67		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	32,66	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	81,26	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	

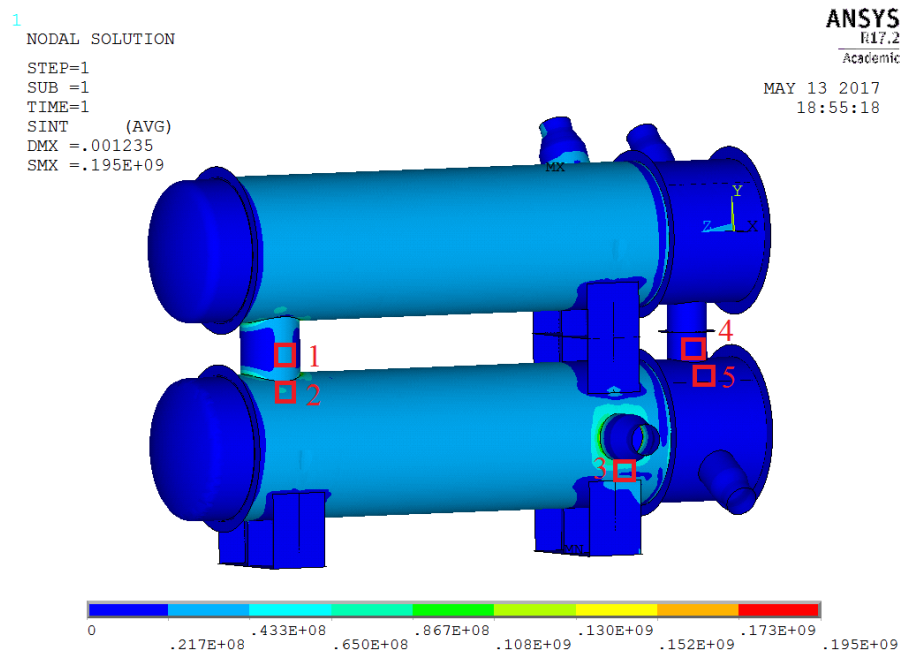
### 6.2.2. Zátěžný stav 2

Jako zatěžovací stav 2 byl vybrán stav, kdy je tlakem zatížen pouze prostor pláště. K tomuto stavu může dojít například při havárii a může mít negativní vliv na zařízení. Stejně jako u předchozího stavu, je i zde u jedné stojny zcela zamezeno pohybu, zatímco stojna v blízkosti torosferického dna má volný pohyb v podélném směru. V následující tabulce 144 jsou uvedeny okrajové podmínky výpočtu.

Tabulka 144 Okrajové podmínky pro zatěžovací stav 2

Tlak v plášti (MPa)	Hydrostatický tlak v plášti (MPa)	Celkový tlak (MPa)
0,7	0,035	0,735
Tlak v trubkách (MPa)	Hydrostatický tlak v trubkovém prostoru (MPa)	Celkový tlak (MPa)
0	0	0
Tlak na hrdla na straně pláště (MPa)	Průměr hrdla (mm)	Síla na obvodu hrdla (N/m)
0,7	219,1	38 342
Tlak na hrdla na straně trubek (MPa)	Průměr hrdla (mm)	Síla na obvodu hrdla (N/m)
0	219,1	0

Na obrázku 31 je uveden výsledek výpočtu s vyznačenými místy pro kategorizaci napětí. V tabulce 145 jsou uvedena napětí po tloušťce stěny a ekvivalentní napětí pro zatěžovací stav 2.



Obrázek 31 Ekvivalentní napětí (Pa) pro zatěžovací stav 2

Tabulka 145 Výsledky napětí analýzy pro zatěžovací stav 2

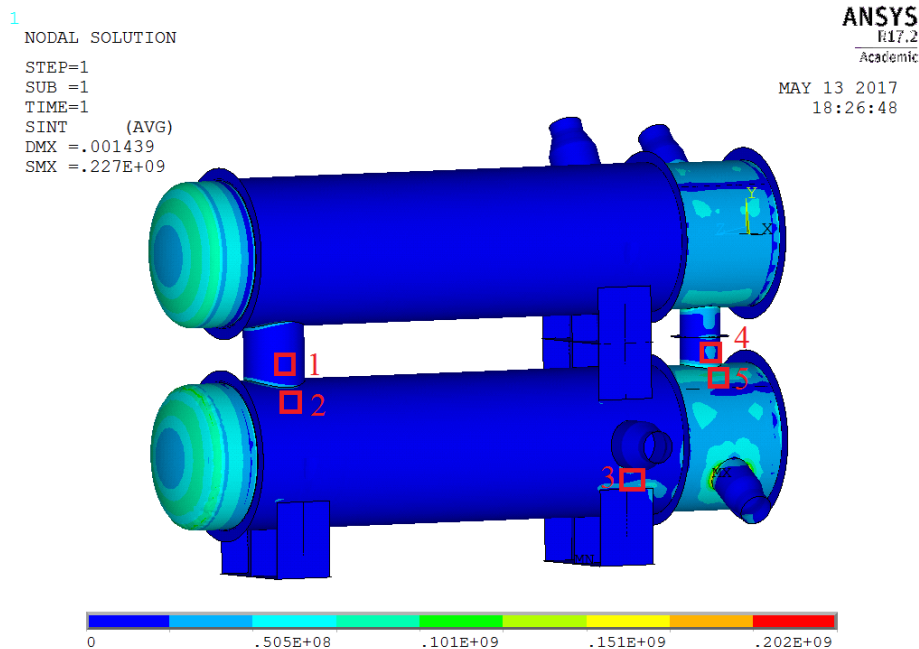
<b>Místo 1</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6,25	12,5
Napětí (MPa)	12,14	19,55	29,13
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	19,55	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	29,13	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 2</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6	12
Napětí (MPa)	11,75	22,01	40,61
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	22,01	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	40,61	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 3</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6	12
Napětí (MPa)	30,17	19,77	19,74
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	19,77	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	30,17	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 4</b>			
Tl. stěny (mm)	0	5	10
Napětí (MPa)	1,67	0,56	2,64
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	166,67		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	0,56	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	2,64	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 5</b>			
Tl. stěny (mm)	0	5	10
Napětí (MPa)	12,98	8,87	8,06
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	166,67		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	8,87	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	12,98	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	

### 6.2.3. Zátěžný stav 3

Pro zatěžovací stav 3 byl zvolen stav, kdy je zatížen pouze trubkový prostor. V následující tabulce 146 jsou uvedeny okrajové podmínky pro výpočet a v tabulce 147 jsou uvedena napětí po tloušťce stěny a ekvivalentní napětí. Na obrázku 32 jsou potom vyobrazeny výsledky pomocí kontur.

Tabulka 146 Okrajové podmínky pro zatěžovací stav 3

<b>Tlak v plášti (MPa)</b>	<b>Hydrostatický tlak v plášti (MPa)</b>	<b>Celkový tlak (MPa)</b>
0	0	0
<b>Tlak v trubkách (MPa)</b>	<b>Hydrostatický tlak v trubkovém prostoru (MPa)</b>	<b>Celkový tlak (MPa)</b>
<b>0,9</b>	0,024	0,924
<b>Tlak na hrdla na straně pláště (MPa)</b>	<b>Průměr hrdla (mm)</b>	<b>Síla na obvodu hrdla (N/m)</b>
0	219,1	0
<b>Tlak na hrdla na straně trubek (MPa)</b>	<b>Průměr hrdla (mm)</b>	<b>Síla na obvodu hrdla (N/m)</b>
0,9	219,1	49 297



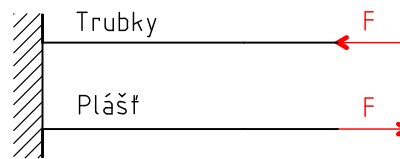
Obrázek 32 Ekvivalentní napětí (Pa) pro zatěžovací stav 3

Tabulka 147 Výsledky analýzy pro zatěžovací stav 3

<b>Místo 1</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6,25	12,5
Napětí (MPa)	2,32	2,41	4,70
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	2,41	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	4,70	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 2</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6	12
Napětí (MPa)	12,46	5,69	1,71
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	5,69	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	12,46	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 3</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6	12
Napětí (MPa)	19,38	10,40	21,34
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	10,40	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	21,34	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 4</b>			
Tl. stěny (mm)	0	5	10
Napětí (MPa)	21,00	24,05	27,24
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	166,67		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	24,05	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	27,24	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 5</b>			
Tl. stěny (mm)	0	5	10
Napětí (MPa)	32,61	31,15	82,23
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	166,67		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	31,15	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	82,23	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	

### 6.2.4. Zátěžný stav 4

Jako zatěžovací stav 4 byl zvolen stav, kdy je dvojice výměníku zatížena provozními tlaky v plášťové a trubkovém prostoru a provozní teplotou. Provozní parametry jsou uvedeny v tabulce 2. Jedná se o stav, u kterého je při kategorizaci napětí možné hodnotit i napětí vzniklé teplotním zatížením aparátu. Teplotní zatížení bylo vypočteno analyticky podle postupu uvedeného níže. Plášť a trubky byly zjednodušeny na dva pruty o průřezu pláště a všech trubek v jednom výměníku za předpokladu, že trubky jsou stlačovány a plášť natahován fiktivní silou. Následně bylo zjištěno protažení pláště a trubek způsobené teplotní dilatací, přičemž pro hodnotu rozdílu teplot byl dán stav, kdy je od provozní teploty odečtena teplota okolí (20 °C). Provozní teplota je uvažována jako střední teplota v plášti a v trubkách (40°C, resp. 51,5°C). Dále byly stanoveny podmínky pro posuv, ve kterých figuruje neznámá fiktivní síla. Za předpokladu, že plášť i trubky by měly mít stejné protažení, je možné vyjádřit fiktivní sílu a následně určit napětí na trubky i na plášť. Popsaná situace je vyobrazena na obrázku 33.



Obrázek 33 Fiktivní síly na plášť a trubky pro výpočet teplotního zatížení

$$u_{tr} = u_p \rightarrow \alpha_{Ttm} \cdot L_{tr} \cdot \Delta T_{tr} + F \cdot \frac{L_T}{A_t \cdot E_{tr}} = \alpha_{Tsm} \cdot L_p \cdot \Delta T_p + F \cdot \frac{L_S}{A_s \cdot E_S} \rightarrow F = -1,11 \cdot 10^6 \text{ N} \quad (253)$$

Nyní je možné dopočítat napětí způsobené teplotní roztažností na trubky i na plášť podělením síly z rovnice (253) příslušnou plochou průřezu všech trubek a pláště:

$$\sigma_{tr} = \frac{F}{A_{tr}} = 3,34 \text{ MPa} \quad (254)$$

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} = -33,31 \text{ MPa} \quad (255)$$

Součet těchto napětí v absolutních hodnotách bude přičten k napětí, které je vypočteno pomocí MKP analýzy, a získané napětí je poté porovnáno s podmínkou pro ekvivalentní sekundární membránové a ohybové napětí.

Výpočet pro zatěžovací stav 4 je proveden pro okrajové podmínky uvedené v následující tabulce 148. V tabulce 149 jsou potom zobrazeny výsledky výpočtu, stejně jako na obrázku 34.

