VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH ŘEŠENÍ POTRUBNÍ SÍTĚ V ENERGTICE

DESIGHN OF ENERGETIC UNIT PIPELINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. MARTIN ADAMEC
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. RICHARD NEKVASIL, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2010

Abstrakt

Tato diplomová práce bude zaměřena na návrh a celkovou kontrolu potrubní sítě. V diplomové práci je proveden předběžný výpočet analytickou metodou a je provedeno srovnání s numerickým výpočtem zda-li potrubní větev vyhovuje nebo nevyhovuje.

Klíčová slova

Potrubní trasa, vnitřní přetlak, MKP

Summary

This diploma work is aimed at a proposal and an overall controll of the pipeline net. There is a preliminary calculation performed (by the analytical method) in this diploma work. There is also a comparison with the numerical computing to find out whether the pipe branch does or does not comply.

Key words

Piping, internal pressure, FEM

Bibliografická citace

ADAMEC, M. *Návrh řešení potrubní sítě v energetice.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 57 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Richard Nekvasil, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Návrh řešení potrubní sítě v energetice vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum: …….

Podpis diplomanta

Poděkování

Tímto děkuji Ing. Richardu Nekvasilovi Ph.D. Za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

Obsah

Obsah 9
ÚVOD 10
1. Seznámení se s řešenou problematikou 11
1.1 Materiály 12
1.2 Komponenty 13
1.2.1 Trubky bezešvé 13
1.2.2 Trubky švové (svařované) 13
1.2.3 Příruby 13
1.2.4 Kolena, ohyby, T-kusy 14
1.2.5 Výkovky 14
1.2.6 Odlitky 14
1.3 Vnitřní přetlak 15
1.4 Tenkostěnné nádoby 15
1.5 Tlustostěnné nádoby 16
1.6 Tloušťka stěny 17
1.7 Potrubní ohyby a oblouky 18
1.8 Osamocené otvory 19
1.9 Vyztužené otvory pro $d_i/D_i<0,8$ 21
1.10 Vyztužení výztužnými límci 21
1.11 Přídavek na korozi (korozní přídavek) 22
1.12 Uložení potrubí 23
1.13 Rozteč uložení 23
1.14 Druhy uložení 24
2. Rozbor řešeného problému 26
3. Návrh potrubní sítě pro danou jednotku 27
4. Pevnostní kontrola dle příslušné normy 29
4.1 Pevnostní výpočet na vnitřní přetlak 29
4.1.1 Trubka 457x10 29
4.1.2 Návarek z trubky 168,3x8,8 30
4.1.3 Návarek z trubky 26,9x5,6 30
4.1.4 Detail C 31
4.1.5 Detail D 32
4.2 Kontrola vyztužení otvorů 32
4.2.1 Kontrola otvorů mezi detaily A-B 32
4.2.2 Kontrola otvorů mezi detaily B-B 34
4.3 Koleno 37
4.4 Dilatační výpočet 37
4.4.1 Teplotní deformace Křivých prutů 37
4.4.2 kinematického rozbor 38
4.5 Výstupní kontrolní výpočet z programu CAESAR II 39
5. Celková kontrola pomocí MKP 42
5.1. Napěťová analýza vybrané části potrubí pomocí MKP 42
6. Rozbor získaných výsledků řešení 45
Závěr 53
Seznam použitých zdrojů 54
Seznam použitých zkratek a symbolů 55
Seznam příloh 57

ÚVOD

Historie potrubních technologií se datují do ranních civilizací. Tyto civilizace využívaly potrubní systémy na zavlažování a na dopravu vody. Tento přístup byl aplikován v mezopotámii. Přibližně ve stejnou dobu, avšak na opačném konci světa řešily staří Číňané jak dopravovat vodu do svých vesnic a na svá políčka. Tento problém vyřešily za pomocí bambusových trubek. S rozvojem a vývojem lidstva se potrubní systémy začaly více a více využívat pro dopravu jiných médií než je voda. Mezi tyto média nejčastěji patří ropa, zemní plyn atd.

V 19. století se začala potrubní technika velmi rychle rozvíjet. Tento rozvoj byl spjat s průmyslovou revolucí, kdy se objevují ropné společnosti, vzrostla spotřeba zemního plynu a je stále větší poptávka po distribuci vody a páry.

Později se začaly vyvíjet různé světové standardy a normy. Tyto standardy a normy mají velmi rozdílnou strukturu a jsou používány v různých zemích světa tzn. buďto v konkrétní zemi, nebo je-li dohodnuto v kontraktu.

Nejrozšířenější z těchto standardů je ASME codes, které je platné ve spojených státech amerických, ale také v mnoha zemích světa. Dále jsou rozšířeny normy DIN, ISO. Evropské předpisy pro tlaková zařízení spadají pod směrnici evropského parlamentu a rady 97/23/ES týkajících se tlakových zařízení PED (Preassure Equipment Directive).

Potrubí se využívá k přepravám velkého množství médií, plynných, kapalných i pevných. To naznačuje, že tyto celky budou i v budoucnu hlavním zdrojem dopravy těchto médií. Předpokládaná životnost většiny potrubních sítí v energetice je minimálně 200 000 hodin. Z tohoto důvodu je třeba věnovat této problematice patřičnou pozornost. Dále je nutno uvést, že potrubní inženýrství je využíváno při stavbě rozlehlých objektů.

1. Seznámení se s řešenou problematikou

Návrh potrubních tras sestává z několika částí, ve kterých se stanoví:

- parametry jednotlivých částí systému (tj. pracovní teploty, tlaky média). Tato fáze se nazývá tlako-teplotní výpočet.
- navrhnou se vhodné materiály, které mohou být použity pro dané návrhové teploty a dané prostředí – musí se navrhnout takové materiály, které vyhoví, ale nebudou celou trasu výrazně prodražovat. To znamená, že při výběru materiálu musí být také zohledněna jeho cena.
- provede se předběžný pevnostní výpočet ve kterém se zohlední teploty a tlaky v jednotlivých částech potrubního systému. Na základě těchto výpočtů se provede rozřazení jednotlivých částí systému do potrubních tříd.
- V návrhu systému musí být zohledněna funkčnost – tzn. navržené potrubí musí být schopno dopravit požadované množství média při přiměřených energetických ztrátách.
- Správné a účelné uspořádání – potrubí má být co nejkratší a má být vedeno tak, aby pokud možno vlastní pružností vyrovnalo svoji tepelnou roztažnost. Přitom má být co nejjednodušší s hlediska místních odporů při proudění a má být navrženo tak, aby v něm nedocházelo náhlých změn směru a rychlostí. [8]

  Všechny části potrubního zařízení, které mají být obsluhovány a prohlíženy, mají být přístupné, aby obsluha a údržba byla rychlá a bezpečná. Těžké části u kterých se předpokládá výměna, nebo častější opravy mají být v dosahu vhodných dopravních zařízení – jeřábů, kladkostrojů, výtahů atd. Na vhodná zdvihací zařízení je třeba pamatovat tam, kde umístění jeřábů není možné. V těchto případech je vhodné nad potrubím, nebo armaturou umístit hák, na který v případě potřeby bude moci zavěsit kladkostroj. Zároveň je nutno pamatovat na vhodné dopravní trasy pro zdvižení a spuštění břemene. [citace 1]

  Uzávěrky a všechny části, které je nutno při provozu potrubí obsluhovat, musí být pokud možno umístěna tak, aby byla snadno dosažitelná z prostoru v němž je stálá obsluha. Velmi vzdálené nebo důležité armatury (uzávěrky), zejména je-li je třeba ovládat v případech poruch, při nebezpečných stavech provozu, nebo jsou-li příliš mohutné, se opatřují mechanickými nebo elektrickými pohony. Tyto armatury jsou řízeny z velínu. [1]

  Tepelná roztažnost jednotlivých úseků potrubí se vyrovnává především vlastní pružností kompenzačních útvarů rovinných, nebo prostorových, které se v těchto úsecích vhodným vedením trasy potrubí záměrně vytvoří. V místech, kde by nebylo nebo vhodné a hospodárné vytvořit potřebné kompensační útvary, použije se kompensátorů. [citace 1]

  Potrubí musí být na všech nejnižších místech opatřeno zařízením k vypouštění obsahu a případně i k trvalému odvádění kondensátů, který se během provozu v potrubí vytvoří. Všechna nejvyšší místa je obvykle potřeba opatřit, která zároveň slouží i ke vpouštění vzduchu do potrubí při vypouštění jeho obsahu. Aby se obsah vypouštěného potrubí mohl shromáždit v místech, na něž jsou připojena vypouštěcí, nebo odvodňovací zařízení musí být potrubí položeno se spádem. Nejmenší spád potrubí se obvykle volí 2‰ tj.2mm na 1metr délky. Často však bývá spád větší podle druhu a vlastností látky, která proudí v potrubí. U potrubí parovodů je nutné volit spád nejméně 5‰, aby

kondensát mohl stékat do nejnižšího místa potrubí i proti směru proudění páry. V praxi se splnění předchozí podmínky předpokládá jen při menších rychlostech proudění a proto se doporučuje odlučováku kondensátu i na nejvyšším místě. Tyto spády by měli být dodržovány i při tepelné roztažnosti potrubí. [citace 1]

- Tlaky, teploty a rozsah rychlosti proudění – je důležité zvolit takovou světlost potrubí, aby rychlosti proudění byly v přijatelných mezích (vychází z tlako-teplotního výpočtu)
- Přenosy tepla, tepelné ztráty – je nutné počítat s přenosy tepla aby se mohly spočítat tloušťky tepelných izolací
- vytvoří se 3D model potrubí – při vytváření 3D modelu se odladí možné kolize potrubí s dalším potrubím, popřípadě kolize potrubí a stavebních částí
- generování výkresů
- výběr dodavatele se zohledněním jeho zkušeností – při výrobě je nutno dodržet nejen všechny rozměry součástí a předepsanou jakost použitého matriálu, nýbrž i zachovat technologické předpisy pro zacházení s použitým materiálem. Jedná se hlavně o svařování vysokotlakých potrubních tras z kvalitních jemnozrnných ocelí a slitin. [1]
- rozplánování stavby potrubí – je nutné začít svařovat mohutné celky a potrubní trasy aby se zabránilo možným kolizím při přemísťování těchto celků.
- Testy – jedná se hlavně o hydraulickou tlakovou zkoušku. Při této zkoušce musí být zařízení odvzdušněno.

1.1 Materiály

Materiály použité k výrobě tlakového zařízení musí být vhodné pro toto použití po celou dobu plánované životnosti, pokud se nepředpokládá jejich výměna.

a) musí mít vhodné vlastnosti za všech provozních podmínek, které lze důvodně předvídat, a za všech zkušebních podmínek, zejména mají být dostatečně tažné a houževnaté. Pokud to připadá v úvahu, musí vlastnosti materiálů vyhovovat požadavkům uvedeným v bodě 7.5. Zejména musí být materiály v případech, kde to je nutné, zvoleny tak, aby se předešlo vzniku křehkého lomu; pokud je ze zvláštních důvodů třeba použít křehký materiál, musí být přijata vhodná opatření; [citace 2]
b) musí být dostatečně chemicky odolné v prostředí tekutiny obsažené v tlakovém zařízení; během plánované životnosti zařízení nesmějí být významně ovlivněny chemické a fyzikální vlastnosti nezbytné pro bezpečnost provozu; [citace 2]
c) nesmějí být významně ovlivněny stárnutím; [citace 2]
d) musí být vhodné pro určené technologické postupy; [citace 2]
e) musí být voleny tak, aby se při vzájemném spojování různých materiálů zabránilo významným nežádoucím účinkům. [citace 2]

Pokud podle jiných kritérií nejsou požadovány jiné hodnoty, které je nutné brát v úvahu, považuje se ocel za dostatečně tažnou, aby vyhověla požadavkům uvedeným v bodě 4.1 písmenu a), jestliže při tahové zkoušce prováděné normalizovaným postupem není její hodnota tažnosti menší než 14 % a její nárazová práce při zkoušce rázem v ohybu měřená na zkušební tyči s V vrubem podle ISO není menší

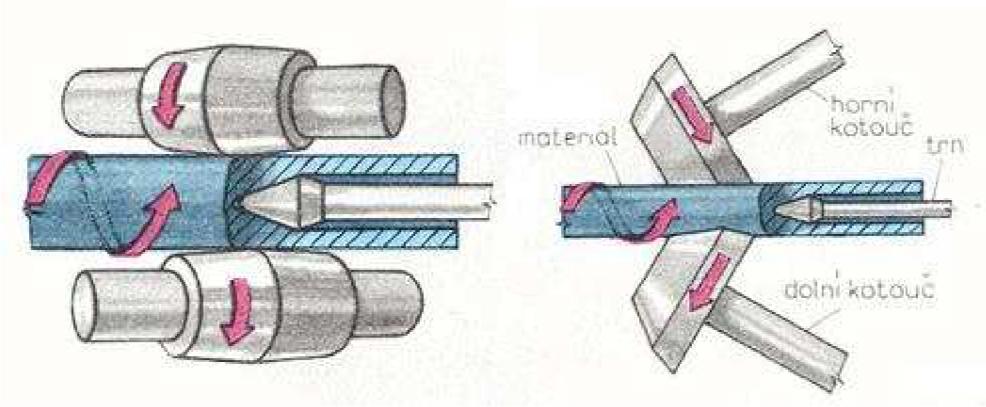
než 27 J při teplotě, která nepřekračuje 20 °C, avšak není vyšší než nejnižší předpokládaná pracovní teplota.[citace 2]

1.2 Komponenty

Trubky – jsou vyráběny ve dvou základních provedeních a to jako bezešvé a nebo svařované.

1.2.1 Trubky bezešvé

Nejčastěji se děruje polotovar kosým válcováním (základ Mannesmannova a Stiefelova způsobu výroby), při kterém dochází v důsledku jednosměrného stlačení materiálu (vznik velkých tahových napětí) k rozrušení materiálu ve středu polotovaru a k posunu částic materiálu ze středu průřezu ven směrem k obvodu, který se zvětšuje a tím dochází k tvorbě vnitřních trhlin, tedy k děrování. Díra má nepravidelný tvar a proto se kalibruje trnem kvůli hladkému povrchu. Úhel natočení válců není velký, bývá kolem 3 až 7°. Úhel sklonu válců se během tváření nemění, ale mění se pouze vzdálenost mezi válci, aby se dosáhlo potřebné deformace, potřebného smáčknutí. Děrovací trny mají jednoduchý tvar. [citace 3]



Obr. 1 – 1 Princip kosého válcování trubek – Mannesmanův způsob, Stiefelův způsob(vpravo) [3]

1.2.2 Trubky švové (svařované)

Svařované trubky se vyrábějí z pásové oceli tzn. polotovar se buďto skruží a zavaří na tupo, nebo se polotovar stočí do šroubovice a potom se zavaří ve šroubovici.

1.2.3 Příruby

jsou části , které slouží k rozebíratelnému spojování částí potrubní trasy. Příruby jsou vyrobené z výkovků, které jsou dále třískově opracovávány.

1.2.4 Kolena, ohyby, T-kusy

jsou části, které řadíme mezi tvarovky. Norma ČSN rozeznává tvarovky typu A a typu B. Tvarovky typu A nebudou odolné proti vnitřnímu přetlaku jako přímá trubka. Norma zavádí součinitel tlaku X. Tento součinitel vyjadřuje poměr tlakové odolnosti tvarovky a přímé trubky. [citace 4]

$$X = \frac{\text{Tlaková odolnost tvarovky}}{\text{Tlaková odolnost trubky}} \cdot 100\% \qquad (1.1.)$$

Obr.1 – 2 Ukázka ohýbání trubek [5]

1.2.5 Výkovky

Mnoho dílů a téměř všechny příruby jsou vyrobeny kováním. Kování je proces, kdy je ze základního polotovaru (tyče) vykován polotovar. Tento polotovar má homogenní mechanické vlastnosti. Výkovek musí mít přídavky na opracování, technologické přídavky a zaoblené hrany. Jestliže se provede předkování otvorů, musí být předkován správný tvar blány. Tento polotovar se dále obrábí na výsledný výrobek.

Samotné kování se provádí na kovacích lisech, nebo bucharech. Kování se dále dělí na volné kování a kování v zápustce.

