



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

# PEVNOSTNÍ VÝPOČET VYSOKOTLAKÉHO PARNÍHO POTRUBÍ PODLE EN 13480

STRENGTH CALCULATION OF HIGH-PRESSURE STEAM PIPING ACCORDING TO EN 13480

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Dominik Řezník**

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Tomáš Létal, Ph.D.**

**BRNO 2024**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Student:	<b>Bc. Dominik Řezník</b>
Studijní program:	Procesní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Tomáš Létal, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Pevnostní výpočet vysokotlakého parního potrubí podle EN 13480**

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

Práce je zaměřena zejména na pevnostní část návrhu tlakového potrubí na základě konkrétního zadání. Budou zde popsány navazující části procesu návrhu potrubí a základní teorie s ohledem na pevnost. Pevnostní výpočty budou řešeny jak na celkovém potrubí, tak i na jednotlivých detailech v souladu s požadovanými normami.

#### **Cíle diplomové práce:**

- Seznámení se s požadavky na průmyslová potrubí a se systémem značení KKS.
- Výpočet potrubní třídy na základě zadaných procesních parametrů v programu VVD.
- Pevnostní a teplotně dilatační výpočet navrhnutého potrubí v softwaru CAESAR II s případnou úpravou průběhu tras na základě výsledků.
- Ověření zatížení podpěr a hrdel.
- Hodnocení výsledků.

#### **Seznam doporučené literatury:**

Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2014/68/EU ze dne 15. května 2014 o harmonizaci právních předpisů členských států týkajících se dodávání tlakových zařízení na trh (přepracované znění) Text s významem pro EHP [online]. 15. květen 2014 [vid. 2023-10-10]. Dostupné z: <http://data.europa.eu/eli/dir/2014/68/oj/ces>

ČSN EN 13480-3. Kovová průmyslová potrubí - Část 3: Konstrukce a výpočet. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. 2018

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Diplomová práce se věnuje pevnostnímu a teplotně-dilatačnímu výpočtu potrubního systému vysokotlaké páry, jenž je součástí parního potrubního systému zařízení pro energetické využití odpadů. V teoretické části práce jsou shrnuty základní poznatky o pevnosti a potrubních systémech (o uložení potrubí, typech zatížení, tvarovkách a dalších komponentech) s ohledem na využívané normy. Součástí teoretické části je také jeden z cílů práce, kterým je seznámení se se systémem značení KKS. V praktické části je nejdříve s využitím softwaru VVD vypočítána a vytvořena potrubní třída s cílem navržení jmenovitých tloušťek stěn všech trubek a tvarovek z potrubního systému a ověření jejich pevnosti. Stěžejní částí práce je provedení pevnostního a napětíového výpočtu v softwaru CAESAR II, jehož součástí je patřičné nastavení výpočetního modelu na základě vypočítané potrubní třídy a dokumentace od zákazníka, volba typů uložení potrubí a úprava průběhů potrubních tras na základě předchozích a průběžných výsledků. V rámci výpočtu jsou také posouzena a ověřena zatížení působící na hrdla a uložení potrubí. V poslední části práce je v softwaru PRG NozzlePro proveden zjednodušený MKP výpočet přechodového dílu pro vypouštění páry do kondenzátoru („dump-tube“). Všechny úpravy jsou průběžně diskutovány a výsledky pak shrnuty.

### Klíčová slova

Potrubí, pevnost, napětí, tvarovky, VVD, CAESAR II, zatížení, hrdlo, systém uložení potrubí, metoda konečných prvků

## ABSTRACT

The Master's thesis deals with the stress and strength calculation of a high-pressure steam piping system, which is part of the steam piping system of a waste-to-energy plant. In the theoretical part of the thesis, basic knowledge about stress and strength and piping systems (pipe support system, types of loads, fittings and other components) is summarized with respect to the used standards. Part of the theoretical section also includes one of the objectives of the thesis, which is to provide basic knowledge about the KKS codes. In the practical part, firstly, using the VVD software, the pipe class is calculated and created in order to design nominal thicknesses of all the pipes and fittings from the piping system. The core part of the work is the performance of the stress and strength calculation in the CAESAR II software, which includes the appropriate setting of the calculation model based on the calculated pipe class and the documentation from the customer, the selection of pipe supports and the adjustment of the pipelines based on the previous and ongoing results. As part of the calculation, the nozzle loads and support loads are also assessed and verified. In the last part of the work, a simplified FEM calculation of the dump-tube (transition component for steam discharge into the condenser) is performed in PRG NozzlePro software. All the modifications are continuously discussed and the results are then summarized.

### Key words

Piping, strength, stress, fittings, VVD, CAESAR II, load, nozzle, pipe support system, finite element method

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŘEZNÍK, Dominik. *Pevnostní výpočet vysokotlakého parního potrubí podle EN 13480* [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-02-20]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157411>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Tomáš Létal.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Pevnostní výpočet vysokotlakého parního potrubí podle EN 13480** vypracoval samostatně s využitím poznatků nabytých v průběhu studia, pracovních zkušeností a literatury uvedené v seznamu na konci této práce.

.....  
Datum

\_\_\_\_\_  
Bc. Dominik Řezník

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto rodičům a dalším blízkým za podporu, které se mi dostávalo v průběhu celého studia. Zároveň děkuji vedoucímu práce Ing. Tomáši Létalovi, Ph.D. za hodnotné připomínky, firmě AFRY CZ s.r.o. za poskytnutí zadání a kolegům (zejména Ing. Tomáši Procházkovi) za předané zkušenosti a praktické rady.



## OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Předpisy a normy pro návrh a výpočet potrubních tras.....	12
1.1 Směrnice PED 2014/68/EU .....	12
1.2 Norma EN 13480 .....	13
1.3 Norma ASME B 31.....	14
1.3.1 ASME B 31.1 Power Piping .....	14
1.3.2 ASME B 31.3 Process Piping .....	14
2 Základní poznatky z pevnosti a pružnosti potrubních systémů.....	16
2.1 Membránová teorie skořepin .....	16
2.2 Primární a sekundární napětí v potrubí.....	17
2.3 Teplotní dilatace .....	17
2.4 Materiály .....	18
2.5 Teorie porušení .....	21
2.6 Dovolené namáhání .....	22
2.7 Součinitel hodnoty spoje.....	23
2.8 Tlak .....	23
2.9 Tloušťka stěny .....	23
2.10 Součinitel koncentrace napětí a součinitel pružnosti.....	25
2.11 Metoda konečných prvků.....	26
3 Uložení potrubí.....	28
3.1 Typy uložení .....	28
3.2 Rozestupy uložení.....	31
4 Potrubní třída, komponenty a armatury.....	33
4.1 Trubky.....	33
4.2 Tvarovky.....	34
4.2.1 Ohyby a oblouky .....	34
4.2.2 T-kusy .....	35
4.2.3 Redukce.....	36
4.2.4 Tlaková dna.....	37
4.2.5 Olety.....	37
4.3 Ventily .....	37
4.4 Kompenzátory.....	40
4.4.1 Tvarové kompenzátory.....	40
4.4.2 Vlnovcové kompenzátory .....	40
4.4.3 Další typy kompenzátorů .....	42
4.5 Přírubové spoje .....	42
4.5.1 Příruby.....	42
4.5.2 Těsnění .....	42
4.5.3 Spojení .....	43
5 Zatížení potrubí a zátěžové stavy .....	44
5.1 Zatížení trvalá .....	44
5.2 Zatížení při zkušebních podmínkách .....	44
5.3 Zatížení při provozních podmínkách .....	44

---

5.4	Zatížení od teplotní dilatace .....	45
5.5	Zatížení příležitostná .....	45
5.5.1	Klimatická zatížení .....	45
5.5.2	Kvazistatická a dynamická zatížení .....	45
6	Systém značení KKS .....	47
7	Pevnostní a teplotně dilatační výpočet potrubí .....	52
7.1	Potrubní systém .....	52
7.2	Projektová dokumentace a požadavky zákazníka .....	52
7.3	Výpočet a tvorba potrubní třídy .....	54
7.3.1	Nastavení procesní karty .....	55
7.3.2	Výpočet tloušťek stěn přímých trubek .....	55
7.3.3	Výpočet tloušťek stěn tvarovek .....	56
7.3.4	Výpočet zkušebního tlaku .....	60
7.4	Teplotně-dilatační výpočet v CAESAR II .....	61
7.4.1	Model potrubních tras .....	61
7.4.2	Okrajové podmínky .....	65
7.4.3	Zátěžové stavy a kombinace zatížení .....	69
7.4.4	Úpravy tras v důsledku překročení napětí .....	70
7.4.5	Úpravy tras v důsledku překročení dovolených zatížení hrdel .....	72
7.4.6	Vyhodnocení napětí při posuzovaných stavech (pružnostní analýza) .....	75
7.4.7	Zatížení hrdel .....	79
7.4.8	Zatížení uložení .....	82
7.5	Pevnostní výpočet hrdla přechodové dílu .....	86
7.5.1	Rozměry a výpočtová síť, zatížení, materiály .....	86
7.5.2	Klasifikace a vyhodnocení napětí .....	88
	ZÁVĚR .....	91
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	93
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....	96
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	100
	SEZNAM TABULEK .....	101
	SEZNAM PŘÍLOH .....	102

## ÚVOD

V dnešní době, kdy se energetický průmysl stále více obrací k udržitelným zdrojům a efektivnímu využívání energie, nabývají na významu ZEVO (zařízení pro energetické využití odpadu), ve kterých jsou spalovány odpady pro získání elektrické energie a tepla ke koncové spotřebě. Princip kombinované výroby elektřiny a tepla zahrnuje využití vysokotlaké páry vyrobené v parních kotlích jakožto média k přenosu energie potrubím až do parní turbíny, ve které dochází k přeměně na mechanickou práci a následně k výrobě elektřiny v generátoru. Současně je z turbíny odebírána pára s nižšími procesními parametry pro topné účely či ohřev užitkové vody.

Bezpečný návrh a konstrukce potrubních systémů je zásadní, neboť představuje základní kámen pro minimalizaci rizika poruch a nehod při provozu. To platí nejen v teplárenských a energetických provozech, ale také ve všech odvětvích procesního průmyslu, ať už chemického, petrochemického či potravinářského. Při návrhu je nezbytné řídit se základními pravidly, předpisy a normami (například směrnici PED 2014/68/EU a normou EN 13480), a v souladu s nimi také provádět návrh, pevnostní výpočty a analýzy napětí.

Pevnostní výpočty potrubních systémů jsou poměrně náročnou inženýrskou disciplínou, jež vyžaduje dostatek zkušeností a znalostí. V tomto kontextu hrají klíčovou roli softwary určené primárně k projektování a pevnostním výpočtům potrubních systémů, které umožňují provádět důkladné analýzy a optimalizovat návrhy s ohledem na požadavky normativních dokumentů a specifika provozu. Jsou jimi například Rohr2 od společnosti SIGMA nebo CAESAR II od společnosti Hexagon, který byl využit pro tuto práci, a který k výpočtům používá metodu konečných prvků. Pro návrh potrubních komponent zatížených tlakem byl využit software Visual Vessel Design (VVD) od stejné společnosti, jež využívá metodu návrhu na základě vzorců (DBF). Všechny tyto nástroje nejenže zvyšují efektivitu práce, ale také s dostatečnou spolehlivostí umožňují získání přesných výsledků.

Tato diplomová práce představuje komplexní pohled na problematiku návrhu a pevnostních výpočtů konkrétního potrubního systému s důrazem na jeho správnou funkčnost a bezpečnost. Přináší nejen teoretické, ale také praktické poznatky a metodiky. V praktické části práce jsou navrženy jmenovité tloušťky stěn potrubních komponent v softwaru VVD a následně proveden komplexní výpočet v Caesar II včetně pružnostní (napěťové) analýzy a ověření zatížení hrdel procesních zařízení a jednotlivých uložení potrubí.

## 1 Předpisy a normy pro návrh a výpočet potrubních tras

Veškeré potrubní systémy se navrhují a konstruují v souladu s příslušnými předpisy a normami. Předpisy jsou závazné a slouží především k ochraně výrobce i uživatele, zajištění bezpečnosti a spolehlivosti, a také k provázanosti trhu. Z hlediska dodávek tlakových zařízení na evropský trh je stěžejní směrnice PED 2014/68/EU (viz dále). Využití norem je ve své podstatě dobrovolné, nicméně vede k dodržení předpisů. Normy mohou být rozšířeny mezinárodně (např. ISO normy celosvětově, EN/EC normy v Evropě) či národně (ASME/ANSI v USA, ČSN v ČR, DIN v Německu apod.). Každá z norem pak specifikuje základní principy a vzorce, s jejichž využitím se provádí návrh.

Evropské technické normy jsou schvalovány evropskými standardizačními orgány (např. „CEN“ – Evropský výbor pro normalizaci) a členské státy poté mohou tyto normy přejímat. Orgány Evropského společenství navíc mohou uznat normy jako „harmonizované“, přičemž takové normy platí ve všech státech, které přejímají plný rozsah evropské normy. Cílem harmonizace norem je snazší přístup výrobců na mezinárodní trh a zaručení shody či kompatibility produktů z různých států původu. Některé státy si však v určité podobě stále ponechávají své původní národní normy i přes to, že převzaly normy evropské.

V České republice normy standardně tvoří, vydává a Česká agentura pro standardizaci (ČAS), která tyto činnosti převzala v roce 2018 od Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.

Níže jsou vybrány a stručně popsány předpisy a normy významné pro návrh potrubních tras, počínaje Směrnicí Evropského parlamentu a Rady PED 2014/68/EU, evropskou harmonizovanou normou EN 13480 (v ČR platná pod názvem ČSN EN 13480) až po americké ASME B31 CODES.

### 1.1 Směrnice PED 2014/68/EU

Evropským normám týkajících se tlakových zařízení a sestav s nejvyšším dovolených tlakem PS vyšším než 0,5 bar umístovaných na evropský trh (mimo výjimky uvedené ve směrnici) je nadřazena Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2014/68/EU (ze dne 15. května 2014) o harmonizaci právních předpisů členských států, jinak také známá jako PED 2014/68/EU (zkráceně PED – „Pressure Equipment Directive“). Pojednává o návrhu, výrobě a posuzování shody tlakových zařízení a sestav tak, aby byly splněny všechny bezpečnostní požadavky závislé na typu zařízení, a aby bylo zařízení bezpečné po celou dobu provozu. Směrnice klasifikuje zařízení do skupin značených římskými číslicemi v závislosti na stupni nebezpečnosti (čím vyšší, tím vyšší nebezpečí), přičemž klasifikace pro konkrétní zařízení jsou uvedena v příloze II směrnice. Mimo to PED také klasifikuje média do 2 skupin dle nebezpečnosti. Do 1. skupiny spadají nebezpečné tekutiny (nestabilní, hořlavé, samovolně reagující, samozápalné, oxidující, toxické) a 2. skupina sestává z ostatních látek nepatřících do skupiny první. Stanovy a nařízení obsažená ve směrnici se týkají zejména:

- Povinností hospodářských subjektů a uvádění na trh
- Technických a bezpečnostních požadavků (návrh, koroze, prostředky odvodušnění a odvodnění, prostředky kontroly, bezpečnostní výstroj apod.)
- Materiálů
- Výroby (postup, testování, konečné posouzení, označení štítkem)

Potrubím se dle PED rozumí potrubní části určené pro přepravu tekutin spojené tak, že tvoří jeden tlakový systém, který zahrnuje zejména trubky, tvarovky a jiné komponenty vystavené tlaku. Klasifikace potrubí do skupin dle nebezpečnosti se provádí dle grafů 6 až 9 přílohy II směrnice (graf 7 ilustrován v obr. 1) dle níže uvedených podmínek, přičemž přímo závisí na velikosti jmenovité **světlosti potrubí DN** (číselné označení rozměru potrubí a jiných

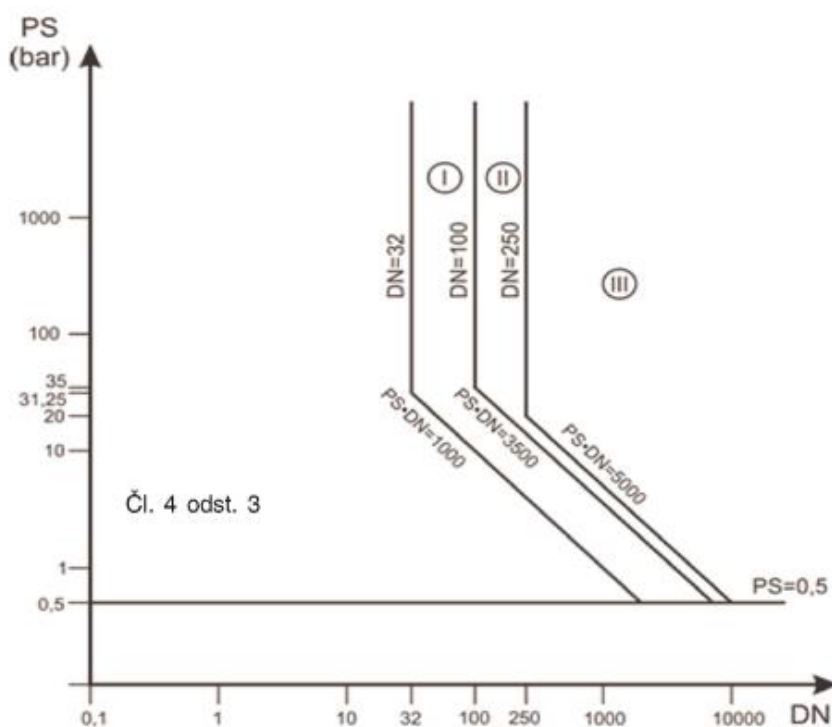
komponent, které se nepřímo vztahuje k fyzikálnímu připojovacímu rozměru – číslo je přibližně rovno výrobním rozměrům – např.  $DN\ 100$  a hodnoty jsou odstupňovány příslušnými normami) a nejvyšším dovoleném tlaku  $PS$ .

Základní bezpečnostní požadavky stanovené přílohou I směrnice musí splňovat potrubí určené pro kapaliny, plyny, zkapalněné plyny, plyny rozpuštěné pod tlakem a páry, jejichž tlak par při nejvyšší dovolené teplotě  $TS$  (nejvyšší dovolené teplotě, pro kterou je zařízení navrženo) přesahuje o více než 0,5 bar obvyklý atmosférický tlak (1013 mbar), s tímto omezením:

- tekutiny skupiny 1, je-li  $DN > 25$  (graf 6 přílohy II směrnice),
- tekutiny skupiny 2, je-li  $DN > 32$  a součin  $PS \cdot DN > 1000\ bar$  (graf 7 přílohy II směrnice);

a dále také potrubí určené pro kapaliny, jejichž tlak při  $TS$  nepřekračuje obvyklý atmosférický tlak o více než 0,5 bar, s tímto omezením:

- tekutiny skupiny 1, je-li  $DN > 25$  a součin  $PS \cdot DN > 2000\ bar$  (graf 8 přílohy 2 směrnice);
- tekutiny skupiny 2,  $PS > 10\ bar$ ,  $DN > 32$  a součin  $PS \cdot DN > 5000\ bar$  (graf 9 přílohy 2 směrnice).



Obr. 1 Graf 7 pro posouzení shody dle PED 2014/68/EU (převzato z [1])

## 1.2 Norma EN 13480

Norma EN 13480 (v ČR harmonizovaná pod názvem ČSN EN 13480 Kovová průmyslová potrubí) se skládá s 8 vzájemně souvisejících a platných částí:

- Část 1: Obecně
- Část 2: Materiály
- **Část 3: Konstrukce a výpočet** – tato stěžejní část je věnována kompletnímu postupu návrhu potrubí. V celém svém obsahu se zabývá:

- základními návrhovými kritérii
- dovolenými namáháními
- konstrukcí potrubních částí zatížených vnitřním tlakem
- konstrukcí den zatížených vnitřním tlakem
- konstrukcí potrubních částí zatížených vnějším tlakem
- otvory a připojením odboček
- návrhem pro cyklické zatížení
- integrálně připojenými komponenty
- analýzou pružnosti a kritérii přípustnosti
- podpěrami potrubí
- Část 4: Výroba a montáž
- Část 5: Zkoušení a kontrola
- Část 6: Doplnkové požadavky na podzemní potrubí
- Část 7: Návod na používání postupů posouzení shody
- Část 8: Doplnující požadavky pro potrubí z hliníku a hliníkových slitin

Návrh potrubní trasy v DP bude realizován v souladu s částí 3 normy, přičemž volba materiálu potrubí bude v souladu s částí 2 normy.