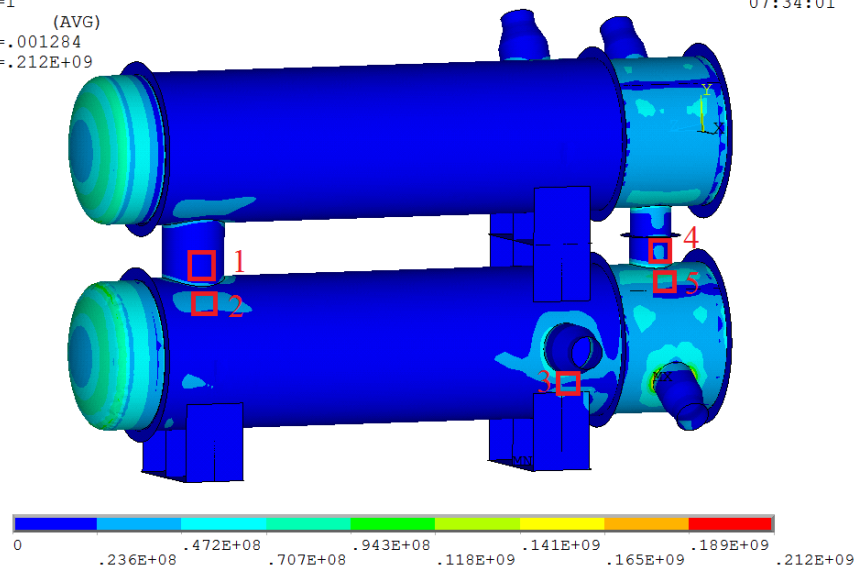
Tabulka 148 Okrajové podmínky pro zatěžovací stav 4

Tlak v plášti (MPa)	Hydrostatický tlak v plášti (MPa)	Celkový tlak (MPa)
0,42	0	0
Tlak v trubkách (MPa)	Hydrostatický tlak v trubkovém prostoru (MPa)	Celkový tlak (MPa)
0,84	0,024	0,924
Tlak na hrdla na straně pláště (MPa)	Průměr hrdla (mm)	Síla na obvodu hrdla (N/m)
0,42	219,1	0
Tlak na hrdla na straně trubek (MPa)	Průměr hrdla (mm)	Síla na obvodu hrdla (N/m)
0,84	219,1	49 297

1  
 NODAL SOLUTION  
 STEP=1  
 SUB =1  
 TIME=1  
 SINT (AVG)  
 DMX =.001284  
 SMX =.212E+09

ANSYS  
 R17.2  
 Academic

MAY 15 2017  
 07:34:01



Obrázek 34 Ekvivalentní napětí (Pa) pro zatěžovací stav 4

Tabulka 149 Výsledky výpočtu pro zatěžovací stav 4

<b>Místo 1</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6,25	12,5
Napětí (MPa)	7,37	11,27	15,74
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	11,27	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	15,74	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{P+Q}$ (MPa)	52,09	Podmínka $(\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 2</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6	12
Napětí (MPa)	12,06	14,45	25,17
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	14,45	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	25,17	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{P+Q}$ (MPa)	61,52	Podmínka $(\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 3</b>			
Tl. stěny (mm)	0	6	12
Napětí (MPa)	25,28	15,25	18,65
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	150		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	15,25	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	25,28	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{P+Q}$ (MPa)	61,63	Podmínka $(\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 4</b>			
Tl. stěny (mm)	0	5	10
Napětí (MPa)	19,32	22,31	25,45
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	166,67		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	22,31	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	25,45	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{P+Q}$ (MPa)	61,80	Podmínka $(\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$ je splněna	
<b>Místo 5</b>			
Tl. stěny (mm)	0	5	10
Napětí (MPa)	30,42	30,23	76,75
Dovolené namáhání materiálu (MPa)	166,67		
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{PL}$ (MPa)	30,23	Podmínka $(\sigma_{eq})_{PL} \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_P$ (MPa)	76,75	Podmínka $(\sigma_{eq})_P \leq 1,5 \cdot f$ je splněna	
Ekvivalentní napětí $(\sigma_{eq})_{P+Q}$ (MPa)	113,10	Podmínka $(\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f$ je splněna	

## 7. Porovnání výsledků získaných z jednotlivých přístupů

### *Porovnání výsledků analytického výpočtu podle ČSN EN 13445 [9] a softwaru Sant'Ambrogio*

Porovnání výsledků je nejprve provedeno pro porovnání ručního výpočtu podle normy ČSN EN 13445 [9] a výpočtu pomocí specializovaného softwaru Sant'Ambrogio [18]. Vzhledem k tomu, že software Sant'Ambrogio [18] pracuje na základě normy ČSN EN 13445 [9], dá se předpokládat, že výsledky by se měly shodovat.

U výpočtu pláště je rozhodující parametr minimální požadovaná tloušťka stěny pláště, která při výpočtu dle normy ČSN EN 13445 [9] činí 2,22 mm, stejně jako při výpočtu podle softwaru Sant'Ambrogio [18]. Maximální tlak na plášť vypočtený dle normy ČSN EN 13445 [9] vychází rovněž stejně jako při použití softwaru. Výpočet pro podmínky tlakové zkoušky vychází oběma přístupy také stejně.

#### *Torosferické dno*

Při výpočtu torosferického lze ve výsledcích pozorovat drobné rozdíly, a to zejména při porovnání výsledků minimálních požadovaných tloušťek. Zatím co při analytickém výpočtu dle ČSN EN 13445 [9] vychází minimální požadovaná tloušťka stěny dna 5,15 mm, podle softwaru SA je požadovaná tloušťka stěny 4,55 mm. Tato odchylka je zřejmě způsobena tím, že software používá pro výpočet iteraci, zatímco při výpočtu podle normy je pro výpočet parametru  $Y_D$  použita zadaná analyzovaná tloušťka stěny torosferického dna. Ze stejného důvodu vychází odlišně i výpočet pro podmínky tlakové zkoušky.

#### *Otvory ve skořepinách*

Při výpočtu otvorů ve skořepině je výpočet pomocí softwaru proveden pouze pro otvory pro hrdla H5, H6, H7, H8, protože tento software nenabízí možnost umístit dva výměníky nad sebe. Vzhledem k tomu, že otvory pro hrdlo jsou vždy po dvojicích shodné, lze toto zjednodušení považovat za správné. Výsledné maximální tlaky na otvory vykazují mírnou odchylku, která se ale pohybuje v řádu jednotek procenta, proto lze obě řešení považovat za správná. Tytéž závěry lze vyvodit i pro výpočet pro podmínky tlakové zkoušky. Pro otvory pro hrdla H5 a H8 byly účinky zatížení od hmotnosti horního výměníku počítány také oběma způsoby. Výpočty se shodují kromě hodnoty napětí od rozkmitu tlaku, která při výpočtu podle ČSN EN 13445 [9] vychází o 5 MPa nižší. Vzhledem k tomu, že podmínka pro kombinaci rozkmitů napětí je s rezervou splněna, lze tuto odchylku považovat za nepodstatnou.

#### *Příruby*

Při výpočtu plášťové příruby se první problém vyskytl při výpočtu minimální plochy průřezu použitých šroubů. Výpočtem podle normy ČSN EN 13445 [9] totiž vychází požadovaná minimální plocha průřezu o zhruba 350 mm<sup>2</sup>. Tato odchylka je způsobena rozdílem ve výpočtu dovoleného namáhání šroubu. Přibližně stejná odchylka je také patrná při výpočtu plochy průřezu použitých šroubů. Tato odchylka je pravděpodobně způsobena rozdílným průměrem šroubu, který byl pro případ výpočtu podle normy ČSN EN 13445 [9] odečten ze strojnických tabulek. Vzhledem k tomu, že je splněna podmínka, kdy je plocha průřezu použitých šroubů výrazně větší než minimální plocha průřezu šroubů, a to pro oba případy výpočtu, lze tuto chybu akceptovat. V souvislosti s odchylkou při výpočtu průřezu šroubů, vzniká odchylka také při výpočtu celkového momentu působícího na přírubu ve smontovaném stavu. Zde už se jedná o odchylku výraznější, zhruba 4 %. Vzhledem k faktu, že jsou splněny všechny podmínky pro výpočet jak pomocí integrální, tak pomocí volné metody, je možné tuto odchylku považovat za přijatelnou.

Příruby pro hrdla byly vybrány z normalizované řady podle ČSN EN 10092-1 [13], z tohoto důvodu nebyly v softwaru Sant'Ambrogio [18] kontrolovány.

#### *Ploché dno*

U výpočtu plochého dna lze stejně jako u výpočtu plášťové příruby pozorovat odchylku u výpočtu plochy průřezu šroubů. V návaznosti na tuto odchylku vzniká nepřesnost i při výpočtu zatížení šroubů ve smontovaném stavu. Minimální požadovaná tloušťka plochého dna také vykazuje drobnou odchylku v porovnání obou přístupů, stejně jako minimální požadovaná tloušťka přírubového okraje plochého dna. Zatím co ve výpočtu podle softwaru Sant'Ambrogio [18] jsou ve vzorci pro výpočet použity korekční součinitele rozteče šroubů, norma ČSN EN 13445 [9] tento součinitel ve

výpočtu neuvádí. Vzhledem k faktu, že pro toto zadání vychází korekční součinitele rozteče šroubů roven jedné, nemělo by jeho nepoužitím ve výpočtu docházet k odchylce. Zadaná tloušťka plochého dna i přírubového okraje je vyhovující pro oba přístupy.

#### *Trubky, trubkovnice*

Pro výpočet trubkovnic a trubek byly v obou výpočtových variantách uvažovány dva zatěžovací stavy, a to stav, kdy je uvažován výpočtový tlak v plášti a v trubkách a teplotní roztažnost materiálu trubek, a stav s tlakovým zatížením pláště a trubek výpočtovým tlakem bez uvažování teplotní roztažnosti. Ve výpočtu je odchylka ve výsledcích axiální tuhosti trubek a pláště. Je způsobena rozdílem v modulu pružnosti materiálu. Zatímco norma doporučuje počítat modul pružnosti materiálu pomocí mocninového rozvoje uvedeným v příloze O normy ČSN EN 13445 [9], software Sant' Ambrogio [18] používá pro výpočet lineární interpolaci. S přihlédnutím k tomu, že se jedná o chybu v řádu jednotek procent a všechny podmínky dané normou jsou v obou případech splněny, lze oba výpočty považovat za správné.

Další odchylku lze pozorovat ve výpočtu vzpěrné délky trubek, která dle normy ČSN EN 13445 [9], vzorce 13.9.3-2 vychází o 20 mm menší než ve výpočtu podle softwaru Sant' Ambrogio [18]. Příčinu této chyby se ale nepodařilo objevit.

Další odchylka je patrná při výpočtu Eulerova kritického napětí na trubky. Tato odchylka je opět způsobena rozdílným modulem pružnosti materiálu a přenáší se také do výpočtu přípustného napětí ve vzpěru. Také při výpočtu pro podmínky tlakové zkoušky se objevují odchylky ve stejných výpočtech jako byly zmíněny výše. Vzhledem k tomu, že odchylky nepřesahují 10 % a podmínky dané normou jsou pro oba přístupy splněny, lze tento výpočet opět považovat za vyhovující.

#### ***Porovnání výsledků výpočtu podle ČSN EN 13445 [9] a MKP analýzy***

Porovnání výsledků výpočtu podle normy ČSN EN 13445 [9] a MKP analýzy nelze vzhledem k omezenému počtu vybraných míst pro kategorizaci napětí provést. Pomocí analýzy MKP byl prověřen celý model dvojice výměníků tepla, na němž byla vybrána místa, která se jevila jako riziková a ta byla následně detailně zhodnocena pomocí kategorizace napětí podle ČSN EN 13445 [9]. Bylo zjištěno, že všechny podmínky, které stanovuje norma ČSN EN 13445 [9] jsou s rezervou splněny.