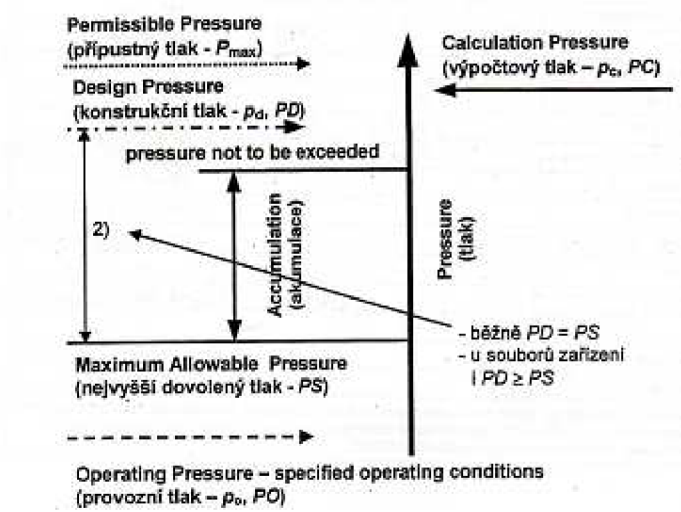
1.2.6 Odlitky

Jsou výrobky, které se vyrábí litím roztaveného kovu do formy. Ve formě tento kov ztuhne a zaujme požadovaný tvar, který musí jít většinou na další zpracování.

1.2.7 Strojní zpracování

Potrubní díly buď to samotné potrubí, nebo návarky, příruby apod. mohou být zpracovávány na nejrůznějších strojích, nebo ručními nástroji. (například řezání, příprava pro svařování) ohýbání za studena (malé průměry) velké průměry trubek se ohýbají na ohýbačce s indukčním ohřevem.

1.3 Vnitřní přetlak



Obr.1– 3 Návrhový diagram tlaků [6]

1.4 Tenkostěnné nádoby

Prvotní rozdělení úloh se provádí podle poměru tloušťky stěny k celkovým rozměrům tlakového tělesa. Je-li označen nejmenší vnitřní poloměr křivosti nádoby r_{imin} a tloušťka stěny t, lze při: [7]

$\frac{r_{imin}}{t} \geq 10$ hovořit o tenkostěnných nádobách

$\frac{r_{imin}}{t} \leq 10$ hovořit o tlustostěnných nádobách

Vzhledem k podmínce $\frac{r_{imin}}{t} \geq 10$ není třeba u tenkostěnných nádob uvažovat vnitřní a vnější poloměry (r_i a r_e), ale pro výpočet postačí střední poloměr r_s=r. Vzhledem k malé tloušťce stěny je napjatost v tenkostěnných nádobách považována za rovinnou (dvojosou), i když na vnitřním povrchu působí tlak p. Protože ve stěně není uvažován vznik smykových napětí, budou dvě vznikající napětí přímo hlavními napětími uvažované napjatosti, která se též nazývá membránovou.

Základní rovnice rovnováhy předpokládá nádobu se dvěma hlavními poloměry křivosti r_1 a r_2 (leží ve dvou navzájem kolmých rovinách, které odpovídají směrům hlavních napětí), tloušťkou stěny t a vnitřním přetlakem p. Napjatost je rovinná, neboť vzhledem k tenkostěnnosti lze předpokládat v porovnání s napětími σ_1, σ_2 třetí napětí $\sigma_3 = -p \approx 0$. Autorem základní rovnice membránové napjatosti je Laplace, a proto se nazývá Laplaceova rovnice membránové napjatosti. Její tvar je: [citace 7]

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{p}{t} \qquad (2.1.)$$

úpravou je získán vztah

$$\sigma_{dov} = \frac{\sigma_t}{2} \qquad (3.1.)$$

Nejčastěji je tato rovnice aplikována na kulové nádoby a na válcové nádoby, kde však není uvažován vliv tuhosti dna nádob na porušení stavu membránové napjatosti. [7]

Válcová tenkostěnná nádoba má pouze jeden reálný poloměr křivosti (r_1=r), protože druhý je nekonečně velký ($r = \infty$) po délce nádoby je její stěna přímková. Z tohoto předpokladu lze z Laplaceovy rovnice vyjádřit pouze první hlavní napětí, a to je tečné σ_t: [citace 7]

$$\sigma_1 = \sigma_t = \frac{p \cdot r}{t} \qquad (4.1.)$$

Druhé hlavní napětí σ_2 je třeba určit z rovnice rovnováhy do směru osy nádoby za předpokladu, ře veškerá síla způsobená tlakem p na dno nádoby o poloměru r se přenese do pláště ve formě druhého hlavního napětí – osového σ_o. Z tohoto předpokladu je odvozen vzorec: [citace 7]

$$\sigma_2 = \sigma_o = \frac{p \cdot r}{2 \cdot t} \qquad (5.1.)$$

Axiální síla působící na trubku je:

$$F_{ax} = S_1 \cdot P = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_c \qquad (6.1.)$$

Axiální (tahové) napětí v trubce je:

$$\sigma_{ax} = \frac{F_{ax}}{S_{tr}} \qquad (7.1.)$$

1.5 Tlustostěnné nádoby

Pokud je tloušťka stěny nádoby větší než desetina nejmenšího vnitřního poloměru, nelze již použít teorii membránové napjatosti (tj. rovinné napjatosti s konstantní hodnotou napětí po celé tloušťce stěny), ale je třeba uvažovat reálné změny napětí po tloušťce stěny nádoby. [citace 7]

Napjatost ve stěně silnostěnné nádoby je obecně prostorová, i když za určitých podmínek může být i rovinná. Protože ve stěně silnostěnné válcové nádoby nevznikají žádná napětí smyková, normálová napětí jsou přímo hlavními napětími.

Je-li uvažována válcová nádoba o poloměrech r_1 (vnitřní) a r_2 (vnější), na kterých působí přetlaky p_1 (vnitřní) a p_2 (vnější), velikost napětí je závislé na vzdálenosti od osy nádoby vyjádřená obecnou souřadnicí x. [citace 7]

$$\sigma_t(x) = K + \frac{C}{x^2} \qquad (8.1.)$$

$$\sigma_r(x) = K - \frac{C}{x^2} \qquad (9.1.)$$

Konstanty K a C jsou získány z okrajových podmínek řešení diferenciální rovnice rovnováhy elementu stěny nádoby. Jejich velikosti jsou: [citace 7]

$$K = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \qquad (10.1.)$$

$$C = (p_1 - p_2) \cdot \frac{r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \qquad (11.1.)$$

Třetí hlavní napětí – osové σ_o je závislé na konstrukci nádoby tzn. jestli je nádoba uzavřena, nebo otevřená. [citace 7]

Je-li nádoba uzavřená (dno je součástí nádoby, je k ní přivařeno, přilepeno, přišroubováno…, přenáší se veškerá tlaková síla působící na plochu dna do stěny válcové nádoby jako tahové napětí konstantní po celé tloušťce. Z rovnice rovnováhy do směru osy nádoby je velikost osového napětí: [citace 7]

$$\sigma_o = \frac{p_1 \cdot r_1^2 - p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \qquad (12.1.)$$

1.6 Tloušťka stěny

Minimální požadovaná tloušťka stěny přímé trubky bez přídavků a mezních úchylek e se spočítá z rovnice

$$e = \frac{p_c \cdot D_0}{2f + p_c} \qquad (12.1.)$$

A to za podmínky:

$$\frac{D_0}{D} \leq 1{,}7 \qquad (13.1.)$$

Když, je poměr $\frac{D_0}{D_i} > 1{,}7$ potom je nutno použít rovnice: [citace 8]

$$e = \frac{D_0}{2} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{f \cdot z - p_c}{f \cdot z + p_c}}\right) \qquad (14.1.)$$

Minimální tloušťka stěny se určí s ohledem na výrobu trubek a tvarovek.

Analyzovaná tloušťka e_a musí být nejmenší tloušťkou po korozi [citace 8]

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 \qquad (15.1.)$$

Vnější průměr [mm]	Mezní úchylky [mm]	Mezní úchylky T pro poměr T/D			
		$\leq 0{,}025$	$> 0{,}025$ $\leq 0{,}05$	$> 0{,}05$ $\leq 0{,}1$	$> 0{,}1$
$D \leq 219{,}1$	±1% nebo ±0,5mm platí větší hodnota	±12.5% nebo ±0,4mm, platí větší hodnota			
$D > 219{,}1$		±20%	±15%	±12,5%	±10%
Pro vnější průměry $D \geq 355{,}6$ mm je dovoleno místně překročit horní dovolenou úchylku tloušťky stěny o dalších 5% tloušťky stěny T					

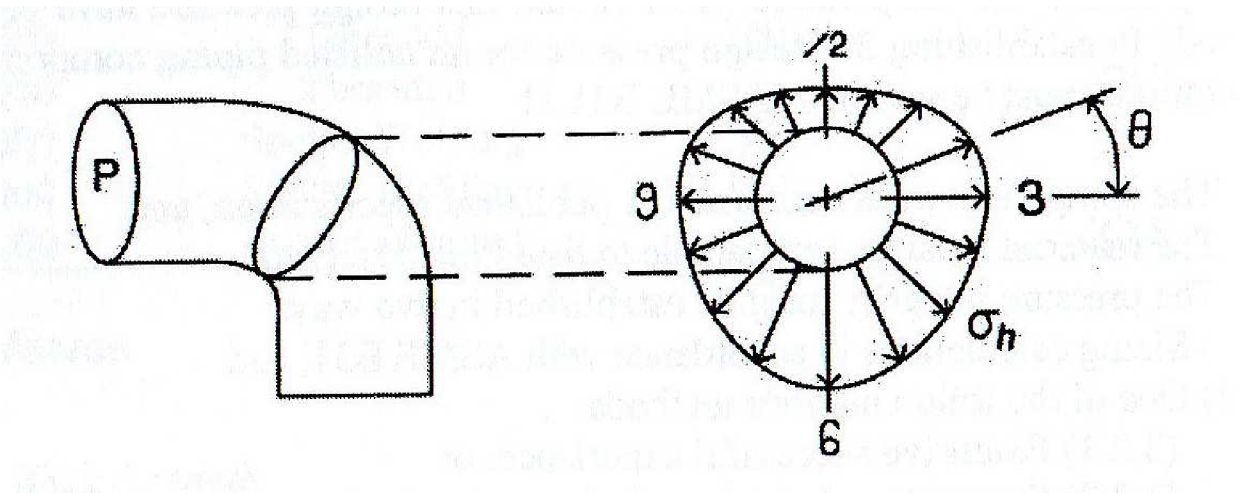
Tab.1 – 1 Mezní úchylky vnějšího průměru a tloušťky stěny [9]

1.7 Potrubní ohyby a oblouky

Jestliže je koleno, nebo oblouk natlakován potom tangenciální napětí je: [10]

$$\sigma_t = \frac{PD}{4t}\left(\frac{2R + r \cdot \sin\theta}{R + r \cdot \sin\theta}\right) \qquad (15.1.)$$

Větší tangenciální napětí je na vnitřní straně ohybu. [10]



Obr.1 – 4 Rozložení tangenciálního napětí v koleně pod tlakem [10]

Minimální požadovaná tloušťka stěny bez přídavků a tolerancí se spočítá podle rovnic: [8]
(pro vnitřní stranu oblouku)

$$e_{int} = e\frac{(R/D_0) - 0{,}25}{(R/D_0) - 0{,}5} \qquad (16.1.)$$

(pro vnější stranu oblouku)

$$e_{ext} = e\frac{(R/D_0)+0{,}25}{(R/D_0)+0{,}5} \qquad (17.1.)$$

Tyto dvě rovnice platí pro oblouky, které se vyrábí v továrně s potřebným strojním i "know-how" vybavením.
Pro trubky, které jsou ohýbané libovolným výrobním postupem musí mít takovou dostatečnou, že může být prokázáno splnění podmínek pro ohýbání: [citace 8]

- Minimální tloušťka v libovolném místě trubkového ohybu (včetně vnější strany) nesmí být menší než požadovaná tloušťka pro ekvivalentní přímou trubku.
- Tam, kde je dovolené namáhání časově závislé a poloměr ohybu je menší než šestinásobek vnějšího průměru trubky, nesmí být tloušťka stěny na vnitřní straně menší než tloušťka stěny vypočítaná ze vzorce [citace 8]

$$e_{int} = e\frac{2R-r}{2R-2r} \qquad (18.1.)$$

kde

$$r = \frac{D_0 - r}{2} \qquad (19.1.)$$

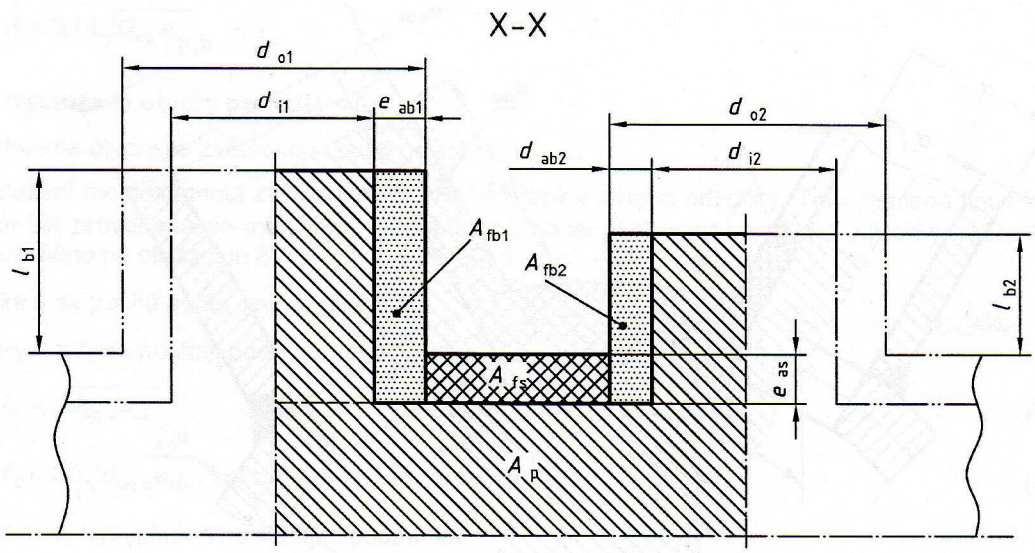
- Tam, kde je dovolené namáhání časově nezávislé a poloměr ohybu je menší než trojnásobek vnějšího průměru, nesmí být tloušťka stěny na vnitřní straně menší než tloušťka vypočítaná ze vzorce [citace 8]

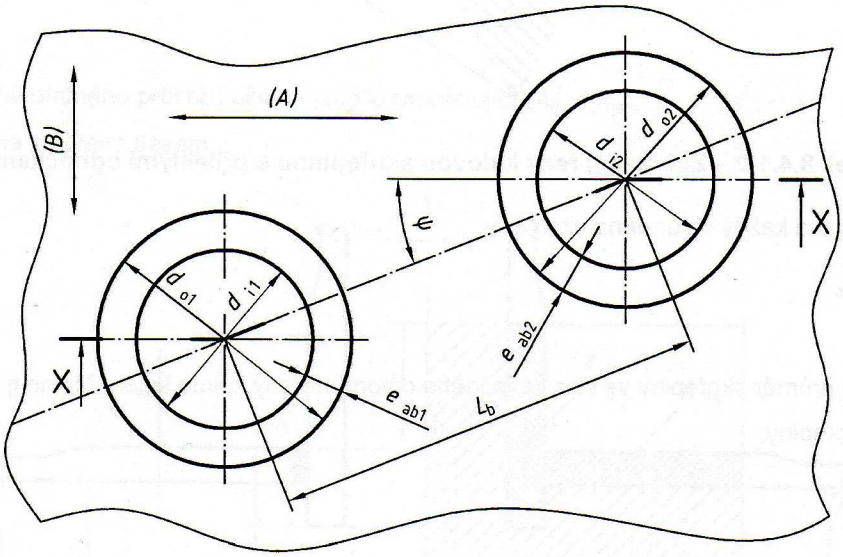
$$e_{int} = \max\left(e; \frac{e}{1{,}25}\frac{2R-r}{2R-2r}\right) \qquad (20.1.)$$

1.8 Osamocené otvory

Sousední otvory nebo odbočky se uvažují jako osamocené otvory, jestliže vzdálenost mezi středy otvorů nebo odboček L_b měřená na středním průměru skořepiny splňuje podmínku [citace 8]

$$L_b \geq \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} + 2l_s \qquad (21.1.)$$





Obr.1 – 5 Válcová skořepina s přilehlými odbočkami s úhlem ψ mezi spojnicí a osou skořepiny [8]