### 1.3 Norma ASME B 31

ASME neboli Americký spolek strojních inženýrů (American Society of Mechanical Engineers) je významnou světovou organizací podílející se na tvorbě a rozvoji norem a předpisů. První ASME norma pro tlaková potrubí byla vydána v roce 1935 a později mezi lety 1942 a 1955 byla norma upravena do dnes známé podoby ASME B 31 [2]. Podobně jako u EN 13480 tato norma předepisuje požadavky na bezpečný návrh (materiály, minimální tloušťka stěn apod.), výrobu, montáž, testování, provoz a údržbu potrubních systémů. Na rozdíl od EN 13480 určené pro veškerá potrubí, se ASME B 31 dále dělí na několik samotných celků („codes“), které jsou zaměřeny na tlaková potrubí v ropných rafineriích, procesním průmyslu, energetice a jaderné energetice, chemickém průmyslu a dalších odvětvích. V kontextu zadání diplomové práce jsou níže podrobněji představeny 2 významné celky, a to „B 31.1 Power Piping“ a „B 31.3 Process Piping.“

#### 1.3.1 ASME B 31.1 Power Piping

ASME B 31.1 Power Piping se využívá pro návrh potrubí v elektrárnách, pro geotermální vytápění a centrální zásobování teplem, přičemž se vztahuje na potrubí s párou, vodou, vzduchem či jinými plyny, olejem a dalšími tekutinami. Platí pro kovová i nekovová potrubí, veškeré tlaky a teploty větší než  $-29\text{ °C}$  ( $-20\text{ °F}$ ). Využití normy je povinné pro potrubí, která jsou přímo připojena ke kotli až k prvnímu uzavíracímu ventilu s výjimkou, kdy je instalováno více kotlů – v takovém případě je využití povinné až k druhému uzavíracímu ventilu [2]. Výpočty jsou zpravidla založeny na jmenovité tloušťce stěny, přičemž s korozním přírůstkem je počítáno pouze při výpočtu tloušťky stěny a celkový koeficient bezpečnosti je roven přibližně 3,5 vůči  $R_m$  [3]. Náklady na potrubní systémy v elektrárnách tvoří v porovnání s náklady na těžká zařízení (kotle, turbíny, čerpadla, výměníky atd.) malou část nákladů, a proto je výpočet dle B 31.1. konzervativní, aby byl navrhnutý potrubní systém spolehlivý a bezpečný po celou dobu životnosti [3].

#### 1.3.2 ASME B 31.3 Process Piping

ASME B 31.3 Process Piping pokrývá velmi široké spektrum potrubních systémů. Tuto normu lze použít např. pro ropné rafinerie, chemické a farmaceutické závody, papírny, polovodičové a kryogenní závody a jiné zpracovatelské závody. Platí pro veškeré tekutiny od

vody a páry až po ropné produkty, chemikálie, odpadní vody nebo chladicí kapaliny. Platí pro kovová i nekovová potrubí, veškeré tlaky i teploty. Jelikož v procesním průmyslu mohou náklady na potrubí naopak dosahovat až 35 % nákladů celého závodu, výpočet napětí je zde detailnější než v B 31.3 a celkový součinitel bezpečnosti je tak mírně ponížěn přibližně na hodnotu 3 (optimalizace nákladů oproti bezpečnosti) [3]. Norma třídí dopravu kapalin z hlediska bezpečnosti do několika kategorií [2]:

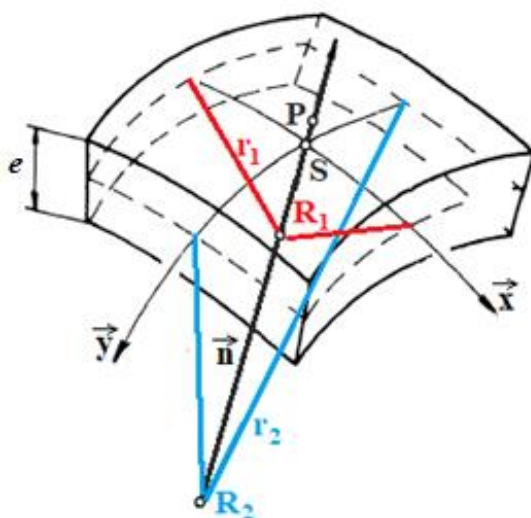
- kategorie D – netoxické a nehořlavé tekutiny, do konstrukčního tlaku 150 psi(g) (1035 kPa) a rozmezí konstrukčních teplot -29–86 °C (voda, vzduch)
- kategorie M – extrémně toxické a v malém množství životu nebezpečné tekutiny (nervově paralytické látky, fosgen)
- vysokotlaká doprava – je-li překročen konstrukční tlak stanovený ASME B 16.5 třídou 2500 pro specifikovanou konstrukční teplotu a skupinu materiálů (zaručení těsnosti přírub)
- vysokoteplotní doprava – je-li teplota kovového potrubí trvale rovna nebo vyšší než teplota o 25 °C nižší než teplota identifikující začátek časově závislých vlastností materiálu potrubí
- doprava tekutin vysoké čistoty – je-li vyžadován vysoce hygienický nebo aseptický potrubní systém, aplikují se další normy a postupy (farmacie, potravinářství)
- doprava normálních tekutin – ostatní tekutiny, které nespádají do předešlých kategorií

## 2 Základní poznatky z pevnosti a pružnosti potrubních systémů

### 2.1 Membránová teorie skořepin

Skořepiny jsou modelová tělesa charakterizovaná střednicovou plochou a tloušťkou ( $e$ ), přičemž platí, že tloušťka je souměrně rozdělena vzhledem ke střednicové ploše [4]. V každém místě skořepiny má střednicová plocha 2 hlavní poloměry křivosti ( $r_1$ ,  $r_2$ ). Za tenkostěnné skořepiny lze považovat taková trojrozměrná tělesa, jejichž hlavní rozměry jsou výrazně větší než tloušťka jejich stěny.

V praxi se lze nejčastěji setkat s osově symetrickými rotačními skořepinami, a to např. s tenkostěnným válcem, koulí, kuzelem či anuloidem. V případě rovinného tělesa (poloměry křivosti jsou v nekonečnu) se jedná o desku.



Obr. 2 Elementární prvek skořepiny [4] (upraveno)

Pro tenkostěnné skořepiny zatížené vnitřním tlakem působícím v normálovém směru (kolmo na střednicovou plochu elementárního prvku skořepiny) lze z rovnosti v tomto směru odvodit Laplaceovu rovnici pro síly tečné vzhledem ke skořepině (nebo přímo pro membránová napětí). Ta určuje napjatost ve stěně skořepiny na jednotku délky, respektive dává do souvislosti vztah mezi silami tečnými ke skořepině ( $N_1$ ,  $N_2$ ), normálovým tlakem ( $p_n$ ) a poloměry křivosti ( $r_1$ ,  $r_2$ ).

$$\frac{N_1}{r_1} + \frac{N_2}{r_2} = p_n \quad (2.1)$$

Za předpokladu, že jsou rotační skořepiny samy schopny přenášet pouze tahová napětí vyvolaná vnitřním tlakem, platí **membránový stav napjatosti**, přičemž tato tahová napětí jsou konstantní (rovnoměrně rozložena) podél tloušťky. Hlavními membránovými napětími jsou obvodové  $\sigma_{1,mem}$  a podélné  $\sigma_{2,mem}$  (osové – směr tečny k povrchu), jejichž velikost v dostatečných vzdálenostech od krajů válce (od čelních ploch) při zatížení tlakem lze vypočítat dle vztahů (2.2) a (2.3), kde  $D_m$  je střední průměr válcové skořepiny.

$$\sigma_{1,mem} = \frac{p \cdot D_m}{2 \cdot e} \quad (2.2)$$

$$\sigma_{2,mem} = \frac{p \cdot D_m}{4 \cdot e} \quad (2.3)$$



Radiální napětí se zanedbává, nedochází k přenosu ohybových a příčných lokálních napětí. Pro splnění rovnováhy nesmí docházet k náhlé změně geometrických parametrů skořepiny a zatížení, zatížení musí působit v normálovém směru na střednicovou plochu a vnější síly zatěžující skořepinu musí v působišti směřovat tečně ke střednicové ploše skořepiny (např. reakční síly od přivařených podpěr tlakových nádob).

Samotná potrubí spolu s ostatními komponentami nejsou membránami ani skořepinami, pro prokazování pevnosti je však lze považovat za skořepiny, které jsou schopny přenášet také ohybová napětí vznikající v místech přechodu mezi různými rotačně symetrickými tělesy. Ačkoliv ohybová napětí často dosahují vysokých hodnot, rozhodující vliv na pevnost potrubí mají stále napětí membránová [5].

## 2.2 Primární a sekundární napětí v potrubí

Nejen u potrubních systémů se setkáváme s dvěma hlavními typy namáhání, kterými jsou primární a sekundární napětí.

**Primární napětí** je takové napětí, které splňuje zákony rovnováhy působících mechanických zatížení a není samo-omezující. Hlavními zatíženími způsobujícími primární napětí je tlak tekutiny a vlastní váha potrubí včetně izolace a tekutiny vyplňující objem příslušného úseku potrubí [5]. Pokud primární napětí překročí mez kluzu, dojde k plastické deformaci (druhotný jev) a po jejím rozvinutí již nenastane prospěšná redistribuce napětí.

**Sekundární napětí** je samo-omezující a může být způsobeno teplotní dilatací (tepelnou roztažností), geometrickými diskontinuitami nebo vynucenými posuvy podpěr (uložení) a podloží [5]. Po vzniku plastické deformace vlivem sekundárních napětí dochází v příslušném uzlu k prospěšné redistribuci napětí. Za předpokladu, že je houževnatý materiál cyklicky zatěžován napětím menším než dvojnásobek meze kluzu, může nastat tzv. „shake-down.“ Tento jev si lze jednoduše představit jako přizpůsobení se materiálu působícímu napětí a zvýšení či posun napětěvého rozsahu pro elastickou deformaci.

## 2.3 Teplotní dilatace

V důsledku teplotních změn v potrubí dochází k jeho prodlužování nebo smršťování. Pokud není potrubní systém dostatečně pružný pro absorpci expanze a je mu zamezen pohyb ve směru dilatace (roztažnosti), vlivem sekundárních napětí a sil může dojít až ke vzpěru a nevratnému poškození trubek. Základním vzorcem pro výpočet teplotní roztažnosti pro délku trubky s volným koncem při malém rozdílu teplot je vzorec (2.4), ve kterém figuruje původní ( $L_0$ ), respektive prodloužená ( $L$ ) délka trubky ( $\Delta L = L - L_0$ ), rozdíl teplot ( $\Delta T = T - T_0$ ) a součinitel teplotní délkové roztažnosti ( $\alpha$ ), jehož hodnota závisí na druhu materiálu i teplotě a je obecně definována rovnicí (2.5).

$$\Delta L = \alpha \cdot L_0 \cdot \Delta T \quad (2.4)$$

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \frac{dL}{dT} \quad (2.5)$$

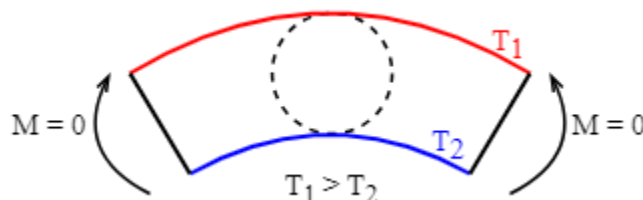
*Pozn.: Dle specifických požadavků EN norem by se však pro výpočet teplotního napětí způsobeného změnou teplot  $\Delta T = T_2 - T_1$  měl použít diferenciální součinitel lineární teplotní roztažnosti  $\alpha_{diff,T}$  (2.6) při teplotě  $T^*$  získané ze vzorce (2.7) a vycházející z hodnoty  $\alpha_{20,T}$  – součinitele teplotní roztažnosti od teploty 20 °C do teploty  $T$  (2.8). [6]*

$$\alpha_{diff,T^*} = \alpha_{20,T} + \frac{\partial \alpha_{20,T}}{\partial T} \cdot (T^* - T_0) \quad (2.6)$$

$$T^* = 0,75 \cdot \max(T_1; T_2) + 0,25 \cdot \min(T_1; T_2) \quad (2.7)$$

$$\alpha_{20,t} = \frac{1}{L_{20^{\circ}\text{C}}} \frac{(L_T - L_{20^{\circ}\text{C}})}{T - 20^{\circ}\text{C}} \quad (2.8)$$

Při nekonstantním teplotním průběhu napříč průřezem trubky po celé její délce (např. kapalina o vysoké teplotě nezaplňuje celý průřez trubky) může nastat tzv. „banánový efekt“ [5]. Při tomto jevu horní teplejší část trubky expanduje více než spodní studenější část, což má za následek ohnutí trubky.



Obr. 3 Teplotní dilatace – banánový efekt

Trubce na obr. 3 je umožněna libovolná dilatace, protože její konce nejsou k ničemu připojeny. Ve většině případů jsou však konce trubek navařeny na jiné komponenty nebo hrdla procesních, energetických či jiných zařízení. Nemůže tak dojít k volné dilataci a vznikají reakční síly a momenty zatěžující zmíněná zařízení – proto je dilataci je nutno kompenzovat vhodně navrženým systémem uložení potrubí nebo využitím kompenzátorů (budou popsány dále v práci). Jsou-li uložení na obou koncích trubky uvažována jako nekonečně tuhá (lze si trubku představit jako rovný prut s vetknutím na obou stranách, která neumožňují žádný posuv ani rotaci konců potrubí, vlivem teplotní dilatace vzniká reakční síla  $F$ . Vztah pro tuto sílu lze odvodit ze základního vzorce (2.4) přes jeho alternativní podobu (2.9), ve které figuruje normálové napětí  $\sigma_N$ , Youngův modul pružnosti  $E$  a plocha průřezu trubky  $S$  až po rovnici (2.10) vyjadřující sílu od tepelné dilatace.

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta T = \frac{\sigma_N}{E} \cdot L = \frac{F}{E \cdot S} \cdot L \quad (2.9)$$

$$F = \frac{\Delta L \cdot E \cdot S}{L} = \alpha \cdot \Delta T \cdot E \cdot S \quad (2.10)$$

V realitě mají uložení konečnou tuhost. Část dilatace je tedy „pohlčena“ uloženími a část samotnou trubkou, což zpravidla snižuje výsledné síly a napětí vznikající v trubce. Získání přesné hodnoty tuhosti je však velmi komplikovaný proces zahrnující analýzu jednotlivých uložení a celé nosné konstrukce, a proto se v inženýrské praxi uvažuje s nekonečnou tuhostí uložení (konzervativní přístup). [3]

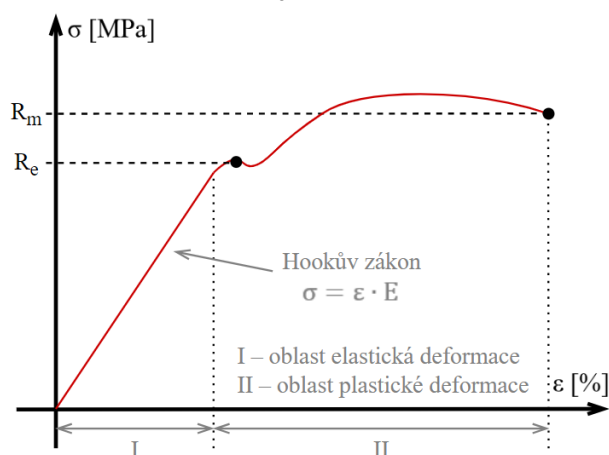
## 2.4 Materiály

Potrubní sítě mohou být vyrobeny z širokého spektra materiálů – ocelí, litin, neželezných kovů či méně často používaných materiálů jako sklo, keramika nebo beton. Materiál musí být vždy volen tak, aby vykazoval vhodné vlastnosti za zkušebních i všech provozních podmínek, musí být dostatečně chemicky odolný vůči obsažené tekutině, jeho vlastnosti nesmí být ovlivněny během předpokládané životnosti a významně ovlivněny stárnutím [5]. Nejen v procesním a energetickém průmyslu jsou stěžejními materiály pro potrubí oceli, a proto bude pozornost věnována především jim.

Oceli jsou slitiny železa s uhlíkem a jiných prvků ať už přirozeně se vyskytujících v železné rudě – např. S, P, O, N, H, které v zásadě negativně ovlivňují mechanické vlastnosti, či uměle přidaných za účelem zlepšení mechanických vlastností. Mezi základní mechanické

vlastnosti ocelí se řadí pevnost, pružnost (houževnatost/křehkost), tažnost a tvrdost. Konstrukční oceli pro potrubí musí disponovat zejména dobrou tažností (schopností plasticky se deformovat před dosažením meze pevnosti) a houževnatostí (schopností materiálu zůstat při nárazech v soudržném stavu bez trhlin, což se vyjadřuje prací nutnou k rozdělení materiálu zkušební vzorku) [5]. Konkrétní hodnoty mechanických vlastností se charakterizují různými veličinami získanými zkouškami. Nejpodstatnější z nich je zkouška tahová, která se provádí postupným zatěžováním normalizovaných tyčí kruhového či obdélníkového průřezu. Velikost napětí v závislosti na poměrném prodloužení se zaznamenává do tahového diagramu, z něhož lze stanovit mez kluzu  $R_e$  (napětí, při kterém se materiál začne plasticky deformovat), případně smluvní mez kluzu  $R_{p0,2}$  ( $R_{p1,0}$ ), mez pevnosti  $R_m$  (napětí, při kterém dojde k porušení soudržnosti materiálu). Hodnotu tažnosti lze dopočítat dle vzorce (2.11) z původní délky  $L_0$  a prodloužené délky  $L$ . Pro zjištění houževnatosti se pak s využitím Charpyho kyvadlového kladiva provádí rázová zkouška v ohybu, jejímž výsledkem je hodnota nárazové práce potřebná k přeražení zkušební vzorku s vrubem.

$$A = \frac{L - L_0}{L_0} \cdot 100 [\%] \quad (2.11)$$



Obr. 4 Tahový diagram

Každá norma rozdílně pojmenovává a rozděluje oceli do skupin dle chemického složení, mikrostruktury, mechanických a fyzikálních vlastností. Názvy dále zmíněných zástupců nejčastěji používaných konstrukčních ocelí pro tlakové účely budou v souladu s normami EN 10027-1 (značka dle mechanických vlastností nebo složení) a EN 10027-2 (číselné označení).

**Nelegované (uhlíkové) oceli** se používají především u potrubí s nízkou a zvýšenou teplotou využívaných pro dopravu vody, páry a jiných tekutin. U ocelí je žádoucí kontrolovat hmotnostní podíly prvků negativně ovlivňujících mechanické vlastnosti a případně jejich obsah redukovat technologickými postupy ve výrobním procesu. Mezi nejčastěji využívané oceli pro tlakové účely a zvýšené teploty se řadí P235GH či P265GH.

**Legované oceli** obsahují zvýšené množství prvků jako Cr, Mo, Si, Mn a Ni, přičemž množství každého z těchto prvků jistým způsobem ovlivňuje specifické mechanické a fyzikální vlastnosti. Mezi hojně využívané oceli využívané pro potrubí se řadí 16Mo3, 13CrMo4-5 či 10CrMo9-10. Tyto oceli jsou vhodné pro vysokoteplotní aplikace (voda, pára a jiné tekutiny vzájemně nereagující s materiálem), kdy jejich mechanické vlastnosti dosahují vyšších hodnot než u nelegovaných ocelí.

**Korozivzdorné oceli** jsou vysoce legované oceli, které zpravidla obsahují vysoké množství Cr a Ni a menší množství C. Mohou být legovány také Ti či Nb. Z hlediska struktury

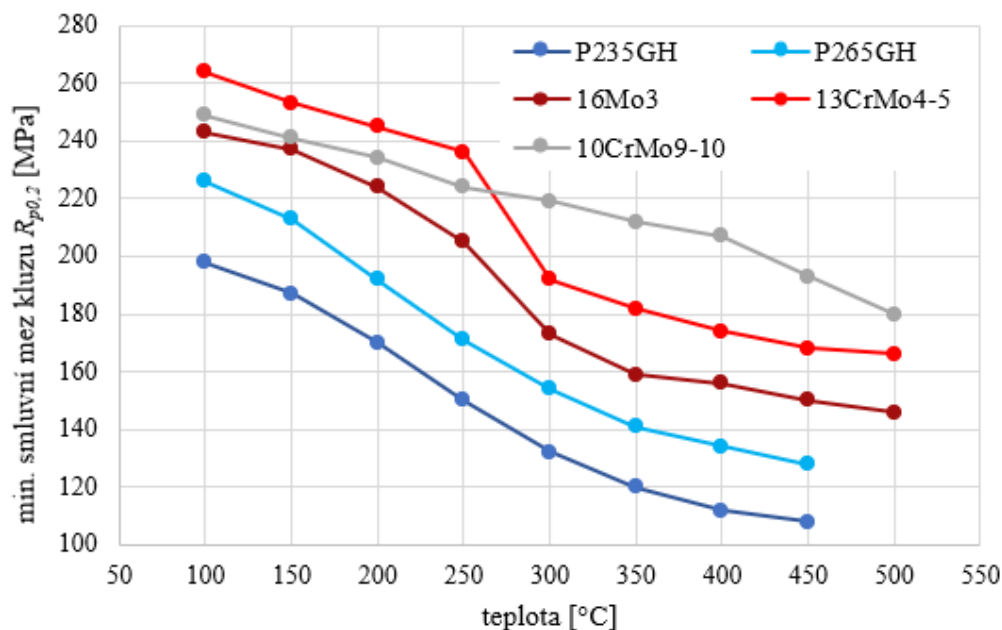
se dále dělí na feritické, martenzitické a austenitické, případně přechodové skupiny obsahující dvě fáze. Obecně tyto oceli poskytují mnohem vyšší tažnost než oceli nelegované nebo nízkolegované. Používají se především pro vysokoteplotní aplikace a tam, kde je vyžadována zvýšená korozní odolnost kvůli přítomnosti agresivnějších látek. Hlavní nevýhodu oproti předchozím skupinám představují vysoké výrobní náklady, které úměrně rostou s vyšším obsahem legur.

Mechanické vlastnosti zmíněných běžně využívaných konstrukčních ocelí pro bezešvé ocelové trubky při pokojové teplotě jsou porovnány v tab. 1 níže.