## Závěr

Tato diplomová práce se zabývá pevnostním návrhem dvojice výměníků tepla za pomoci tří přístupů, a to výpočtem pomocí vzorců podle normy ČSN EN 13445 [9], softwarem pro pevnostní výpočty tlakových zařízení, a MKP analýzou.

V úvodní části práce je zpracována stručná rešerše týkající se výměníků tepla, zaměřená na řešenou problematiku, tedy na výměníky tepla se svazkem trubek v plášti. V této části lze nalézt rozdělení výměníku tepla podle různých hledisek, oblasti jejich použití a stručný popis jednotlivých částí výměníku tepla se svazkem trubek v plášti.

Další část práce je věnována analytickému výpočtu podle normy ČSN EN 13445 [9] na základě zadaných geometrických parametrů. V této části je uveden výpočet všech klíčových částí zadaného zařízení. Po provedení výpočtu lze konstatovat, že všechny podmínky, které norma stanovuje jsou pro dané zařízení splněny a vypočtené návrhové parametry jsou pro dané parametry zatěžování vyhovující.

Následujícím úkolem bylo ověřit správnost výpočtu pomocí specializovaného softwaru. V tomto softwaru byly nadefinovány všechny součásti zadané dvojice výměníků tepla a následně proveden výpočet. Pro výpočet bylo použito zjednodušení ve formě náhrady druhého výměníku silovým zatížením na hrdla, která spojují oba výměníky, protože software neumožňuje umístění více výměníků tepla nad sebe. Pro tento způsob výpočtu byly všechny podmínky předepsané normou ČSN EN 13445 [9] splněny a navrhované parametry se liší jen minimálně.

Na závěr byl zpracovaný výpočet pomocí MKP. Tato analýza byla provedena v softwaru Ansys mechanical APDL [20]. Analýza byla provedena pro čtyři zatěžné stavy, u nichž je pravděpodobné, že za provozu mohou nastat. Kontrolováno bylo pět míst, která se jevila jako nejvíce problematická. Následně byla provedena kategorizace napětí podle ČSN EN 13445, přílohy C [9]. Všechny podmínky pro kategorizaci napětí dané touto normou byly také splněny.

V poslední části práce je uvedeno porovnání výsledků z jednotlivých přístupů, kde je kladen důraz především na porovnání výsledků analytického výpočtu a výpočtu provedeného specializovaným softwarem. Výsledky z jednotlivých přístupů jsou obdobné a liší se jen minimálně, řádově v desetinách až jednotkách procent.

Další možností rozšíření práce může být například submodeling některých míst analyzovaných pomocí MKP, analýza více míst na výměnících nebo zahrnutí teploty přímo do výpočtu MKP pomocí výpočtu teplotní úlohy.

## Reference

- [1] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [3] KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. ISBN 9780585312965.
- [4] NEKVASIL R., Konstrukce procesních zařízení II, Soubor přednášek, ÚPI VUT FSI Brno, 2016
- [5] Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Assn., 9th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Assn., N. Y., 2007.
- [6] KAKAÇ, S. a Hongtan. LIU. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, c2002. ISBN 0849309026.
- [7] JEGLA Z., Navrhování procesních a energetických systémů, Soubor přednášek, ÚPI VUT FSI Brno, 2016.
- [8] VELIČKOVÁ, Eva. Zařízení pro dopravu a uskladnění tekutin. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2011. ISBN 978-80-7385-101-9.
- [9] ČSN EN 13445 – Netopené tlakové nádoby. Praha: Český normalizační institut, 2003.
- [10] ČSN EN 10088 – Korozivzdorné oceli. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [11] ČSN EN 10028-2 – Ploché výrobky z ocelí pro tlakové nádoby a zařízení. Praha: Český normalizační institut, 2004.
- [12] LAWATE, Sourabh a B. B. DESHMUKH. Analysis of Heads of Pressure Vessel. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*. 2015, 4(2), 759 - 765. DOI: 10.15680/IJRSET.2015.0402098. ISSN 2319 - 8753.
- [13] ČSN EN 1092-1 – Příruby a přírubové spoje – Kruhové příruby pro trubky, armatury, tvarovky a příslušenství s označením PN – Část 1: Příruby z oceli. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [14] IPOTRUBÍ. Těsnění. 2013 [cit 2017 – 04 – 10]. Dostupné z: <http://www.ipotrubi.cz/clanky/3.-projektovani-potrubi/2.-casti-a-dily-ocelovych-potrubi/tesneni.html>
- [15] ČSN EN ISO 898-1- Mechanické vlastnosti spojovacích součástí z uhlíkové a legované oceli – Část 1: Šrouby. Praha: Český normalizační institut, 2000.
- [16] ČSN EN 10222-2 - Ocelové výkovky pro tlakové nádoby a zařízení. Praha: Český normalizační institut, 2000.
- [17] PERRY, Robert H. a Don W. GREEN. Perry's chemical engineers' handbook. 8th ed. / . New York: McGraw-Hill, c2008. ISBN 9780071422949.
- [18] Sant'Ambrogio Servizi Industriali - Pressure vessels software and design." [Online]. Dostupné z: <http://www.sant-ambrogio.it/?lang=en>. [Cit.: 2017 – 04 – 10].
- [19] Autodesk. Autodesk Inventor. [online] 2017. Dostupné z: <https://www.autodesk.cz>. [Cit.: 2017 – 04 – 10].

[20] ANSYS, INC. *ANSYS® Help 17.2.0*. Canonsburg: SAS IP, Inc., 2017.

[21] ANSYS Mechanical APDL Element Reference. 15. Canonsburg, PA: ANSYS, 2013.

## Seznam použitých tabulek

Tabulka 1 Zadané podmínky pro výpočet.....	20
Tabulka 2 Pracovní podmínky výměníku.....	20
Tabulka 3 Zadané hodnoty pro výpočet pláště.....	20
Tabulka 4 Materiálové charakteristiky materiálu pláště (ocel 1.4541) [10].....	20
Tabulka 5 Hodnoty pro určení maximálního tlaku na plášť.....	21
Tabulka 6 Vypočtené hodnoty pro plášť pro podmínky tlakové zkoušky.....	21
Tabulka 7 Zadané hodnoty pro výpočet torosferického dna.....	21
Tabulka 8 Materiálové charakteristiky materiálu torosferického dna (ocel 1.0425) [11].....	21
Tabulka 9 Parametry pro výpočet tlaku na torosferické dno.....	23
Tabulka 10 Dovolené námáhání a zkušební tlak pro podmínky tlakové zkoušky.....	23
Tabulka 11 Vypočtené hodnoty pro torosferické dno pro podmínky tlakové zkoušky.....	23
Tabulka 12 Vlastnosti materiálu hrdel na straně pláště (ocel 1.4541) [10].....	24
Tabulka 13 Vlastnosti materiálu hrdel na straně trubek (ocel 1.0425) [11].....	24
Tabulka 14 Rozměry otvoru a hrdla H1.....	24
Tabulka 15 Hodnoty na stěně můstku otvorů.....	25
Tabulka 16 Hodnoty pro výpočet obecného vzorce pro vyztužování.....	26
Tabulka 17 Vypočtené hodnoty pro podmínky tlakové zkoušky.....	26
Tabulka 18 Rozměry otvoru a hrdlo H2.....	27
Tabulka 19 Hodnoty pro určení podmínky osamocení otvoru.....	27
Tabulka 20 Hodnoty příčných průřezů zatížených tlakem pro otvor pro hrdlo H2.....	27
Tabulka 21 Hodnoty dovolených napětí hrdla H2 a pláště a výpočtový tlak.....	27
Tabulka 22 Vypočtené hodnoty pro podmínky tlakové zkoušky.....	28
Tabulka 23 Rozměry otvoru a hrdlo H3.....	28
Tabulka 24 Hodnoty pro určení podmínky osamocení otvoru.....	29
Tabulka 25 Hodnoty příčných průřezů zatížených tlakem pro otvor pro hrdlo H3.....	29
Tabulka 26 Hodnoty dovolených napětí hrdla H3, pláště a výpočtový tlak.....	29
Tabulka 27 Vypočtené hodnoty pro podmínky tlakové zkoušky.....	30
Tabulka 28 Rozměry otvoru a hrdlo H4.....	30
Tabulka 29 Hodnoty pro určení podmínky osamocení otvoru.....	30
Tabulka 30 Hodnoty příčných průřezů zatížených tlakem pro otvor pro hrdlo H4.....	31
Tabulka 31 Hodnoty dovolených napětí hrdla H4 a pláště a výpočtový tlak.....	31
Tabulka 32 Vypočtené hodnoty pro podmínky tlakové zkoušky.....	31
Tabulka 33 Hlavní výsledky výpočtu otvoru pro hrdlo H5.....	32
Tabulka 34 Výsledky výpočtu silového zatížení hrdel.....	33
Tabulka 35 Vstupní parametry pro výpočet přídatného zatížení otvoru pro hrdlo H5.....	33
Tabulka 36 Koeficienty pro výpočet $C_{H51}$ .....	33
Tabulka 37 Koeficienty pro výpočet $C_{H52}$ .....	33
Tabulka 38 Koeficienty pro výpočet $C_{H53}$ .....	34
Tabulka 39 Hlavní výsledky výpočtu otvoru pro hrdlo H6.....	36
Tabulka 40 Hlavní výsledky výpočtu otvoru pro hrdlo H7.....	36
Tabulka 41 Hlavní výsledky výpočtu otvoru pro hrdlo H8.....	36
Tabulka 42 Vstupní parametry pro výpočet přídatného zatížení otvoru pro hrdlo H8.....	37
Tabulka 43 Maximální zatížení hrdla.....	37
Tabulka 44 Kombinace vnějšího zatížení a vnitřního tlaku.....	37
Tabulka 45 Rozkmitý napětí a jejich kombinace.....	37
Tabulka 46 Podélné napětí v hrdle.....	38
Tabulka 47 Geometrie plášťové příruby.....	39
Tabulka 48 Vlastnosti použitého těsnění [14].....	39
Tabulka 49 Vlastnosti šroubů a šroubového spoje plášťové příruby [15].....	40
Tabulka 50 Hodnoty pro výpočet korekčního součinitele rozteče šroubů.....	41
Tabulka 51 Hodnoty součinitelů $\beta, \varphi$ pro výpočet součinitele $\lambda$ .....	42
Tabulka 52 Vlastnosti materiálu pláště (ocel 1.0425), na který je příruba napojena [11].....	43
Tabulka 53 Vlastnosti materiálu plášťové příruby [16].....	43