Legenda: (A) Podélný směr
(B) Obvodový směr

Hodnota l_s pro každý otvor je dána vzorcem

$$l_s = \sqrt{D_{eq} \cdot e_{as}} \qquad (22.1.)$$

Kde D_{eq} je ekvivalentní průměr skořepiny ve středu každého otvoru měřený kolmo ke skořepině [citace 8]

$$D_{eq} = D_i + e_{as} \qquad (23.1.)$$

Nebo

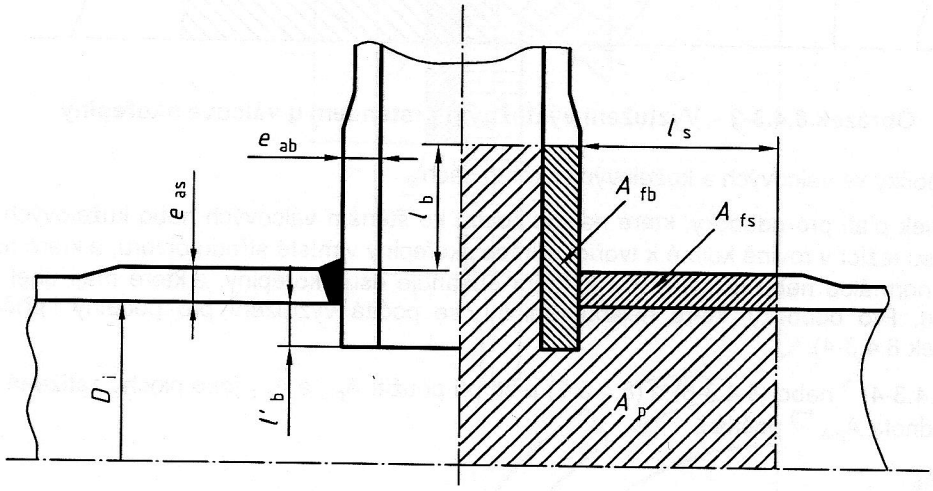
$$D_{eq}=D_0-e_{as} \qquad (24.1.)$$

Vyztužení se nepožaduje, jestliže je splněna podmínka

$$d_i \leq 0{,}14\sqrt{D_{eq}\cdot e_{as}} \qquad (25.1.)$$

1.9 Vyztužené otvory pro $d_i/D_i<0{,}8$

Vyztužení lze dosáhnout zvětšením tloušťky skořepiny a nebo odbočky. Tato zesílená tloušťka stěny musí být provedena do minimální vzdálenosti l_s podél skořepiny a l_p podél odbočky, měřené jak je znázorněno na obr. 6



Obr. 1 – 6 Vyztužení zvětšením tloušťky stěny skořepiny a/nebo odbočky [8]

$$l_b=\sqrt{d_{eq\,b}\cdot e_{ab}} \qquad (26.1.)$$

$$l'_b=0{,}5\cdot\sqrt{d_{eq\,b}\cdot e_{ab}} \qquad (27.1.)$$

l'_b nesmí být větší než je skutečná délka.

Dále musí být splněna podmínka:

$$\left(f-\frac{p_c}{2}\right)\cdot A_f \geq p_c\cdot A_p \qquad (28.1.)$$

Pokud není splněna předchozí podmínka, nebo tvar styku trubek neodpovídá danému uspořádání, použijeme následující výpočet, tj. vyztužení výztužnými límci. [citace 8]

1.10 Vyztužení výztužnými límci

Výztužné límce musí být v těsném kontaktu se skořepinou. Šířka výztužného límce l_{pl} uvažovaná jako přispívající k vyztužení, nesmí být větší než l_s [citace 8]

$$l_{pl} \geq l_s \qquad (29.1.)$$

Hodnota e_{apl} použitá pro určení A_{fpl} nesmí překročit tloušťku skořepiny e_{sa}

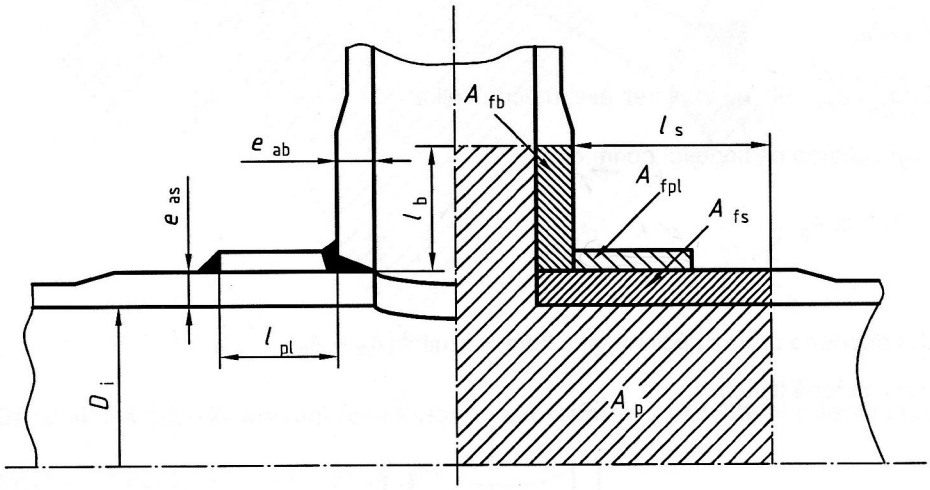
$$e_{apl} \leq e_{as} \qquad (30.1.)$$

Dále musí být splněna podmínka

$$(f_s - \frac{p_c}{2}) \cdot (A_{fs} + A_{fpl}) \geq p_c \cdot A_p \qquad (31.1.)$$

Je-li dovolené namáhání výztužného prstence f_{pl} menší než dovolené namáhání skořepiny f_s, musí být splněna následující podmínka místo předchozího vzorce.

$$(f_s - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fb} \cdot (f_b - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fb} + (f_{pl} - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fpl} \geq p_c \cdot A_p \qquad (32.1.)$$



Obr. 1 – 7 Vyztužení výztužným prstencem u válcové skořepiny [8]

1.11 Přídavek na korozi (korozní přídavek)

V případech, kdy je možné očekávat snížení tloušťky stěny trubky povrchovou korozí vlivem média v trubce je nutno použít tzv. korozní přídavek. Korozní přídavek musí být zohledněn na úbytek materiálu jak na vnitřním, tak na vnějším povrchu trubky.

Pracovní látka	Přídavek na korozi a erozi c_0 [mm]
přehřátá pára	0,5
sytá pára	1
voda málo agresivní	1
vlhký vzduch	2
voda agresivní	3

Tab.1 – 2 Obvyklé korozní přídavky [11]

Pozn. Jestliže je voda demineralizovaná, potom lze použít nulový přídavek na korozi

1.12 Uložení potrubí

Základním předpokladem pro správnou volbu a dimenzování uložení je znalost účinků, které na úložnou konstrukci působí.

1.13 Rozteč uložení

Rozteč uložení je nutno kontrolovat z hlediska:

1 – omezení ohybového namáhání při průhybu
2 – dodržení spádu při průhybu
3 – omezení sil působící na jedno uložení

Rovnoměrné zatížení potrubí na 1m délky je vektorový součet účinků:

1 – vlastní hmotnosti trubky a armatur
2 – hmotnost proudícího, popřípadě zkušebního média
3 – hmotnost tepelné izolace
4 – síly působící na potrubí z vnějšího prostředí (síla větru, sníh)

Namáhání od ohybového momentu

Uvažujeme-li potrubí jako spojitý nosník, zatížený rovnoměrným zatížením, pak maximální ohybový moment M_o působí v místě podpěry.

Je-li potrubí považováno za nosník s vetknutými konci, potom je ohybový moment [12]

$$M_o = \frac{ql^2}{12} \qquad (33.1.)$$

Má-li potrubí charakter nosníku s volně podepřenými konci, je ohybový moment [12]

$$M_o = \frac{ql^2}{8} \qquad (34.1.)$$

Ohybové napětí, které je vyvolané těmito momenty se určí úpravou vztahu

$$\frac{J}{\rho} = W = \frac{M_o}{\sigma} \qquad (35.1.)$$

Vzdálenost podpěr je stanovena úpravou předchozích vztahů [12]

$$l = \sqrt{\frac{8\sigma W}{q}} \div \sqrt{\frac{12\sigma W}{q}} \qquad (36.1.)$$

nebo

$$l = \sqrt{\frac{8\sigma J}{\rho q}} \div \sqrt{\frac{12\sigma J}{\rho q}} \qquad (37.1.)$$

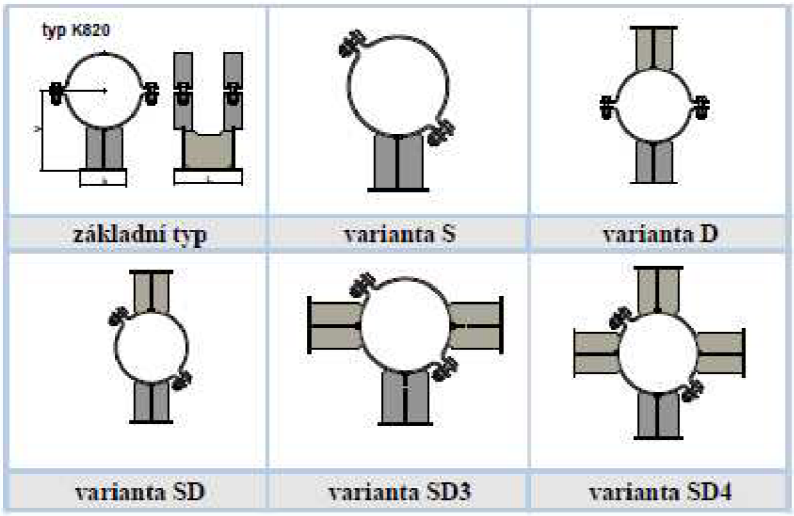
1.14 Druhy uložení

Podle způsobu zachycení zátěžných sil a požadavků na uložení jsou rozlišovány tyto typy uložení:

1 – pevné kotevní stojany (pevné body) – rozdělují trasu na jednotlivé kompenzační úseky, jež se počítají samostatně. Zakotvení musí být naprosto tuhé a musí zachycovat nejen osové síly, ale někdy i možné pootočení od kroutícího momentu.

Obr.1 – 8 Kotevní stojan [13]

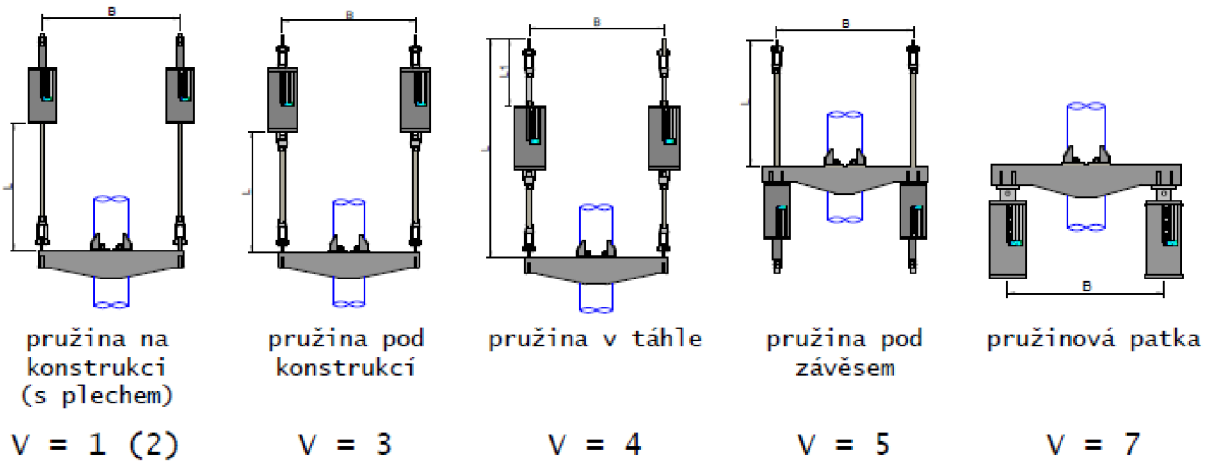
2 – uložení kluzné (vedení potrubí) – používá se provedení potrubí v určitém (předem požadovaném směru)



Obr.1 – 9 Kluzná podpěra – varianty [13]

3 – uložení valivé – se používají tam, kde se předpokládají velké podélné (axiální) posuvy naopak malé horizontální a vertikální posuvy.

4 – závěsy pro vodorovné a svislé potrubí – používá se pro potrubí, které při tepelné dilataci nemá markantní svislou složku



Obr.1 – 10 Pružinový závěs – varianty [13]

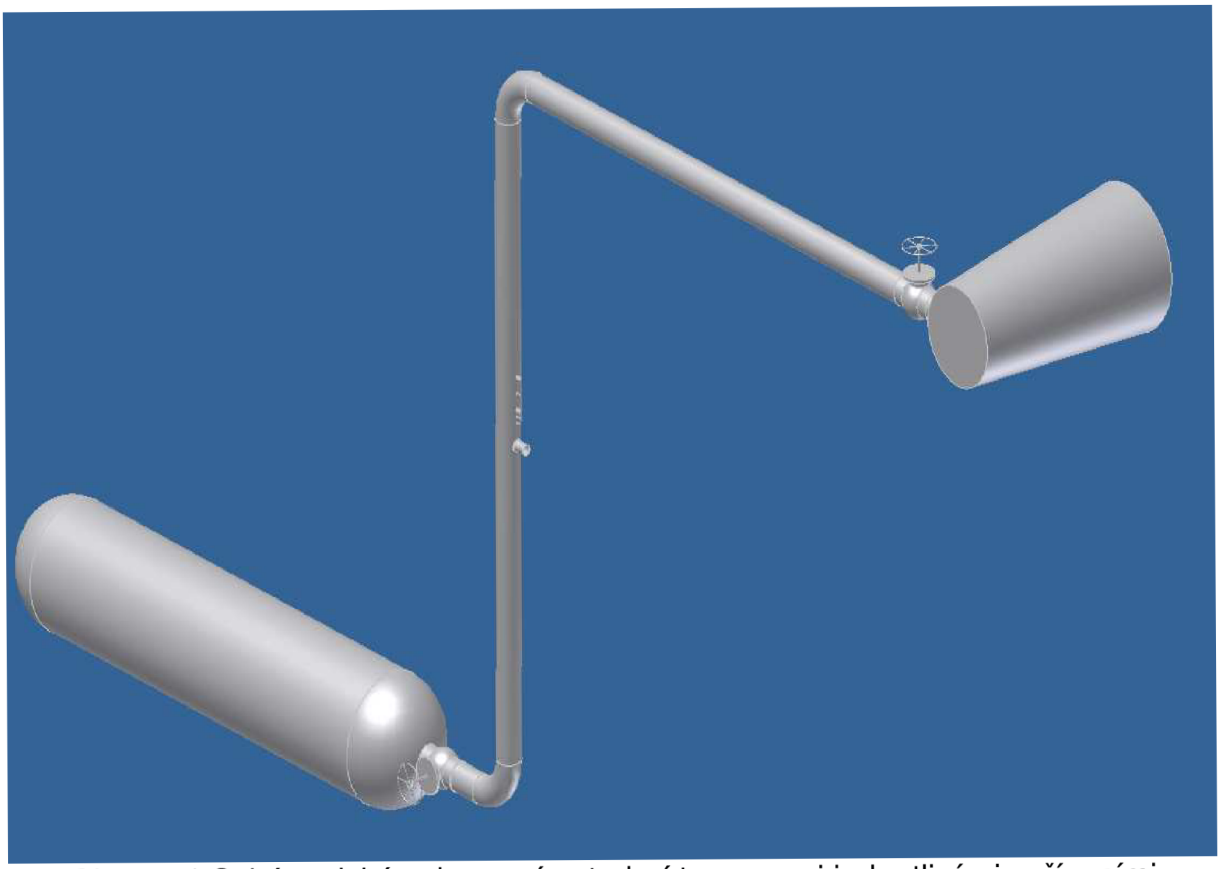
5 – pružinové závěsy – se používají pro zavěšení dilatujícího potrubí, jež má v místě závěsu svislou složku posuvu

6 – Závěsy konstantní se používají tehdy, jestliže závěs musí kompenzovat velké teplotní dilatace