Tab. 1 Mech. vlastnosti vybraných ocelí pro tlakové účely při pokojové teplotě [7][8]

Skupina	Značka	Číselné označení	$R_p$ [MPa] ( $R_{p0,2}/R_{p1,0}$ )	$R_m$ [MPa]	$A_{min.}$ [%] (podélná)
Nelegované (EN 10216-2)	P235GH ( $e < 16$ mm)	1.0345	235	360–500	25
	P265GH ( $e < 16$ mm)	1.0425	265	410–570	23
Legované (EN 10216-2)	16Mo3 ( $e < 16$ mm)	1.5415	280	450–600	22
	13CrMo4-5 ( $e < 40$ mm)	1.7335	290	440–590	22
	10CrMo9-10 ( $e < 40$ mm)	1.7380	280	480–630	22
Korozivzdorné – austenitické (EN 10216-5)	X5CrNi18-10	1.4301	195/230	500–700	40
	X6CrTiNiTi18-10 (dokončené za studena)	1.4541	200/235	500–730	35
Korozivzdorné – austenitické (EN 10216-5)	X6CrNiMoTi17-12-2 (dokončené za studena)	1.4571	210/245	500–730	40

Reálná potrubí jsou však pokojové teplotě vystavena zřídka a spíše jsou navrhována a provozována při teplotách vyšších. Při výběru oceli a následném výpočtu potrubní třídy (viz dále v práci) je nutné zohlednit materiálové vlastnosti (smluvní mez kluzu  $R_{p0,2}$ ) při daných procesních parametrech. Důvodem je výrazný pokles mechanických vlastností s rostoucí teplotou. Pro vybrané konstrukční oceli je tato závislost ilustrována grafem v obr. 5.



Obr. 5 Min. smluvní meze kluz  $R_{p0,2}$  při zvýšené teplotě (data [7])

Pohybuje-li se teplota v oblasti tečení materiálu (creepu), je nutné počítat s „mezi pevností při tečení v tahu“, jejíž hodnota závisí na teplotě a předpokládané životnosti. Konkrétní hodnoty meze pevnosti při tečení v MPa a životnosti v hodinách jsou určeny příslušnými normami v závislosti na skupině či konkrétním materiálu trubek.

Pro usnadnění volby vhodné oceli lze použít informativní tabulku D.1 normy EN 13480-2 udávající, jaká norma by z hlediska tvaru výrobku (plechy a pásy, bezešvé trubky, svařované trubky, tvarovky apod.) měla být použita pro dosažení požadavků (aplikace pro snížené/pokojoyé/zvýšené teploty, korozivzdornost atd.).

## 2.5 Teorie porušení

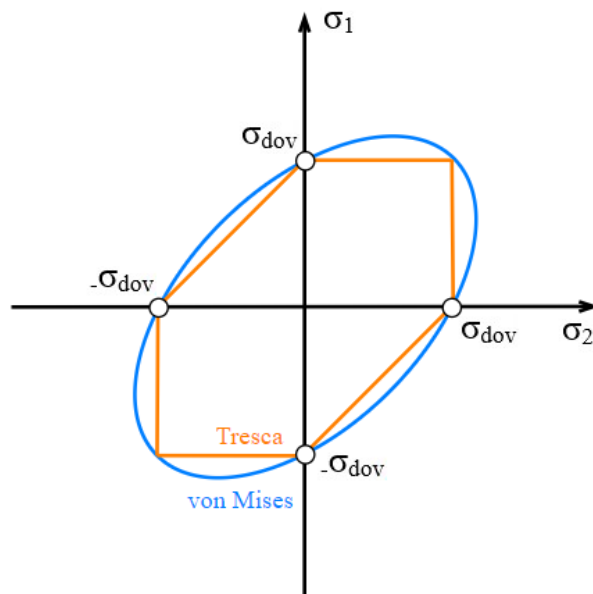
Z hlediska posouzení mezního stavu pružnosti u ocelí se lze nejčastěji setkat se 2 hypotézami pro jeho dosažení. První z nich je **hypotéza maximálních smykových napětí**, někdy také zvaná jako „tau-max“ či Trescova hypotéza. V zatěžovaném bodě tělesa je mezního stavu pružnosti dosaženo, když maximální smykové napětí v tomto bodě dosáhne dovoleného napětí ve smyku. Porušení tedy nastává, je-li redukované napětí (fiktivní hodnota jednoosého tahového napětí přiřazená víceosé napjatosti) vypočítané dle rovnice (2.12) větší než napětí dovolené. Tato teorie je vhodná pro popis chování houževnatých ocelí. Pro dvouosou (rovinnou) napjatost, kdy je jedno z hlavních napětí rovno nule, je mezní čára tvořena šesti přímkami, respektive šestiúhelníkem (pro obecnou napjatost v oktaedrické rovině pravidelným šestiúhelníkem).

$$\sigma_{red,\tau max} = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|; |\sigma_2 - \sigma_3|; |\sigma_1 - \sigma_3|) \leq f \quad (2.12)$$

Druhou z nich je **hypotéza maximální deformační energie na změnu tvaru**, někdy také zvaná jako „HMH“ či von Misesova hypotéza. K meznímu stavu pružnosti dojde, dosáhne-li měrná deformační energie na změnu tvaru mezní hodnoty měrné deformační energie na změnu tvaru pro jednoosou napjatost. U lineárně elastického materiálu porušení nastane, přesáhne-li redukované napětí vypočítané dle rovnice (2.13) hodnotu napětí dovoleného. Pro dvouosou napjatost má mezní čára této hypotézy tvar elipsy. Tato hypotéza je upřednostňována před Trescovou hypotézou v komerčních výpočtových softwarech využívajících metodu konečných prvků. Důvodem je snazší implementace pro elastoplastickou analýzu kovů (hladký průběh), kdy se materiál při dosažení meze plasticky deformuje namísto porušení [9].

$$\sigma_{red,HMH} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \leq f \quad (2.13)$$

Grafické znázornění obou hypotéz pro dvouosou napjatost je v obr. 6 níže. Z porovnání plyne, že kromě případu rovnoosé napjatosti je mezního stav pružnosti dříve dosaženo s využitím Trescovy hypotézy než s využitím von Misesovy hypotézy. Trescova hypotéza je tedy z hlediska bezpečnosti konzervativnější volbou.



Obr. 6 Teorie porušení – Tresca a von Mises (dvousá napjatost)

## 2.6 Dovolené namáhání

Dovolené namáhání  $f$  pro statické zatížení je hodnotou napětí, která je použita ve vzorcích pro výpočty tloušťky stěny trubky. Jedná se o menší z hodnot časově nezávislé hodnoty napětí dle vzorců (2.14), (2.15), (2.17) předepsaných směrnicí PED 2014/68/EU a uvedených v normě EN 13480-3, která byla rozebrána v kapitole 1 a je využita v dalších částech práce. Hodnoty mechanických vlastností materiálů jsou závislé na teplotě a při jejím růstu klesají. Pro časově závislé namáhání materiálu (oblast tečení – „creep“) tyto vzorce neplatí a musí být postupováno dle vzorce (2.18), přičemž hodnota součinitele bezpečnosti  $Sf_{cr}$  závisí na čase a musí být volena z tabulky obsažené v normě. Hodnota střední meze pevnosti při tečení  $S_{RTt}$  závisející na teplotě a životnosti v hodinách musí být volena pro uvažovaný materiál. V případě, že jsou hodnoty mechanických vlastností určených výrobcem nižší než hodnoty počítané v souladu s materiálovými normami a specifikacemi v EN 13480-2, je nutné tyto hodnoty použít – vlivem výrobního procesu nebo tepelného zpracování může dojít k poklesu hodnot oproti vypočítaným.

$$\begin{array}{l} \text{Pro neaustenitické oceli a} \\ \text{austenitické oceli s tažností } A < 30 \% \end{array} \quad f = \min\left(\frac{R_{eH,t}}{1,5} \text{ nebo } \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right) \quad (2.14)$$

$$\begin{array}{l} \text{Pro austenitické oceli} \\ \text{s tažností } A \geq 35 \% \end{array} \quad f = \min\left(\frac{R_{m,t}}{3}; \frac{R_{p1,0t}}{1,2}\right) \quad (2.15)$$

$$\text{nebo} \quad f = \frac{R_{p1,0t}}{1,5} \quad (2.16)$$

$$\begin{array}{l} \text{Pro austenitické oceli} \\ \text{s tažností } 35 \% > A \geq 30 \% \end{array} \quad f = \min\left(\frac{R_{p1,0t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right) \quad (2.17)$$

$$\text{Oblast tečení – oceli} \quad f_{cr} = \frac{S_{RTt}}{Sf_{cr}} \quad (2.18)$$

## 2.7 Součinitel hodnoty spoje

Rozsah zkoušek nedestruktivním testováním (NDT) svařovaných trubek závisí na součiniteli hodnoty spoje. Jeho hodnota odpovídá podílu celkové délky svarů, které jsou testovány, kdy za provedení zkoušek zodpovídá výrobce [5]. Součinitel pak přímo ovlivňuje velikost dovoleného namáhání.

Tab. 2 Součinitele hodnoty spoje [1]

$z$ [-]	Podmínka použití
1,00	u svarů podrobených NDT zkouškám i destruktivnímu testování, které vyvrací existenci významných vad svarů
0,85	u svarů podrobených namátkovým NDT zkouškám
0,70	u svarů podrobených pouze vizuální kontrole

## 2.8 Tlak

Velikost tlaku může být uvažována jako relativní nebo absolutní. Relativní tlak, běžně značený písmenem „g“ („gauge“) za jednotkou, je tlak nad hodnotu atmosférického tlaku, nebo podtlak pod hodnotu atmosférického tlaku. Absolutní tlak je vztažen k ideálnímu vakuu, jedná se tedy o součet atmosférického tlaku a tlaku/podtlaku. Běžně se značí písmenem „a“ („absolute“) za jednotkou. Při výpočtech potrubí a jiných tlakových zařízení se tlakem rozumí přetlak či podtlak, kterým jsou komponenty a zařízení namáhány.

Směrnice PED 2014/68/EU (podrobněji rozebrána v kapitole 1) definuje různé tlaky takto:

- Provozní tlak  $p_{op}$  je předem stanovený tlak, pod kterým bude zařízení provozováno
- Nejvyšší dovolený tlak  $PS$  je nejvyšší tlak, pro který je zařízení konstruováno
- Konstrukční tlak  $p_d$  je tlak používaný pro návrh komponent. Jeho absolutní hodnota nesmí být menší než absolutní hodnota  $PS$  – běžně jsou  $p_d$  i  $PS$  shodné
- Výpočtový tlak  $p_c$  je diferenční tlak používaný pro účely výpočtů komponent
- Maximální přípustný tlak  $P_{max}$  je tlak získaný z návrhu na základě vzorců a postupů určenými normami pro výpočet (EN 13480-3)

## 2.9 Tloušťka stěny

Tloušťka stěny je jeden z hlavních parametrů definujících velikost potrubí a musí být navržena tak, aby dostatočně odolala pro odolání konstrukčnímu tlaku a dalším zatížením, která na potrubí mohou za provozu působit. Minimální tloušťku stěny přímé tenkostěnné trubky pro odolání tlaku lze stanovit s využitím vzorce (2.19) známého také pod názvem „kotlový vzorec“.

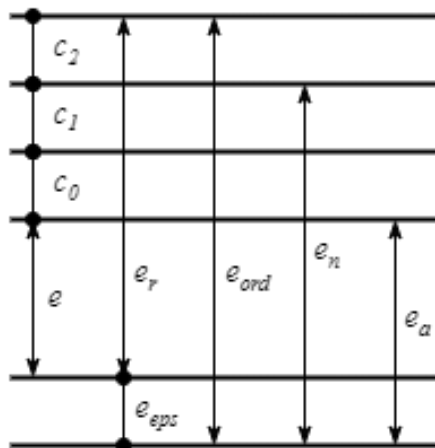
Výpočet tlouštěk stěn přímých trubek (a také tvarovek) je součástí praktické části DP v rámci výpočtu potrubní třídy.

$$e = \frac{p_c \cdot D_o}{2 \cdot f \cdot z + p_c} \quad (2.19)$$

Pozn.: Dle EN 13480-3 lze trubky považovat za tenkostěnné v případě, kdy je poměr  $D_o/D_i$  (vnějšího ku vnitřnímu průměru) menší nebo roven 1,7, respektive poměr  $D/t$  (vnějšího průměru ku tloušťce) je větší nebo roven 4,86. [6] Pro výpočet tloušťky stěn tlustostěnných trubek je v normě uveden jiný vzorec (Lamého rovnice).

Norma EN 13480-3 klasifikuje různé tloušťky, přídavky a tolerance (obr. 7, tab. 3). Ve výkresech nebo seznamech potrubních tras se však běžně uvádí jmenovitá tloušťka  $e_n$ , která je u rovných trubek zpravidla rovna objednané tloušťce  $e_{ord}$ . Volí se dle tlouštěk stěn preferovaných a odstupňovaných normou, které výpočet daného potrubí podléhá (v DP dle normy EN 10216-2) a zpravidla se jedná o nejbližší hodnotu větší, než je součet minimální požadované tloušťky pro odolání tlaku vypočítané ze vzorců v normě (DBF způsob návrhu – „Design by formula“), korozního přídávku a výrobní tolerance.

**Korozní přídavek** ( $c_0$ ) je jistou bezpečnou rezervou proti korozi – samovolnému rozrušení materiálu potrubí vlivem chemických či elektrochemických reakcí mezi tekutinou a vnitřní stěnou potrubí, přičemž je primárním činitelem kyslík. U potrubí bývá korozní přídavek uvažován zpravidla pro uhlíkové oceli, u nerezových ocelí méně často. Jeho velikost není nijak normována a bývá zpravidla určena na základě dlouholeté praxe. U potrubí s běžnými tekutinami se lze často setkat s přídavky 0,5 až 1 mm, u tlakových nádob nejčastěji s přídavky od 1 do 3 mm. Pokud se však jedná velmi agresivní tekutinu, korozní přídavek může dosahovat i vyšších hodnot. Oproti tomu **erozní přídavek** je rezervou proti mechanickému poškození materiálu potrubí vlivem interakce vnitřního povrchu s pevnými částicemi, například při dopravě suspenzí.



Obr. 7 Klasifikace tlouštěk stěn trubek dle EN 13480-3 [6] (přepřacováno)



Tab. 3 Klasifikace tloušťek stěn trubek dle EN 13480-3

$e$	minimální požadovaná tloušťka pro odolání tlaku bez přídavků a úchylek (vypočítaná dle vzorců uvedených v normě EN 13480-3)
$e_n$	jmenovitá tloušťka (předepsaná na výkresech)
$e_a$	analyzovaná tloušťka pevnostně kontrolované části
$e_{ord}$	objednaná tloušťka
$e_{eps}$	přídavná tloušťka plynoucí z výběru objednané tloušťky
$e_r$	minimální požadované tloušťka s přídavky a úchylkami
$c_0$	korozní nebo erozní přídavek
$c_1$	absolutní hodnota záporné úchylky z normy materiálu nebo poskytnutá výrobcem trubky (přídavek dle výrobní tolerance)
$c_2$	přídavek pro možné zmenšení tloušťky během výroby (u přímých trubek zpravidla roven nule)

## 2.10 Součinitel koncentrace napětí a součinitel pružnosti

**Součinitel koncentrace napětí**, dále značen *SIF* („Stress Intensification Factor“), je poměr skutečného špičkového napětí v tvarovce od vnějšího zatížení ku jmenovitému napětí v tvarovce se stejným průřezovým modulem určeným trubkou se stejnými rozměry (u přímé trubky je SIF roven 1) [5]. Napětí v tvarovce je tedy v zásadě rovno jmenovitému napětí v trubce vynásobeném hodnotou SIFu.

Hodnota jmenovitého napětí je kromě membránových napětí od působení tlaku ovlivněna také napětím ohybovým, jenž vzniká v důsledku průhybu trubek vlivem vlastní tíhy (včetně přídavné hmotnosti – např. izolace, armatury) a teplotních dilatací, a lze jej obecně vypočítat dle rovnice (2.20) podělením ohybového momentu kvadratickým modulem průřezu trubky v ohybu  $W_o$ , jehož velikost závisí na vnitřním ( $D_i$ ) a vnějším ( $D_o$ ) průměru trubky dle rovnice (2.21).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (2.20)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_o^4 - D_i^4}{D_o} \quad (2.21)$$

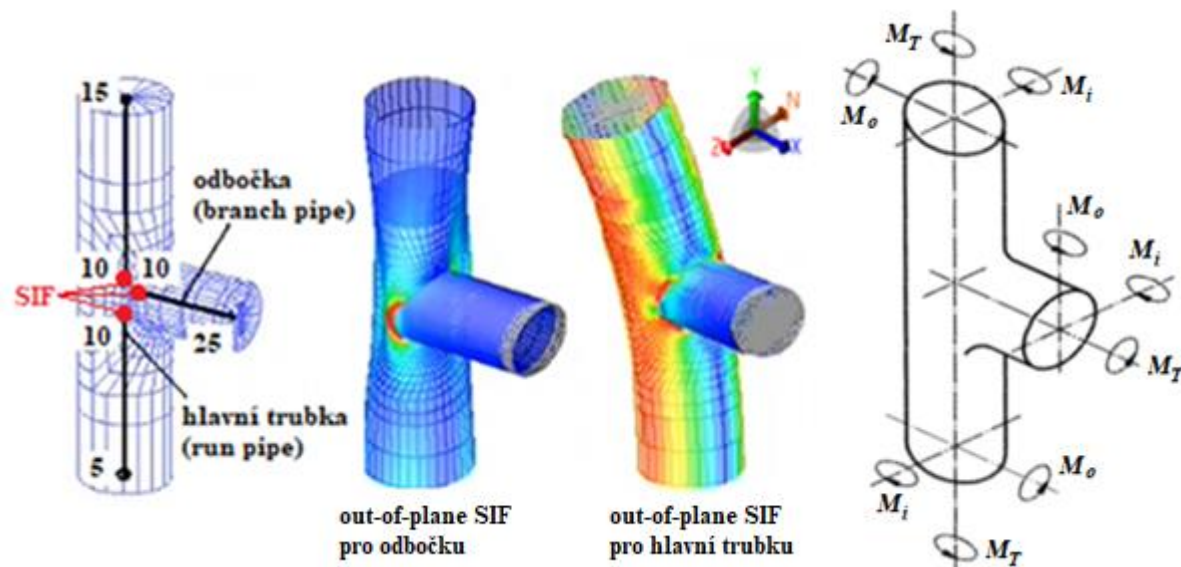
Mimo výše zmíněná napětí mohou být trubky (i jiné komponenty) zatíženy také krouticím momentem způsobeným deformací přilehlých komponent, který vyvolává vznik smykového napětí  $\tau_k$  (2.22) rovnoměrně rozloženého po obvodu.

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (2.22)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_o^4 - D_i^4}{D_o} \quad (2.23)$$

Při pevnostních výpočtech potrubí pomocí softwaru CAESAR II určeném pro výpočet potrubních tras jsou SIFy oblouků/ohybů a průníků (T-kusů, oletů) automaticky počítány v souladu se zvolenou normou. V takovém případě je velikost SIFu určena pouze geometrií tvarovky, respektive tzv. pružnostní charakteristikou  $h$  odlišnou v závislosti na typu tvarovky. V praxi se často provádí přesnější výpočet SIFů s využitím MKP softwarů k tomu určených (např. ANSYS nebo PRG NozzlePRO), pokud to je z nějakého důvodu vyžadováno. Takto lze získat přesnější hodnoty SIFů, které jsou ovlivněny reálnou tuhostí počítané tvarovky a zohledňují provozní parametry (tlak, teplotu).

Níže v obr. 8 je ilustrováno použití uživatelsky definovaných SIFů pro T-kus v programu CAESAR II určeném pro výpočet potrubních tras. Standardně se zadávají 4 hodnoty SIFů do uzlu 10 všech 3 protínajících se elementů – SIFy v rovině ohybu („in-plane“, ohybový moment  $M_i$ ) a mimo rovinu ohybu („out-of-plane“, ohybový moment  $M_o$ ) pro hlavní trubku i odbočku. In-plane lze chápat jako rovinu rovnoběžnou s osou hlavní trubky i odbočky (XY), kdežto out-of-plane jako rovinu kolmou na osu hlavní trubky (XZ).



Obr. 8 Out-of-plane SIFy a momenty na T-kusu (PRG NozzlePRO; [6])

**Součinitel pružnosti  $k_B$**  (někdy označován jako součinitel poddajnosti – „flexibility factor“) je poměr pružnosti v ohybu tvarovky ku poměru pružnosti v ohybu přímé trubky stejných rozměrů [5]. Jinými slovy, součinitel určuje, kolikrát poddajnější je tvarovka oproti přímé trubce. Při pevnostních výpočtech v CAESAR II jsou tyto součinitele počítány automaticky v souladu se zvolenou normou. Stejně jako u SIFů se mnohdy provádí podrobnější výpočet s využitím MKP (např. PRG FEBend) pro zpřesnění deformačních schopností (poddajnosti) v ohybu, a to především u ohybů nebo oblouků.

*Pozn.: Pro výpočet potrubního systému dle normy EN 13480-3, která bude využita v DP, jsou vzorce pro výpočet pevnostní charakteristiky, součinitele pružnosti i SIFů pro jednotlivé potrubní komponenty/tvarovky uvedeny v příloze H normy. Výpočty však automaticky provádí software CAESAR II dle definované normy.*

## 2.11 Metoda konečných prvků

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda sloužící k simulaci průběhu napětí, deformací, přenosu tepla a řešení jiných přímých úloh. Jedná se o maticovou metodu, jejíž princip spočívá v rozdělení spojitého modelu na konečný počet prvků, přičemž tyto prvky jsou svázány uzly, ve kterých jsou pak určovány požadované parametry. Jelikož je u potrubních systémů velmi náročné vypočítat zatížení jednotlivých komponent z celkového zatížení, využívají se MKP softwary (např. CAESAR II od společnosti Hexagon, Rohr2 společnosti Sigma) schopné analyzovat a kategorizovat napětí v komponentách. Rovnice (2.24), ve které figuruje sloupcový vektor sil a momentů  $f$ , matice tuhosti  $K$  a sloupcový vektor posuvů  $u$ . Pro základní prutový prvek v prostoru mají oba vektory 12 členů a matice tuhosti rozměr 12x12.

$$f = K \cdot u \quad (2.24)$$

Rovné trubky, oblouky/ohyby či redukce se ve výpočetních softwarech potrubí zpravidla skládají z prutových prvků s 2 uzlovými body („nody“). V uzlových bodech dochází ke styku s přilehlými komponentami a působení silových (zatížení potrubí) či geometrických (uložení, připojení k hrdlům) okrajových podmínek.