Tabulka 54	Dovolené namáhání příruby a zkušební tlak pro podmínky tlakové zkoušky	44
Tabulka 55	Vypočtené hodnoty pro přírubu pro podmínky tlakové zkoušky	44
Tabulka 56	Podmínky pro přírubu dané dle ČSN EN 13445 [9]	44
Tabulka 57	Geometrie příruby pro hrdla H3, H8 a H4, H7	45
Tabulka 58	Vlastnosti těsnění plochého dna [14]	45
Tabulka 59	Vlastnosti materiálu šroubů [15] a vlastnosti šroubového spoje příruby	46
Tabulka 60	Materiálové charakteristiky materiálu plochého dna (ocel 1.0425)[12]	46
Tabulka 61	Hodnoty dovoleného namáhání a zkušební tlaku pro podmínky tlakové zkoušky	47
Tabulka 62	Vypočtené hodnoty pro ploché dno pro podmínky tlakové zkoušky	47
Tabulka 63	Zadané parametry trubkovnice	48
Tabulka 64	Zadané parametry trubek	48
Tabulka 65	Materiálové charakteristiky materiálu trubkovnic (ocel 1.4571) [10]	48
Tabulka 66	Materiálové charakteristiky materiálu trubek (ocel 1.4571) [10]	49
Tabulka 67	Modul pružnosti materiálu trubek a trubkovnic [9]	49
Tabulka 68	Konstanty pro výpočet teplotní dilatace	51
Tabulka 69	Součinitele pro výpočet efektivního tlaku	52
Tabulka 70	Vypočtené efektivní tlaky na trubkovnici	52
Tabulka 71	Parametry pro určení součinitele $H_T$	52
Tabulka 72	Maximální ohybová napětí v trubkovnici	53
Tabulka 73	Smyková napětí v trubkovnici	53
Tabulka 74	Parametry pro určení součinitele $F_{Ti}$	53
Tabulka 75	Vypočtená membránová napětí v trubkách	54
Tabulka 76	Axiální membránová napětí v plášti	55
Tabulka 77	Hodnoty součinitelů $H$ a $F_q$ pro $Z = \infty$	56
Tabulka 78	Napětí v místě spojení pláště a trubkovnice	57
Tabulka 79	Nepodepřené délky trubek	57
Tabulka 80	Dovolené namáhání jednotlivých částí a zkušební tlaky pro podmínky tlakové zkoušky	58
Tabulka 81	Napětí v trubkovnici a v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky	58
Tabulka 82	Napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky	58
Tabulka 83	Napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky	59
Tabulka 84	Dovolené namáhání jednotlivých částí a zkušební tlaky pro podmínky tlakové zkoušky	59
Tabulka 85	Napětí v trubkovnici a v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky	59
Tabulka 86	Napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky	59
Tabulka 87	Napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky	60
Tabulka 88	Vstupní parametry výpočtu pláště	61
Tabulka 89	Výsledky výpočtu zatížení pláště vnitřním tlakem	61
Tabulka 90	Dovolené namáhání pláště a zkušební tlak	61
Tabulka 91	Vypočtené hodnoty pro plášť pro podmínky tlakové zkoušky	61
Tabulka 92	Vstupní parametry pro výpočet torosferického dna	62
Tabulka 93	Vypočtené hodnoty pro torosferické dno	62
Tabulka 94	Dovolené namáhání torosferického dna a zkušební tlak	62
Tabulka 95	Vypočtené hodnoty pro torosferické dno pro podmínky tlakové zkoušky	62
Tabulka 96	Vstupní parametry otvorů pro hrdla v plášti	63
Tabulka 97	Vypočtené hodnoty otvoru pro hrdlo H1	63
Tabulka 98	Výpočet otvoru pro hrdlo H1 pro podmínky tlakové zkoušky	63
Tabulka 99	Vypočtené hodnoty otvoru pro hrdlo H2	64
Tabulka 100	Výpočet otvoru pro hrdlo H2 pro podmínky tlakové zkoušky	64
Tabulka 101	Vstupní parametry otvorů pro hrdla v obrátových komorách	64
Tabulka 102	Vypočtené hodnoty otvoru pro hrdlo H3	65
Tabulka 103	Výpočet otvoru pro hrdlo H3 pro podmínky tlakové zkoušky	65
Tabulka 104	Vypočtené hodnoty otvoru pro hrdlo H4	65
Tabulka 105	Výpočet otvoru pro hrdlo H4 pro podmínky tlakové zkoušky	66
Tabulka 106	Vstupní parametry pro výpočet přídatného zatížení otvoru pro hrdlo H5	66
Tabulka 107	Maximální zatížení hrdla	66
Tabulka 108	Kombinace vnějšího zatížení a vnitřního tlaku	66

Tabulka 109 Rozkmity napětí a jejich kombinace .....	67
Tabulka 110 Podélné napětí v hrdle .....	67
Tabulka 111 Vstupní parametry pro výpočet přídavného zatížení otvoru pro hrdlo H8 .....	67
Tabulka 112 Maximální zatížení hrdla .....	67
Tabulka 113 Kombinace vnějšího zatížení a vnitřního tlaku .....	68
Tabulka 114 Rozkmity napětí a jejich kombinace .....	68
Tabulka 115 Podélné napětí v hrdle .....	68
Tabulka 116 Vstupní parametry pro výpočet plášťové příruby .....	69
Tabulka 117 Dovolená namáhání jednotlivých částí přírubového spoje .....	69
Tabulka 118 Vypočtené hodnoty plášťové příruby .....	69
Tabulka 119 Podmínky pro napětí v přírubě .....	70
Tabulka 120 Dovolené namáhání příruby a zkušební tlak .....	70
Tabulka 121 Vypočtené hodnoty pro přírubu pro podmínky tlakové zkoušky .....	70
Tabulka 122 Podmínky dané normou ČSN EN 13445 [2] pro přírubu .....	71
Tabulka 123 Vstupní parametry pro výpočet plochého dna .....	71
Tabulka 124 Dovolená namáhání materiálu plochého dna a šroubů .....	71
Tabulka 125 Vypočtené hodnoty plochého dna .....	72
Tabulka 126 Dovolené namáhání plochého dna a zkušební tlak .....	72
Tabulka 127 Vypočtené hodnoty pro ploché dno pro podmínky tlakové zkoušky .....	72
Tabulka 128 Vstupní parametry pro výpočet trubkovnice .....	72
Tabulka 129 Dovolené namáhání částí trubkovnice .....	73
Tabulka 130 Zadané parametry trubkovnice .....	73
Tabulka 131 Zadané parametry trubky .....	73
Tabulka 132 Vypočtené hodnoty trubkovnice .....	73
Tabulka 133 Dovolené namáhání jednotlivých částí a zkušební tlaky pro podmínky tlakové zkoušky .....	76
Tabulka 134 Napětí v trubkovnici a v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky .....	76
Tabulka 135 Napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky .....	76
Tabulka 136 Napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky .....	76
Tabulka 137 Dovolené namáhání jednotlivých částí a zkušební tlaky pro podmínky tlakové zkoušky .....	77
Tabulka 138 Napětí v trubkovnici a v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky .....	77
Tabulka 139 Napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky .....	77
Tabulka 140 Napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky .....	77
Tabulka 141 Materiály použité pro MKP analýzu .....	81
Tabulka 142 Okrajové podmínky pro zatěžovací stav 1 .....	81
Tabulka 143 Výsledky analýzy napětí pro zatěžovací stav 1 .....	83
Tabulka 144 Okrajové podmínky pro zatěžovací stav 2 .....	84
Tabulka 145 Výsledky napětí analýzy pro zatěžovací stav 2 .....	85
Tabulka 146 Okrajové podmínky pro zatěžovací stav 3 .....	85
Tabulka 147 Výsledky analýzy pro zatěžovací stav 3 .....	86
Tabulka 148 Okrajové podmínky pro zatěžovací stav 4 .....	88
Tabulka 149 Výsledky výpočtu pro zatěžovací stav 4 .....	89

## Seznam použitých obrázků

Obrázek 1 Princip funkce tepelného výměníku.....	10
Obrázek 2 Rozdělení výměníků podle smyslu proudění pracovních látek a) souproudý b) protiproudý c) s kombinovaným tokem d) s křížovým tokem [1] .....	11
Obrázek 3 Používané typy obrátových komoc, trubkovnic, plášťů [5].....	12
Obrázek 4 Typy trubek a) s příčnými žebry b) s podélnými žebry c) bimetalové [3].....	13
Obrázek 5 Uspořádání trubek ve svazku a) trojúhelníkové 30° b) trojúhelníkové 60° c) čtvercové 90° d) čtvercové 45° [3].....	13
Obrázek 6 Minimální rozteč trubek [3] .....	14
Obrázek 7 Typy trubkovnic a) rozebíratelná s těsněním b) pevná c) komora spojená s trubkovnicí [4] .....	14
Obrázek 8 Segmentové přepážky [3] .....	15
Obrázek 9 Orientace segmentových přepážek a) vodorovná b) svislá c) natočená [3] .....	15
Obrázek 10 Multisegmentové přepážky [3] .....	16
Obrázek 11 Rozdělení proudu pracovní látky na a) jeden chod b) dva chody c) tři chody [3] .....	16
Obrázek 12 Šroubovicové přepážky [7] .....	16
Obrázek 13 Oknové přepážky a) jednochodé b) dvouchodé c) tříchodé [3] .....	17
Obrázek 14 Diskové přepážky [3].....	17
Obrázek 15 Otvorové přepážky [3] .....	17
Obrázek 16 Přepážky NTiW[3].....	18
Obrázek 17 Chody v plášti tepelného výměníku a) jednochodý plášť b) dvouchodý plášť c) čtyřchodý plášť d) šestichodý plášť e) osmichodý plášť [7] .....	18
Obrázek 18 Hlavy výměníku a) torosferické dno b) polokulové dno c) ploché dno [8] .....	19
Obrázek 19 Schéma zadané dvojice výměníků tepla .....	19
Obrázek 20 Otvory pro hrdla výměníku.....	23
Obrázek 21 Zjednodušený model výměníku pro výpočet silových účinků na hrdla.....	32
Obrázek 22 Částečné uvolnění prutu.....	32
Obrázek 23 Plášťová příruba.....	39
Obrázek 24 Geometrie hrdlové příruby.....	44
Obrázek 25 Skořepinový model dvojice výměníků tepla.....	78
Obrázek 26 Model trubek a) prutový model b) prutový model s přiřazeným průřezem .....	78
Obrázek 27 Model výztužných tyčí a) prutový model b) prutový model s přiřazeným průřezem.....	79
Obrázek 28 Model trubkovnice a přepážky a) trubkovnice b) přepážka.....	79
Obrázek 29 Síť analyzované dvojice výměníků tepla .....	80
Obrázek 30 Ekvivalentní napětí (Pa) pro zatěžovací stav 1 .....	82
Obrázek 31 Ekvivalentní napětí (Pa) pro zatěžovací stav 2 .....	84
Obrázek 32 Ekvivalentní napětí (Pa) pro zatěžovací stav 3 .....	86
Obrázek 33 Fiktivní síly na plášť a trubky pro výpočet teplotního zatížení .....	87
Obrázek 34 Ekvivalentní napětí (Pa) pro zatěžovací stav 4 .....	88