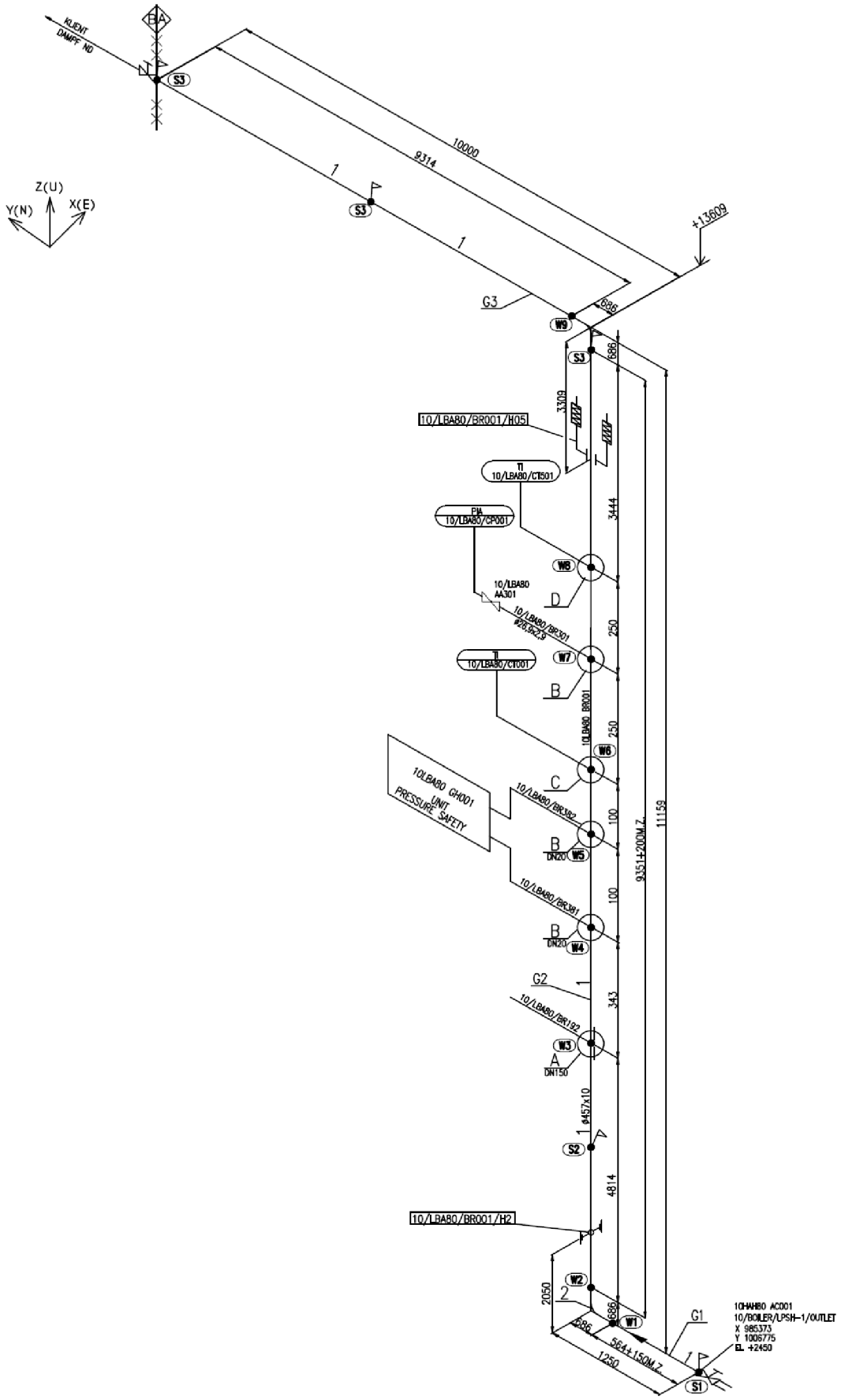
2. Rozbor řešeného problému

Potrubní trasa jež byla zvolena pro výpočet je spojnicí dvou masivních zařízení, které je možno oklasifikovat jako pevné body. Zařízení, na které potrubí navazuje, nevnáší do potrubí žádné vibrace, ani rázy. V energetických zařízeních se používá upravená voda, proto můžeme o tomto médiu prohlásit, že je neagresivní. S určitostí také můžeme vyloučit jedovatost, nebo také výbušnost tohoto média. Ve zvoleném potrubí proudí vodní pára, jejíž teplota je 260℃. Jelikož tento parametr média není příliš vysoký, nebude potřeba volit kvalitní a drahé materiály. Naopak pro potrubní trasu byla zvolena uhlíková ocel. Tento materiál se používá do teplot 350℃ . Oblast teplot použití leží mimo oblast CREE PU (tečení za tepla). Parametr tlaku také není zvlášť vysoký, jako například na vstřicích vody do přehřáté páry, kde se parametr tlaku pohybuje okolo 13MPa. Dále je nutno zmínit velmi důležitou věc, která se týká rozdělení tlakových zařízení v energetice. Toto dělení sestává z potrubí pro kotel (norma ČSN EN 12 952-3) a z potrubí mimo kotel (norma ČSN EN 13 480-3). Bodem, kde se zařízení rozděluje na kotlové a nekotlové části je první uzavírací armatura. Zmiňovaná trasa je trasa mimo kotel a tím pádem počítaná podle normy ČSN EN 13 480-3.

3. Návrh potrubní sítě pro danou jednotku



Obr.3 – 1 Schématické zobrazení potrubní trasy mezi jednotlivými zařízeními



Obr. 3 – 2 Orientační výkres potrubní trasy

4. Pevnostní kontrola dle příslušné normy

Pro výpočet potrubní větve byla zvolena trasa, jejíž výkres je uveden v příloze diplomové práce. Trasa má tyto základní parametry:

Rozměry hlavní roury	457x10
Rozměry odbočky (nátrubku)	168,3x8,8
Materiál	P235GH
Mez kluzu při 20℃	235 MPa
Mez kluzu při 260℃	146,4 MPa
Tažnost v podélném směru	25%
Tažnost v příčném směru	23%
Výpočtová teplota	260℃
Vnitřní přetlak (výpočtový)	1,1 MPa
Koeficient délkové roztažnosti při 20℃	$11{,}9\ 10^{-6}\cdot/K$
Koeficient délkové roztažnosti při 260℃	$13{,}36\ 10^{-6}\cdot/K$
Korozní přídavek c_0	0,5mm
Výrobní tolerance trubek (voleno dle Tab.1 – 1)	

4.1 Pevnostní výpočet na vnitřní přetlak

4.1.1 Trubka 457x10

Podmínka

$$1{,}7 \geq \frac{D_0}{D} = \frac{457}{457 - 2\cdot 10} = 1{,}063$$

$$f = R_{0,2} = \frac{R}{1{,}5} = \frac{146{,}4}{1{,}5} = 97{,}6\ \text{MPa}$$

$$e = \frac{p_c \cdot D_0}{2f + p_c} = \frac{1{,}1\cdot 457}{2\cdot 97{,}6 + 1{,}1} = 2{,}56\ \text{mm}$$

Nyní je zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti

$$\frac{T}{D} = \frac{10}{457} \approx 0{,}0219$$

Pro tento poměr bude zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti c_1=20%.

$$c_1 = t\cdot\frac{20}{100} = 10\cdot\frac{20}{100} = 2\ \text{mm}$$

Minimální tloušťka musí být

$$e_{min} = e + c_1 + c_2 = 2{,}56 + 2 + 0{,}5 = 5{,}06\ \text{mm}$$

Analyzovaná tloušťka e_a musí být nejmenší tloušťkou po korozi

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 = 10 - 0{,}5 - 2 = 7{,}5\ \text{mm}$$

4.1.2 Návarek z trubky 168,3x8,8

Podmínka

$$1{,}7 \geq \frac{D_0}{D} = \frac{168{,}3}{168{,}3 - 2 \cdot 8{,}8} = 1{,}117$$

$$f = R_{0,2} = \frac{R}{1{,}5} = \frac{146{,}4}{1{,}5} = 97{,}6\ \text{MPa}$$

$$e = \frac{p_c \cdot D_0}{2f + p_c} = \frac{1{,}1 \cdot 168{,}3}{2 \cdot 97{,}6 + 1{,}1} = 0{,}95\ \text{mm}$$

Nyní je zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti

$$\frac{T}{D} = \frac{8{,}8}{168{,}3} \approx 0{,}0523$$

Pro tento poměr bude zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti c_1=20%.

$$c_1 = t \cdot \frac{12{,}5}{100} = 8{,}8 \cdot \frac{12{,}5}{100} = 1{,}1\ \text{mm}$$

Minimální tloušťka musí být

$$e_{min} = e + c_1 + c_2 = 0{,}95 + 1{,}1 + 0{,}5 = 2{,}55\ \text{mm}$$

Analyzovaná tloušťka e_a musí být nejmenší tloušťkou po korozi

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 = 8{,}8 - 0{,}5 - 1{,}1 = 7{,}2\ \text{mm}$$

4.1.3 Návarek z trubky 26,9x5,6

Podmínka

$$1{,}7 \geq \frac{D_0}{D_i} = \frac{26{,}9}{26{,}9 - 2 \cdot 5{,}6} = 1{,}7006$$

Není splněna podmínka tz., že $1{,}7 \leq \frac{D_0}{D} = \frac{26{,}9}{26{,}9 - 2 \cdot 5{,}6} = 1{,}7006$ a proto musíme pro

$$f = R_{0,2} = \frac{R}{1{,}5} = \frac{146{,}4}{1{,}5} = 97{,}6\ \text{MPa}$$

$$e = \frac{D_0}{2} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{f \cdot z - p_c}{f \cdot z + p_c}}\right) = \frac{26{,}9}{2} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{97{,}6 - 1{,}1}{97{,}6 + 1{,}1}}\right) = 0{,}12\text{mm}$$

Nyní je zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti

$$\frac{T}{D} = \frac{5,6}{26,9} \approx 0,208$$

Pro tento poměr bude zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti c_1=12,5%.

$$c_1 = t \cdot \frac{12,5}{100} = 5,6 \cdot \frac{12,5}{100} = 0,7\,\text{mm}$$

Minimální tloušťka musí být

$$e_{min} = e + c_1 + c_2 = 0,12 + 0,7 + 0,5 = 1,32\,\text{mm}$$

Analyzovaná tloušťka e_a musí být nejmenší tloušťkou po korozi

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 = 5,6 - 0,5 - 0,7 = 4,4\,\text{mm}$$

4.1.4 Detail C

Podmínka

$$1,7 \geq \frac{D_0}{D_i} = \frac{37}{24} \approx 1,54$$

$$f = R_{0,2} = \frac{R}{1,5} = \frac{146,4}{1,5} = 97,6\,\text{MPa}$$

$$e = \frac{p_c \cdot D_0}{2f + p_c} = \frac{1,1 \cdot 37}{2 \cdot 97,6 + 1,1} = 0,21\,\text{mm}$$

Nyní je zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti

$$\frac{T}{D} = \frac{10}{37} \approx 0,27$$

Pro tento poměr bude zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti c_1=12,5%.

$$c_1 = t \cdot \frac{12,5}{100} = 6,5 \cdot \frac{12,5}{100} = 0,8125\text{mm} \approx 0,82\,\text{mm}$$

Minimální tloušťka musí být

$$e_{min} = e + c_1 + c_2 = 0,21 + 0,82 + 0,5 = 1,53\,\text{mm}$$

Analyzovaná tloušťka e_a musí být nejmenší tloušťkou po korozi

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 = 6,5 - 0,5 - 0,82 = 5,18\,\text{mm}$$

4.1.5 Detail D

Podmínka

$$1{,}7 \geq \frac{D_0}{D_i} = \frac{37}{26} \approx 1{,}42$$

$$f = R_{0,2} = \frac{R}{1{,}5} = \frac{146{,}4}{1{,}5} = 97{,}6\,\text{MPa}$$

$$e = \frac{p_c \cdot D_0}{2f + p_c} = \frac{1{,}1 \cdot 37}{2 \cdot 97{,}6 + 1{,}1} = 0{,}21\,\text{mm}$$

Nyní je zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti

$$\frac{T}{D} = \frac{10}{37} \approx 0{,}27$$

Pro tento poměr bude zvolen přídavek na výrobní nepřesnosti c_1=12,5%.

$$c_1 = t \cdot \frac{12{,}5}{100} = 5{,}5 \cdot \frac{12{,}5}{100} = 0{,}69\,\text{mm}$$

Minimální tloušťka musí být

$$e_{min} = e + c_1 + c_2 = 0{,}21 + 0{,}69 + 0{,}5 = 1{,}4\,\text{mm}$$

Analyzovaná tloušťka e_a musí být nejmenší tloušťkou po korozi

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 = 5{,}5 - 0{,}5 - 0{,}69 = 4{,}31\,\text{mm}$$

4.2 Kontrola vyztužení otvorů

4.2.1 Kontrola otvorů mezi detaily A-B

Nejdříve je nutno spočítat ekvivalentní průměr skořepiny ve středu otvoru. Tento průměr je měřený kolmo ke skořepině. Tato hodnota je zjištěna ze vzorce:

$$D_{eq} = D_0 - e_{as} = 457 - 7{,}5 = 449{,}5\,\text{mm}$$

$$l_s = \sqrt{D_{eq} \cdot e_{as}} = \sqrt{449{,}5 \cdot 7{,}5} = 58\,\text{mm}$$

Dále musí být spočítáno, zda se jedná o otvory osamocené, nebo jestli otvory se mohou ovlivňovat svou polohou.

$$L_b \geq \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} + 2l_s$$

$$L_b \geq \frac{168,3}{2} + \frac{26,9}{2} + 2 \cdot 58 = 213,6\,\text{mm}$$

Z výkresu izonometrie potrubní trasy byla vyčtena vzdálenost mezi otvory 343mm. To znamená splnění podmínky pro výpočet osamoceného otvoru, jelikož 343>213,6mm.

$$d_{eq} = d_0 - e_{as} = 168,3 - 7,2 = 161,1\,\text{mm}$$

$$l_b = \sqrt{d_{eq\,b} \cdot e_{ab}} = \sqrt{161,1 \cdot 7,2} = 34\,\text{mm}$$

Nejdříve musíme zkontrolovat zda-li se nemůže jednat o otvor, který není potřeba přepočítávat na vyztužení. To pro vedeme podle vzorce

$$d_i \leq 0,14\sqrt{D_{eq} \cdot e_{as}}$$

$$153,3 \leq 0,14\sqrt{449,5 \cdot 7,5} = 8,12\,\text{mm}$$

Tato podmínka není splněna, proto musíme otvor kontrolovat na vyztužení.

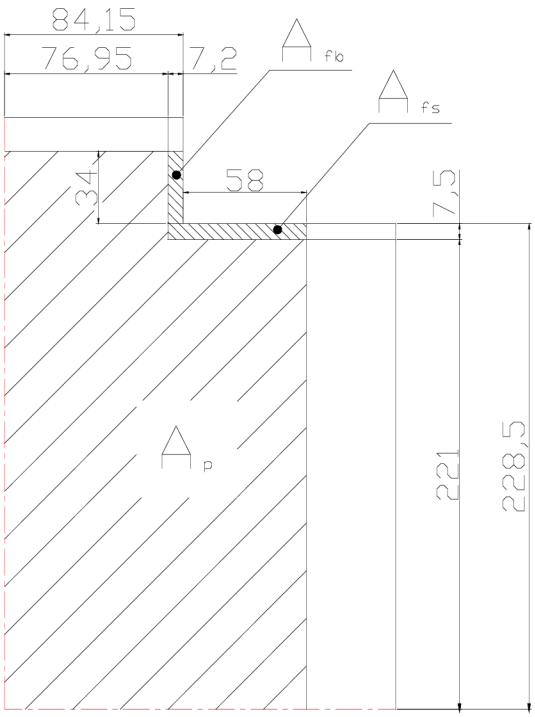
Jelikož nevyšla podmínka pro osamocený otvor bude provedena kontrola na vyztužení a to podle vzorce:

$$(f_s - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fs} + (f_b - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fb} + (f_{pl} - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fpl} \geq p_c \cdot A_p$$

Kde za plochu výztužného límce dosadíme (A_{fpl}) nulu.

Po úpravě tento vzorec bude mít tvar

$$(f_s - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fs} + (f_b - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fb} \geq p_c \cdot A_p$$



Obr. 4 – 1 Schématické zobrazení výpočtového řezu detailu A

$$e_{as} = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 = 10 - 0{,}5 - 2 = 7{,}5\ \text{mm}$$
$$e_{ab} = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 = 8{,}8 - 0{,}5 - 1{,}1 = 7{,}2\ \text{mm}$$

$$A_{fs} = (l_s + e_{ab}) \cdot e_{as} = (58 + 7{,}2) \cdot 7{,}5 = 489\ \text{mm}^2$$
$$A_{fb} = l_b \cdot e_{ab} = 34 \cdot 7{,}2 = 244{,}8\ \text{mm}^2$$
$$A_p = \frac{d_{ib}}{2} \cdot (l_b + e_{as}) + \frac{D_i}{2} \cdot (\frac{d_b}{2} + l_s) = \frac{153{,}9}{2} \cdot (34 + 7{,}5) + \frac{442}{2} \cdot (\frac{168{,}3}{2} + 58) \approx 34608{,}6\ \text{mm}^2$$

$$(f_s - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fs} + (f_b - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fb} \geq p_c \cdot A_p$$
$$(97{,}6 - \frac{1{,}1}{2}) \cdot 489 + (97{,}6 - \frac{1{,}1}{2}) \cdot 244{,}8 \geq 1{,}1 \cdot 34608{,}6$$
$$71215{,}29 \geq 38069{,}46$$

Podmínka je splněna, proto se nemusí provádět vyztužení výztužnými límci.