### 3 Uložení potrubí

Vhodný výběr uložení potrubí je velmi důležitý již při návrhu potrubní trasy, protože nesou tíhu potrubí, omezují jeho pohyb a přenášejí statická i dynamická zatížení. Ovlivňují tak chování celého potrubního systému pod zatížením a následný výpočet. Systém uložení má zásadní vliv na těsnost spojů, spolehlivost a životnost potrubního systému [5]. Tvorba koncepce systému uložení je v zásadě iterační proces vyžadující vzájemnou spolupráci projektantů a výpočtářů s dostatečnými zkušenostmi. Mimo dodržení předepsaných vzdáleností mezi uloženími a jiných všeobecných pravidel je totiž nutné uvažovat také s prostorem potřebným pro daný typ uložení a prostorem pro samotnou montáž. To vše vyžaduje důkladnou znalost zástavby, přesných poloh ocelových konstrukcí a okolí všech potrubních tras.

Pokud se konstrukce pro umístění uložení nachází pod potrubím, uložení je zpravidla tvořeno objímkou na potrubí, ke které jsou přivařeny tzv. ocelové boty (patky). Ty pak přenášejí zatížení od potrubí do ocelové konstrukce nebo jiného vhodného místa pro přenos reakčních sil. Taková uložení lze nazvat podpěrami. Pokud je naopak ocelová konstrukce nad potrubím, využívá se objímka umožňující uchycení závěsů. Ty se využívají především tam, kde působí svislá síla (průhyb od vlastní hmotnosti, zatížení sněhem apod.). Typy se zpravidla volí ze standardizovaných katalogů výrobců, přičemž musí kontrolována zatížení působící na uložení a posuzována oproti výrobcem předepsaným maximálním hodnotám.



Obr. 9 Objímka a bota pro uložení potrubí [10]

Větší pozornost je třeba věnovat uložení před napojením na procesní a energetická zařízení, aby nebyly překročeny výrobcem stanovené maximální dovolené síly a momenty, které mohou působit na hrdla.

Pokud je namáhání od dilatace potrubí příliš velké (velká změna teploty) a nelze jej řešit změnou uložení, pro kompenzaci dilatace se provádí změna průběhu celé potrubní větve a nový koncept uložení, nebo se přistupuje k využití kompenzátorů.

#### 3.1 Typy uložení

Primárním úkolem uložení je podepření potrubního systému kvůli tíze trubek, izolace a média či jiných zátěží. V praxi se využívá několik typů uložení, z nichž lze libovolně, avšak zároveň účelně volit dle potřeby a možností pro uložení konkrétního potrubního systému.

##### **Pevný bod – momentově volný a fixní/ukotvení (fixed point/anchor)**

Pevný bod zabraňuje nebo omezuje všechny relativní posuvy a rotace potrubí v místě použití. Ukotvení odebrává 6 stupňů volnosti stejně jako pevný bod a při výpočtu se používá zpravidla tam, kde je potrubí připojeno na procesní či jiné zařízení a kde je nutné přenést všechny působící síly i momenty do ocelové konstrukce.

Momentově volný pevný bod zabraňuje všem relativním posuvům, neomezuje však rotace potrubí v místě použití. V obou případech nedochází k žádnému tření mezi plochami systému uložení a plochami konstrukce, ke které je uložení připevněno.

### **Vedení (guide)**

Vedení umožňuje pohyb potrubí v axiálním (osovém) směru a zabraňuje pohybu v jednom jiném či ostatních směrech

U vedení dochází k relativnímu pohybu bot připevněných na potrubí vůči konstrukci, která podpírá boty, a proto je při výpočtu nutno zohlednit také tření vznikající mezi dvěma plochami.

### **Kluzná podpěra (slide support)**

Kluzná podpěra umožňuje přenos svislého zatížení směrem dolů od potrubí, přičemž zabraňuje pohybu v tomto směru.

U kluzné podpěry dochází rovněž ke tření jako u vedení, a proto i zde je nutné jej při výpočtu zohlednit.

### **Směrová zarážka (line/axial stop)**

Směrová zarážka odebírá 1 stupeň volnosti – zabraňuje axiálnímu posuvu potrubí (ve směru osy potrubí).

Mezi směrovými zarážkami a plochami konstrukce, ke které je uloženo připevněno, dochází ke stranovému tření.

### **Tuhý závěs (rigid hanger)**

Tuhý závěs odebírá 1 stupeň volnosti – přenáší zatížení a zabraňuje posuvu potrubí ve svislém směru. Je důležité, aby tuhý závěs nebyl namáhán na vzpěr a také, aby při provozním stavu nedošlo k vychýlení závěsu od vertikální osy většinu než 4° [3][6]. Volba délky závěsu závisí na prostorových možnostech okolí potrubí.

### **Pružný závěs a pružná podpěra (spring hanger/support)**

Pružný závěs a pružná podpěra přenášejí zatížení a umožňují posuv potrubí primárně ve svislém směru, přičemž charakteristika zatížení je proměnná v závislosti na velikosti posuvu a přímo závisí na vlastnostech pružiny využití v zařízení. Tuhost pružiny je definována rovnicí (3.1) a závisí na velikosti síly  $F$  působící na pružinu a stlačení pružiny  $\Delta l$ .

$$k = \frac{F}{\Delta l} \quad (3.1)$$

Volba závěsu či podpěry musí respektovat prostorové možnosti okolí potrubí. U podpěry dochází k relativnímu stranovému posuvu mezi botou a opěrnou deskou pružinové podpěry, což vytváří třecí sílu mezi botou a opěrnou plochou pružné podpěry, kterou je třeba zohlednit.

### **Konstantní závěs a konstantní podpěra (constant hanger/support)**

Konstantní závěs a konstantní podpěra přenášejí zatížení a umožňují posuv potrubí ve svislém směru, přičemž charakteristika zatížení je konstantní. Volba závěsu či podpěry závisí na prostorových možnostech okolí potrubí.

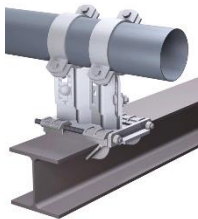
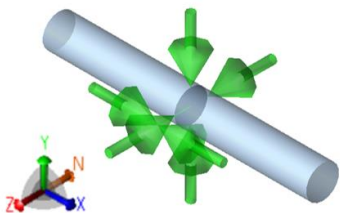
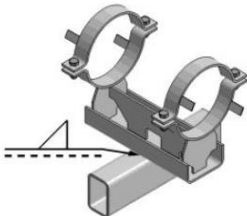
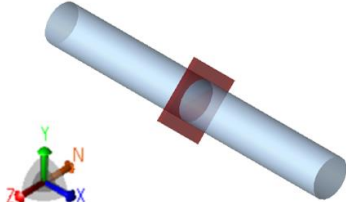
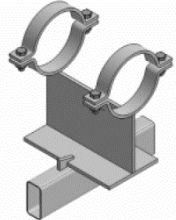
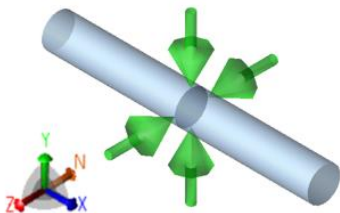
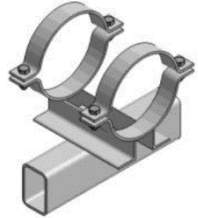
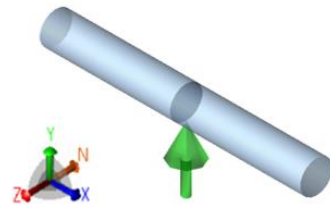
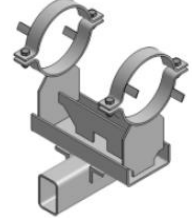
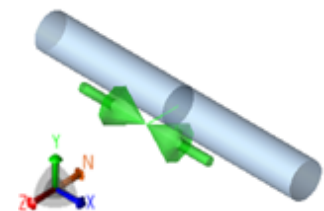

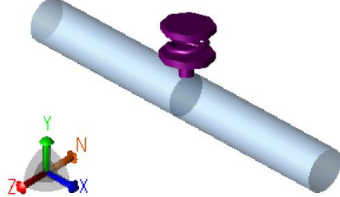
### **Vzpěra (rigid strut)**

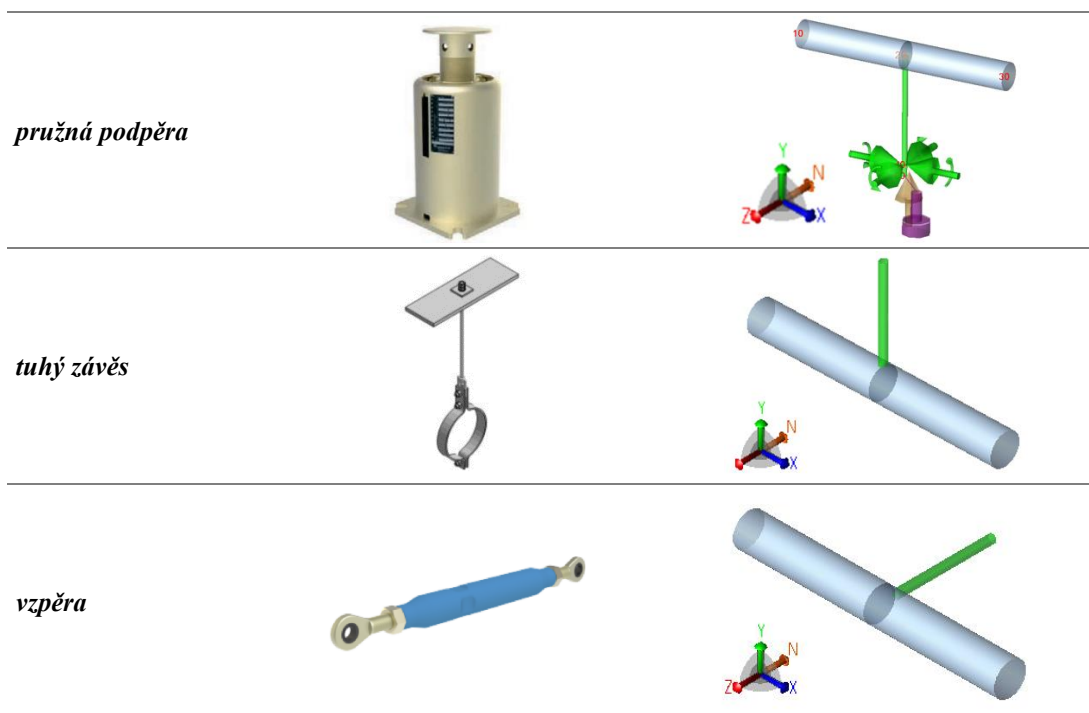
Vzpěra na rozdíl od závěsu může být namáhána také vzpěrem a slouží k přenosu zatížení a zamezení posuvu potrubí zpravidla v horizontální rovině. Skládá se z tyče s rotačními vazbami na obou koncích.

### Uložení s vůlí (gap)

Některá výše zmíněná uložení mohou být instalována se stranovou, vertikální nebo axiální vůlí mezi botou/zarážkami na botě a ocelovou konstrukcí. K zastavení posuvu a přenosu sil dojde až po vymezení této vůle vlivem deformace potrubí. Vůle mohou být definovány výpočtářem, anebo konstruktérem např. u vedení (stranová konstrukční vůle cca 2 mm).

Tab. 4 Základní typy uložení potrubí [10][11][12]

Typ uložení	Ilustrace	Grafické znázornění v CAESAR II
pevný bod		
pevný bod – ukotvení		
vedení		
kluzná podpěra		
směrová záračka		
pružný závěs		



### 3.2 Rozestupy uložení

Rozestupy uložení musí být vždy voleny tak, aby napětí způsobené všemi zatíženími způsobujícími primární napětí v osové směru nepřekročilo dovolené napětí.

Nejjednodušeji lze napětí počítat na modelovém příkladu nosníku zatíženém spojitým zatížením po celé jeho délce. Toto zatížení lze substituuovat silou (tíhovou), jejíž velikost závisí na součtu hmotnosti trubky, izolačního materiálu, krytí izolace, tekutiny uvnitř potrubí a také přídatné hmotnosti (armatury) na daném úseku potrubí. Ohybový moment se vypočítá dle rovnice (3.2) a závisí na velikosti síly  $F$ , respektive celkové hmotnosti  $m_{celk}$ , a vzdálenosti od uložení (ramena)  $l$ , na které síla působí. Uvažujeme-li nejhorší možný případ s maximálním průhybem, pak těžiště síly leží v závislosti na zatěžovacím stavu (tab. 5) buď v geometrickém středu nosníku mezi uloženími na krajích, nebo na konci nosníku.

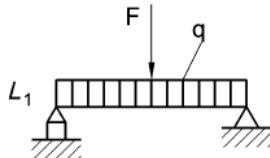
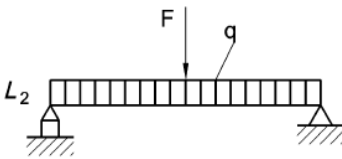
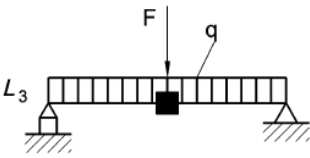
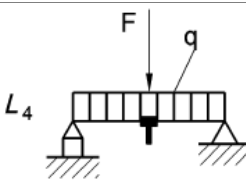
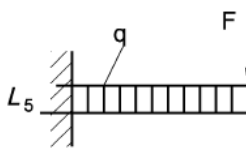
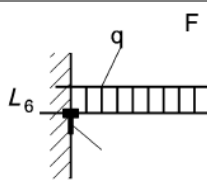
$$M_o = F \cdot l = m_{celk} \cdot g \cdot l \quad (3.2)$$

*Pozn.: Pokud je potrubí zatíženo také sněhem či větrem, tato zatížení by měla být při výpočtu vzdálenosti podpěr zohledněna.*

Výsledné ohybové napětí po dosazení  $M_o$  do rovnice (2.20) se pak porovnává s dovoleným napětím. Pokud dojde k jeho překročení, vzdálenost mezi podpěrami je potřeba zkrátit. Jelikož při projektování zpravidla není známý kompletní výpočet všech zatížení, je možné z celkového dovoleného namáhání (viz. kapitola 2.4) určit jeho část připadající na zatížení od hmotnosti [5]. Tyto hodnoty nejsou nahodilé, nýbrž určeny příslušnými normami. Z hlediska návrhu dle normy EN 13480-3 je užitečná její informativní příloha Q, která tabulkou Q.1 stanovuje číselné hodnoty dovolených rozestupů podpěr pro ocelová potrubí za předpokladu předem určených konstantních hustot použitých materiálů a mezních podmínek (průhyb, maximální napětí pro porovnání s ohybovým) modelových případů dle tabulky Q.2, zde zobrazených níže v tab. 5. V hodnotách rozestupů nejsou zahrnuta přídatná zatížení.



Tab. 5 Mezní podmínky dovolených rozestupů podpěr [6]

Zatěžovací stav	Ilustrace modelového případu	Podmínky
<p><b>L1</b> Samostatné pole podpěr bez momentů – průhyb trubky (omezení odchylky)</p>		$u_{all} = 3\text{mm}$ pro $DN \leq 50$ $u_{all} = 5\text{mm}$ pro $DN < 50$
<p><b>L2</b> Samostatné pole podpěr bez momentů – neporušené potrubí (omezení napětí)</p>		$\sigma_{max} = \min(40\text{ MPa}; 0,4 \cdot f)$
<p><b>L3</b> Samostatné pole podpěr bez momentů – kovaný nebo svařovaný T-kus s horizontální odbočkou (omezení napětí)</p>		$\sigma_{max} = \min(40\text{ MPa}; 0,4 \cdot f)$
<p><b>L4</b> Samostatné pole podpěr bez momentů – kovaný nebo svařovaný T-kus s vertikální odbočkou (omezení napětí)</p>		$\sigma_{max} = \min(40\text{ MPa}; 0,4 \cdot f)$
<p><b>L5</b> Konzolový nosník – převis neporušeného potrubí (omezení napětí)</p>		$\sigma_{max} = \min(40\text{ MPa}; 0,4 \cdot f)$
<p><b>L6</b> Konzolový nosník – převis za kovaným nebo svařovaným T-kusem (omezení napětí)</p>		$\sigma_{max} = \min(40\text{ MPa}; 0,4 \cdot f)$



## 4 Potrubní třída, komponenty a armatury

Potrubní třída je dokument obsahující veškeré informace k jednotlivým komponentám (trubky, tvarovky apod.) potrubní trasy. Tvorba potrubní třídy probíhá s ohledem na zákaznickou požadavky a není sama o sobě normována, avšak dimenzování jednotlivých komponent je na normách založeno. Hlavním vstupem pro výpočet tloušťky stěn jednotlivých komponent je tlakoteplotní tabulka s konstrukčními tlaky  $p_d$ , pro tuto práci shodnými s **nejvyššími dovolenými tlaky PS** a konstrukčními teplotami  $T_d$ , respektive **nejvyššími dovolenými teplotami TS** všech potrubních tras, přičemž samotný výpočet vychází z **PS** a teplota je zohledněna v materiálových charakteristikách. Pokud je potrubí zatíženo podtlakem nebo je uloženo pod zemí, je třeba kontrolovat rovněž stabilitu, aby nedošlo ke zborcení [5]. Sestavená potrubní třída by pak většinou obsahuje následující parametry:

- Tlaky a teploty
  - Nejvyšší dovolená teplota tekutiny *TS*
  - Nejvyšší dovolený tlak *PS*
  - Provozní teplota tekutiny  $T_{op}$
  - Provozní tlak tekutiny  $p_{op}$
  - Zkušební tlak  $p_{test}$
  - Tlako-teplotní tabulka – závislosti velikosti nejvyšší použitelné hodnoty *PS* na nejvyšší použitelné hodnotě *TS* (pokles pevnosti materiálu s rostoucí teplotou)
  - (Minimální teplota tekutiny)
  - (Maximální podtlak)
- Dimenze potrubí
  - Jmenovitá světlost *DN* (Diamètre Nominal) – Vysvětleno v kapitole 1.1.
  - Jmenovitý tlak *PN* (Pression Nominale) – Jedná se o číselné označení potrubí a jiných komponent (např. *PN 100*) používané pro referenční účely vztažené na kombinaci mechanických a rozměrových charakteristik. Číslo nepředstavuje žádnou měřitelnou veličinu, volí se z odstupňované řady a jeho hodnota by neměla být použita pro účely výpočtů, pokud to není vysloveně uvedeno v příslušné normě.
  - Vnější průměr ( $D_o$ )
  - Tloušťka stěn ( $e$ )
- Materiály nebo materiálové skupiny a jejich základní mechanické vlastnosti
- Typ trubek (svařované/bezešvé) a tvarovek (A/B)
- Požadavky na tvarovky
- Základní specifikace médií proudících v potrubí
- Volba korozních a erozních přídavek
- Typ ochrany proti vnější korozi (pokud je potrubí umístěno pod zemí)
- Typ těsnicích ploch (příruby a těsnění)

### 4.1 Trubky

Trubky jsou základní komponentou pro návrh potrubní trasy a z hlediska membránové teorie skořepin je lze považovat za válec. Minimální tloušťku stěn trubek pro zatížení tlakem tedy lze vypočítat s využitím rovnice (2.19).

Dle typu výroby se trubky dělí na:

- bezešvé ocelové trubky (EN 10216-1/2/3/4/5)
- bezešvé korozivzdorné ocelové trubky (EN 10216-5)
- svařované ocelové trubky elektricky (EN 10217-1/2/3/4)

- svařované ocelové trubky pod tavidlem (EN 10217-5/6)
- svařované ocelové trubky korozivzdorné (EN 10217-7)
- trubky pro naftovody a plynovody (EN ISO 3183).

V této práci budou pro návrh a výpočet potrubní trasy s ohledem na medium (vysokotlaká pára) uvažovány výhradně bezešvé ocelové trubky z normy EN 10216-2. Důvodem je absolutní eliminace rizika poškození podélných svarů, které by mohly nastat vlivem působení obvodového napětí.

## 4.2 Tvarovky

Tvarovkami se rozumí komponenty, které jsou součástí potrubních tras z důvodu potřeby zatočení trasy, připojení jiné trasy, změny průměru potrubí apod. Rozměry tvarovek jsou stanoveny normami, v této práci konkrétně normou EN 10253-2 a dle požadavků této normy mohou být vyrobeny sváření nebo kování. Z hlediska odolnosti vůči vnitřnímu tlaku se kované tvarovky dělí na:

- **Tvarovky typu A** – Na koncích mají stejnou tloušťku stěny jako rovná trubka. Jsou méně odolné vůči vnitřnímu tlaku než trubky se stejnou jmenovitou tloušťkou stěny. Poměrnou únosnost tvarovky oproti rovné trubce se stejnou tloušťkou stěny udává součinitel tlaku, který bývá dán v normě tvarovek [5]. U redukci musí mít jejich kuželové části stejnou jmenovitou tloušťku jako tloušťka stěny na konci o větším průměru. [13]
- **Tvarovky typu B** – Mají zvýšenou tloušťku stěny oproti rovné trubce. Vůči vnitřnímu tlaku jsou stejně odolné jako trubka se stejným specifikovaným průměrem a ze stejné oceli. [13]

### 4.2.1 Ohyby a oblouky

Ohyby jsou vyráběny prostým ohybem podélně svařovaných či bezešvých trubek za tepla nebo za studena. Technologie ohybu je volena individuálně v závislosti na rozměrech (ohyb za studena se zpravidla používá pro menší průměry a tloušťky) a materiálu trubky, přičemž maximální úhel ohybu může být až 180°. Na rozdíl od oblouků není poloměr ohybů normován a může tak být zhotoven přímo dle požadavků a potřeb zákazníka – bývá zpravidla větší než u oblouků. Velikost poloměru je však omezena stabilitou vnitřní zesílené stěny, u které nesmí nastat boulení [5].