## Seznam symbolů a jednotek

Symbol	Jednotka	Název
$(\sigma_{eq})_P$	(MPa)	Ekvivalentní primární ohybové a membránové napětí
$(\sigma_{eq})_{P+Q}$	(MPa)	Ekvivalentní sekundární membránové a ohybové napětí
$(\sigma_{eq})_{PL}$	(MPa)	Ekvivalentní primární lokální membránové napětí
$(\sigma_{eq})_{Pm}$	(MPa)	Ekvivalentní primární globální membránové napětí
$A_D$	(%)	Tažnost materiálu torosferického dna
$A_{fH1b}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha příčného průřezu účinného jako vyztužení
$A_{fH1s}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha skořepiny účinná jako vyztužení
$A_{fH1w}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha průřezu koutového svaru mezi pláštěm a hrdlem H1
$A_{fH2b}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha hrdla
$A_{fH2p}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha výztužného límce
$A_{fH2s}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha skořepiny účinná jako vyztužení
$A_{fH2w}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha průřezu koutového svaru mezi pláštěm a hrdlem
$A_{fH3b}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha hrdla H3
$A_{fH3p}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha výztužného límce
$A_{fH3s}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha skořepiny účinná jako vyztužení
$A_{fH3w}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha průřezu koutového svaru mezi pláštěm a hrdlem H3
$A_{fH4b}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha hrdla H4
$A_{fH4p}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha výztužného límce
$A_{fH4s}$	(mm <sup>2</sup> )	Nosná plocha skořepiny účinná jako vyztužení
$A_{fH4w}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha průřezu koutového svaru mezi pláštěm a hrdlem H4
$a_{H1}$	(mm)	Hodnota na stěně můstku otvoru H1
$a_{H2}$	(mm)	Hodnota na stěně můstku otvoru H2
$a_{H3}$	(mm)	Hodnota na stěně můstku otvoru H3
$a_{H4}$	(mm)	Hodnota na stěně můstku otvoru H4
$a_{H501}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H502}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H503}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H511}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H512}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H513}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H521}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H522}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H523}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H531}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H532}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H533}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H541}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H542}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$a_{H543}$	(-)	Koeficient pro výpočet dovoleného axiálního zatížení hrdla
$A_{HS}$	(%)	Tažnost materiálu plášťového hrdla
$A_M$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha průřezu média v trubce
$A_{P1}$	(mm)	Vnější průměr příruby
$A_{P1B}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha průřezu šroubů pro plášťovou přírubu
$AP1B_{min}$	(mm <sup>2</sup> )	Minimální plocha průřezu šroubů pro plášťovou přírubu
$A_{PDB}$	(mm)	Plocha šroubů plochého dna
$APDB_{min}$	(mm)	Minimální plocha šroubů plochého dna

$A_{pH1b}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha hrdla H1 zatížená tlakem
$A_{pH1s}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha skořepiny zatížená tlakem
$A_{pH1\varphi}$	(mm <sup>2</sup> )	Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel
$A_{pH2b}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha hrdla zatížená tlakem
$A_{pH2s}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha skořepiny zatížená tlakem
$A_{pH2\varphi}$	(mm <sup>2</sup> )	Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel
$A_{pH3b}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha hrdla H3 zatížená tlakem
$A_{pH3s}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha skořepiny zatížená tlakem
$A_{pH3\varphi}$	(mm <sup>2</sup> )	Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel
$A_{pH4b}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha hrdla H4 zatížená tlakem
$A_{pH4s}$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha skořepiny zatížená tlakem
$A_{pH4\varphi}$	(mm <sup>2</sup> )	Dodatečná zatížená plocha pro spoje šikmých hrdel
$A_s$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha průřezu pláště
$A_S$	(%)	Tažnost materiálu pláště
$A_{TR}$	(%)	Tažnost materiálu trubky
$A_{SR}$	(%)	Tažnost šroubu 5.6
$A_t$	(mm <sup>2</sup> )	Plocha průřezu trubky
$A_{TS}$	(%)	Tažnost materiálu trubkovnice
$B_1$	(mm)	Vnitřní průměr příruby pro hrdlo
$B_{P1}$	(mm)	Vnitřní průměr příruby
$b_{P1}$	(mm)	Účinná šířka těsnění plášťové příruby
$b_{P10}$	(mm)	Základní šířka těsnění plášťové příruby
$b_{PD}$	(mm)	Účinná šířka těsnění plochého dna
$b_{PD0}$	(mm)	Základní šířka těsnění plochého dna
$b_{T0}$	(-)	Součinitel nedokonalosti trubek
$C_1$	(mm)	Tloušťka příruby pro hrdlo
$C_{H51}$	(-)	Koeficient C1 pro hrdlo H5
$C_{H52}$	(-)	Koeficient C2 pro hrdlo H5
$C_{H53}$	(-)	Koeficient C3 pro hrdlo H5
$C_{H54}$	(-)	Koeficient C3 pro hrdlo H5
$C_{H81}$	(-)	Koeficient C1 pro hrdlo H8
$C_{H82}$	(-)	Koeficient C2 pro hrdlo H8
$C_{H83}$	(-)	Koeficient C3 pro hrdlo H8
$C_{P1}$	(mm)	Průměr roztečné kružnice šroubů
$C_{P1F}$	(-)	Korekční součinitel rozteče šroubů pro plášťovou přírubu
$C_{PD}$	(mm)	Průměr roztečné kružnice šroubů
$c_{Tg}$	(mm)	Přídavek na korozi
$D$	(mm)	Vnější průměr příruby pro hrdlo
$d_T^*$	(mm)	Efektivní průměr otvoru pro trubku
$D_T^*$	(mm)	Efektivní ohybová tuhost trubkovnice
$d_1$	(mm)	Vnitřní průměr těsnění příruby
$D_{De}$	(mm)	Vnější průměr torosferického dna
$D_{Di}$	(mm)	Vnitřní průměr torosferického dna
$d_{H1}$	(mm)	Průměr otvoru pro hrdlo H1
$d_{H1eb}$	(mm)	Vnější průměr hrdla v místě vsazení do otvoru pro hrdlo H1
$d_{H1ib}$	(mm)	Vnitřní průměr hrdla H1 v místě vsazení do otvoru
$d_{H2}$	(mm)	Průměr otvoru pro hrdlo H2
$d_{H2eb}$	(mm)	Vnější průměr hrdla v místě vsazení do otvoru pro hrdlo H2
$d_{H2ib}$	(mm)	Vnitřní průměr hrdla H2 v místě vsazení do otvoru

$d_{H3}$	(mm)	Průměr otvoru pro hrdlo H3
$d_{H3eb}$	(mm)	Vnější průměr hrdla v místě vsazení do otvoru pro hrdlo H3
$d_{H3ib}$	(mm)	Vnitřní průměr hrdla H3 v místě vsazení do otvoru
$d_{H4}$	(mm)	Průměr otvoru pro hrdlo H4
$d_{H4eb}$	(mm)	Vnější průměr hrdla v místě vsazení do otvoru pro hrdlo H4
$d_{H4ib}$	(mm)	Vnitřní průměr hrdla H4 v místě vsazení do otvoru
$d_{H5}$	(mm)	Průměr otvoru pro hrdlo H5
$d_{H5m}$	(mm)	Střední průměr hrdla H5
$d_{H6}$	(mm)	Průměr otvoru pro hrdlo H6
$d_{H7}$	(mm)	Průměr otvoru pro hrdlo H7
$d_{H8}$	(mm)	Průměr otvoru pro hrdlo H8
$d_{H8m}$	(mm)	Střední průměr hrdla H8
$D_N$	(mm)	Jmenovitý průměr
$D_{PDm}$	(mm)	Střední průměr pláště v místě otvoru pro hrdlo H8
$D_{Si}$	(mm)	Vnitřní průměr pláště
$D_{Sm}$	(mm)	Střední průměr pláště
$D_{Sm}$	(mm)	Střední průměr pláště
$D_{SR}$	(mm)	Průměr šroubu
$d_T$	(mm)	Jmenovitý průměr trubky
$D_{te}$	(mm)	Efektivní průměr trubkovnice
$D_{tesP1e}$	(mm)	Vnější průměr těsnění
$D_{TJ}$	(mm)	Vnitřní průměr vlny kompenzátoru
$D_{To}$	(mm)	Průměr děrované plochy trubkovnice
$D_{TS}$	(mm)	Vnější průměr trubkovnice
$D_{Si}$	(mm)	Vnitřní průměr pláště
$E$	(MPa)	Modul pružnosti materiálu
$E^*_T$	(MPa)	Efektivní modul pružnosti trubkovnice
$e_D$	(mm)	Požadovaná tloušťka stěny torosferického dna
$e_{Da}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny torosferického dna
$e_{Db}$	(mm)	Tl. stěny anuloidového přechodu pro zabránění plastickému zborcení
$e_{Ds}$	(mm)	Tl. stěny dna pro omezení membránového napětí ve střední části dna
$e_{Dtest}$	(mm)	Tloušťka stěny torosferického dna pro podmínky tlakové zkoušky
$e_{Dy}$	(mm)	Tl. stěny anuloidového přechodu pro zabránění axiálně symetrické deformaci
$e_{H1a}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H1
$e_{H1as}$	(mm)	Tloušťka pláště v místě otvoru pro hrdlo H1
$e_{H1b}$	(mm)	Efektivní tloušťka stěny hrdla H1
$e_{H1cs}$	(mm)	Předpokládaná tloušťka pláště v místě otvoru
$e_{H1p}$	(mm)	Tloušťka výztužného límce pro otvor H1
$e'_{H1s}$	(mm)	Délka vsazení hrdla H1 do stěny skořepiny
$e_{H2a}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H2
$e_{H2as}$	(mm)	Tloušťka pláště v místě otvoru pro hrdlo H2
$e_{H2cs}$	(mm)	Předpokládaná tloušťka pláště v místě otvoru pro hrdlo H2
$e_{H3a}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H3
$e_{H3as}$	(mm)	Tloušťka pláště v místě otvoru pro hrdlo H3
$e_{H3cs}$	(mm)	Předpokládaná tloušťka pláště v místě otvoru pro hrdlo H3
$e_{H4a}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H4
$e_{H4as}$	(mm)	Tloušťka pláště v místě otvoru pro hrdlo H4
$e_{H4cs}$	(mm)	Předpokládaná tloušťka pláště v místě otvoru pro hrdlo H4

$e_{H5a}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H5
$e_{H5a}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H5
$e_{H5c}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny pláště v místě otvoru pro hrdlo H5
$e_{H5eq}$	(mm)	Ekvivalentní tloušťka stěny pláště v místě otvoru pro hrdlo H5
$e_{H6a}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H6
$e_{H7a}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H7
$e_{H8a}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny hrdla H8
$e_{H8c}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny pláště v místě otvoru pro hrdlo H8
$e_{P1}$	(mm)	Minimální tloušťka příruby měřená v nejtenším průřezu
$e_{PD}$	(mm)	Minimální tloušťka plochého dna uvnitř těsnění
$e_{PD1}$	(mm)	Minimální tloušťka přířubového okraje plochého dna
$e_{PD1test}$	(mm)	Požadovaná tloušťka přířubového okraje plochého dna pro podmínky tlakové zkoušky
$e_{PDA}$	(mm)	Tloušťka plochého dna pro výpočet tloušťky minimální tloušťky dna
$e_{PDP}$	(mm)	Tloušťka plochého dna pro výpočet tloušťky minimální tloušťky dna
$e_{PDP1}$	(mm)	Tloušťka okraje dna pro výpočet tloušťky minimální tloušťky přířubového okraje dna
$e_{PDtest}$	(mm)	Požadovaná tloušťka plochého dna pro podmínky tlakové zkoušky
$e_S$	(mm)	Požadovaná tloušťka stěny pláště
$E_S$	(MPa)	Modul pružnosti materiálu pláště
$e_{Sa}$	(mm)	Analyzovaná tloušťka stěny pláště
$e_{Stest}$	(mm)	Požadovaná tloušťka stěny pláště pro zkušební podmínky
$e_T$	(mm)	Tloušťka stěny trubky
$E_{Tr}$	(MPa)	Modul pružnosti materiálu trubky
$E_{TS}$	(MPa)	Modul pružnosti materiálu trubkovnice
$e_{Tsa}$	(mm)	Tloušťka stěny trubkovnice
$F$	(N)	Fiktivní síla
$f_1$	(mm)	Tloušťka těsnění příruby
$f_D$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu torosferického dna
$f_{DB}$	(MPa)	Výpočtové napětí pro výpočtový vzorec plastického zborcení
$f_{Dtest}$	(MPa)	Dovolené namáhání torosferického dna pro podmínky tlakové zkoušky
$f_H$	(MPa)	Dovolené namáhání pláště, na který je plášťová příruha napojena
$f_{H1ob}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu hrdla H1
$f_{H1op}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu výstužného límce otvoru pro hrdlo H1
$f_{H1test}$	(MPa)	Dovolené namáhání hrdla H1 pro podmínky tlakové zkoušky
$f_{H2ob}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu hrdla H2
$f_{H2op}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu výstužného límce otvoru pro hrdlo H2
$f_{H2test}$	(MPa)	Dovolené namáhání hrdla H2 pro podmínky tlakové zkoušky
$f_{H3ob}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu hrdla H3
$f_{H3op}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu výstužného límce otvoru pro hrdlo H3
$f_{H3test}$	(MPa)	Dovolené namáhání hrdla H3 pro podmínky tlakové zkoušky
$f_{H4ob}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu hrdla H4
$f_{H4op}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu výstužného límce
$f_{H4test}$	(MPa)	Dovolené namáhání hrdla H4 pro podmínky tlakové zkoušky
$f_{H5ob}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu hrdla H5
$f_{H5op}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu výstužného límce
$f_{H6ob}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu hrdla H6
$f_{H6op}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu výstužného límce
$f_{H7ob}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu hrdla H7