4.2.2 Kontrola otvorů mezi detaily B-B

Nejdříve je nutno spočítat ekvivalentní průměr skořepiny ve středu otvoru. Tento průměr je měřený kolmo ke skořepině. Tuto hodnotu spočítáme ze vzorce:

$$D_{eq} = D_0 - e_{as} = 457 - 7{,}5 = 449{,}5\ \text{mm}$$

$$l_s = \sqrt{D_{eq} \cdot e_{as}} = \sqrt{449{,}5 \cdot 7{,}5} = 58\ \text{mm}$$

Dále musí být spočítáno, zda se jedná o otvory osamocené, nebo jestli otvory se mohou ovlivňovat svou polohou.

$$L_b \geq \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} + 2l_s$$

$$L_b \geq \frac{26{,}9}{2} + \frac{26{,}9}{2} + 2 \cdot 58 = 142{,}9\,\text{mm}$$

Z výkresu izonometrie potrubní trasy byla vyčtena vzdálenost mezi otvory 100mm. To znamená nesplnění podmínky pro výpočet osamoceného otvoru, jelikož 100>142,9mm.

$$d_{eq} = d_0 - e_{as} = 26{,}9 - 4{,}4 = 22{,}5\,\text{mm}$$

$$l_b = \sqrt{d_{eq\,b} \cdot e_{ab}} = \sqrt{22{,}5 \cdot 4{,}4} = 9{,}9\,\text{mm}$$

Nejdříve musíme zkontrolovat zda-li se nemůže jednat o otvor, který není potřeba přepočítávat na vyztužení. To pro vedeme podle vzorce

$$d_i \leq 0{,}14\sqrt{D_{eq} \cdot e_{as}}$$

$$26{,}9 \leq 0{,}14\sqrt{449{,}5 \cdot 7{,}5} = 8{,}12\,\text{mm}$$

Tato podmínka není splněna, proto musíme otvor kontrolovat na vyztužení.

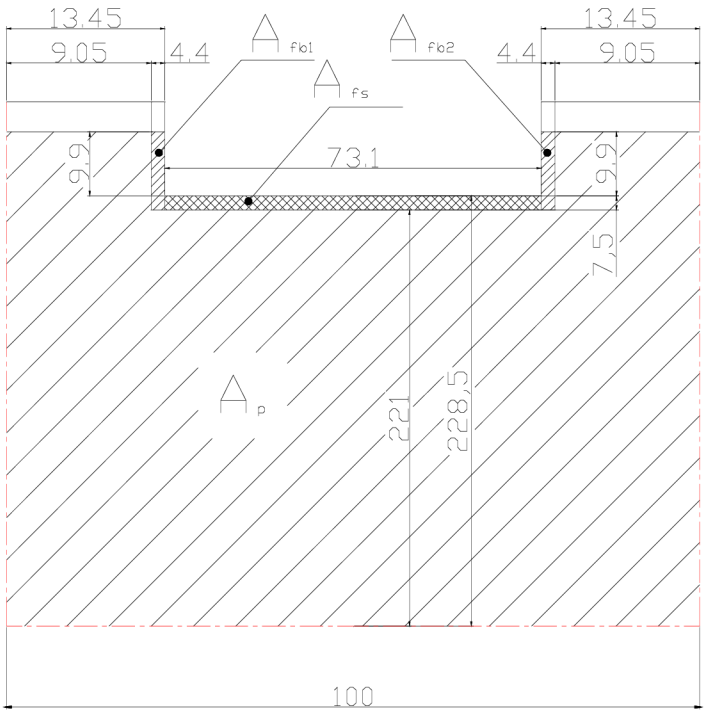
Jelikož nevyšla podmínka pro osamocený otvor bude provedena kontrola na vyztužení a to podle vzorce:

$$(f_s - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fs} + (f_b - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fb} + (f_{pl} - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fpl} \geq p_c \cdot A_p$$

Kde za plochu výztužného límce dosadíme (A_{fpl}) nulu.

Po úpravě tento vzorec bude mít tvar

$$(f_s - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fs} + (f_b - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fb} \geq p_c \cdot A_p$$



Obr.4 – 2 Schématické zobrazení výpočtového řezu mezi detaily B-B

$$e_{as} = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 = 10 - 0{,}5 - 2 = 7{,}5\ \text{mm}$$
$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 - c_2 = 5{,}6 - 0{,}5 - 0{,}7 = 4{,}4\ \text{mm}$$

$$A_{fs} = (l - d) \cdot e_{as} = (100 - 26{,}9) \cdot 7{,}5 = 548{,}25\ \text{mm}^2$$
$$A_{fb1} = A_{fb2} = l_b \cdot e_{ab} = 9{,}9 \cdot 4{,}4 = 43{,}56\ \text{mm}^2$$

$$A_p = l \cdot \frac{D_i}{2} + 2 \cdot [\frac{d_{bi}}{2} \cdot (l_b + e_{as})] = 100 \cdot \frac{442}{2} + 2 \cdot [\frac{26.9}{2} \cdot (9.9 + 7.5)] = 22414{,}94\ \text{mm}^2$$

$$(f_s - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fs} + 2 \cdot (f_b - \frac{p_c}{2}) \cdot A_{fb1} \geq p_c \cdot A_p$$
$$(97{,}6 - \frac{1{,}1}{2}) \cdot 548{,}25 + 2 \cdot (97{,}6 - \frac{1{,}1}{2}) \cdot 43{,}56 \geq 1{,}1 \cdot 22414{,}94$$
$$57435{,}16 \geq 24656{,}434$$

Podmínka je splněna, proto se nemusí provádět vyztužení výztužnými límci.

Rozměr základní trubky [mm]	Základní rozměry přivařeného návarku [mm]	Sousední návarek	Vzdálenost mezi návarky	Úhel ψ mezi návarky [°]
457x10	168,3x8,8	26,9x5,6	343	0
457x10	26,9x5,6	26,9x5,6	100	0
457x10	26,9x5,6	37x6,5	100	0
457x10	37x6,5	26,9x5,6	250	0
457x10	26,9x5,6	37x5,5	250	0
457x10	37x5,5	–	–	0

Tab. 4 – 1 Souhrnná tabulka základních rozměrů sousedních hrdel (návarků)

D_{eq}	d_{eq1}	d_{eq2}	l_s	l_{b1}	l_{b2}	e_{as}	e_{ab1}	e_{ab2}	Nutnost vyztužení
449,5	161,1	0	58	34	0	7,5	7,2	0	NE
449,5	22,5	22,5	58	9,9	9,9	7,5	4,4	4,4	NE
449,5	22,5	31,82	58	9,9	12,83	7,5	4,4	5,18	NE
449,5	31,82	22,5	58	12,83	9,9	7,5	5,18	4,4	NE
449,5	22,5	0	58	9,9	0	7,5	4,4	0	NE
449,5	32,69	0	58	11,86	0	7,5	4,31	0	NE

Tab.4 – 2 Souhrnná tabulka nutnosti vyztužení hrdel (návarků)

4.3 Koleno

(pro vnitřní stranu oblouku)

$$e_{int} = e\frac{(R/D_0)-0{,}25}{(R/D_0)-0{,}5} = 2{,}56\cdot\frac{(686/457)-0{,}25}{(686/457)-0{,}5} = 3{,}2\,\text{mm}$$

$$e = e + c_0 = 3{,}2 + 0{,}5 = 3{,}7\,\text{mm}$$

(pro vnější stranu oblouku)

$$e_{ext} = e\frac{(R/D_0)+0{,}25}{(R/D_0)+0{,}5} = 2{,}56\cdot\frac{(686/457)+0{,}25}{(686/457)+0{,}5} = 2{,}24\,\text{mm}$$

$$e = e + c_0 = 2{,}24 + 0{,}5 = 2{,}74\,\text{mm}$$

4.4 Dilatační výpočet

4.4.1 Teplotní deformace Křivých prutů

Z hlediska výpočtu platí stejné zásady jako při výpočtech nosníků. Výsledná deformace je přímo úměrná součiniteli teplotní roztažnosti α, teplotní změně ΔT a délce l: [citace 7]

$$\Delta = l\cdot\alpha\cdot\Delta \qquad (1.4.)$$

4.4.2 kinematického rozbor

Z kinematického rozboru vyplívá že trasa je 2x vetklá, tzn. je 3x.

$$s = \mu - \nu = 6 - 3 = 3$$

I: $M_{oI} = M_B - R_{BZ} \cdot x$

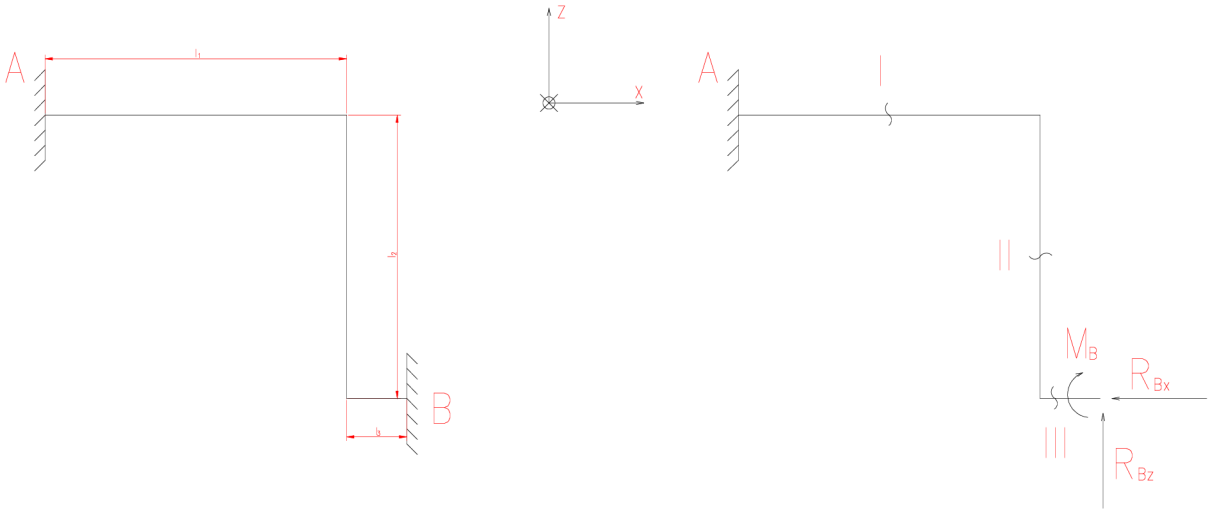
II: $M_{OII} = M_B - R_{BZ} \cdot l_3 + R_{BX} \cdot z$

III: $M_{OIII} = M_B - R_{BZ} \cdot (l_3 + x) + R_{Bx} \cdot l_2$

$$u_x = -\frac{1}{ES}\left(\int_0^{l_3} R_{BX}\,dx + \int_0^{l_1} R_{BX}\,dx\right) + \frac{1}{EJ}\left(\int_0^{l_3} M_{0I} \cdot \frac{\partial M_{0I}}{\partial R_{BX}}\,dx + \int_0^{l_2} M_{0II} \cdot \frac{\partial M_{0II}}{\partial R_{BX}}\,dx + \int_0^{l_1} M_{0III} \cdot \frac{\partial M_{0III}}{\partial R_{BX}}\,dx\right) + \alpha T (l_1 + l_3)$$

$$u_z = \frac{1}{EJ} \cdot \left(\int_0^{l_3} M_{0I} \cdot \frac{\partial M_{0I}}{\partial R_{BZ}}\,dx + \int_0^{l_2} M_{0II} \cdot \frac{\partial M_{0II}}{\partial R_{BZ}}\,dz + \int_0^{l_1} M_{0III} \cdot \frac{\partial M_{0III}}{\partial R_{BZ}}\,dx\right) + \alpha \cdot T \cdot l_2$$

$$\vartheta = \frac{1}{EJ} \cdot \left(\int_0^{l_3} M_{0I} \cdot \frac{\partial M_{0I}}{\partial M_B}\,dx + \int_0^{l_2} M_{0II} \cdot \frac{\partial M_{0II}}{\partial M_B}\,dz + \int_0^{l_1} M_{0III} \cdot \frac{\partial M_{0III}}{\partial M_B}\,dx\right)$$



Obr. 4 – 3 Zobrazení potrubní větvě a následné uvolnění

Podmínky: $u_x=0$; $u_z=0$; $\vartheta=0$

Pozn.: Úsek l_3 a kolena nejsou pruty a při analytickém výpočtu byla zanedbána vlastní hmotnost, proto je výpočet pouze informativní.

4.5 Výstupní kontrolní výpočet z programu CAESAR II

Byl proveden Kontrolní výpočet trasy v programu CAESAR II , kterým bylo zkontrolováno zdali trasa vyhoví na požadavky na předpokládaná uložení.
Při tomto výpočtu bylo zohledněno:

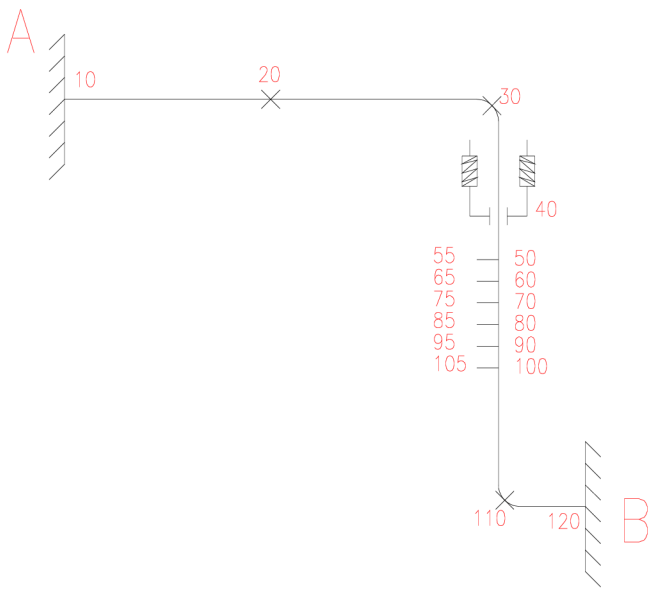
- hmotnost
- pracovní teplota
- pracovní tlak
- síla pružinového závěsu (optimální pružinový závěs si program zvolil sám)

NODE	Bending Stress MPa	Torsion Stress MPa	SIF In Plane	SIF Out Plane	Code Stress MPa	Allowable Stress MPa	Ratio %	Piping Code	
10	52.66	-0.00	1.000	1.000	65.05	0.00	0.00	EN-13480	
20	22.19	0.00	1.000	1.000	34.57	0.00	0.00	EN-13480	
20	22.19	-0.00	1.000	1.000	34.57	0.00	0.00	EN-13480	
28	18.22	0.00	1.000	1.000	30.60	0.00	0.00	EN-13480	
28	63.78	-0.00	3.500	3.500	76.16	0.00	0.00	EN-13480	
29	80.03	0.00	3.500	3.500	92.41	0.00	0.00	EN-13480	
29	80.03	-0.00	3.500	3.500	92.41	0.00	0.00	EN-13480	
30	81.95	0.00	3.500	3.500	94.33	0.00	0.00	EN-13480	
30	23.41	-0.00	1.000	1.000	35.79	0.00	0.00	EN-13480	
40	13.64	0.00	1.000	1.000	26.02	0.00	0.00	EN-13480	
40	13.64	-0.00	1.000	1.000	26.02	0.00	0.00	EN-13480	
50	70.06	0.00	7.384	7.384	82.44	0.00	0.00	EN-13480	
50	70.09	-0.00	7.384	7.384	82.47	0.00	0.00	EN-13480	
60	8.60	0.00	1.000	1.000	20.98	0.00	0.00	EN-13480	