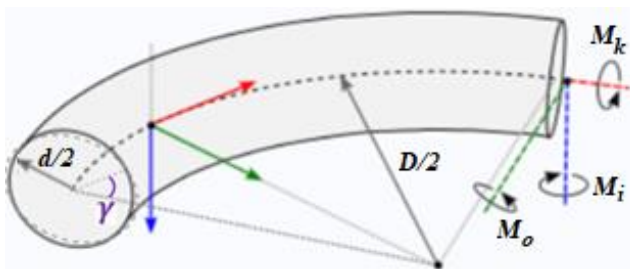
Oblouky jsou nejčastěji vyráběny tvářením za tepla s využitím trnu, méně často pak ohybem s následným doformováním nebo extruzí [14].

Z geometrického hlediska lze oblouky považovat za části anuloidů [5] a velikost membránových napětí lze vypočítat z rovnic (4.1) a (4.2) ( $\gamma$  – poloviční vrcholový úhel).

$$\sigma_{1,mem} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot e} \quad (4.1)$$

$$\sigma_{2,mem} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot e} \cdot \frac{2 \cdot D - d \cdot \cos \gamma}{2 \cdot (D - d \cdot \cos \gamma)} \quad (4.2)$$

Pokud je však ohyb použit v potrubní sestavě, musí být na každém z řezů dosazena dvojice momentů, a v takovém případě dochází k porušení membránového stavu napjatosti. [5] Jedná se o ohybové momenty  $M_i$  (v rovině) a  $M_o$  (mimo rovinu). V ose působí také krouticí moment  $M_k$ . I přes vznik přídatných ohybových účinků je však základní napjatost membránová [5]. Vlivem rovinného ohnutí vznikají nepravidelné deformace po celém obvodu, zejména v podélném směru, a dochází ke změně oválnosti. Momenty i změna oválnosti jsou ilustrovány v obr. 10 níže.

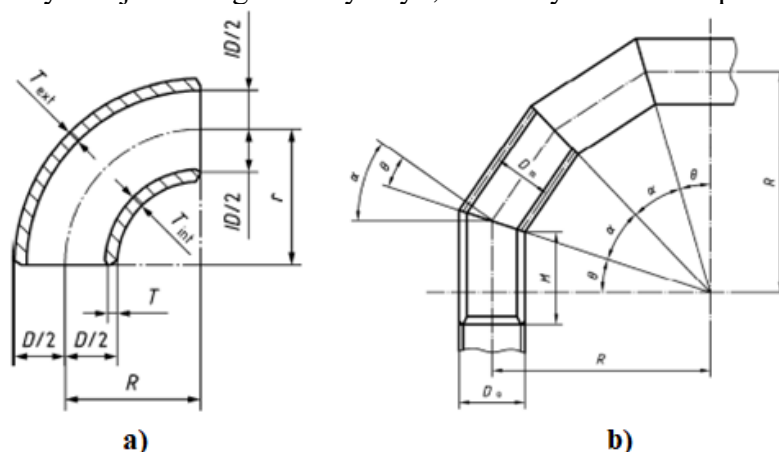


Obr. 10 Oblouky – přidavné momenty [15]

Oblouky se označují těmito parametry (EN 10253-2):

- tvarem: 2D/3D/5D (značí fyzickou velikost ohybu, přičemž u 2D ohybu je poloměr ohybu přibližně roven průměru trubky, u 3D přibližně 1,5 násobku, u 5D přibližně 2,5 násobku průměru trubky [5])
- typem: A – nevyztužený / B – vyztužený
- úhlem: 45/90/180°
- vnějším průměrem  $D$
- tloušťkou stěny  $T$  (u oblouků typu B dle normy EN 1053-2 také vnitřní tloušťkou stěny  $T_{int} > T$ )

Speciálním ohybem je tzv. segmentový ohyb, tento ohyb se však nepočítá mezi tvarovky.



Obr. 11 Oblouky – a) 45° (typ B), b) segmentový [6][13]

#### 4.2.2 T-kusy

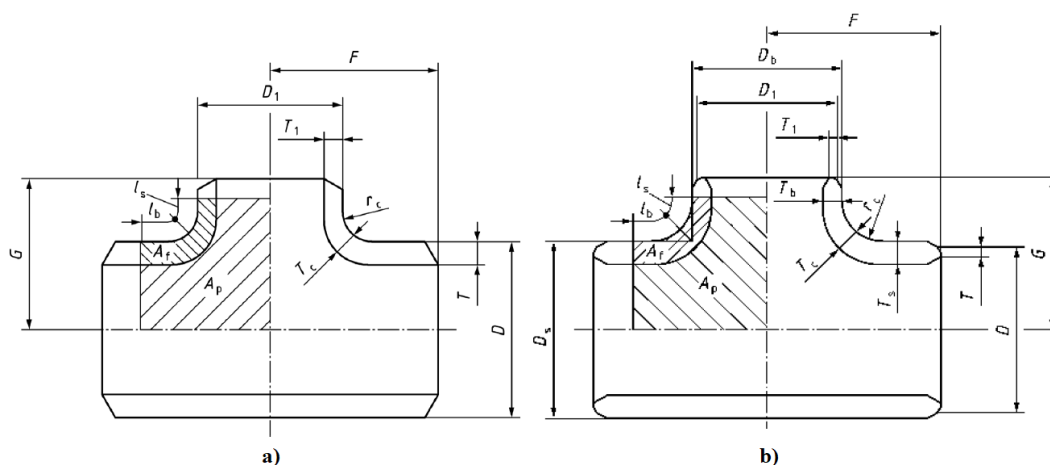
Bezešvé T-kusy se zpravidla vyrábí tvářením za tepla nebo za studena hydraulickým boulením [14]. Pro výrobu lze použít také svařování, které je výhodné kvůli možnosti kompletace až na místě instalace.

U T-kusů dochází stejně jako u segmentových oblouků k porušení membránového stavu napjatosti, a to jak geometrickými parametry, tak i zatížením [5]. Mohou na ně působit momenty  $M_i$  (v rovině ohybu),  $M_o$  (mimo rovinu ohybu) ilustrované dříve v obr. 8. Mimo ně také krouticí moment  $M_T$  v axiálním směru. V místě spojení hrdla s válcovou skořepinou je možnost volné deformace omezena působením vnitřního tlaku, a vznikají tak přidavná skořepinová napětí s největší hodnotou u přechodů a svarů.

T-kusy se označují těmito parametry (EN 10253-2):

- typem: A – nevyztužený / B – vyztužený
- hlavním vnějším průměrem  $D$  a menším vnějším průměrem  $D_1$ 
  - se stejnými hrdly, pokud  $D = D_1$

- s redukovanými hrdly, pokud  $D > D_1$
- tloušťkami stěn  $T$  a  $T_1$  (u T-kusů typu B se v normě EN 10253-2 objevují také tloušťky stěn  $T_f$  a  $T_s$  určující rozměry vyztužené části)



Obr. 12 T-kusy se stejnými hrdly – a) typ A, b) typ B [13]

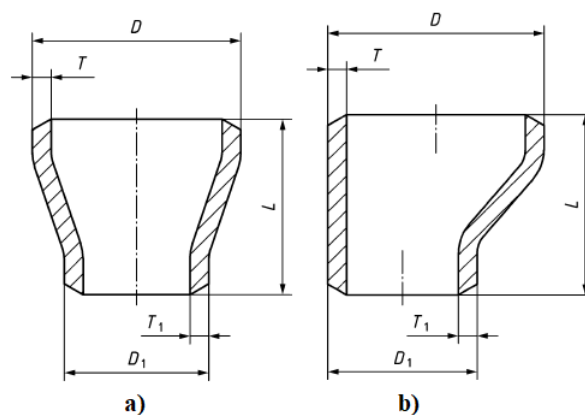
#### 4.2.3 Redukce

Redukce se zpravidla vyrábí z rovných trubek, kdy je požadovaného tvaru dosaženo zalisováním trubky do vnější matrice (využitelné pro malé a střední průměry), nebo je rozvinutý komolý kužel vyřezán do pásu plechu a následně formován do požadované tvaru, ve kterém se svaří [14].

V místě přechodu mezi potrubím a koncentrickou redukcí dochází k porušení membránového stavu napjatosti vlivem náhlé změny poloměru křivosti. Jedná-li se o redukci excentrickou, porušení je ještě výraznější kvůli náhlé změně polohy středu křivosti, přičemž  $SIF$  je u redukcí závislý na úhlu redukce a je maximálně roven 2 [5].

Redukce se označují těmito parametry (EN 10253-2):

- typem: A – nevyztužený / B – vyztužený
- tvarem: koncentrické (souosé) / excentrické (nesouosé)
- vnějším průměrem  $D$  a menším průměrem  $D_1$
- délkou  $L$
- tloušťkami stěn  $T$  a  $T_1$



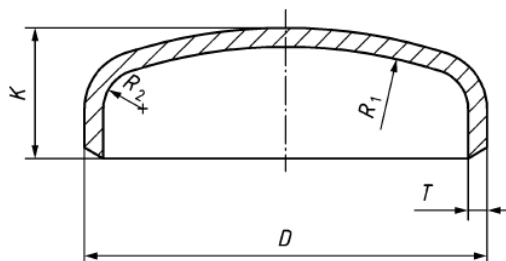
Obr. 13 Redukce – a) koncentrická, b) excentrická [13]

#### 4.2.4 Tlaková dna

Tlaková dna se používají zejména k uzavření slepé části potrubí. Vyrábějí se dle obr. 14 nejčastěji hlubokým tažením plechu vystřiženého do kruhového tvaru [14]. Návrh tlakových den je založen na membránové teorii skořepin a zahrnuje stanovení tloušťky stěny sférického konce, přechodové a válcové části [13]. Specifické rozměry jsou pak normovány.

Dna se označují těmito parametry:

- typem: A – nevyztužený / B – vyztužený
- vnějším průměrem  $D_o$
- tloušťkou stěny  $T$



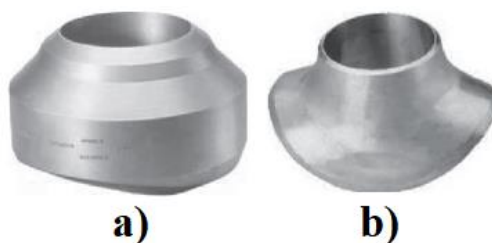
Obr. 14 Tlakové dno [13]

Mimo torosferická dna se lze setkat také s eliptickými půlkulovými, plochými či kuželovými dny. Tyto typy se však využívají spíše při konstrukci procesních zařízení, a proto zde nebudou podrobněji rozebrány.

#### 4.2.5 Olety

Olety lze definovat jako integrálně vyztužené tvarovky, které slouží jako odbočky z hlavní potrubní trasy a jsou navrženy pro minimalizaci napětí (SIFů) v místě přechodu. Na rozdíl od T-kusů jsou vyráběny zvláště jako výkovky a k potrubí přivařeny až při montáži. Dvěma nejběžnějšími typy jsou tzv. weldolet (tvarovka nasazená a přivařená na potrubí) a sweepolet (tvarovka vsazená a přivařená do předem připraveného otvoru na potrubí). Odbočka má zpravidla výrazně menší průměr, než je průměr hlavní trubky.

*Pozn.: Olety jsou definovány pouze normami ASME. Z pohledu evropských norem specifikují požadavky na ocelové výkovky pro tlakové části normy EN 10222-1 až 5 (v závislosti na materiálu).*



Obr. 15 Olety – a) weldolet, b) sweepolet [2]

#### 4.3 Ventily

Ventily, obecnějším pojmem označovány také jako armatury, jsou mechanická zařízení určená především k zastavení nebo regulaci (snížení/zvýšení) průtoku a s tím související regulaci tlaku a rychlosti proudění. Vyrábějí se v různých tvarových konfiguracích a velikostech určených DN (jmenovitou světlostí) a PN (jmenovitým tlakem), z různých

materiálů v závislosti na konkrétní aplikaci. Konce, které se připojují na potrubí a jiné komponenty, mohou být navařovací nebo přírubové.

Pohyblivé těsnicí mechanismy ventilů mohou být ovládány buď manuálně otočnými koly a kohouty, anebo pneumatickým pohonem, hydraulickým pohonem, elektrickým servopohonem či elektromagnetem pro snazší automatizaci.

Ventily lze klasifikovat mnoha způsoby. Dle funkce se dělí na uzavírací, regulační, pojistné, zpětné či směšovací. Jinou možností představuje dělení dle typu pohybu těsnicího mechanismu – lineární, rotační a čtvrtotáčkový pohyb. Stručný přehled nejběžnějších ventilů je obsažen níže v textu.

### **Šoupátko (gate valve)**

Šoupátka jsou nejčastěji používané ventily v potrubních systémech a využívají se zpravidla za účelem přehrazení (umožnění či zamezení), nikoliv regulace (zmenšení/zvětšení) průtoku [2]. Přehrazení se uskutečňuje pohybem rovné desky (klínu) směrem dolů až po zapadnutí do sedla.

### **Sedlový ventil (globe valve)**

Sedlové ventily se využívají v situacích, kdy je požadována regulace průtoku, čehož se dosahuje správným nastavením mezery mezi kruhovým sedlem a kuželovou zátkou. Jejich tvar způsobuje výraznou turbulenci proudění, a proto nejsou vhodné pro aplikace vyžadující minimalizaci tlakových ztrát. [2]

### **Klapkový ventil (butterfly valve)**

Klapkové ventily řídí průtok natočením kružkové desky (plně otevřená poloha po otočení klapky o 90° z plně uzavřené polohy), která zůstává v proudu toku. Způsobují malé tlakové ztráty a fungují dobře při regulaci velkých průtoků kapalin i plynů, nicméně disponují špatnými těsnicími schopnostmi a mohou se tedy používat pouze při nízkém tlaku tekutin nebo tam, kde je přípustný únik [2].

### **Kulový kohout (ball valve)**

Kulové kohouty účinně regulují průtok v závislosti na natočení koule s provrtaným otvorem, která je vložena mezi dvě sedla. Jedná se o levnější alternativu jiných ventilů vhodných pro nízké průtoky, přičemž poskytují velmi rychlé a těsné uzavření také u těžko zadržitelných tekutin (plynů, páry) a minimální tlakové ztráty v plně otevřené poloze [2]. Ta nastává po otočení koule o 90° oproti poloze plně uzavřené.

### **Kuželový kohout (plug valve)**

Kuželové kohouty se konstrukčně podobají kohoutům kulovým, avšak těsnicí mechanismus namísto koule sestává z otočné kuželové zátky (klínu) s podélným otvorem. Poskytují velmi dobré těsnicí vlastnosti pro těžce utěsnitelné tekutiny a vyžadují minimální prostor pro instalaci [2]. Plně otevřená poloha nastane po otočení zátky o 90° z plně uzavřené polohy.

### **Zpětný ventil (check valve)**

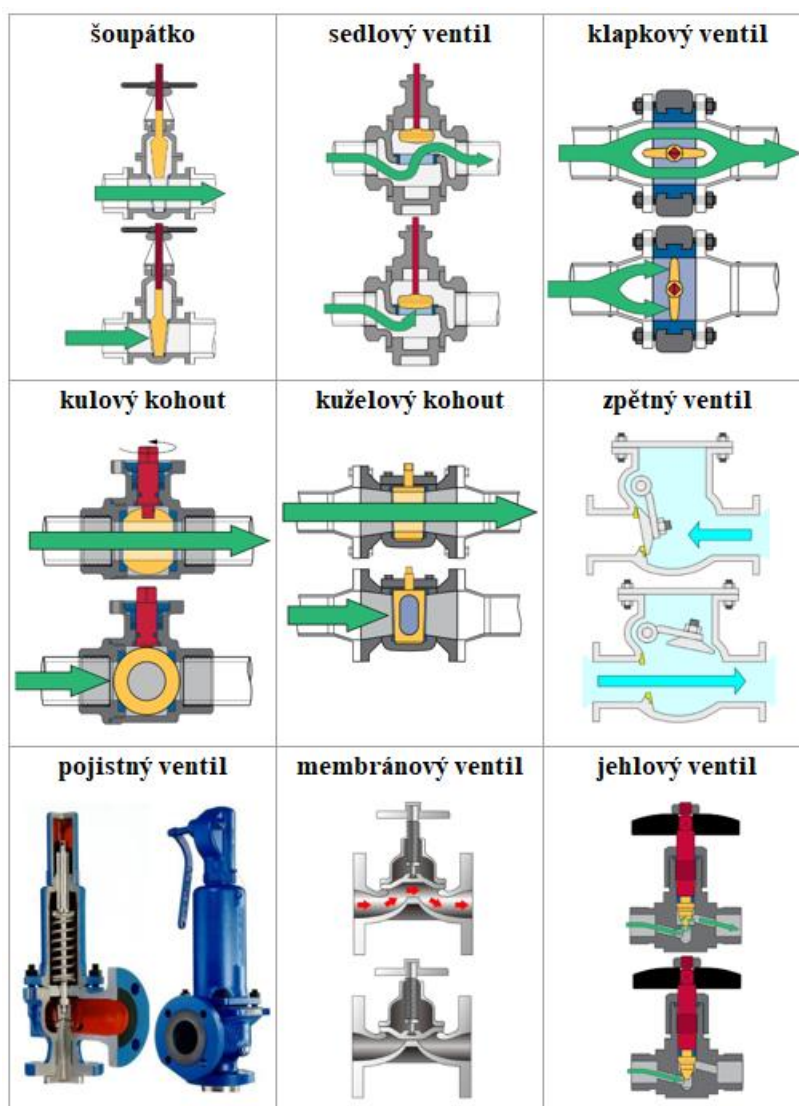
Zpětné ventily zamezují zpětnému toku tekutiny, čehož lze využít tam, kde by zpětný tok mohl způsobit narušení průběhu procesu [2]. Na rozdíl od jiných typů ventilů nevyžadují vnější regulační zařízení, ale využívají klapku tvaru disku otevíranou hydrodynamickým tlakem proudu. V případě snižování průtoku dochází vlivem gravitace (vlastní hmotnosti klapky) k jejímu postupnému uzavírání až po úplné přitlačení a zamezení průtoku.

### Pojistný ventil (relief/safety valve)

Pojistné ventily se značně odlišují od výše zmíněných typů ventilů. Slouží pro uvolnění nadměrného tlaku akumulovaného v procesních zařízeních a potrubních systémech s cílem předejít havárii a zranění osob. Tlak musí uvolnit dle předem nastavené hodnoty před dosažením jeho nebezpečných hodnot. Základem mechanismu je pružina, která se roustoucím tlakem stlačí. V potrubních systémech mohou být ve specifických případech (při čerpání kapaliny) využity proporcionální pojistné ventily, u kterých po dosažení mezní hodnoty tlaku dochází k postupnému otevírání a uvolňování tlaku, a při poklesu tlaku pod mezní hodnotu se opět postupně zavírají [2]. Mírně odlišeně fungují tlakové pojistné ventily, u kterých ihned po dosažení mezní hodnoty tlaku dojde k úplnému otevření.

### Další typy ventilů

Mimo zmíněné typy se lze setkat s membránovými ventily (diaphragm valve), škrticími ventily s vnitřním flexibilním členem (pinch valve), jehlovými ventily (needle valve), trojcestnými ventily (three-way valve) a jinými speciálními typy.



Obr. 16 Vybrané typy ventilů [16][17][18][19]



## 4.4 Kompenzátory

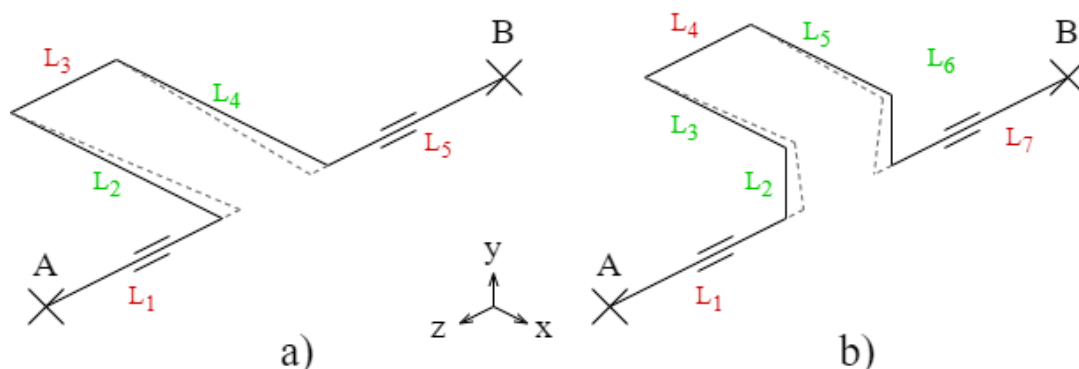
Kompenzátory jsou komponenty, které slouží ke kompenzaci teplotní dilatace, pokud pro kompenzaci nepostačuje přirozeně navržený průběh potrubí a jeho pružnost. Jejich využití umožňuje omezení namáhání v potrubí od teplotního zatížení, respektive snížení sekundárního napětí.