$f_{H7op}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu výstužného límce
$f_{H8ob}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu hrdla H8
$f_{H8op}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu výstužného límce
$f_{HP}$	(MPa)	Dovolené namáhání výstužného límce otvoru pro hrdlo H1
$f_{HS}$	(MPa)	Dovolené namáhání hrdel na straně pláště
$f_{HT}$	(MPa)	Dovolené namáhání hrdel na obrátových komorách
$f_{Htest}$	(MPa)	Dovolené namáhání pláště, na který je plášťová příruba napojena pro podmínky tlakové zkoušky
$F_{CH5max}$	(N)	Maximální tlaková síla
$F_{CH8max}$	(N)	Maximální tlaková síla pro hrdlo H8
$f_{P1}$	(MPa)	Dovolené namáhání plášťové příruby
$f_{P1B}$	(MPa)	Dovolené namáhání šroubů pro plášťovou přírubu pro provozní stav
$f_{P1BA}$	(MPa)	Dovolené namáhání šroubů pro plášťovou přírubu pro montážní stav
$f_{P1test}$	(MPa)	Dovolené namáhání plášťové příruby pro podmínky tlakové zkoušky
$f_{PDa}$	(MPa)	Dovolené namáhání plochého dna při montážní teplotě
$f_{PDBA}$	(MPa)	Dovolené namáhání šroubů při montážní teplotě pro ploché dno
$f_{PDprovoz}$	(MPa)	Dovolené namáhání plochého dna při provozní teplotě
$f_{PDtest}$	(MPa)	Dovolené namáhání plochého dna pro podmínky tlakové zkoušky
$f_S$	(MPa)	Dovoleného namáhání materiálu pláště
$f_S$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu pláště
$f_{S,bk}$	(MPa)	Přípustná hodnota namáhání pláště ve vzpěru
$f_{ST}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu pláště
$f_{Stest}$	(MPa)	Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky
$f_{STtest}$	(MPa)	Dovolené namáhání pláště pro podmínky tlakové zkoušky
$f_{T,bk}$	(MPa)	Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru
$f_{i,j}$	(MPa)	Maximální přípustné napětí ve spoji trubky s trubkovnicí pro zaválcované spoje do otvorů bez drážek
$f_{Tbkttest}$	(MPa)	Maximální přípustné napětí trubek ve vzpěru pro podmínky tlakové zkoušky
$F_{Tm}$	(-)	Součinitel $F_m$
$f_{Tmin}$	(MPa)	Minimální hodnota dovoleného namáhání trubkového svazku
$F_{Tq}$	(-)	Součinitel $F_q$
$F_{Tq\infty}$	(-)	Součinitel $F_{q\infty}$
$f_{Ttest}$	(MPa)	Dovolené namáhání trubky pro podmínky tlakové zkoušky
$f_{TS}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu trubkovic
$f_{TS}$	(MPa)	Dovolené namáhání materiálu trubky
$f_{Ttest}$	(MPa)	Dovolené namáhání trubkovic pro podmínky tlakové zkoušky
$F_{ZH5}$	(N)	Axiální síla na hrdlo H5 od hmotnosti horního výměníku
$F_{ZH5max}$	(N)	Dovolené axiální zatížení hrdla H5
$F_{ZH8}$	(N)	Axiální síla na hrdlo od hmotnosti horního výměníku
$F_{ZH8max}$	(N)	Dovolené axiální zatížení hrdla H8
$G_{P1}$	(mm)	Průměr reakční síly pro těsnění plášťové příruby
$g_{P10}$	(mm)	Tloušťka krku příruby u spojení s pláštěm
$g_{P11}$	(mm)	Tloušťka krku příruby u spojení s listem příruby
$G_{PD}$	(mm)	Průměr reakční síly pro těsnění plochého dna
$G_{TC}$	(mm)	Průměr, na kterém působí reakce od zatížení těsnění komory
$h'_{Tg}$	(mm)	Efektivní hloubka drážky pro přepážku chodu na trubkové straně
$H_{P1}$	(N)	Celková osová síla od tlaku
$H_{P1D}$	(N)	Osová síla přenášená přes plášť na přírubu

$h_{PID}$	(mm)	Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů ke kružnici, na které působí osová síla přenášená přes plášť na přírubu
$H_{PIG}$	(N)	Tlaková síla na těsnění plášťové příruby pro dosažení těsnosti
$h_{PIG}$	(mm)	Radiální vzdálenost od reakční síly v těsnění k roztečné kružnici šroubů
$H_{PIT}$	(N)	Osová síla od tlaku na čelní plochu příruby
$h_{PIT}$	(mm)	Radiální vzdálenost od roztečné kružnice šroubů ke kružnici, na které působí osová síla od tlaku na čelní plochu příruby
$H_{PD}$	(N)	Celková osová síla od tlaku
$H_{PDG}$	(N)	Tlaková síla na těsnění plášťové příruby pro dosažení těsnosti
$H_T$	(-)	Součinitel H
$H_{T\infty}$	(-)	Součinitel $H_{\infty}$
$h_{Tg}$	(mm)	Hloubka drážky pro přepážku na trubkové straně
$J_T$	(-)	Poměr axiální tuhosti vlnovkového kompenzátoru k axiální tuhosti pláště
$K$	(mm)	Průměr roztečné kružnice pro šrouby příruby pro hrdlo
$k_C$	(N)	Ohybová tuhost komory
$K_{H5}$	(-)	Mez tlakových napětí pro hrdlo H5
$K_{H8}$	(-)	Mez tlakových napětí pro hrdlo H8
$K_{PI}$	(-)	Poměr průměrů příruby
$k_{PI}$	(-)	Součinitel napětí pro plášťovou přírubu
$k_S$	(N)	Ohybová tuhost pláště
$K_{Tj}$	(MPa)	Axiální tuhost vlnovkového kompenzátoru
$K_{Ts}$	(N·m <sup>-1</sup> )	Axiální tuhost pláště
$K_{Ts,t}$	(-)	Poměr axiální tuhosti pláště k axiální tuhosti trubkového svazku
$K_{Tt}$	(N·m <sup>-1</sup> )	Axiální tuhost trubky
$K_{Tw}$	(MPa)	Modul pružného podkladu ekvivalentního trubkového svazku
$L$	(mm)	Průměr díry pro šrouby příruby pro hrdlo
$l'_{T1}$	(mm)	Vzdálenost mezi přepážkami
$l'_{T2}$	(mm)	Vzdálenost mezi přepážkami
$L_{H1b}$	(mm)	Vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny pro hrdlo H1
$l'_{H1b}$	(mm)	Efektivní vyztužující délka vnější části hrdla skořepiny
$l_{H1bi}$	(mm)	Délka vnitřní části hrdla H1
$l'_{H1bi}$	(mm)	Efektivní vyztužující délka vnitřní části hrdla
$l_{H1bo}$	(mm)	Délka hrdla H1, která přispívá k vyztužení
$l_{H1s}$	(mm)	Délka skořepiny mezi okrajem otvoru a skořepinovou diskontinuitou pro hrdlo H1
$l'_{H1s}$	(mm)	Efektivní vyztužující délka skořepiny
$l_{H1so}$	(mm)	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny pro hrdlo H1
$L_{H2b}$	(mm)	Vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny pro hrdlo H2
$l_{H2so}$	(mm)	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny pro hrdlo H2
$L_{H3b}$	(mm)	Vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny pro hrdlo H3
$l_{H3so}$	(mm)	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny pro hrdlo H3
$L_{H4b}$	(mm)	Vzdálenost středů otvorů nebo hrdel měřená na střednici skořepiny pro hrdlo H4
$l_{H4so}$	(mm)	Maximální vyztužující délka skořepiny měřená na střednici stěny skořepiny

		pro hrdlo H4
$l_{lok}$	(mm)	Vzdálenost hrdla H5 od jakéhokoliv lokálního zatížení
$l_{P10}$	(mm)	Parametr délky
$L_S$	(mm)	Délka pláště
$L_T$	(mm)	Efektivní délka trubky
$l_{i,bk}$	(mm)	Vzperná délka trubky
$l_{T1}$	(mm)	Vzdálenost mezi přepážkami
$l_{T2}$	(mm)	Vzdálenost mezi přepážkami
$l_{T3}$	(mm)	Vzdálenost mezi přepážkami
$l_{tH5}$	(mm)	Délka hrdla H5
$L_{Ti}$	(mm)	Délka trubky mezi vnějšími čely trubkovic
$l_{Tix}$	(mm)	Délka zaválcování trubky v trubkovnici
$M_{CH5max}$	(N·m)	Maximální ohybový moment
$M_{CH5max}$	(N·m)	Maximální ohybový moment pro hrdlo H8
$m_{P1}$	(-)	Součinitel těsnění pro těsnění plášťové příruby
$M_{P1A}$	(N·m)	Celkový moment působící na přírubu ve smontovaném stavu
$M_{P1mont}$	(N·m)	Krouticí moment působící na jednotku délky plášťové příruby pro montážní stav
$M_{P1op}$	(N·m)	Celkový moment působící na přírubu při provozním stavu
$M_{P1optest}$	(N·m)	Celkový moment působící na plášťovou přírubu pro podmínky tlakové zkoušky
$M_{P1provoz}$	(N·m)	Krouticí moment působící na jednotku délky plášťové příruby pro provozní stav
$M_{P1test}$	(N·m)	Krouticí moment působící na plášťovou přírubu pro podmínky tlakové zkoušky
$m_{PD}$	(-)	Součinitel těsnění pro těsnění plochého dna
$M_{XH5}$	(N·m)	Obvodový moment na hrdlo H5
$M_{XH5max}$	(N·m)	Dovolený obvodový moment na hrdlo H5
$M_{XH8}$	(N·m)	Obvodový moment na hrdlo
$M_{XH8max}$	(N·m)	Dovolený obvodový moment na hrdlo H8
$M_{YH5}$	(N·m)	Podélný moment na hrdlo H5
$M_{YH5max}$	(N·m)	Dovolený podélný moment na hrdlo H5
$M_{YH8}$	(N·m)	Podélný moment na hrdlo
$M_{YH8max}$	(N·m)	Dovolený podélný moment na hrdlo H8
$N_D$	(-)	Parametr N
$n_{SR}$	(-)	Počet šroubů
$N_{Ti}$	(mm)	Počet trubek
$p^*_T$	(mm)	Efektivní rozteč trubek $p_T^*$ je dána vzorcem
$P_D$	(MPa)	Výpočtový tlak pro torosferické dno
$P_D$	(MPa)	Únosnost torosferického dna
$P_{Db}$	(MPa)	Tlak pro určení únosnosti dna
$P_{Dmaxtest}$	(MPa)	Únosnost torosferického dna pro podmínky tlakové zkoušky
$P_{Ds}$	(MPa)	Tlak pro určení únosnosti dna
$P_{Dtest}$	(MPa)	Zkušební tlak pro torosferické dno
$P_{Dy}$	(MPa)	Tlak pro určení únosnosti dna
$P_{H1max}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor pro hrdlo H1
$P_{H1maxtest}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor H1 pro tlakovou zkoušku
$P_{H1test}$	(MPa)	Zkušební tlak pro otvor pro hrdlo H1
$P_{H2max}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor pro hrdlo H2