NODE	Bending Stress MPa	Torsion Stress MPa	SIF In Plane	SIF Out Plane	Code Stress MPa	Allowable Stress MPa	Ratio %	Piping Code	
60	8.60	-0.00	1.000	1.000	20.98	0.00	0.00	EN-13480	
70	7.70	0.00	1.000	1.000	20.08	0.00	0.00	EN-13480	
70	7.71	-0.00	1.000	1.000	20.09	0.00	0.00	EN-13480	
80	7.35	0.00	1.000	1.000	19.73	0.00	0.00	EN-13480	
80	7.35	-0.00	1.000	1.000	19.73	0.00	0.00	EN-13480	
90	6.99	0.00	1.000	1.000	19.37	0.00	0.00	EN-13480	
90	6.99	-0.00	1.000	1.000	19.37	0.00	0.00	EN-13480	
100	5.76	0.00	1.000	1.000	18.14	0.00	0.00	EN-13480	
100	5.79	-0.00	1.000	1.000	18.17	0.00	0.00	EN-13480	
108	11.66	0.00	1.000	1.000	24.04	0.00	0.00	EN-13480	
108	40.82	-0.00	3.500	3.500	53.20	0.00	0.00	EN-13480	
109	40.55	0.00	3.500	3.500	52.93	0.00	0.00	EN-13480	
109	40.55	-0.00	3.500	3.500	52.93	0.00	0.00	EN-13480	
110	27.14	0.00	3.500	3.500	39.52	0.00	0.00	EN-13480	
110	7.75	-0.00	1.000	1.000	20.13	0.00	0.00	EN-13480	
120	2.24	0.00	1.000	1.000	14.63	0.00	0.00	EN-13480	
50	8.90	0.00	7.384	7.384	9.35	0.00	0.00	EN-13480	
55	0.00	0.00	1.000	1.000	0.45	0.00	0.00	EN-13480	

NODE	Bending Stress MPa	Torsion Stress MPa	SIF In Plane	SIF Out Plane	Code Stress MPa	Allowable Stress MPa	Ratio %	Piping Code	
60	2.13	0.00	1.000	1.000	2.70	0.00	0.00	EN-13480	
65	0.00	-0.00	1.000	1.000	0.57	0.00	0.00	EN-13480	
70	1.61	0.00	1.000	1.000	2.06	0.00	0.00	EN-13480	
75	0.00	-0.00	1.000	1.000	0.45	0.00	0.00	EN-13480	
80	2.13	0.00	1.000	1.000	2.70	0.00	0.00	EN-13480	
85	0.00	0.00	1.000	1.000	0.57	0.00	0.00	EN-13480	
90	2.13	0.00	1.000	1.000	2.70	0.00	0.00	EN-13480	
95	0.00	0.00	1.000	1.000	0.57	0.00	0.00	EN-13480	
100	0.25	-0.00	1.000	1.000	4.70	0.00	0.00	EN-13480	
101	0.00	0.00	1.000	1.000	4.45	0.00	0.00	EN-13480	

Tab. 4 – 2 Vyhodnocení rozložení napětí při použití pružinových závěsů



Obr. 4 – 4 Zobrazení jednotlivých počítaných bodů

5. Celková kontrola pomocí MKP

Celková napěťová analýza byla provedena programem ANSYS WORKBENCH. K této analýze byl zvolen prvek SOLID187. Výpočet byl proveden tak, že koncovým bodům byly přiřazeny nulové posuvy. Dále byly přiřazeny síly pro jednotlivá hrdla, zatížení vnitřním přetlakem a nakonec i pracovní teplota.

Síly na jednotlivá hrdla byly spočítány:

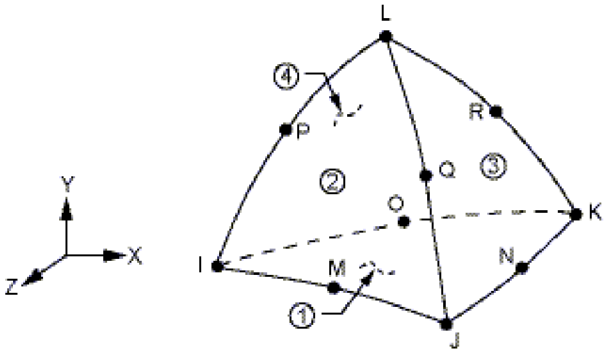
$$F_A = P_c \cdot S_A = 1{,}1 \frac{\pi \cdot (168{,}3 - 2 \cdot 8{,}8)^2}{4} = 19620{,}5\,\mathrm{N}$$

$$F_B = P_c \cdot S_B = 1{,}1 \frac{\pi \cdot 15{,}7^2}{4} = 213\,\mathrm{N}$$

$$F_C = P_c \cdot S_C = 1{,}1 \frac{\pi \cdot 24^2}{4} = 498\,\mathrm{N}$$

$$F_D = P_c \cdot S_D = 1{,}1 \frac{\pi \cdot 26^2}{4} = 584\,\mathrm{N}$$

SOLID187 je deseti uzlový 3-D prvek, který má tři stupně volnosti v každém uzlu (ve všech směrech). Je vhodný pro nasíťovávání nepravidelných sítí (jako jsou například různé modely z CAD/CAM systémů).



Obr.5 – 1 Prvek SOLID187 [13]

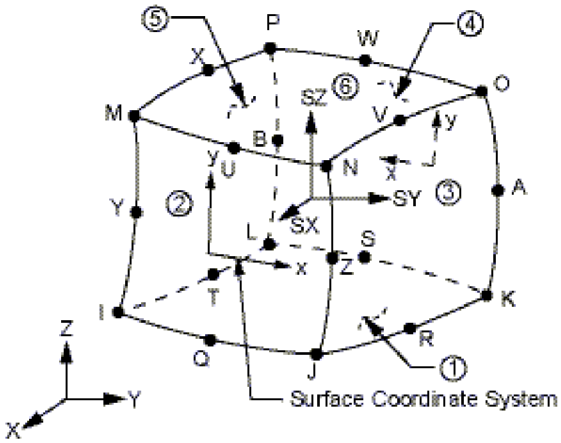
Pozn. Výpočet této trasy byl proveden bez závěsů a vedení potrubí.

5.1. Napěťová analýza vybrané části potrubí pomocí MKP

Napěťová analýza byla provedena programem ANSYS 11. Pro analýzu bylo zvoleno kritické místo na potrubí, které bylo vymodelováno ve zmiňovaném programu. Úloha je řešena symetricky – je využito dvou rovin symetrie (tzn. že výpočet byl proveden na ¼ modelu skutečného místa). Pro výpočet byl zvolen objemový prvek SOLID186. Prvek byl zvolen protože je vhodný k výpočtům skořepin, nebo objemových částí. Materiálové vlastnosti jsem zvolil lineární elastické pro isotropní materiál.

- Modul pružnosti v tahu $EX = 1{,}95 \cdot 10^5$ MPa
- Poissonovo číslo PPXY=0,3

Pozn. Pro modul pružnosti byla zvolena hodnota, která odpovídá pracovním podmínkám.
Tento prvek byl nasíťován (namešován) na geometrický model ve čtyřech vrstvách.



Obr.5 – 2 Prvek SOLID186 [15]

Po vymeshování (vytvoření výpočtové sítě) modelu byly nutné zavést okrajové podmínky (napětí), které byly spočteny následně:

1 – byly spočítány plochy jednotlivých řezů a z nich byly vypočteny napětí, která působí v jednotlivých napojených potrubích podle vzorce

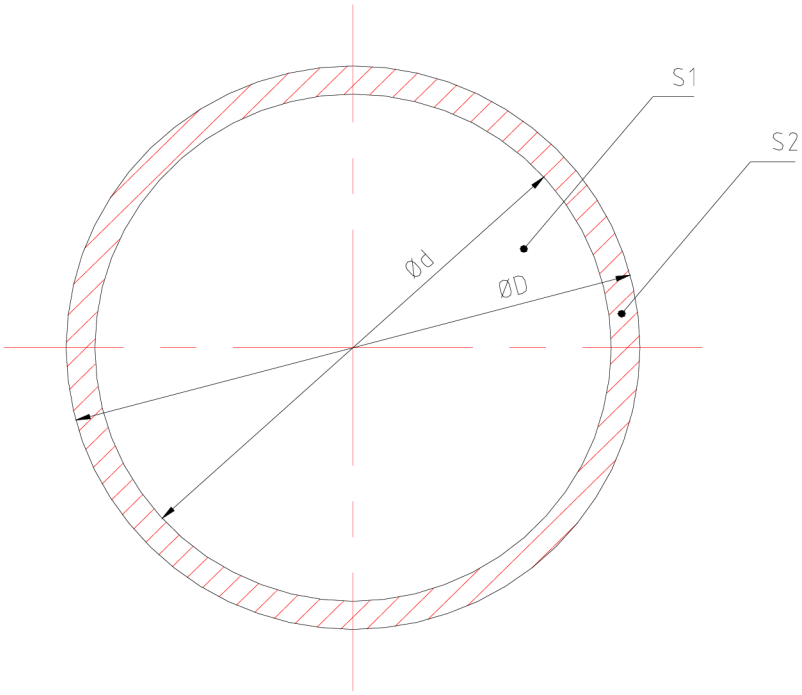
$$\sigma = \frac{N}{S} = \frac{p_c \cdot S_1}{S_2} = p_c \cdot \frac{\pi/4 \cdot d^2}{\pi/4 \cdot (D^2 - d^2)} = p_c \cdot \frac{d^2}{D^2 - d^2}$$

Pro hlavní trubku je napětí:

$$\sigma = p_c \cdot \frac{d^2}{D^2 - d^2} = 1{,}1 \cdot \frac{437^2}{457^2 - 437^2} = 11{,}75\ \text{MPa}$$

Pro trubku odbočky (nátrubek) je napětí:

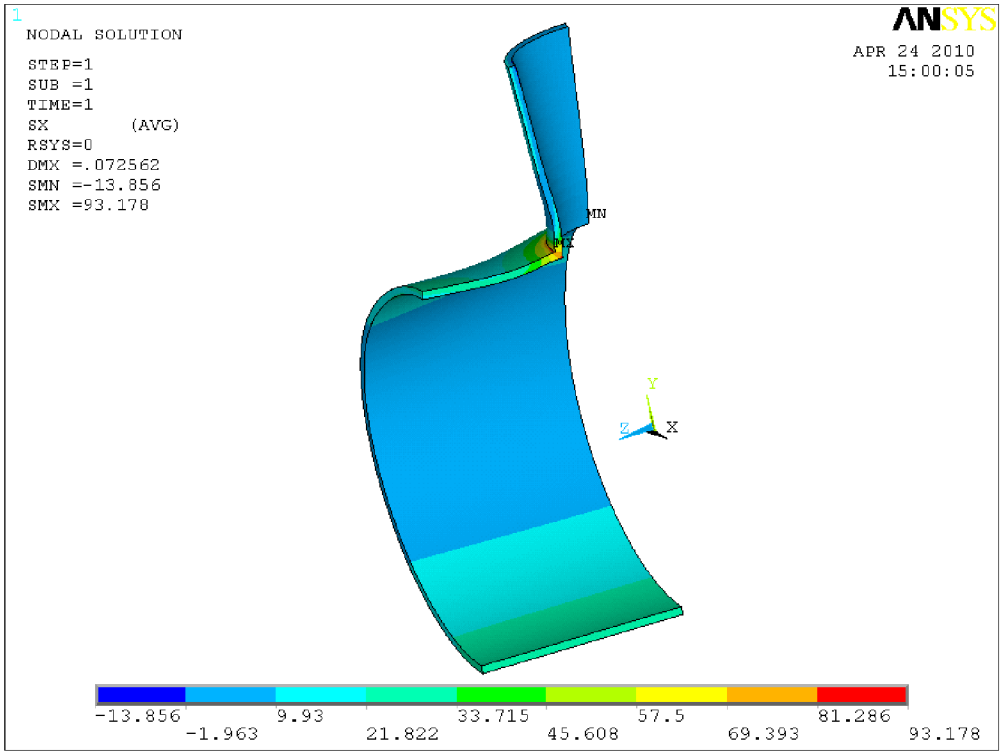
$$\sigma = p_c \cdot \frac{d^2}{D^2 - d^2} = 1{,}1 \cdot \frac{150{,}7^2}{168{,}3^2 - 150{,}7^2} = 4{,}45\ \text{MPa}$$



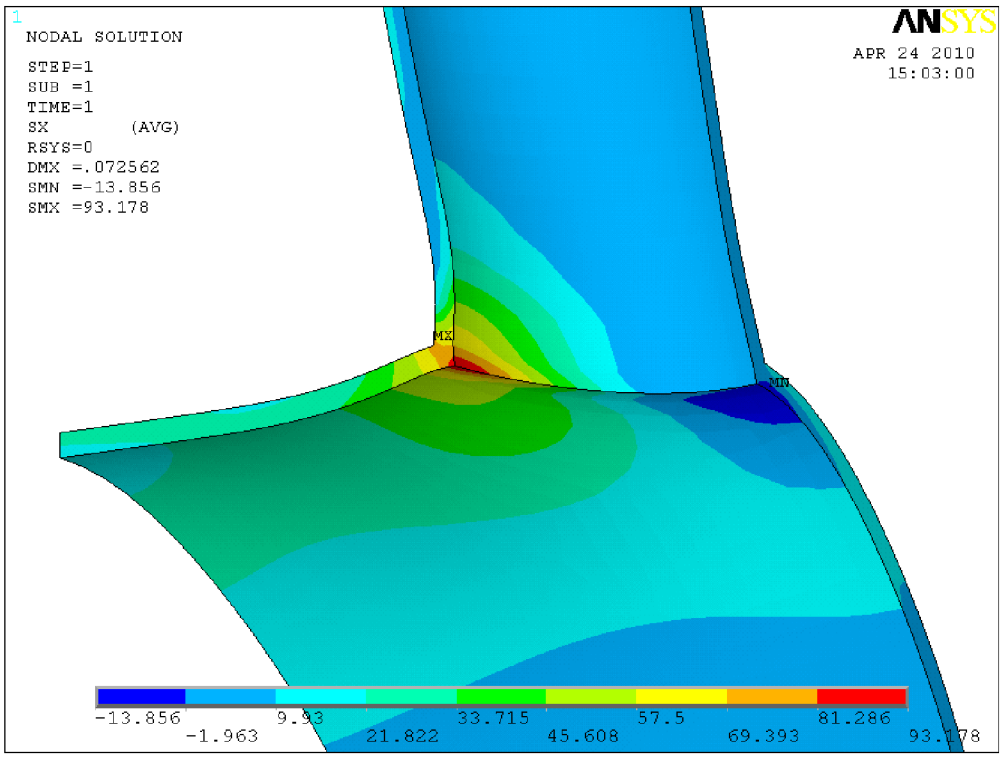
Obr. 5 – 3 Zobrazení řezu trubky

6. Rozbor získaných výsledků řešení

Byla provedena kontrola konkrétního místa prvkem SOLID186. Maximální napětí v součásti bylo spočteno na 93,18 MPa.