### 4.4.1 Tvarové kompenzátory

Tvarové kompenzátory jsou prakticky pouhým potrubím, jehož prostorové uspořádání a délky úseků jsou vhodně voleny tak, aby vykompenzovaly teplotní roztažnost potrubí.

Nejběžnějším tvarovým kompenzátorem jsou U-kompensátory (2D a 3D kompenzační smyčky), které lze často vidět například u dálkových parovodů. 3D smyčky mohou upřednostněny v případě potřeby kompenzační délky, které není možné dosáhnout 2D smyčkou například kvůli omezeným prostorovým možnostem okolí potrubí.

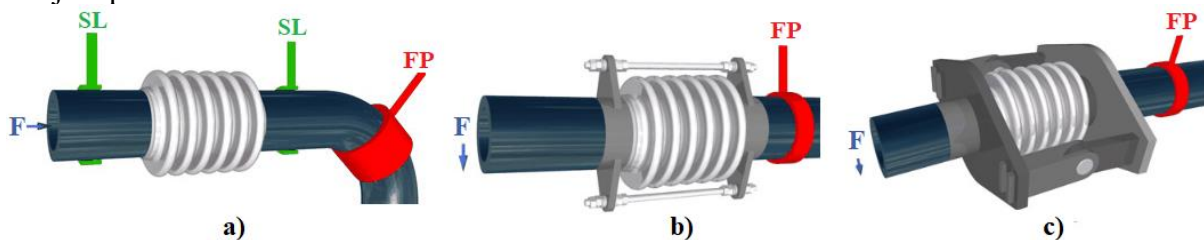
Platí jednoduchá poučka, že dilataci trubky ležící v jedné ose kompenzují všechny délky ve zbylých 2 kolmých osách, a to na délce potrubí mezi dvěma nejbližšími uloženími, které zastavují posuv v ose dilatace (body A, B). Aplikujeme-li poučku na potrubí zobrazené v obr. 17 a řešíme-li dilataci v ose  $z$ , pro U-kompensátor je dilatační délkou součet délek  $L_1 + L_3 + L_5$  a kompenzační délkou součet délek  $L_2 + L_4$ . U 3D smyčky při aplikaci totožného pravidla dostaneme dilatační délku  $L_1 + L_4 + L_7$  a kompenzační délku  $L_2 + L_3 + L_5 + L_6$ . Přerušovanou čarou jsou vyznačeny deformace optimálně fungující kompenzace.



Obr. 17 Tvarový kompenzátor – a) 2D smyčka (U-kompensátor), b) 3D smyčka

### 4.4.2 Vlnovcové kompenzátory

Vlnovcové kompenzátory jsou komponenty, které díky vlastní pružnosti dokážou absorbovat dilataci, ale také vibrace a částečně ohyb v různých osách (osa trubky a 2 osy kolmé ke trubce). Základem jejich konstrukce jsou vlnovce s tvarem U, lyry či toroidu, často vícevrstevné a vyrobené z koroziuvzdorné oceli pro zaručení zvýšené odolnosti. Kompensátory mohou být namontovány přírubami či přivařeny průběžně na potrubní trase nebo na hrdlech strojů a procesních zařízení.

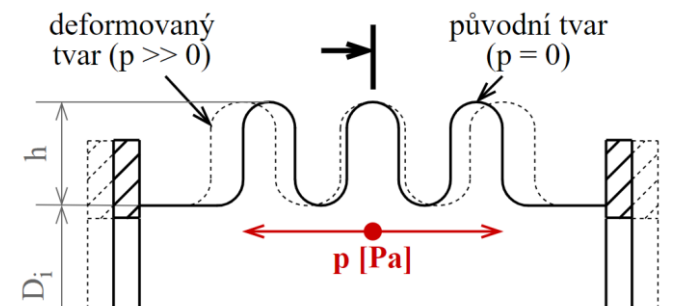


Obr. 18 Vlnovcový kompenzátor – a) axiální, b) laterální, c) angulární [20]

- a) **Axiální vlnovcové kompenzátory** umožňují především pohyb v axiálním směru (v ose potrubí). Mezi jejich výhody patří jednoduchý design, nižší jednotkové



náklady, žádná změna pohybu toku a možný všestranný pohyb (kromě dilatace tedy dokáže částečně kompenzovat také ohyb) [20]. Při vysokém provozním tlaku však vlivem jeho působení na plochy vlnovců kolmé na axiální směr dochází ke vzniku axiální síly, která zapříčiňuje přidavnou dilataci kompenzátoru o nežádoucí velikosti – tlačí konce kompenzátoru směrem od sebe (viz obr. 19).



Obr. 19 Deformace axiálního vlnovcového kompenzátoru (pressure thrust)

Velikost síly lze vypočítat dle vztahu (4.3) a závisí na tlaku uvnitř potrubí a efektivním průřezu  $S_{ef}$ , jehož hodnotu zpravidla udává výrobce kompenzátoru (pro nevytlužené vlnovce tvaru U nebo toroidu přímo závisí na středním průměru vlnovce  $D_m$  [21]). Je-li vlnovcový kompenzátor připojen přímo na hrdlo procesního zařízení, plocha pro výpočet síly je rozdílem mezi  $S_{ef}$  a plochou kruhu s průměr rovným vnitřnímu průměru hrdla.

$$F = p \cdot S_{ef} = p \cdot \frac{\pi \cdot D_m^2}{4} \quad (4.3)$$

*Pozn.: Takové zatížení se anglicky označuje jako „pressure thrust“. Působí ve všech částech potrubního systému a standardně se přenáší jako jedna ze složek axiálního zatížení. Výrazným deformacím potrubí však zabraňuje velká tuhost trubek na rozdíl od vlnovcového kompenzátoru, který není určen k přenosu takového zatížení. [22]*

Aby nedošlo k nenávratnému poškození vlnovců, potrubní trasy nebo hrdel, je důležité kompenzátor vhodně a pevně uložit (pevný bod, vedení). Využívají se také vymežovací tyče, které umožňují dilatovat pouze v předem definovaném rozmezí nastavené vůle.

- b) **Laterální vlnovcové kompenzátory** umožňují boční pohyb. Kompenzátor je namáhán ohybem a stříhem. Kromě vlnovců jsou součástí konstrukce také spojovací tyče zabraňující axiálnímu pohybu. Laterální kompenzátor dokáže absorbovat pohyb ve všech směrech v rovině a pevné body jsou méně zatěžovány oproti axiálním kompenzátorům, nicméně jsou využitelné pouze pro absorpci relativně malých dilatací, nelze je použít pro kompenzaci axiální dilatace, zabírají více místa a náklady na pořízení jsou vyšší oproti axiálním kompenzátorům [20].
- c) **Angulární vlnovcové kompenzátory** umožňují natočení o omezený úhel, pohyb v axiálním směru však není možný. Vlnovec je namáhán především ohybem. Mezi výhody opět patří relativně nízké zatížení pevného bodu a schopnost absorpce středních či velkých dilatací mimo axiální směr, nicméně stejně podobně jako laterální vyžadují změnu směru potrubí, větší prostor a vyšší náklady [20]. Velkou

nevýhodou je také nutnost použití nejméně 2 kompenzátorů v sérii za sebou pro správnou funkci kompenzačního systému, což znásobí celkové náklady.

d) **Univerzální vlnovcové kompenzátory** kombinují vlastnosti dosud jmenovaných typů.

#### 4.4.3 Další typy kompenzátorů

Mimo vlnovcové kompenzátory se lze setkat také s pryžovými či tkaninovými kompenzátory. **Pryžové kompenzátory** se využívají u potrubních systémů s nižší teplotou (do 130 °C) a tam, kde není pryž limitujícím materiálem – např. v chemickém, petrochemickém a potravinářském průmyslu nebo čistírnách odpadních vod [20]. **Tkaninové kompenzátory** jsou odolnější vůči teplotě, avšak méně odolné vůči tlaku než pryžové kompenzátory. Nacházejí využití především při dopravě vzduchu či spalin (při procesu jejich čištění ve spalovnách odpadů) u klimatizačních, ventilačních a filtračních systémů.

### 4.5 Přírubové spoje

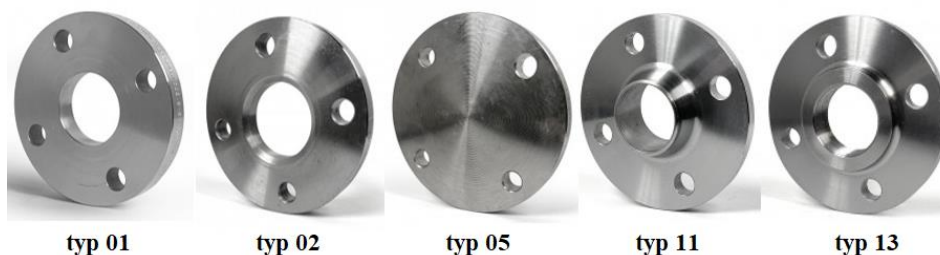
Přírubové spoje jsou alternativou svarů a závitů pro spojení nejrůznějších armatur potrubních tras či napojení potrubí na hrdla procesních a energetických zařízení. Největší výhodou bez pochyby představuje rozebíratelnost spoje, která usnadňuje kontroly, údržbu a výměnu komponent v případě potřeby.

#### 4.5.1 Přírubky

Přírubky se vyrábí v různých typových, jakostních (materiálových) a velikostních provedeních (standardizované se značením DN a PN), přičemž rozměry a hmotnosti pro jednotlivé dimenze jsou normovány. V Evropě se nejčastěji setkáme s normou EN 1092 a všemi jejími částmi, jenž platí pro kovové kruhové přírubky (v praktické části DP budou použity ocelové přírubky dle normy EN 1092-1).

V praxi se pro spojení v náročných provozních podmínkách (vysoké teploty a tlaky, mrazy) nejčastěji využívají přivařovací krkové přírubky (typ 11 pro EN 1092-1) kvůli jejich konstrukční pevnosti a snadné montáži, a to i navzdory jejich vyšší ceně [2]. Zaslepovacími přírubami (typ 05) se trvale či dočasně zaslepují konce potrubních větví při hydrostatických tlakových zkouškách nebo pro snazší přístupnost při kontrole (oproti tlakovým dnům, která se navařují na trubky). Točivé přírubky (typ 02 a 04) se pro změnu hodí pro aplikace vyžadující možnost rotace ve spoji. Mimo zmíněné typy se využívají také přírubky ploché přivařovací (typ 01), násuvné (typ 12), závitové s krkem (typ 13), integrální (typ 21) a další speciální typy, z nichž každý poskytuje jisté výhody i nevýhody pro různé aplikace.

Přírubky lze dělit také podle typu těsnicí plochy – rovná, s těsnicí lištou, pero a drážka, nákrůžek a výkrůžek, nákrůžek či drážka pro těsnicí O-kroužek.



Obr. 20 Vybrané typy přírub (dle EN 1092-1)[23]

#### 4.5.2 Těsnění

Těsnění jsou součásti sloužící k omezení úniku těsněné látky mezi 2 přírubami nebo přírubou a jinou součástí tlakového zařízení, a to jak skrze samotný materiál těsnění, tak

i v místě styku s těsnicí plochou. Vyrábí se z měkčího materiálu než příruby, aby se lépe přizpůsobila nerovnostem na těsnicích plochách přírub, a jeho volba je závislá na aplikaci [2]. Pro nejnáročnější průmyslové aplikace se používají vysoce tepelně a chemicky odolná kovová a grafitová těsnění [24]. Dále se lze setkat s těmito materiály: teflonem, pryží, vláknitou pryží, azbestem (dnes již zakázán) či různými kovy. Rozměry těsnění jsou stanoveny příslušnými normami, výrobci jsou však mnohdy schopni dodat těsnění přímo na míru potřebám zákazníka.

#### 4.5.3 Spojení

Pro spojení přírub se v drtivé většině případů využívají normalizované šrouby se šestihrannou hlavou, matice a podložky. Jejich počet, respektive počet děr v přírubě daného typu, je určen její dimenzí (DN) a tlakovou odolností (PN) [2]. U přírubových spojů s hlavním silovým tokem je pak síla vyvozená předepnutými šrouby (a osová síla od tlaku) přenášena těsněním a těsnicí vlastnosti jsou na montážním předpětí šroubů závislé. Oproti tomu u přírubových spojů s vedlejším silovým tokem je těsnění umístěno v drážce, při montáži dochází k jeho deformaci a následnému kontaktu těsnicích ploch, které přenášejí sílu.

Instalace těsnění a utahování přírub vyžadují dodržování jistých pravidel (např. křížové pravidlo pro utahování) tak, aby byla zabezpečena těsnost a bezpečnost spoje. Tato rozsáhlá problematika však není cílem DP, a proto zde nebude rozebrána podrobněji.

## 5 Zatížení potrubí a zátěžové stavy

Potrubní trasy během své životnosti neustále podléhají různým zatížením ať už při zkušebních podmínkách, provozu, odstávce či nahodilou událostí. Zejména se jedná o vnitřní/vnější tlak, teplotu, tíhu potrubí včetně obsahu a izolace, klimatická, seismická zatížení a jiná dynamická a harmonická zatížení. Dále to mohou být dynamické účinky tekutiny, pohyby podloží a staveb či vibrace. Při výpočtu je třeba zohlednit jejich možné kombinace s tím, že některé kombinace lze vyloučit na základě pravděpodobnosti jejich výskytu. Zatížení lze dělit několika způsoby. Norma EN 13480-3 dělí zatížení podle navrhovaných provozních podmínek takto:

- normální – ustálený stav a přechodný stav při normálních provozních procesech
- občasné – obecná zatížení vznikající reakčními účinky práce bezpečnostních/ točivých zařízení a čisticí zatížení
- mimořádné – výjimečně se vyskytující události (klimatické události, seismicita)
- zkušební – všechny statické, dynamické a kinetické podmínky (mezí) za zkušebních podmínek

V následujících podkapitolách jsou pak popsány jednotlivé typy zatížení dle jejich časové povahy.

### 5.1 Zatížení trvalá

Trvalými zatíženími se rozumí všechna zatížení vytvářející primární napětí. Jedná se tedy zejména o zatížení **vnitřním tlakem** (včetně axiálních sil od kompenzátorů viz kapitola 4.4), **hmotností** potrubí, tekutiny a izolace včetně přídavného materiálu, výtokem tekutiny do volného prostředí, předpětím pružin a hmotností zeminy v případě uložení pod zemí. Neuvažují se účinky teplotních dilatací, jedná se o tzn. studený systém.

Hmotnost potrubí a izolace se často označuje jako „mrtvé zatížení“ („dead load“), zatímco hmotnost kapaliny jako „živé zatížení“. Vše se udává v kilogramech na metr délky a počítá se z rozměrů potrubí a hustot materiálů.

### 5.2 Zatížení při zkušebních podmínkách

Zatíženími při zkušebních podmínkách se rozumí zejména zatížení zkušebním tlakem. Za běžných okolností se provádí hydrostatická zkouška (zkušebním médiem je voda), při které se potrubí a zařízení tlakují zkušebním tlakem  $p_t$ . Provádí se v souladu s PED 2014/68/EU. Zkušební tlak musí být vyšší než maximum z hodnot získaných výpočtem ze vztahů (5.1) a (5.2).

$$p_t = 1,25 \cdot PS \cdot \frac{f_{test}}{f} \quad (5.1)$$

$$p_t = 1,43 \cdot PS \quad (5.2)$$

Dle EN 13480-3 se při vyhodnocování napětí vychází z podmínky (7.6) pro trvalá zatížení způsobující vznik primárních napětí, výpočtový tlak  $p_c$  se však nahrazuje zkušebním tlakem  $p_{test}$ . Zároveň se dovolené namáhání pro pružnostní analýzu  $f_f$  nahrazuje hodnotou 95 % předepsané meze kluzu při zkušební teplotě. [6]

### 5.3 Zatížení při provozních podmínkách

Při provozu se kromě zatížení vnitřním tlakem, hmotností či předpětím pružin uvažuje také se zatížením provozní teplotou a zatížením vyvolaným předem známými posuvy procesních zařízení či hrdel. Dochází ke vzniku primárních i sekundárních napětí.

#### 5.4 Zatížení od teplotní dilatace

Při teplotní dilataci dochází k posuvům potrubí i hrdel procesních zařízení. Zatížení vlivem zvýšené teploty již bylo podrobněji vysvětleno v kapitole 2.3.

Za zmínku však stojí také zatížení při velmi nízkých teplotách (chladiva, kryogenní kapaliny, zkapalněné plyny), které zapříčiňuje výrazný pokles plastických vlastností a křehnutí některých materiálů. V takových případech je nutné volit materiály s dostatečnou vrubovou houževnatostí při nízkých teplotách.

#### 5.5 Zatížení příležitostná

Mezi příležitostná zatížení se řadí klimatická zatížení, jejichž výpočet je založen na normě EN 1991 ze skupiny zvané Eurokódy. Dále také kvazistatická a dynamická zatížení.

##### 5.5.1 Klimatická zatížení

###### Zatížení sněhem

V EU výpočet vychází z Eurokódu EN 1991-1-3. Velikost zatížení sněhem na zemi  $s_k [kN/m^2]$  pro danou klimatickou oblast se obecně stanovuje dle vzorců z normy, ve kterých figurují proměnné A a Z. Hodnota A představuje nadmořskou výšku umístění stavby v metrech a Z číslo zóny uvedené v národních přílohách se sněhovými mapami. Hodnoty  $s_k$  mohou být také přímo uvedeny v národních přílohách ve sněhových mapách.

Při pevnostním výpočtu potrubních tras se zatížení sněhem uvažuje u všech nezastřešených horizontálních částí. Při uvážení tvaru potrubí jakožto vodorovného válce pak platí, že zatížení na 1 m délky potrubí se rovná [5]:

$$s = 1,73 \cdot D \cdot s_k \quad (5.3)$$

###### Zatížení větrem

Zatížení větrem je dynamické povahy (vítr vyvolává dynamický tlak), počítá se nicméně staticky a v EU se vychází z Eurokódu EN 1991-1-4, který je stejně jako v případě sněhu doplněn o národní přílohy s mapami větrných oblastí. Velikost zatížení větrem závisí na základní rychlosti větru měnící se po výšce nad terénem a charakteru okolního terénu.

Tab. 6 Koefficienty síly větru [25]

$c_f$	Tvar/zařízení
0,7	horizontální válcová potrubí
0,7/1,5	vertikální válcová potrubí připevněná ke kolonám (podle vzdálenosti mezi kolonou a izolací)
0,8	válcové nádoby

##### 5.5.2 Kvazistatická a dynamická zatížení

###### Zemětřesení

Zatížení zemětřesením představuje vibrační pohyby podloží, které působí v základnách konstrukcí a následně jsou přenášeny do potrubí a dalších zařízení. Návrh se stejně jako u sněhu a větru opírá o evropskou normu (EN 1998), přičemž se zohledňuje seismická zóna, typ půdy a nahodilost.

Norma EN 13480-3 připouští zjednodušení pomocí statické náhradní analýzy, která převádí zrychlení různých velikostí a frekvencí na 1 hodnotu vycházející z maximálního zrychlení pro danou horizontální rovinu vynásobenou příslušným součinitelem.

### Zatížení rázem

Příkladem zatížení rázem je odpouštění bezpečnostní armatury (otevření pojistného ventilu). Rychlé otevření armatury vyvolává dynamickou sílu, jejímž vlivem vznikají reakční zatížení na připojených potrubích a zařízeních. Pro možnost zohlednění této síly ve statickém pevnostním výpočtu připouští norma EN 13480-3 jednoduchou statickou analýzu, která s použitím dynamického součinitele zatížení  $DLF$  přepočítává trvalou reakční sílu  $F_r$  za ustáleného stavu (5.4) ( $\dot{Q}$  – hmotnostní rychlost výtoku,  $v_e$  – výtoková rychlost,  $p_e$  – tlak v místě výtoku,  $p_a$  – atmosférický tlak,  $S_e$  – výtoková plocha průřezu) na počáteční dynamickou sílu  $F_{dr}$  dle rovnice (5.5). Tato síla je vždy větší než  $F_r$  a působí v záporném směru k vektoru proudění. [6]

$$F_r = \dot{Q} \cdot v_e + (p_e - p_a) \cdot S_e \quad (5.4)$$

$$F_{dr} = DLF \cdot F_r \quad (5.5)$$

Velikost DLF je závislá na poměru otevíracího času a výpočtové periody armatury, nejvýše však dosahuje hodnoty 2 (nejkonzervativnější případ) [6].

Mezi rázová zatížení se řadí také hydraulický ráz vznikající v důsledku rychlého uzavření ventilu na rovném úseku potrubí, výbuch v blízkosti potrubí či vícefázový tok tekutiny.

## 6 Systém značení KKS

KKS („Kraftwerk-Kennzeichensystem“) je mezinárodně uznávaný systém značení (kód) pro jednotnou a systematickou identifikaci systémů a zařízení v elektrárenských a teplárenských provozech založený na standardech IEC, ISO a DIN (prvotně). Lze pomocí něj identifikovat strojní zařízení, potrubí, elektrické rozvody a elektroniku, řídicí či jiné systémy a jejich komponenty.