$P_{H2maxtest}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor H2 pro tlakovou zkoušku
$P_{H2test}$	(MPa)	Zkušební tlak pro otvor pro hrdlo H2
$P_{H3max}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor pro hrdlo H3
$P_{H3maxtest}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor H3 pro tlakovou zkoušku
$P_{H3test}$	(MPa)	Zkušební tlak pro otvor pro hrdlo H3
$P_{H4max}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor pro hrdlo H4
$P_{H4maxtest}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor H4 pro tlakovou zkoušku
$P_{H4test}$	(MPa)	Zkušební tlak pro otvor pro hrdlo H4
$P_{H5max}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor pro hrdlo H5
$P_{H6max}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor pro hrdlo H6
$P_{H7max}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor pro hrdlo H7
$P_{H8max}$	(MPa)	Maximální tlak na otvor pro hrdlo H8
$P_{MAXtest}$	(MPa)	Maximální tlak na plášť pro zkušební podmínky
$PN$	(MPa)	Jmenovitý tlak
$P_{P1test}$	(MPa)	Zkušební tlak pro plášťovou přírubu
$P_{P1test}$	(MPa)	Zkušební tlak pro ploché dno
$P_S$	(MPa)	Výpočtový tlak v plášti
$P_{Sh}$	(MPa)	Hydrostatický tlak zkušební média v plášti
$P_{Smax}$	(MPa)	Maximální tlak na plášť
$P_{Sprac}$	(MPa)	Pracovní tlak v plášti
$P_{Stest}$	(MPa)	Zkušební tlak v plášti
$P_{Stest1}$	(MPa)	Zkušební tlak v plášti
$P_{Stest2}$	(MPa)	Zkušební tlak v plášti
$P_{StestC}$	(MPa)	Celkový zkušební tlak v plášti
$P_T$	(MPa)	Výpočtový tlak na trubkovnici
$p_T$	(mm)	Rozteč trubek
$P_{Te}$	(MPa)	Efektivní tlak s uvažováním tepelné roztažnosti
$P_{Te(\gamma=0)}$	(MPa)	Efektivní tlak bez uvažování tepelné roztažnosti
$P_{Tprac}$	(MPa)	Pracovní tlak v trubkovém prostoru
$P_{Tr}$	(MPa)	Výpočtový tlak v trubkách
$P_{Trtest}$	(MPa)	Zkušební tlak v trubkách
$P_{Ttest}$	(MPa)	Zkušební tlak v trubkovém prostoru
$R_D$	(mm)	Vnitřní poloměr kruhové části torosferického dna
$r_D$	(mm)	Zaoblení torosferického dna
$R_{Dm}$	(MPa)	Mez pevnosti materiálu torosferického dna pro teplotu 70°C
$R_{Dp0,2(70^\circ C)}$	(MPa)	Smluvní mez kluzu materiálu torosferického dna pro teplotu 70°C
$r_{H1is}$	(mm)	Vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru H1
$r_{H2is}$	(mm)	Vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru H2
$r_{H2is}$	(mm)	Vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru H2
$r_{H3is}$	(mm)	Vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru H3
$r_{H4is}$	(mm)	Vnitřní poloměr křivosti skořepiny v místě středu otvoru H4
$R_{HSm}$	(MPa)	Mez pevnosti materiálu plášťového hrdla pro teplotu 90°C
$R_{HSp1,0(90^\circ C)}$	(MPa)	Mez kluzu materiálu plášťového hrdla pro teplotu 90°C
$R_{HTm}$	(MPa)	Mez pevnosti materiálu hrdla na obrátové komoře pro teplotu 70°C
$R_{HTp0,2(70^\circ C)}$	(MPa)	Mez kluzu materiálu hrdla na obrátové komoře pro teplotu 70°C
$R_{Pm}$	(MPa)	Mez pevnosti při provozní teplotě pro materiál plášťové příruby
$R_{Pp0,2(70^\circ C)}$	(MPa)	Dolní mez kluzu při provozní teplotě pro materiál plášťové příruby
$R_{Sm}$	(MPa)	Mez pevnosti materiálu pláště pro teplotu 90°C
$R_{Sp1,0(90^\circ C)}$	(MPa)	Smluvní mez kluzu materiálu pláště pro teplotu 90°C

$R_{SRm}$	(MPa)	Mez pevnosti šroubu 5.6 při montážní teplotě
$R_{SRp0,2(20^{\circ}C)}$	(MPa)	Dolní mez kluzu šroubu 5.6 při montážní teplotě
$R_{SRp0,2(90^{\circ}C)}$	(MPa)	Dolní mez kluzu šroubu 5.6 při provozní teplotě
$R_{Tm(70^{\circ}C)}$	(MPa)	Mez pevnosti materiálu trubek pro teplotu 70°C
$r_{To}$	(mm)	Poloměr kružnice procházející středem nejkrajnější trubky
$R_{Tp1,0(70^{\circ}C)}$	(MPa)	Mez kluzu materiálu trubek pro teplotu 70°C
$R_{Tsm(70^{\circ}C)}$	(MPa)	Mez pevnosti materiálu trubkovnic pro teplotu 70°C
$R_{Tsp1,0(70^{\circ}C)}$	(MPa)	Mez kluzu materiálu trubkovnic pro teplotu 70°C
$S$	(mm)	Neděrovaná plocha trubkovnice
$t_D$	(°C)	Výpočtová teplota pro torosferické dno
$t_{HK}$	(°C)	Výpočtová teplota pro hrdla v obratových komorách
$t_{P1}$	(mm)	Tloušťka těsnění
$t_S$	(°C)	Výpočtová teplota v plášti
$t_{Sprac}$	(°C)	Pracovní teplota v plášti
$t_T$	(°C)	Výpočtová teplota na trubkovnici a v trubkách
$t_{Tprac}$	(°C)	Pracovní teplota v trubkovém prostoru
$U_L$	(mm)	Vzdálenost mezi sousedícími řadami trubek
$U_{LT}$	(mm)	Šířka neděrovaného diametrálního pruhu na trubkovnici
$w_{H1}$	(mm)	Vzdálenost mezi okrajem otvoru pro hrdlo H1 a skořepinovou diskontinuitou
$w_{H1min}$	(mm)	Minimální vzdálenost mezi okrajem otvoru pro hrdlo H1 a skořepinovou diskontinuitou
$w_{H2}$	(mm)	Vzdálenost mezi okrajem otvoru pro hrdlo H2 a skořepinovou diskontinuitou
$w_{H2min}$	(mm)	Minimální vzdálenost mezi okrajem otvoru pro hrdlo H2 a skořepinovou diskontinuitou
$w_{H3}$	(mm)	Vzdálenost mezi okrajem otvoru pro hrdlo H3 a skořepinovou diskontinuitou
$w_{H3min}$	(mm)	Minimální vzdálenost mezi okrajem otvoru pro hrdlo H3 a skořepinovou diskontinuitou
$w_{H4}$	(mm)	Vzdálenost mezi okrajem otvoru pro hrdlo H4 a skořepinovou diskontinuitou
$w_{H4min}$	(mm)	Minimální vzdálenost mezi okrajem otvoru pro hrdlo H4 a skořepinovou diskontinuitou
$w_{P1}$	(mm)	Styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnící plochy pro plášťovou přírubu
$W_{P1}$	(N)	Výpočtové zatížení šroubů ve smontovaném stavu
$W_{P1A}$	(N)	Zatížení šroubů a plochy průřezu plášťové příruby pro montážní stav
$W_{P1op}$	(N)	Zatížení šroubů a plochy průřezu plášťové příruby pro provozní stav
$w_{PD}$	(mm)	Styková šířka těsnění omezená šířkou těsnění a těsnící plochy pro ploché dno
$W_{PD}$	(N)	Výpočet zatížení šroubů plochého dna ve smontovaném stavu
$W_{PDA}$	(N)	Minimální zatížení šroubů plochého dna pro montážní stav
$W_{PDop}$	(N)	Minimální zatížení šroubů plochého dna pro provozní stav
$w_{TJ}$	(mm)	Výška vlny kompenzátoru
$X_D$	(-)	Poměr vnitřního poloměru anuloidového přechodu a vnitřního průměru skořepiny
$X_T$	(-)	Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice
$\bar{X}_T$	(-)	Součinitel tuhosti trubkového svazku k tuhosti trubkovnice
$x_T$	(-)	Součinitel bezpečnosti proti zborcení trubek

$x_{Ts}$	(-)	Součinitel rozvrtání trubkovnice na plášťové straně
$x_{Tt}$	(-)	Součinitel rozvrtání trubkovnice na straně trubkové
$Y_D$	(-)	Parametr Y
$y_{PI}$	(MPa)	Minimální tlak na usazení těsnění
$y_{PD}$	(MPa)	Minimální tlak na usazení těsnění nebo spoje
$z_D$	(-)	Součinitel svaru pro torosferické dno
$Z_D$	(-)	Parametr Z
$z_K$	(-)	Součinitel svaru pro hrdla
$z_S$	(-)	Součinitel svaru pláště
$Z_S$	(-)	Parametr Z
$Z_T$	(-)	Omezující součinitel okraje trubkovnice způsobený pláštěm a trubkovicí
$Z_{T\infty}$	(-)	Omezující součinitel okraje trubkovnice způsobený pláštěm a trubkovicí
$\alpha_{H5}$	(-)	Součinitel $\alpha$ pro hrdlo H5
$\alpha_{H8}$	(-)	Součinitel $\alpha$ pro hrdlo H8
$\alpha_{Tsm}$	( $\text{m}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$ )	Součinitel tepelné roztažnosti pláště
$\alpha_{Ttm}$	( $\text{m}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$ )	Součinitel tepelné roztažnosti trubky
$\beta_D$	(-)	Součinitel $\beta$
$\beta_{PIF}$	(-)	Součinitel pro výpočet integrálního typu přírub
$\beta_{PIT}$	(-)	Součinitel $\beta T$ pro plášťovou přírubu
$\beta_{PIU}$	(-)	Součinitel $\beta U$ pro plášťovou přírubu
$\beta_{PIV}$	(-)	Součinitel pro integrální metodu
$\beta_{PIY}$	(-)	Součinitel $\beta Y$ pro plášťovou přírubu
$\gamma_T$	(-)	Axiální diferenční teplotní dilatace mezi trubkami a pláštěm
$\Delta F_{ZH5}$	(N)	Rozkmit napětí od axiální síly
$\Delta F_{ZH8}$	(N)	Rozkmit napětí od axiální síly
$\Delta_{H5}$	(-)	Součinitel $\Delta$ pro hrdlo H5
$\Delta_{H8}$	(-)	Součinitel $\Delta$ pro hrdlo H8
$\Delta M_{XH5}$	(N·m)	Rozkmit napětí od obvodového momentu
$\Delta M_{XH8}$	(N·m)	Rozkmit napětí od obvodového momentu
$\Delta M_{YH5}$	(N·m)	Rozkmit napětí od podélného momentu
$\Delta M_{YH8}$	(N·m)	Rozkmit napětí od podélného momentu
$\delta_{PIb}$	(mm)	Vzdálenost mezi středy sousedních šroubů
$\Delta P_{H5}$	(MPa)	Rozkmit napětí od tlaku
$\Delta P_{H8}$	(MPa)	Rozkmit napětí od tlaku
$\Delta T_p$	(°C)	Rozdíl teplot v pláští
$\Delta T_{tr}$	(°C)	Rozdíl teplot v trubkách
$\lambda_{H5C}$	(-)	Geometrický parametr hrdla H5 na válcové skořepině
$\lambda_{H8C}$	(-)	Geometrický parametr hrdla H8 na válcové skořepině
$\lambda_{PI}$	(-)	Součinitel $\lambda$ pro plášťovou přírubu
$\mu_T^*$	(-)	Efektivní součinitel zeslabení
$\mu_T$	(-)	Základní součinitel zeslabení
$\nu$	(-)	Poissonova konstanta
$\nu_T^*$	(-)	Efektivní Poissonova konstanta materiálu trubkovnice
$\rho$	( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	Hustota materiálu (původní)
$\rho^*$	( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	Hustota materiálu (zohlednění tíhy média)
$\rho_M$	( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	Hustota média
$\rho_T$	(-)	Poměr hloubky zaválcování trubky
$\rho_t$	( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	Hustota materiálu trubek