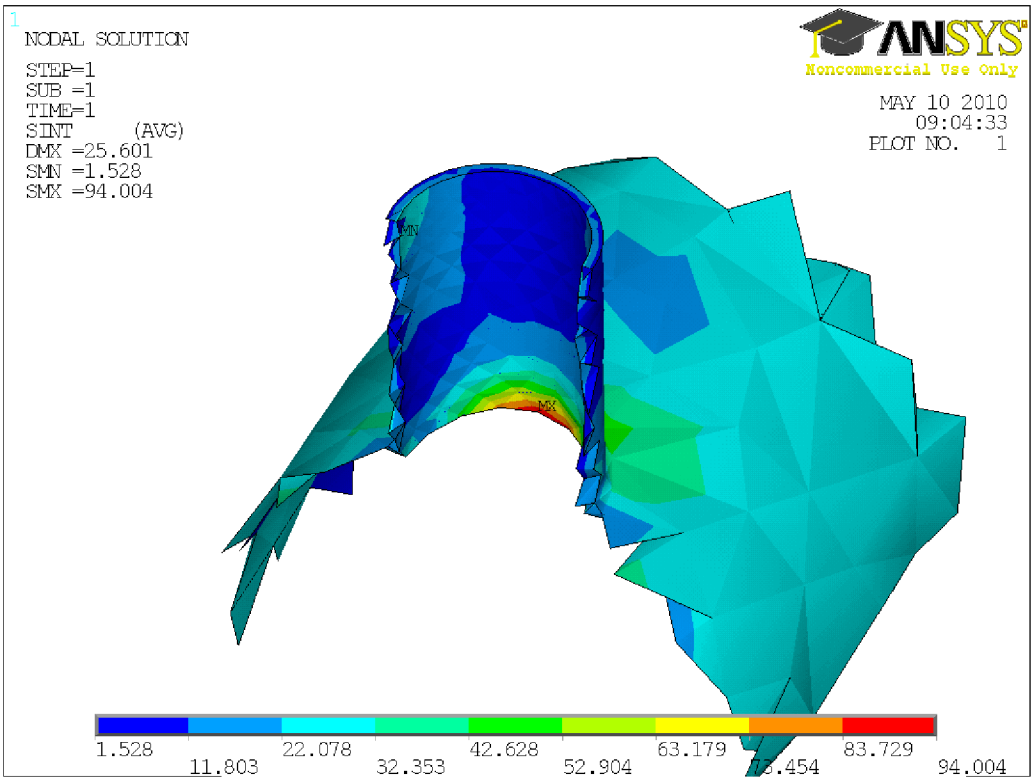


Obr. 6 – 1 Rozložení napjatosti v nátrubku

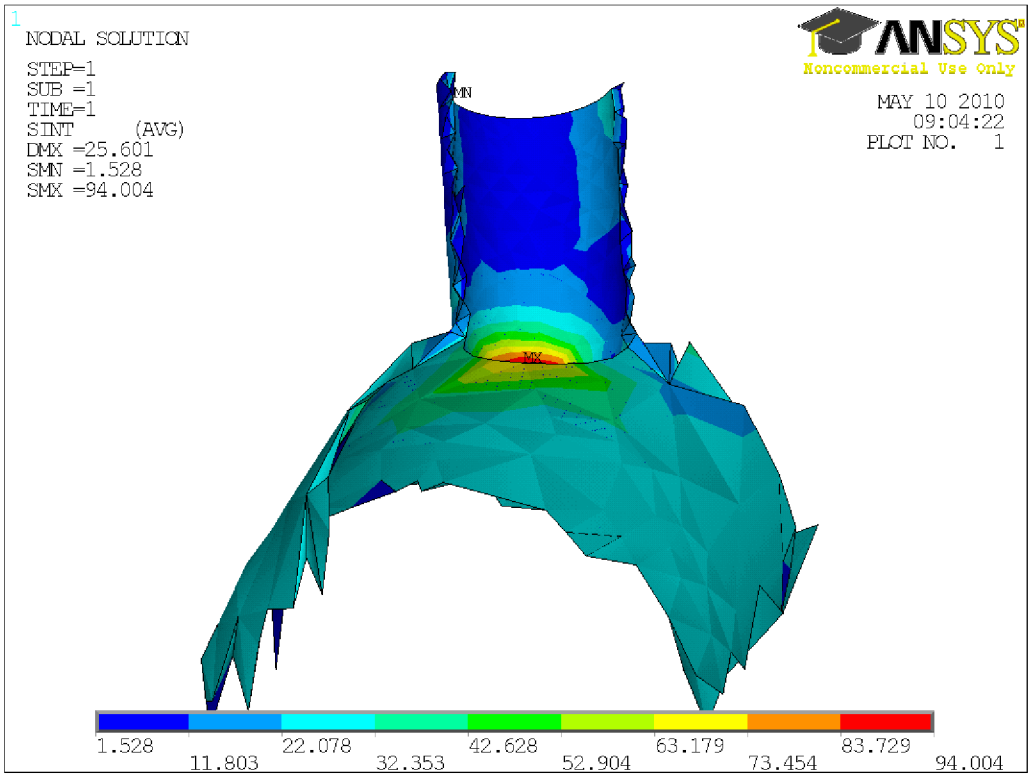


Obr. 6 – 2 Rozložení napjatosti v nátrubku (detail ostrého rohu)

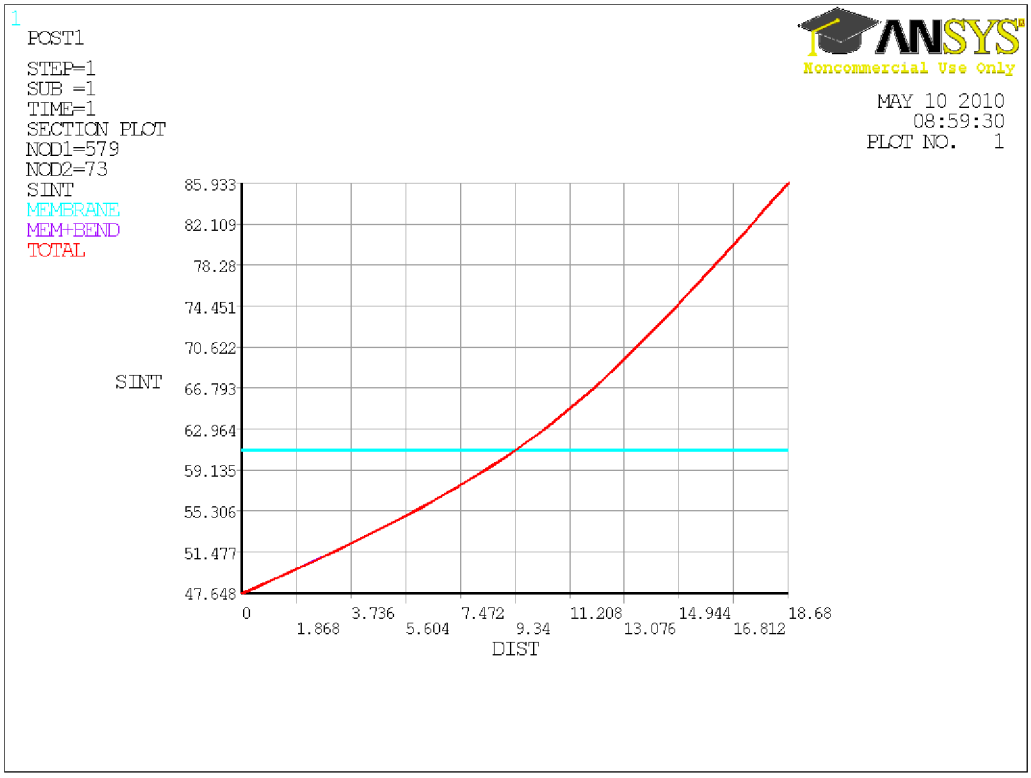
Z dilatačního výpočtu hrdel bylo zjištěno jako nejkritičtější místo ve styku hlavní trubky a nátrubku (předpoklad se potvrdil). Maximální napětí v součásti bylo spočteno na 94,00 MPa. Z vypočtených výsledků vyplývá to, že i když byl kontrolní výpočet proveden s jemnějším typem prvku tak rozdíl ve výsledcích nepředstavuje zásadní rozdíl. Početní odchylka těchto dvou výpočtů se pohybuje do jednoho procenta.



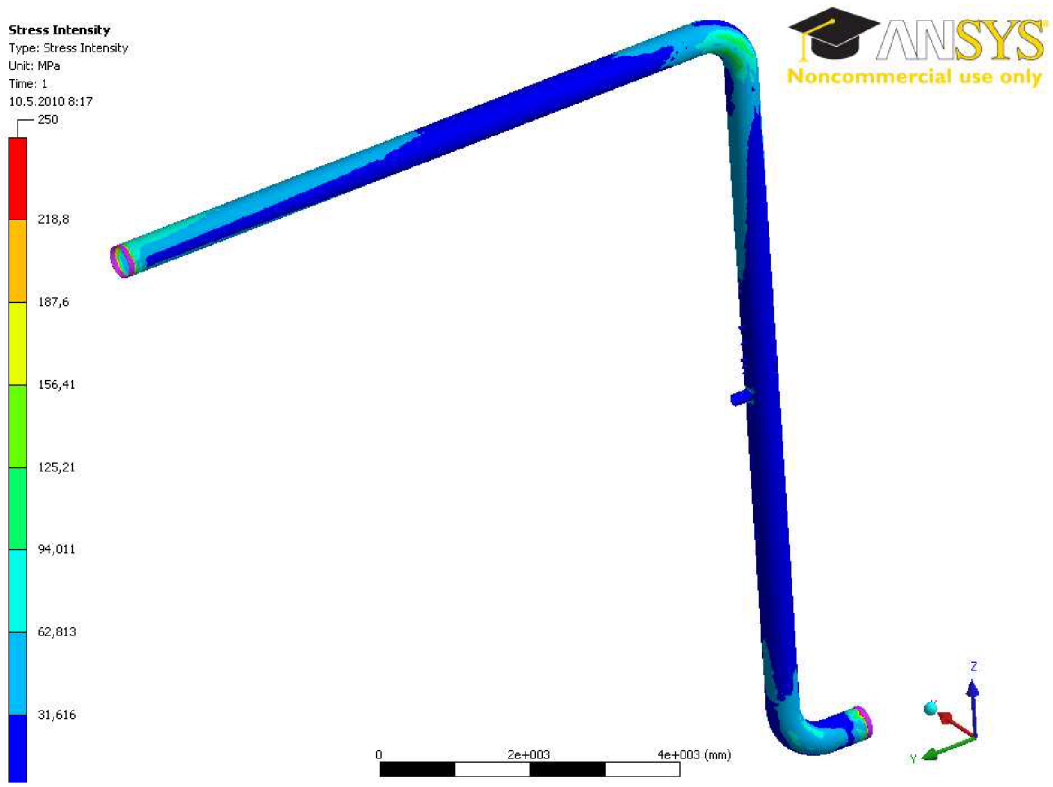
Obr. 6 – 3 Rozložení napjatosti v nátrubku – výpočet na celém modelu



Obr. 6 – 4 Rozložení napjatosti v nátrubku – výpočet na celém modelu

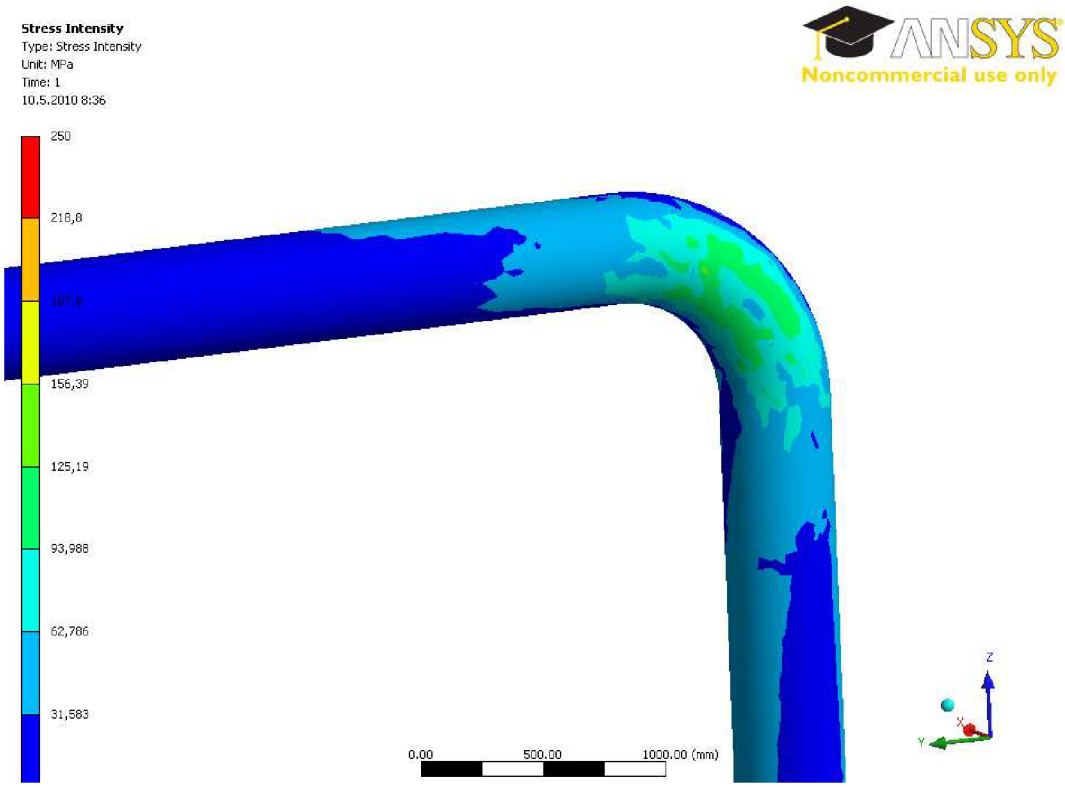


Obr. 6 – 5 Průběh napětí po tloušťce v nejvíce zatíženém místě nátrubku

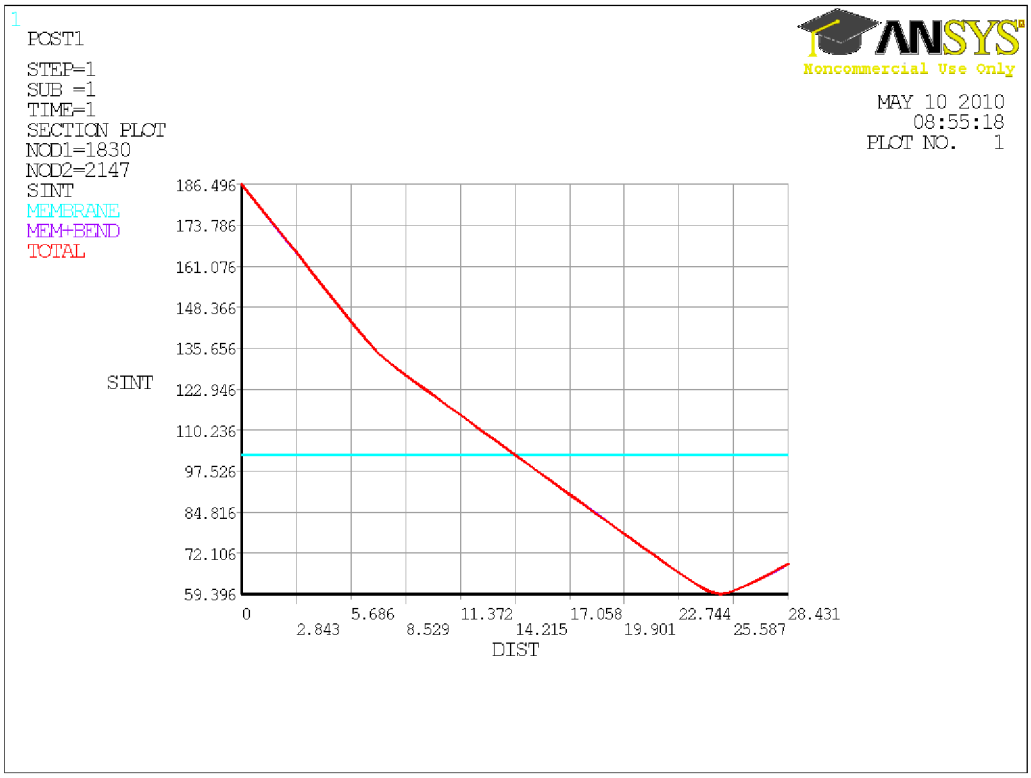


Obr. 6 – 6 Rozložení napjatosti v celé potrubní větvi

Na výpočtovém modelu potrubí se objevila největší napjatost v místech vetknutí. Tato napětí jsou způsobena tvrdými okrajovými podmínkami tj. nulové posuny ve všech směrech, čímž tedy bylo uváženo dokonale tuhé napojení na navazující zařízení. Ve skutečnosti tato napětí se v praxi nevyskytují, jelikož žádné vetknutí není dokonale tuhé a ve skutečnosti dochází v těchto místech k radiálním posuvům. Je nutno uvést fakt, že zatížení od tepelných dilatací podléhají relaxaci napětí.