Systém včetně lexikonu kódů vznikl v šedesátých letech 20. století v Německu. V průběhu sedmdesátých let pak začaly systém přejímat různé elektrárenské společnosti a firmy vyrábějící zařízení pro energetiku, což šlo k tomu, že v současné době je systém přijat nejen v celé EU, ale také některými mimoevropskými zeměmi. Českou firmou byl kód poprvé použit až v roce 1993 při výstavbě elektrárny Tušimice II. Nyní jej používají přední české energetické společnosti, z nichž nejvýznamnějším zástupcem je ČEZ, a.s. [26]

Existují 3 odlišné typy KKS kódů, které lze použít samostatně i dohromady [27]:

### A) typu a funkce zařízení – „Process Related Identification“ (PRI)

Systém je rozdělen podle funkce či probíhajícího procesu (odtud plyne také alternativní označení „procesní kód“), k němuž je vztažena identifikace komponent. Tento kód je z hlediska porozumění (toku) procesu a identifikace procesních či mechanických zařízení nebo jiných komponent nejvýznamnější. Standardně proto bývá obsažen v P&ID („Piping and Instrument Diagram“) diagramech bez zahrnutí 3. stupně (stupně kódu vysvětleny níže) [28].

### B) místa instalace zařízení – „Point of Installation Identification“ (PII)

Tento kód se podobně jako procesní využívá pro identifikaci místa instalace kontrolních i mechanických zařízení v rámci instalačních jednotek (rozvaděče, konzoly, skříně, panely). První stupeň kódu je totožný jako u kódu procesního, což usnadňuje identifikaci v celém systému. Pro jeho odlišení od procesního kódu se však používá předpona „+“ a vkládá se tečka mezi 1. a 2. stupeň kódu [28]. Tento typ kódu se využívá především pro identifikaci kabeláže, elektrických zařízení a řídicích jednotek.

### C) umístění zařízení v areálu provozu – „Location Identification“ (LI)

Využívá se pro jednoznačnou identifikaci polohy subsystémů a zařízení. Nultý stupeň je totožný jako u PRI a PII kódů, první stupeň kódu identifikuje budovu a podlaží a druhý stupeň kódu identifikuje místnost na daném podlaží nebo část místnosti. Třetí stupeň se vždy vynechává [28].

Každý z kódů je složen až ze 4 dílčích stupňů podrobnosti označení (0. až 3.) – anglicky se tyto stupně označují jako „breakdown levels“. Odlišné významy všech stupňů každého typu KKS kódu jsou shrnuty v tab. 7.

Tab. 7 Význam stupňů KKS kódů v závislosti na typu [28]

Typ kódu	0. stupeň	1. stupeň	2. stupeň	3. stupeň
<b>PRI</b>	<i>blok</i> (výrobní jednotka, celek zařízení)	<i>systém</i> (funkce)	<i>agregát (zařízení)</i>	<i>komponenta,</i> <i>signál</i>
<b>PII</b>	<i>blok</i> (výrobní jednotka, celek zařízení)	<i>instalační jednotka</i>	<i>instalační prostor</i>	–
<b>LI</b>	<i>blok</i> (výrobní jednotka, celek zařízení)	<i>budova, podlaží</i>	<i>místnost,</i> <i>část místnosti</i>	–



Samotný kód je tvořen kombinací alfabetských (v tab. 8 značeno „A“) a numerických („N“) znaků. Všechny znaky každého z kódů jsou v závislosti na jeho typu a stupni pevně stanoveny pozičně (označení pozice). V tab. 8 níže je na konkrétním příkladu PRI KKS kódu rozebrána jeho struktura.

Tab. 8 Struktura KKS procesního kódu (PRI) [27][29]

Stupeň označení	0.	1.			2.			3.
	Blok	Systém (funkce)			Agregát (zařízení)			Komponenta
Kód (identifikace)	U 01	<b>I</b>	<b>L B A</b>	<b>10</b>	<b>B R</b>	<b>100</b>	<b>B</b>	<b>M R 01</b>
Označení pozice	G	F <sub>0</sub>	F <sub>1</sub> F <sub>2</sub> F <sub>3</sub>	F <sub>N</sub>	A <sub>1</sub> A <sub>2</sub>	A <sub>N</sub>	A <sub>3</sub>	B <sub>1</sub> B <sub>2</sub> B <sub>N</sub>
Typ označení	A/N A/N N	N	A A A	NN	A A	NNN	A	A A NN
Popis	Výrobní jednotka (jednotka č. 1)	Část výrobní jednotky (u více identických systémů)	Základní KKS označení systému/funkce (hlavní parní potrubní systém)	Číselné označení v systému	Označení agregátu/klíčového zařízení (potrubí)	Číselné označení agregátu/klíčového zařízení	Přídavné označení typu pohonu, látky apod. (není-li využito, vynechává se)	Označení komponenty nebo signálu (komponenta potrubí)

Pozn.: KKS kódy v dokumentech od zákazníka pro praktickou část DP jsou pouze 1. a 2. stupně (bez přídavného označení), což je v tabulce zvýrazněno červeným podbarvením. Nulový a třetí stupeň kódu nejsou využity.

Základem KKS označení 1. stupně jsou alfabetské pozice s označením F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub> a F<sub>3</sub>. Jelikož existuje obrovské množství možných kombinací, do tab. 9 byla pro ilustraci vybrána pouze označení užitečná a blízká problematice DP.

Tab. 9 Vybraná základní KKS označení systémů (1. stupeň) [28]

F <sub>1</sub> F <sub>2</sub> F <sub>3</sub>	Popis systému (funkce)
<b>L</b>	Cyklus voda-pára
<b>LA</b>	Systém napájecí vody
<b>LAA</b>	Akumulace, odplynování (včetně nádrže na napájecí vodu)
<b>LAB</b>	Potrubní systém napájecí vody
<b>LAC</b>	Systém čerpání napájecí vody
<b>LAD</b>	Předehřev vysokotlaké napájecí vody
<b>LB</b>	Parní systém
<b>LBA</b>	Hlavní parní potrubní systém
<b>LBG</b>	Pomocný parní potrubní systém
<b>LBQ</b>	Potrubní systém odběru páry pro ohřev vysokotlaké napájecí vody
<b>LBS</b>	Potrubní systém odběru páry pro ohřev nízkotlaké napájecí vody (hlavní kondenzát)



<b>LC</b>	<b>Systém kondenzátu</b>
<b>LCA</b>	Hlavní potrubní systém kondenzátu (kromě hlavního systému čerpání kondenzátu)
<b>LCB</b>	Hlavní systém pro čerpání kondenzátu
<b>LCC</b>	Hlavní systém pro ohřev kondenzátu
<b>LCH</b>	Potrubní systém sběru kondenzátu – vysokotlaký ohřívák
<b>LCJ</b>	Potrubní systém sběru kondenzátu – nízkotlaký ohřívák
<b>LCM</b>	Potrubní systém pro odtok kondenzátu (sběrný a vratný)
<b>LCN</b>	Pomocný potrubní systém kondenzátu (sběrný a recirkulační systém)
<b>LCQ</b>	Systém pro odkalení kotle (odkal)
<b>LCW</b>	Systém těsnění a chlazení kondenzátu
<b>M</b>	<b>Hlavní soustrojí</b>
<b>MAA</b>	Vysokotlaká parní turbína
<b>MAB</b>	Středotlaká parní turbína
<b>MAC</b>	Nízkotlaká parní turbína
<b>MAG</b>	Kondenzační systém
<b>MAJ</b>	Vakuový systém
<b>MAL</b>	Odvodňovací a ventilační systém
<b>MAM</b>	Systém vypouštění páry („leak-off“)
<b>MAN</b>	Systém by-passu turbíny včetně systému pro chlazení přehřáté páry
<b>MAV</b>	Systém pro zásobování mazivem a sběru znečištěného maziva
<b>MAW</b>	Systém těsnění, ohřevu a chlazení soustrojí
<b>P</b>	<b>Systémy chladicí vody</b>
<b>PG</b>	<b>Uzavřený systém chladicí vody</b>
<b>PGA</b>	Uzavřený systém chladicí vody „A“
<b>PGB</b>	Uzavřený systém chladicí vody „B“

Totožnou strukturu má také tab. 10, ve které jsou pozicemi A<sub>1</sub> a A<sub>2</sub> namísto systémů popsána označení agregátů/zařízení (2. stupeň). Potrubí přísluší označení „BR“.

Tab. 10 Vybraná KKS označení agregátů (2. stupeň) [28]

A <sub>1</sub> A <sub>2</sub>	Popis agregátu/zařízení
<b>A</b>	Mechanické zařízení I.
<b>AA</b>	Ventil/klapka aj. včetně pohonu
<b>AC</b>	Tepelný výměník
<b>AG</b>	Generátor
<b>AH</b>	Topné/chladicí zařízení
<b>AN</b>	Kompresor/ventilátor/dmychadlo
<b>AP</b>	Čerpadlo
<b>AV</b>	Spalovací zařízení

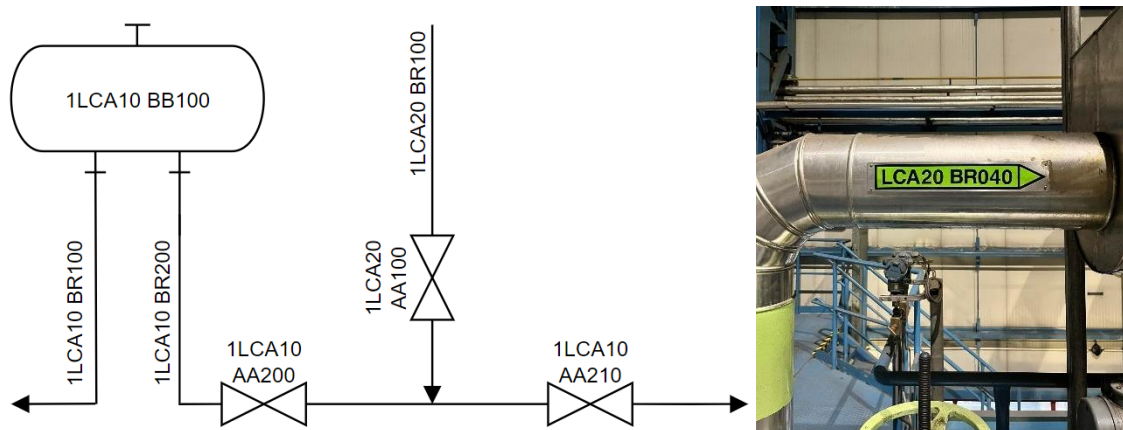
<b>B</b>	<b>Mechanické zařízení II.</b>
<b>BB</b>	Skladovací zařízení (nádrž)
<b>BN</b>	Tryska/injektor/ejektor
<b>BP</b>	Omezovač průtoku/clona
<b>BQ</b>	Uložení (podpěra/závěs/vzpěra/průchodka)
<b>BR</b>	Potrubí/kanál/šachta
<b>BS</b>	Tlumič hluku („silencer“)
<b>BU</b>	Izolace/opláštění

Označení komponent (3. stupeň) nebývá zahrnuto v P&ID diagramech ani v seznamu potrubních tras, a proto v rámci problematiky DP není žádoucí se jím zabývat. Může se však jednat o označení mechanických (písmeno „K“ nebo „M“ na pozici B<sub>1</sub>), elektrických, přístrojových a řídicích neelektrických komponent, senzorů či signálů.

Kromě alfabetských označení by se jistými pravidly měla řídit také označení numerická. Nejdůležitější pravidla jsou shrnuta níže [27][28]:

- Změní-li se jeden z prvků předchozího kódu, musí být číslování provedeno znovu
- Čísluje se vzestupně ve směru toku procesu (je-li proces oboustranný, musí být jeden směr definován za normálního provozu)
- Pořadové číslování se používá v rámci téhož systému nebo jeho části
- Číslování F<sub>N</sub> se používá k rozdělení systému na části nebo podsystemy, které se standardně číslovají po jednotkách (11,12,13) nebo desítkách (10, 20, 30)
- Číslování A<sub>N</sub> se používá k rozdělení systému na jednotlivé části, které se číslovají v pořadových číslech (\_11, \_12, \_13) nebo desítkách (\_10, \_20, \_30)
- U potrubních větví a elektrických systémů musí být číselné odlišení zřetelné
- Je nutné zapisovat nadbytečné nuly
- Může být vytvořeno specifické schéma číslování pro různé aplikace, nesmí však ovlivnit číslování pro aplikace jiné
- Musí být zajištěno, aby se u jednoho projektu nevyskytovaly duplicitní kódy

Označení KKS v P&ID diagramu a skutečném provozu může vypadat například takto:



Obr. 21 KKS kód v P&ID diagramu (2. stupeň) a provozu (Teplárny Brno, a.s.)

Metodika značení KKS se může u konkrétních závodů mírně lišit z důvodu úprav pro potřeby provozu [26]. V současné době je u nově vznikajících provozů doporučen přechod na

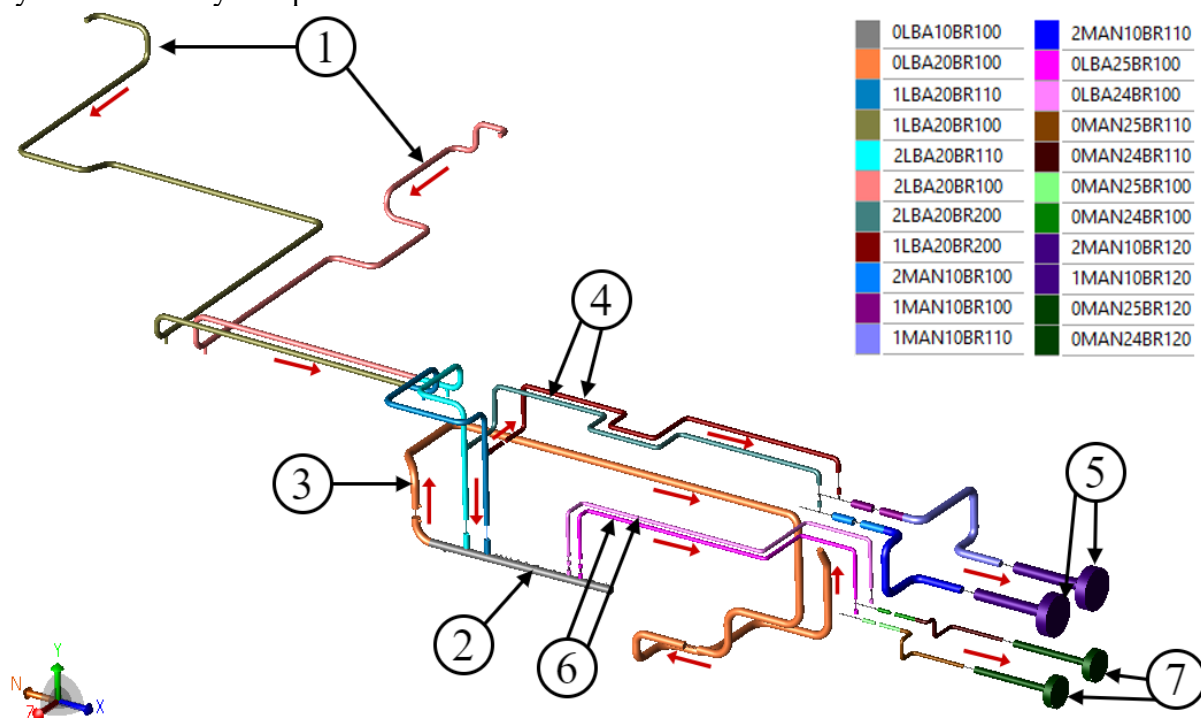
systém označování RDS-PP („Reference Designation System for Power Plants“), protože systém KKS již nepokrývá všechny požadavky novějších mezinárodních norem. Existující provozny značené systémem KKS se nově nepřeznačují [26]. V praxi se však KKS stále využívá i při projektování nových provozů.

## 7 Pevnostní a teplotně dilatační výpočet potrubí

V této kapitole je proveden pevnostní a teplotně dilatační (napěťový) výpočet převážně vysokotlakého parního potrubí, které je součástí parního okruhu nově vznikajícího ZEVO v Anglii. V první části kapitoly je představen řešený potrubní systém, dále je pak součástí kapitoly výpočet potrubní třídy v softwaru Visual Vessel Design a statický teplotně-dilatační (napěťový) výpočet v softwaru Hexagon CAESAR II, a to včetně ověření zatížení hrdel procesních zařízení a uložení.

### 7.1 Potrubní systém

Řešený potrubní systém sestává z dvou přívodních potrubí přehřáté vysokotlaké páry z kotlů (pozice 1) vstupujících do děliče páry (pozice 2), který slouží ke sběru páry z více zdrojů a její následné distribuci k procesním či energetickým zařízením. V tomto případě se jedná o přívodní potrubí páry k parní turbíně (pozice 3). Z přívodních potrubí jsou před vstupem do děliče odbočkami vedeny dva turbínové by-passy (pozice 4) využívané v případě, kdy je nutné turbínu náhle odstavit nebo je turbína trvale mimo provoz. Turbínové by-passy vedou přes redukční ventily a nástřiky vody až do přechodových dílů (tzv. „dump-tube“) pro vypouštění páry do kondenzátoru (pozice 5). Z děliče jsou kromě přívodu páry k turbíně vyvedeny také dvě stanice pro přepouštění páry do kondenzátoru (pozice 6), jejichž zprůchodněním lze za provozu regulovat tlak páry v děliči. Stanice rovněž vyúsťují do přechodových dílů pro vypouštění páry do kondenzátoru o menším průměru (pozice 7). Směr toku páry je na obr. 23 vyznačen červenými šipkami.



Obr. 22 Model potrubního systému – původní návrh (CAESAR II)

### 7.2 Projektová dokumentace a požadavky zákazníka

Zákazník dodal seznam všech potrubních tras (tab. 11), který obsahuje KKS značení 2. stupně jednotlivých tras, provozní teploty  $T_{op}$  a tlaky  $p_{op}$ , nejvyšší dovolené teploty  $TS$  a tlaky  $PS$ ,  $DN$  a  $PN$  potrubí, vnější průměry  $D_o$  potrubí, materiály potrubí, korozní přídatky a požadované tloušťky izolace spolu s typem izolačního materiálu.

Tab. 11 Seznam potrubních tras

<b>KKS</b>	<b><i>p<sub>op</sub></i> [MPa(g)]</b>	<b><i>T<sub>op</sub></i> [°C]</b>	<b><i>PS</i> [MPa(g)]</b>	<b><i>TS</i> [°C]</b>	<b><i>DN</i></b>	<b><i>PN</i></b>	<b><i>D<sub>o</sub></i> [mm]</b>	<b><i>Materiál</i></b>	<b><i>Druh trubek</i></b>	<b><i>c</i> [mm]</b>	<b><i>Tloušťka izolace</i> [mm]</b>
<b>0LBA10BR100</b>	7,25	439	8,0	460	400	160	406,4	1.5415	Bezešvé	0	220
<b>0LBA20BR100</b>	7,25	439	8,0	460	400	160	406,4	1.5415	Bezešvé	0	220
<b>0LBA24BR100</b>	7,25	439	8,0	460	150	160	168,3	1.5415	Bezešvé	0	180
<b>0LBA25BR100</b>	7,25	439	8,0	460	150	160	168,3	1.5415	Bezešvé	0	180
<b>1LBA20BR100</b>	7,25	439	8,0	460	250	160	273,0	1.5415	Bezešvé	0	200
<b>2LBA20BR100</b>	7,25	439	8,0	460	250	160	273,0	1.5415	Bezešvé	0	200
<b>1LBA20BR110</b>	7,25	439	8,0	460	250	160	273,0	1.5415	Bezešvé	0	200
<b>2LBA20BR110</b>	7,25	439	8,0	460	250	160	273,0	1.5415	Bezešvé	0	200
<b>1LBA20BR200</b>	7,25	439	8,0	460	200	160	219,1	1.5415	Bezešvé	0	190
<b>2LBA20BR200</b>	7,25	439	8,0	460	200	160	219,1	1.5415	Bezešvé	0	190
<b>0MAN24BR100</b>	2,50	439	8,0	460	150	160	168,3	1.5415	Bezešvé	0	170
<b>0MAN25BR100</b>	2,50	439	8,0	460	150	160	168,3	1.5415	Bezešvé	0	170
<b>1MAN10BR100</b>	1,70	405	8,0	460	400	160	406,4	1.5415	Bezešvé	0	190
<b>2MAN10BR100</b>	1,70	405	8,0	460	400	160	406,4	1.5415	Bezešvé	0	190
<b>0MAN24BR110</b>	2,50	405	3,0	430	150	160	168,3	1.5415	Bezešvé	0	170
<b>0MAN25BR110</b>	2,50	405	3,0	430	150	160	168,3	1.5415	Bezešvé	0	170
<b>1MAN10BR110</b>	2,50	405	3,0	430	400	40	406,4	1.7335	Bezešvé	0	190
<b>2MAN10BR110</b>	2,50	405	3,0	430	400	40	406,4	1.7335	Bezešvé	0	190
<b>0MAN24BR120</b>	0,1	135	0,3	144	350	16	355,6	1.7335	Bezešvé	1	50
<b>0MAN25BR120</b>	0,1	135	0,3	144	350	16	355,6	1.7335	Bezešvé	1	50
<b>1MAN10BR120</b>	0,1	135	0,3	144	600	16	610,0	1.7335	Bezešvé	1	50
<b>2MAN10BR120</b>	0,1	135	0,3	144	600	16	610,0	1.7335	Bezešvé	1	50

Zákazník dále dodal katalogové listy armatur, z nichž je pro statický výpočet podstatná především jejich hmotnost a rozměry (shrnuje do seznamu armatur v tab. 26 dále v práci). Mimo to zákazník dodal doprovodnou projektovou dokumentaci, v níž specifikoval typ izolačního materiálu, respektive jeho hustotu (tab. 12) a parametry oplechování izolace (tab. 13). V hodnotě hustoty izolačního materiálu je již započítána také přídavná hmotnost spojovacího materiálu.