$\rho_t^*$	(kg·m <sup>-3</sup> )	Hustota materiálu trubek (zohlednění tíhy média)
$\sigma_{er,test}$	(MPa)	Eulerovo kritické napětí na trubky pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{H5call}$	(MPa)	Maximální dovolené tlakové napětí
$\sigma_{H5e}$	(MPa)	Elastická mez hrdla H5
$\sigma_{H5FZ}$	(MPa)	Napětí od rozkmitu axiálního zatížení pro hrdlo H5
$\sigma_{H5komb}$	(MPa)	Kombinace rozkmitů napětí pro hrdlo H5
$\sigma_{H5MX}$	(MPa)	Napětí od rozkmitu obvodového momentu pro hrdlo H5
$\sigma_{H5MY}$	(MPa)	Napětí od rozkmitu podélného momentu pro hrdlo H5
$\sigma_{H5P}$	(MPa)	Napětí od rozkmitu tlaku pro hrdlo H5
$\sigma_{H5T}$	(MPa)	Napětí od teplotního zatížení pro hrdlo H5
$\sigma_{H8call}$	(MPa)	Maximální přípustné tlakové podélné napětí pro hrdlo H8
$\sigma_{H8e}$	(MPa)	Elastická mez hrdla H8
$\sigma_{H8FZ}$	(MPa)	Napětí od rozkmitu axiálního zatížení pro hrdlo H8
$\sigma_{H8komb}$	(MPa)	Kombinace rozkmitů napětí pro hrdlo H8
$\sigma_{H8MX}$	(MPa)	Napětí od rozkmitu obvodového momentu pro hrdlo H8
$\sigma_{H8MY}$	(MPa)	Napětí od rozkmitu podélného momentu pro hrdlo H8
$\sigma_{H8P}$	(MPa)	Napětí od rozkmitu tlaku pro hrdlo H8
$\sigma_{H8T}$	(MPa)	Napětí od teplotního zatížení pro hrdlo H8
$\sigma_{H8stahmax}$	(MPa)	Maximální podélné tahové napětí v hrdle H8
$\sigma_p$	(MPa)	Napětí v plášti od teplotní dilatace
$\sigma_{PIH}$	(MPa)	Podélné napětí v krku plášťové příruby
$\sigma_{PIHmont}$	(MPa)	Podélné napětí v krku plášťové příruby pro smontovaný stav
$\sigma_{PIHprovoz}$	(MPa)	Podélné napětí v krku plášťové příruby pro provozní stav
$\sigma_{PIHtest}$	(MPa)	Podélné napětí v přírubě pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{PI\theta provoz}$	(MPa)	Tangenciální napětí v přírubě pro provozní stav
$\sigma_{PI\theta test}$	(MPa)	Tangenciální napětí v přírubě pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{PIr}$	(MPa)	Radiální napětí v plášťové přírubě
$\sigma_{PIr mont}$	(MPa)	Radiální napětí v plášťové přírubě pro smontovaný stav
$\sigma_{PIr provoz}$	(MPa)	Radiální napětí v plášťové přírubě pro provozní stav
$\sigma_{PIr test}$	(MPa)	Radiální napětí v přírubě pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{PI\theta mont}$	(MPa)	Tangenciální napětí v přírubě pro smontovaný stav
$\sigma_{seqtest}$	(MPa)	Ekvivalentní napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{S,eq}$	(MPa)	Ekvivalentní napětí pláště s uvažováním tepelné roztažnosti materiálu
$\sigma_{S,eq(\gamma=0)}$	(MPa)	Ekvivalentní napětí pláště bez uvažování tepelné roztažnosti materiálu
$\sigma_{S,eq1}$	(MPa)	Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí (s uvažováním tepelné roztažnosti)
$\sigma_{S,eq1(\gamma=0)}$	(MPa)	Ekvivalentní napětí v místě spojení s trubkovnicí (bez uvažování tepelné roztažnosti)
$\sigma_{S,m}$	(MPa)	Axiální membránové napětí v plášti při uvažování tepelné roztažnosti
$\sigma_{S,m(\gamma=0)}$	(MPa)	Axiální membránové napětí v plášti bez uvažování tepelné roztažnosti
$\sigma_{smtest}$	(MPa)	Axiální membránové napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{S,r}$	(MPa)	Střední radiální napětí v plášti
$\sigma_{srtest}$	(MPa)	Střední radiální napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{S,\theta}$	(MPa)	Střední obvodové napětí v plášti
$\sigma_{s\theta test}$	(MPa)	Střední obvodové napětí v plášti pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_T$	(MPa)	Maximální ohybové napětí v trubkovnici s uvažováním tepelné roztažnosti
$\sigma_{T(\gamma=0)}$	(MPa)	Maximální ohybové napětí v trubkovnici bez uvažování tepelné roztažnosti

$\sigma_{i,i}$	(MPa)	Maximální membránové napětí pro vnitřní řadu trubek při uvažování tepelné roztažnosti
$\sigma_{itest}$	(MPa)	Maximální axiální napětí ve vnitřní řadě trubek pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{i,i(\gamma=0)}$	(MPa)	Maximální membránové napětí pro vnitřní řadu trubek bez uvažování tepelné roztažnosti
$\sigma_{i,o}$	(MPa)	Maximální membránové napětí pro vnější řadu trubek při uvažování tepelné roztažnosti
$\sigma_{iotest}$	(MPa)	Maximální axiální napětí ve vnější řadě trubek pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{i,o(\gamma=0)}$	(MPa)	Maximální membránové napětí pro vnější řadu trubek bez uvažování tepelné roztažnosti
$\sigma_{i,ptest}$	(MPa)	Součinitel tlakového efektu na trubky pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_r$	(MPa)	Napětí v trubkách od teplotní dilatace
$\sigma_{t,r}$	(MPa)	Střední hodnota radiálního napětí v trubkách
$\sigma_{t,rtest}$	(MPa)	Střední hodnota radiálního napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{T,teqtest}$	(MPa)	Maximální ekvivalentní napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{Ttest}$	(MPa)	Maximální ohybové napětí v trubkovnici pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{t,\theta}$	(MPa)	Střední hodnota obvodového napětí v trubkách
$\sigma_{t,\theta test}$	(MPa)	Střední hodnota obvodového napětí v trubkách pro podmínky tlakové zkoušky
$\sigma_{Tcr}$	(MPa)	Eulerovo kritické napětí na trubky
$\sigma_{Ts,b}$	(MPa)	Maximální axiální ohybové napětí v plášti v místě jeho připojení k trubkovnici
$\sigma_{Ts,b(\gamma=0)}$	(MPa)	Maximální axiální ohybové napětí v plášti v místě jeho připojení k trubkovnici (bez uvažování tepelné roztažnosti)
$\sigma_{T,eq}$	(MPa)	Maximální ekvivalentní napětí v trubkách s uvažováním tepelné roztažnosti
$\sigma_{T,eq(\gamma=0)}$	(MPa)	Maximální ekvivalentní napětí v trubkách bez uvažování tepelné roztažnosti
$\sigma_{Ttp}$	(MPa)	Součinitel tlakového efektu na trubky
$\tau_T$	(MPa)	Maximální smykové napětí v trubkovnici s uvažováním tepelné roztažnosti
$\tau_{T(\gamma=0)}$	(MPa)	Maximální ohybové napětí v trubkovnici bez uvažování tepelné roztažnosti
$\tau_{Ttest}$	(MPa)	Maximální smykové napětí v trubkovnici pro podmínky tlakové zkoušky
$\Phi_{H5B}$	(-)	Poměr zatížení od momentu pro hrdlo H5
$\Phi_{H5komb}$	(-)	Kombinovaný poměr vytížení pro hrdlo H5
$\Phi_{H5P}$	(-)	Poměr zatížení od tlaku pro hrdlo H5
$\Phi_{H5Z}$	(-)	Poměr zatížení od axiální síly pro hrdlo H5
$\Phi_{H8B}$	(-)	Poměr zatížení od momentu pro hrdlo H8
$\Phi_{H8komb}$	(-)	Kombinovaný poměr vytížení pro hrdlo H8
$\Phi_{H8P}$	(-)	Poměr zatížení od tlaku pro hrdlo H8
$\Phi_{H8Z}$	(-)	Poměr zatížení od axiální síly pro hrdlo H8
$\varphi_{P1}$	(-)	Korekční součinitel napětí v krku pro výpočet integrálních přírub

## **Seznam příloh**

Příloha 1 – Výpočet dvojice výměníku tepla podle ČSN EN 13445 (elektronická verze)

### **Další přílohy**

DVD s elektronickou verzí diplomové práce

Tato práce vznikla za podpory a na přístrojovém vybavení NETME Centre, regionálního výzkumného a vývojového centra vybudovaného z finančních prostředků Operačního programu Výzkum a vývoj pro inovace v rámci projektu NETME Centre (Nové technologie pro strojírenství), Reg. č.: CZ.1.05/2.1.00/01.0002 a podporovaného v navazující fázi udržitelnosti prostřednictvím projektu NETME CENTRE PLUS (LO1202) za finančního přispění Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy v rámci účelové podpory programu „Národní program udržitelnosti I“.

This thesis was elaborated with support and by using research equipment of NETME Centre, regional research and development centre, built with the financial support from the Operational Programme Research and Development for Innovations within the project NETME Centre (New Technologies for Mechanical Engineering), Reg. No. CZ.1.05/2.1.00/01.0002 and in the follow-up sustainability stage, financially supported through NETME CENTRE PLUS (LO1202) by the Ministry of Education, Youth and Sports under the „National Sustainability Programme I“.