Obr. 6 – 7 Rozložení napjatosti v nátrubku (detail ostrého rohu)



Obr. 6 – Průběh napětí po tloušťce v nejvíce zatíženém místě kolene

Z dilatačního výpočtu vyšla napětí v koleně, které jsou znázorněny na obr. 6 – 7 a dále vyhodnoceny na obr.6 – 8. Protože se jedná o případ, kdy

nastalo trvalé zatížení a zároveň zabránění teplotním dilatacím potrubního systému, je nutno postupovat podle vzorce:

$$P_m + P_b + P_L + Q \leq f + f_a \qquad (1.6.)$$

kde

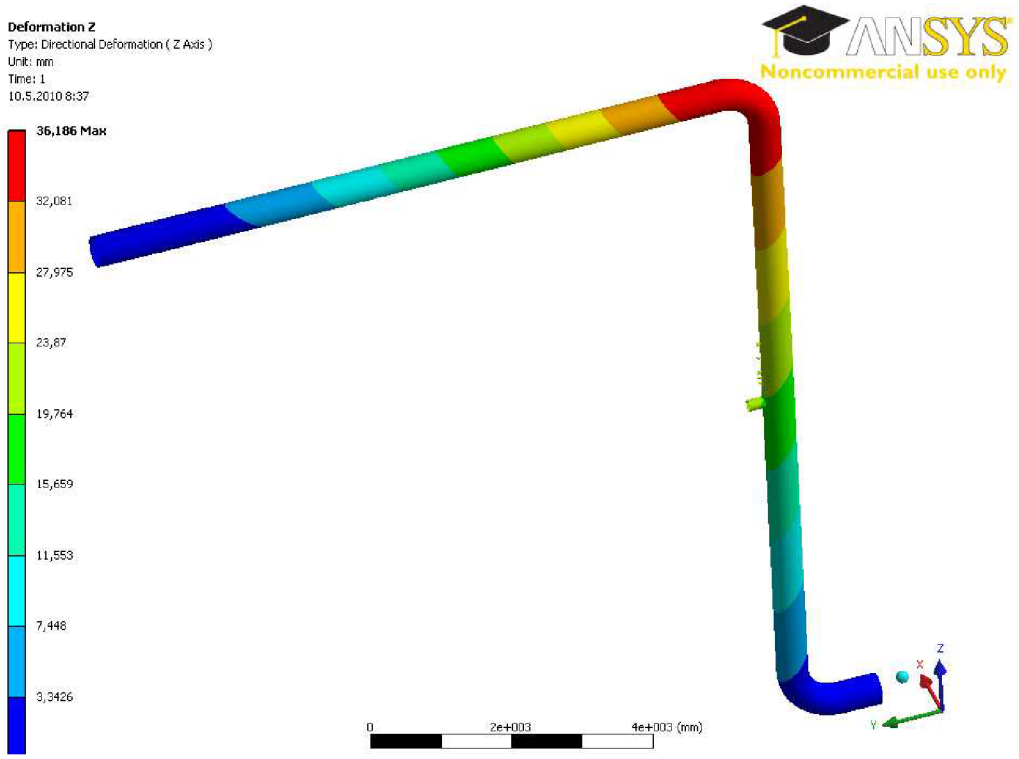
$$f_a = U \cdot (1{,}25 f_c + 0{,}25 f_h) \cdot \frac{E_h}{E_c} \qquad (2.6.)$$

Z uvedených rovnic vyplívá, že levá strana vzorce je známá z MKP výpočtu a zbývá tedy vypočítat její pravou stranu.
Pozn. hodnota f_c je podle normy počítána pro pevnost materiálu při pokojové teplotě.

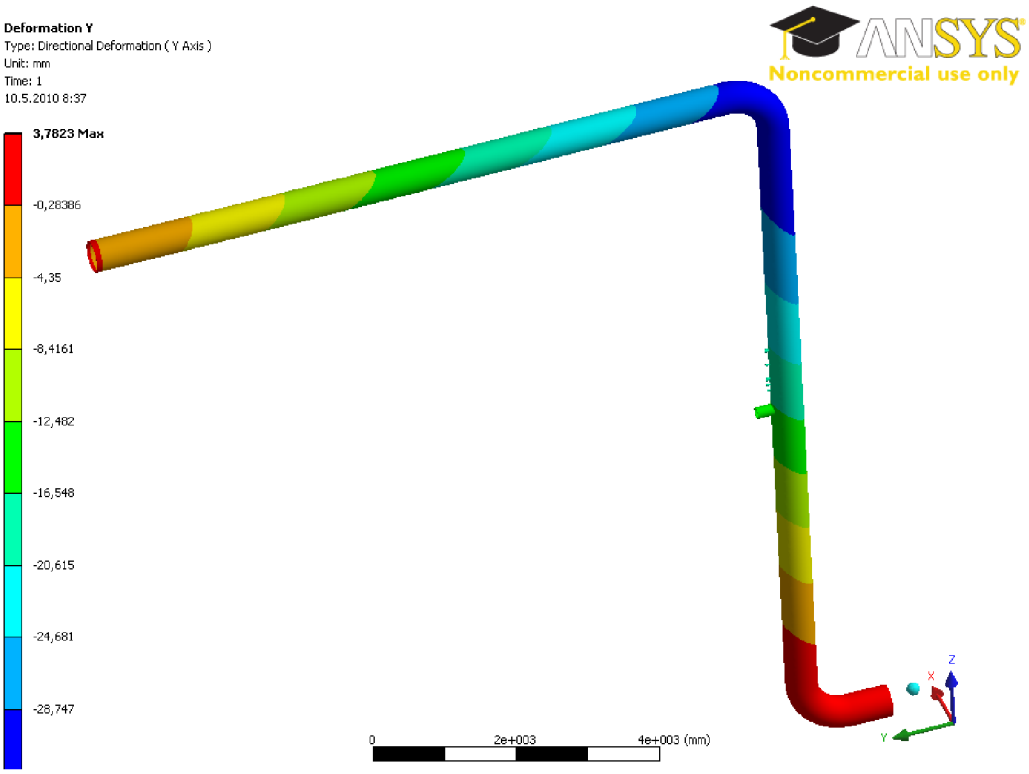
$$f_a = U \cdot (1{,}25 f_c + 0{,}25 f_h) \frac{E_h}{E_c} = 1 \cdot (1{,}25 \cdot 156{,}6 + 0{,}25 \cdot 97{,}6) \frac{195000}{212000} = 202{,}5 \text{ MPa}$$

Po dosazení do vzorce (1.6.)

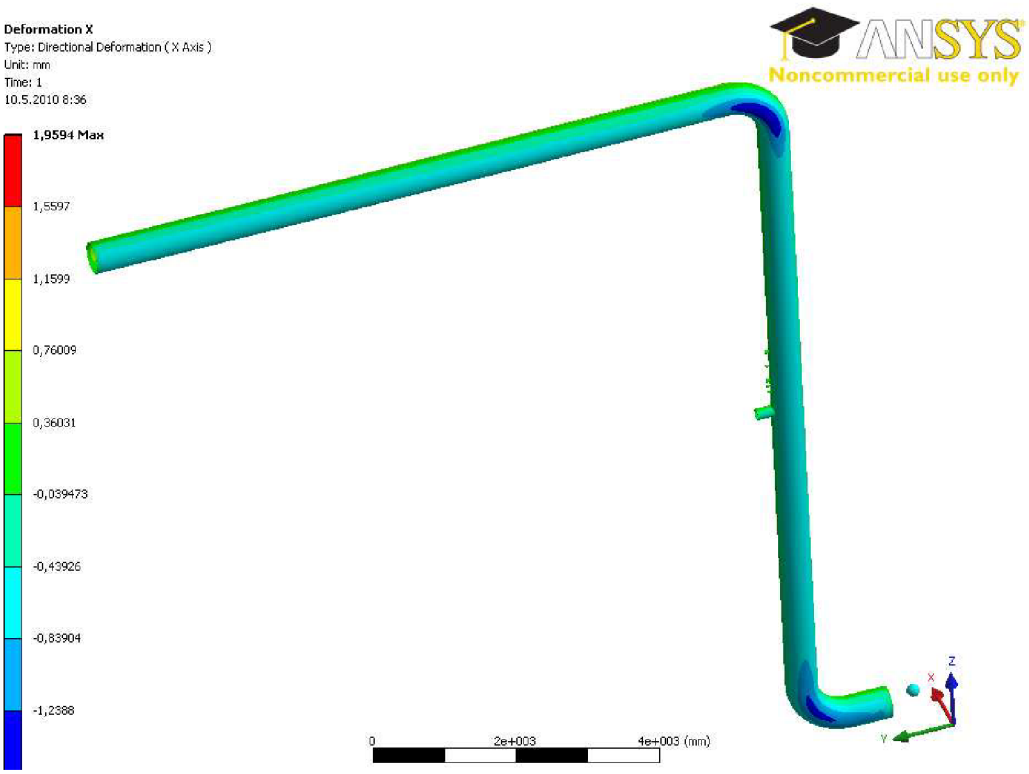
$186{,}496 \leq 97{,}6 + 202{,}5$
$186{,}496 \leq 300{,}1$ **<u>VYHOVUJE</u>**



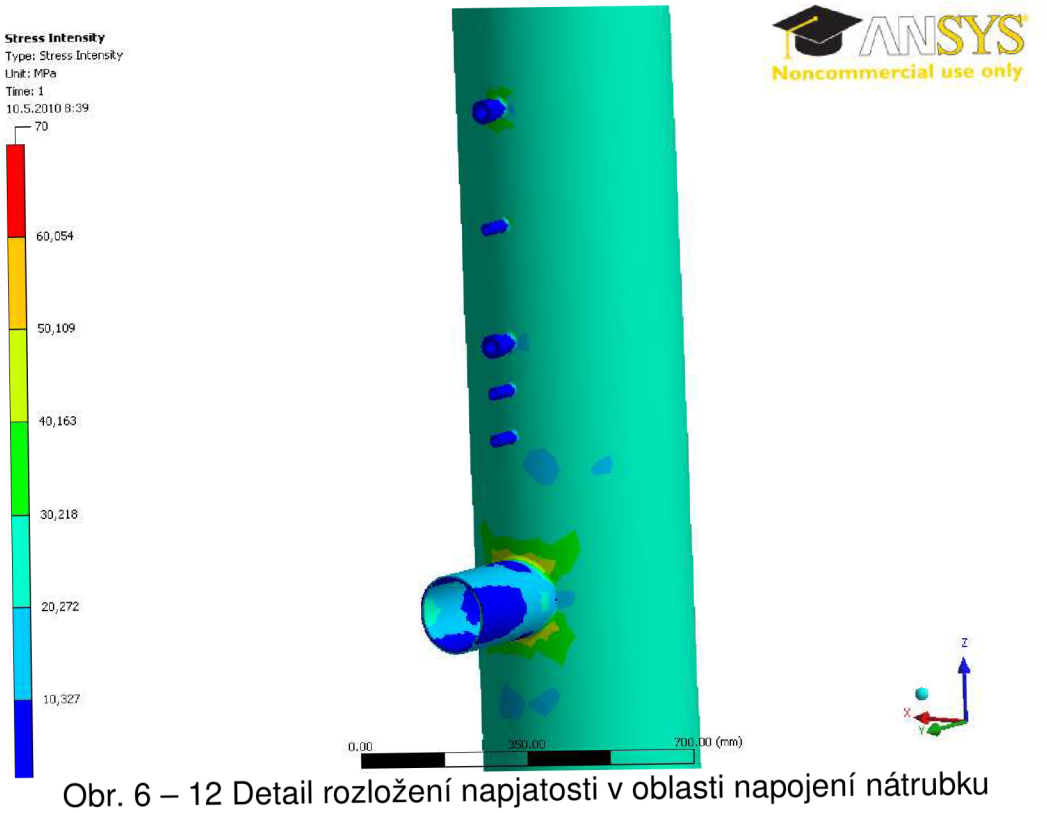
Obr. 6 – 9 Posuvy ve směru osy Z



Obr.6 – 10 Posuvy ve směru osy Y



Obr. 6 – 11 Posuvy ve směru osy X



Obr. 6 – 12 Detail rozložení napjatosti v oblasti napojení nátrubku

Závěr

V diplomové práci byl proveden pevnostní výpočet dle normy ČSN EN 13480-3. Podle této normy bylo zjištěno, že potrubní trasa pevnostně vyhovuje. Dále byla celá trasa překontrolována programem ANSYS WOKBENCH a ANSYS 11 a výsledky posouzeny na kategorizaci napětí podle výše zmiňované evropské normy. Bylo zjištěno, že trasa pevnostně vyhovuje i tomuto způsobu vyhodnocení.

Konce potrubí nebyly vyhodnocovány, neboť byly výrazně ovlivněny použitými okrajovými podmínkami a bylo by je nutné řešit v kontextu s příslušným navazujícím zařízením, což nebylo předmětem této práce. Jako nejvíce kritickým místem se ukázalo horní koleno, kde však při posouzení vyhovělo dovoleným hodnotám napětí. Dále bylo posouzeno i hrdlo napojeného potrubí, které také bez problémů vyhovělo.

Pro úplnost byla provedena kontrola uložení potrubní trasy pomocí programu CAESAR II. (Při kontrole byla zapnuta funkce pro umístění optimálního závěsu). Jelikož diplomová práce neřeší navržení optimálního uložení celé trasy nebyl tento problém dále řešen.

Seznam použitých zdrojů

1. Doc. Ing. Dr Julius Mikula. *Navrhování potrubí – C2.* dotisk. Státní nakladatelství technické literatury, n. p., Praha 2, Spálená 51, 1956. 68 s + 9 tabulek. TS 732
2. SMĚRNICE RADY 97/23/EC
3. http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/02.htm
4. ČSN EN 10253-2 Potrubní tvarovky pro přivaření tupým svarem – část 2: Nelegované a feritické oceli se stanovením požadavků na kontrolu
5. http://www.allforpower.cz/clanek/aplikacni-omezeni-zaropevne-oceli-p92/
6. tlaková zařízení Tconsult – pevnostní výpočty
7. Doc.Ing. František Drastík, CSc. a kolektiv STROJNICKÁ PŘÍRUČKA
8. ČSN EN 13480-3 Kovová průmyslová potrubí – část3: Konstrukce a výpočet
9. ČSN EN 10216-2+A2 Bezešvé ocelové trubky pro tlakové a zařízení – technické dodací podmínky – část 2: trubky z nelegovaných ocelí se zaručenými vlastnostmi při zvýšených teplotách
10. George A. Antaki, Piping and pipeline Engineering, Copyright © 2003 by Marcel Dekker 270Madisson Avenue, New York, NY 10016, U.S.A., ISBN 0-8247-0964-0
11. http://www.tlakinfo.cz/t.py?t=2&i=1411
12. Ing. Vladimír Wilda a kol. Projektování průmyslových potrubí a potrubních rozvodů. Praha 1968. 240 s. SNTL, DT 621.643
13. http://www.lpsupports.cz/produkty/
14. http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/Hlp_E_SOLID187.html
15. http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/Hlp_E_SOLID186.html

Seznam použitých zkratek a symbolů

r_{imin}	[mm, m]	vnitřní průměr skořepiny
t, T	[mm, m]	tloušťka stěny
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	[Pa, MPa]	napětí
σ_o	[Pa, MPa]	napětí
σ_t	[Pa, MPa]	napětí tangenciální
σ_{ax}	[Pa, MPa]	axiální (tahové) napětí
F_{ax}	[N]	axiální síla působící na trubku
S_{tr}	[mm^2 , m^2]	plocha průřezu po střednici
e	[mm, m]	Minimální požadovaná tloušťka stěny
f	[Pa, MPa]	dovolené napětí materiálu
p_c	[Pa, MPa]	výpočtový tlak
e_{int}	[mm, m]	minimální požadovaná tloušťka stěny bez přídavků (pro vnitřní stranu oblouku)
e_{ext}	[mm, m]	minimální požadovaná tloušťka stěny bez přídavků (pro vnější stranu oblouku)
e_a	[mm, m]	analyzovaná tloušťka
e_{ord}	[mm, m]	objednaná tloušťka trubky
D, D_0	[mm, m]	průměr trubky
D_i	[mm, m]	průměr trubky (vnitřní)
z	[–]	součinitel svaru
c_o	[mm, m]	přídavek na korozi
c_1	[mm, m]	mezní úchylka průměru a tloušťky stěny (absolutní hodnota)
c_2	[mm, m]	přídavek pro možné zmenšení tloušťky během výroby
R	[mm, m]	poloměr trubky
L_b	[mm, m]	vzdálenost mezi středy otvorů
D_{eq}	[mm, m]	ekvivalentní průměr skořepiny
d_i	[mm, m]	průměr otvoru, vnitřní průměr trubky
d_1	[mm, m]	průměr vnitřního průměru odbočky
l_{pl}	[mm, m]	šířka výztužného límce
A_p	[mm^2 , m^2]	plocha zatížená tlakem
A_{fpl}	[mm^2 , m^2]	plocha výztužného límce
A_{fs}	[mm^2 , m^2]	plocha vyztužení skořepiny
A_{fb}	[mm^2 , m^2]	plocha vyztužení odbočky (branch)
M_o	[N·mm, N· m]	ohybový moment
J	[mm^4 , m^4]	moment setrvačnosti plochy
W	[mm^3 , m^3]	moment odporu plochy
ρ	[mm, m]	vzdálenost krajního vlákna průřezu trubky od těžiště
q	[N·mm, N· m]	délkové zatížení
l	[mm, m]	délka trubky
ψ	[°]	úhel mezi osou osou trubky a spojnicí dvou přilehlých odboček
P_m	[Pa, MPa]	primární membránové napětí
P_L	[Pa, MPa]	primární lokální membránové napětí
P_b	[Pa, MPa]	primární ohybové napětí

Q	[Pa, MPa]	sekundární ohybové napětí
f_a	[Pa, MPa]	dovolený rozkmit napětí
U	[–]	redukční součinitel napětí
r	[mm, m]	vnitřní poloměr
R	[mm, m]	poloměr ohybu
θ	[grad]	úhel po obvodu průřezu trubky
u_x	[mm, m]	posuv v ose x
u_x	[mm, m]	posuv v ose x
ϑ	[RAD]	úhel natočení

Seznam příloh

1. Výkres izonometrie potrubní trasy i s detaily.
2. Materiálový list materiálu 1.0345
3. Analytický výpočet