Tab. 12 Izolační materiál

TS [°C]	Izolační materiál	Hustota izolačního materiálu
≤ 200	Minerální vata	100 kg/m <sup>3</sup>
> 200	Minerální vata	125 kg/m <sup>3</sup>

Tab. 13 Parametry oplechování izolace

DN	Tloušťka krycího plechu	Hustota materiálu krycího plechu
≤ 350	0,56 mm	2700 kg/m <sup>3</sup>
> 350	1 mm	2700 kg/m <sup>3</sup>

Kromě seznamu tras byl zákazníkem dodán také P&ID diagram tras včetně vyznačených armatur a instrumentací. Z diagramu byly vyčteny dimenze všech tvarovek tvořících potrubní trasy, jejichž tloušťky stěn byly navrhovány/kontrolovány v rámci výpočtu potrubní třídy.

### 7.3 Výpočet a tvorba potrubní třídy

Hlavním cílem výpočtu potrubní třídy je stanovení (navržení) jmenovité tloušťky stěn potrubních komponent všech dimenzí a kombinací, které budou v potrubním systému jako celku obsaženy, aby byly schopny odolat danému vnitřnímu tlaku za dané teploty.

K výpočtu potrubní třídy, který je v souladu s normou EN 13480-3, byl využit software Visual Vessel Design (VVD) 2020 od společnosti Hexagon. Software je vhodný pro pevnostní výpočet tlakových nádob či komponent zatížených vnitřním nebo vnějším tlakem na základě zvolené normy (návrh typu DBF). Software disponuje knihovnou materiálů se širokým spektrem možností výběru v závislosti na potřebných mechanických vlastnostech, normě a typu polotovaru (ve výpočtech dále v kapitole voleny bezešvé trubky a výkovky), odolnosti vůči korozi apod. Zatížení teplotou je zde zohledněno sníženými mechanickými vlastnostmi materiálů.

Prostředí softwaru umožňuje modelování z primitivních prvků (elementů), jejichž kombinací mohou být tvořena složitější tlaková zařízení a jejich části. Mezi základní prvky se řadí rovné trubky (válcové skořepiny), redukce, oblouky/ohyby, kulová/eliptická/torosferická dna, svařená/šroubovaná plochá dna, hrdla, otvory, příruby, kompenzátory a výztuhy. Pro potřebu výpočtu potrubní třídy postačuje vždy využít právě jednu nebo kombinaci dvou z těchto komponent.

*Pozn.: Značení tlouštěk stěn, případně jiných rozměrů dále kapitole nemusí odpovídat značení v ostatních částech práce. Důvodem je, že rozměry v normě EN 10253-2 jsou vždy značeny v závislosti na konkrétní tvarovce (obr. 11 až 14).*

### 7.3.1 Nastavení procesní karty

Po vytvoření nového souboru bylo prvním krokem tvorby modelu nastavení procesních karty. Vyplněny byly tyto konkrétní parametry (mohou se lišit v závislosti na konkrétní potrubní trase):

- norma, které podléhá výpočet komponenty – volena norma EN 13480-3 (2017)
- výpočtová teplota  $T_c$  (nejvyšší dovolená teplota  $TS$ ) – stanovena dle tab. 11
- výpočtový tlak  $p_c$  (nejvyšší dovolený tlak  $PS$ ) – stanoven dle tab. 11
- velikost vnitřního korozního přídatku  $c$  – stanovena dle tab. 11
- specifická hustota kapaliny – stanovena na hodnotu 1 (voda)

### 7.3.2 Výpočet tloušťek stěn přímých trubek

Model pro výpočet tloušťky stěny trubky je tvořen pouze 1 primitivním prvkem, jímž je rovná trubka (Straight pipe) s délkou 1000 mm. Takovýto prvek představuje tenkostěnný válec jakožto skořepinu s membránovým stavem napjatosti při zatížení vnitřním tlakem.

Výpočet každé z trubek byl postupně proveden tak, že vždy byla nejdříve s pomocí softwaru VVD vypočtena minimální tloušťka stěny přímé trubky dle vzorce (2.19), do kterého software dosazuje parametry: daný vnější průměr  $D_o$ , součinitel hodnoty spoje  $z = 1$ , dovolené namáhání  $f$  – dopočítáno softwarem pro daný materiál a teplotu a za výpočtový tlak  $p_c$  dosazuje hodnotu nejvyššího dovoleného tlaku  $PS$ .

Přičtením korozního přídatku a výrobní tolerance tloušťky stěny trubek pak byla získána minimální požadovaná tloušťka stěny včetně přídatků. Na základě její hodnoty byla dle tabulky 6 normy EN 10216-2 zvolena nejbližší vyšší hodnota „nejmenší preferované jmenovité tloušťky stěny“ pro daný průměr trubky.

Tato preferovaná tloušťka představuje hodnotu jmenovité tloušťky  $e_n$ , která byla zadána do softwaru VVD. Následně byl proveden přepočít pro zvolenou jmenovitou tloušťku a zadané procesní parametry. V případech, kdy pro odolání danému zatížení postačovala tloušťka stěny menší než nejmenší preferovaná tloušťka stěny pro daný průměr (tab. 6 normy EN 10216-2), byla použita právě nejmenší preferovaná tloušťka stěny.

Popsaný postup výpočtu byl shodně aplikován pro všechny trubky dle seznamu potrubních tras poskytnutého zákazníkem (tab. 11). Zvolené jmenovité tloušťky trubek včetně maximálního využití pevnosti (maximum z procentuální využití jmenovité tloušťky stěny pro odolání vnitřnímu tlaku a maximálního přípustného tlaku ku maximálnímu zkušebnímu tlaku) jsou zobrazeny v tab. 14 níže.

Tab. 14 Výpočet trubek – výsledky (VVD)

<i>DN</i>	<i>D<sub>o</sub></i>	<i>TS</i> [°C]	<i>PS</i> [MPa]	<i>Materiál</i>	<i>e<sub>n</sub></i> [mm]	<i>Využití</i> <i>pevnosti [%]</i>
150	168,3	460	8,0	1.5415	8,0	93,7
200	219,1	460	8,0	1.5415	10,0	97,2
250	273,0	460	8,0	1.5415	12,5	99,4
400	406,4	460	8,0	1.5415	20,0	93,5
150	168,3	430	3,0	1.5415	4,5	66,8
400	406,4	430	3,0	1.7335	8,8	75,2
350	355,6	144	0,3	1.7335	8,0	31,3
600	610,0	144	0,3	1.7335	12,5	27,2

### 7.3.3 Výpočet tloušťek stěn tvarovek

Požadavky na výpočet potrubních částí zatížených vnitřním tlakem jsou specifikovány v kapitole 6 normy EN 13480-3. Veškeré základní geometrické parametry potřebné pro výpočet v softwaru VVD byly voleny dle normy EN 10253-2. Normované tloušťky stěn tvarovek o jediné dimenzi  $DN$  jsou vždy v normě určeny pro 8 pevnostních skupin, přičemž tloušťka stěny narůstá s číslem skupiny (skupina 8 má tedy největší tloušťku stěny a je nejvíce odolná vůči zatížení vnitřním tlakem).

#### Oblouky

Modely oblouků byly v softwaru VVD vytvořeny z jediného základního prvku „Pipe Bends/Elbows“. Nastavení procesní karty zůstalo beze změny. Níže jsou shrnuty hlavní nastavované parametry oblouků a jejich zdroj:

- poloměr ohyb ( $R$ ) – dle tab. A.1 normy EN 10253-2 pro model 3D/5D
- vnější průměr ( $D_o$ ) – pro totožné  $DN$  stejný jako u přímých trubek, ev. dle tab. C.1 / D.1 normy EN 10253-2 (rozměr  $D$ )
- tloušťka stěn pro oblouk typu A – dle tab. C.1 normy EN 10253-2 (tloušťka  $T$ )
- tloušťky stěn pro oblouk typu B – dle tab. D.1 normy EN 10253-2 (tloušťky  $T$  a  $T_{int}$ )
- hodnota záporné výrobní tolerance [mm] – dopočítána z tloušťky stěny  $e_n$  a procentuální hodnoty tolerance volené dle tab. 12 z jedenácté kapitoly normy EN 10253-2 (12,5 %) – pro oblouk typu B tolerance dopočítána z tloušťky na vnitřní straně oblouku, což učinilo výpočet konzervativnějším)

Výpočet tloušťky stěny na vnitřní a vnější straně oblouku je založen na využití vzorce (2.19) pro výpočet minimální tloušťky stěny přímé trubky (bez přídavků a tolerancí). Tato tloušťka ( $e$ ) pak figuruje ve vzorcích pro výpočet (7.1) minimální požadované tloušťky stěny na vnitřní straně oblouku a (7.2) pro výpočet minimální požadované tloušťky stěny na vnější straně oblouku [6].

$$e_{int} = e \cdot \frac{(R/D_o) - 0,25}{(R/D_o) - 0,5} \quad (7.1)$$

$$e_{ext} = e \cdot \frac{(R/D_o) + 0,25}{(R/D_o) + 0,5} \quad (7.2)$$

V závislosti na vypočítaných minimálních tloušťkách stěn pro odolání vnitřnímu tlaku byla volena pevnostní skupina s nejbližší větší jmenovitou tloušťkou stěn (pro oblouky typu A dle menší z hodnot získaných ze vzorců (7.1) a (7.2), pro oblouky typu B dle obou příslušných hodnot), byla přepočítána hodnota výrobní tolerance pro daný rozměr. Následně bylo vše zadáno do softwaru, kde byl proveden kontrolní výpočet.

Shodný postup byl aplikován pro oblouky s totožnými  $DN$  jako u přímých trubek (oblouky na stejných potrubních trasách). V tab. 15 tab. 16 jsou pak zapsány vyhovující pevnostní skupiny s příslušnými tloušťkami stěn včetně využití pevnosti pro 3D/5D oblouky typu A i B.



Tab. 15 Výpočet oblouků typu A – výsledky (VVD)

DN	Velikost	Materiál	TS [°C]	PS [MPa]	Pevnostní skupina	T [mm]	Využití pevnosti [%]
150	3D	1.5415	460	8,0	5	11,0	88,1
200	3D	1.5415	460	8,0	5	12,5	98,5
200	5D	1.5415	460	8,0	5	12,5	89,3
250	3D	1.5415	460	8,0	6	16,0	96,1
250	5D	1.5415	460	8,0	7	16,0	87,0
400	3D	1.5415	460	8,0	7	30,0	77,4
400	5D	1.5415	460	8,0	6	22,2	92,4
150	3D	1.5415	430	3,0	1	4,0	91,2
400	3D	1.7335	430	3,0	2	8,8	87,5

Tab. 16 Výpočet oblouků typu B – výsledky (VVD)

DN	Velikost	Materiál	TS [°C]	PS [MPa]	Pevnostní skupina	T [mm]	$T_{int}$ [mm]	Využití pevnosti [%]
150	3D	1.5415	460	8,0	5	11,0	14,1	71,4
200	3D	1.5415	460	8,0	5	12,5	15,9	80,1
200	5D	1.5415	460	8,0	5	12,5	14,2	80,0
250	3D	1.5415	460	8,0	5	12,5	15,9	96,7
250	5D	1.5415	460	8,0	5	12,5	14,2	96,5
400	3D	1.5415	460	8,0	6	22,2	27,6	83,1
400	5D	1.5415	460	8,0	6	22,2	25,1	83,2
150	3D	1.5415	430	3,0	1	4,0	5,2	73,0
400	3D	1.7335	430	3,0	1	6,3	7,9	96,1

### T-kusy

T-kusy byly v programu VVD vytvořeny ze 2 základních prvků – rovné bezešvé trubky („Pipe“) a vsazeného hrdla („Nozzle/Opening“), které představuje odbočku.

Níže jsou shrnuty hlavní nastavované specifické rozměry T-kusů a jejich zdroj:

- vnější průměr hlavní trubky a odbočky – dle tab. A.2 normy EN 10253-2 (průměry  $D$  a  $D_1$ )
- tloušťky stěn pro T-kusy typu A – dle tab. C.2 normy EN 10253-2 (tloušťky  $T$  a  $T_1$ )
- tloušťky stěn pro T-kusy typu B – dle tab. D.2 normy EN 10253-2 (tloušťky  $T_s$  a  $T_b$ )
- vzdálenost středu odbočky od konců hlavních trubek – dle tab. A.2 normy EN 10253-2 (rozměr  $F$ )
- délka hlavní trubky – dle tab. A.2 normy EN 10253-2 (dvojnásobek rozměru  $F$ )
- délka odbočky (přesah  $h_0$ ) – rozdíl rozměru  $G$  dle tab. A.2 normy EN 10253-2 a poloviny vnějšího průměru hlavní trubky
- hodnoty záporných výrobních tolerancí [%] – dle tab. 12 z jedenácté kapitoly normy EN 10253-2 (12,5 %)

Pozn.: Ve VVD byla nastavena menší tloušťka stěny „ $T_b$ “ jak pro hlavní trubku, tak i odbočku. Záměrně tak byla snížena tlaková odolnost odbočky oproti skutečné, což vedlo k získání konzervativnějších výsledků. Hodnoty výrobních tolerancí u T-kusů typu B byly rovněž stanoveny konzervativním přístupem, tzn. pro tloušťku stěny „ $T_s$ “.

Výpočet je softwarem VVD rozdělen na výpočet 2 komponent – hlavní trubky (totožný s výpočtem samotné trubky viz dříve v kapitole) a odbočky (rovněž výpočet samotné trubky a poté ověření otvoru). Metoda výpočtu odbočky je založena na ověření požadavků na vyztužení otvoru v hlavní trubce jakožto válcové skořepině a vede ke vztahu mezi plochou zatíženou tlakem ( $A_p$ ) a plochou příčného průřezu zatíženou napětím ( $A_f$ ) [6].

V tab. 17 a tab. 18 níže jsou zapsány vyhovující pevnostní skupiny s příslušnými tloušťkami stěn včetně využití pevnosti pro T-kusy typu A i B potřebných rozměrů. Výsledné využití pevnosti představuje vyšší z hodnot vypočítaných pro trubku a odbočku.

Tab. 17 Výpočet T-kusů typu A – výsledky (VVD)

DN/DN	TS [°C]	PS [MPa]	Materiál	Pevnostní skupina	T [mm]	T <sub>1</sub> [mm]	Využití pevnosti [%]
250/150	460	8,0	1.5415	6	16,0	14,2	79,3
250/250	460	8,0	1.5415	5	22,2	22,2	93,6
400/150	460	8,0	1.5415	6	30,0	17,5	83,8
400/200	460	8,0	1.5415	6	30,0	17,5	96,7
400/250	460	8,0	1.5415	6	30,0	22,2	98,9

Tab. 18 Výpočet T-kusů typu B – výsledky (VVD)

DN/DN	TS [°C]	PS [MPa]	Materiál	Pevnostní skupina	T [mm]	T <sub>int</sub> [mm]	T <sub>s</sub> [mm]	T <sub>b</sub> [mm]	Využití pevnosti [%]
250/150	460	8,0	1.5415	6	16,0	14,2	27,3	20,5	76,8
250/250	460	8,0	1.5415	5	12,5	12,5	31,0	23,3	87,4
400/150	460	8,0	1.5415	6	22,2	14,2	32,7	24,5	85,0
400/200	460	8,0	1.5415	6	22,6	16,0	36,3	27,3	96,6
400/250	460	8,0	1.5415	6	22,2	16,0	40,0	30,0	82,9

### Redukce (koncentrické)

Pro model redukci byl v programu VVD zvolen základní prvek s názvem „Reducers“. Níže jsou shrnuty rozměry redukci potřebné pro výpočet a jejich zdroj:

- celková délka a vnější průměr obou konců – dle tab. A.3 normy EN 10253-2 (průměry  $D$  a  $D_1$ )
- tloušťka stěny pro válcové části a kuželovou část redukce typu A – dle tab. C.4 normy EN 10253-2 (tloušťky  $T$  a  $T_1$ )
- tloušťka stěny pro válcové části a kuželovou část redukce typu B – dle tab. D.4 normy EN 10253-2 (tloušťky  $T$ ,  $T_1$  a  $T_3$ )
- vnitřní průměr obou konců se započítáním korozního přírůstku – doložit dle rovnic (7.3) a (7.4), kde index „L“ značí konec s větším průměrem a index „S“ konec s menším průměrem

$$D_{i,L} = D - 2 \cdot (T + c) \quad (7.3)$$

$$D_{i,S} = D_1 - 2 \cdot (T_1 + c) \quad (7.4)$$

- hodnota záporné výrobní tolerance [mm] – dopočítána z tloušťky stěny  $T$  a procentuální hodnoty tolerance volené z tab. 12 z jedenácté kapitoly normy EN 10253-2 (12,5 %).

Výpočet je založen na využití vzorce (7.5) pro výpočet požadované tloušťky v libovolném místě podél kužele (kuželové skořepiny), kde  $\vartheta$  [°] je poloviční vrcholový úhel kužele [6].

$$e_{min} = \frac{p_c \cdot D_i}{2 \cdot f \cdot z - p_c} \cdot \frac{1}{\cos \vartheta} \quad (7.5)$$

Softwarem VVD je v rámci výpočtu ověřena požadovaná tloušťka stěny kuželové části i požadované tloušťky stěn ve spojích na obou válcových koncích (jak pro spoj s anuloidovým přechodem, tak i bez něj) v souladu s kap. 6.4.4–6.4.8 normy EN 13480-3.

V tab. 19 a tab. 20 níže jsou pak zapsány vyhovující pevnostní skupiny s příslušnými tloušťkami stěn včetně využití pevnosti pro redukce typu A i B potřebných rozměrů.

Tab. 19 Výpočet redukcí typu A – výsledky (VVD)

DN/DN	TS [°C]	PS [MPa]	Materiál	Pevnostní skupina	T [mm]	T1 [mm]	Využití pevnosti [%]
250/200	460	8,0	1.5415	5	12,5	12,5	93,9
400/350	460	8,0	1.5415	6	22,2	20,0	80,0

Tab. 20 Výpočet redukcí typu B – výsledky (VVD)

DN/DN	TS [°C]	PS [MPa]	Materiál	Pevnostní skupina	T [mm]	T1 [mm]	T3 [mm]	Využití pevnosti [%]
250/200	460	8,0	1.5415	5	12,5	12,5	12,3	95,2
400/350	460	8,0	1.5415	6	22,2	20,0	21,7	81,8

### Tlaková dna

Pro výpočet tloušťky stěn torosferických tlakových den byl ve VVD využit základní prvek „Torispherical End“ (typ Korbogen). Torosferická dna se navrhuje dle kapitoly 7.1.3 normy EN 13480-3, přičemž minimální požadovaná tloušťky stěny musí být vyšší než minimální tloušťka pro omezení membránových napětí ve sférické a válcové části, minimální tloušťka anuloidového přechodu pro zamezení axiálně symetrické plastické deformaci a plastickému zborcení. [13]

Níže jsou shrnuty hlavní nastavované rozměry pro výpočet den:

- tloušťka stěny válcové části – dle tab. 11 normy EN 10253-2 nezávisle na typu A/B (pro tabelované tloušťky je dle [13] předpokládán vnitřní poloměr sférického konce  $R_1 = 0,8 \cdot D$  a vnitřní poloměr přechodu  $R_2 = 0,15 \cdot D$  – viz obr. 14)
- vnitřní průměr válcové části se započítáním korozního přídávku – dopočítán z vnějšího průměru pro konkrétní DN a tloušťky stěny válcové části
- výška válcové části dna – stanovena pomocným náčrtkem z rozměru  $K$  (tab. A.4 normy EN 10253-2) a předpokládaných poloměrů  $R_1$  a  $R_2$  viz první odrážka

- hodnota záporné výrobní tolerance pro válcovou část [mm] – dopočítána z tloušťky stěny válcové části a procentuální hodnoty tolerance volené dle tab. 12 z jedenácté kapitoly normy EN 10253-2

V tab. 21 jsou pak zapsány vyhovující pevnostní skupiny s příslušnými tloušťkami stěn včetně využití pevnosti pro eliptická dna typu B (pro typ A jsou tabelované tloušťky totožné, proto výpočet nebyl proveden zvlášť).

Tab. 21 Výpočet tlakových den (typ B) – výsledky (VVD)

DN	TS [°C]	PS [MPa]	Materiál	Pevnostní skupina	T [mm]	Využití pevnosti [%]
150	460	8,0	1.5415	5	11,0	64,0
400	460	8,0	1.5415	6	22,2	74,9

## Olety

Pro olety nebyla tloušťka stěny navrhována jako u ostatních tvarovek, nýbrž pouze ověřena jejich tlaková odolnost pro rozměry navržené zákazníkem (vnější průměr  $D_{o1}$ , tloušťka stěny  $T_1$  a délka odbočky  $L$ ). Kontrolní výpočet ve VVD v zásadě kopíroval výpočet T-kusů, oproti T-kusům zde však došlo ke změně typu hrdla na „nasazené“ a změně polotovaru materiálu z bezešvých trubek na výkovky. Rozměry byly voleny následovně:

- vnější průměr ( $D_{o1}$ ), jmenovitá tloušťka stěny ( $T_1$ ) a délka odbočky ( $L$ ) – dle specifikací zákazníka (tab. 22).
- délka hlavní trubky/vzdálenost odbočky od konce hlavní trubky – zvoleno jednotně 1000/500 mm pro všechny výpočty
- hodnoty výrobních tolerancí [%] – pro hlavní trubku zvoleny totožné jako u výpočtu přímých trubek, u odboček dle dohody se zákazníkem zvoleny jednotně 12,5 %

V tab. 22 jsou pak kromě specifických rozměrů oletů zapsány také výsledky kontrolních pevnostních výpočtů.

Tab. 22 Kontrolní výpočet oletů – výsledky (VVD)

DN	$D_{o1}$ [mm]	TS [°C]	PS [MPa]	Materiál	$T_1$ [mm]	L [mm]	Využití pevnosti [%]
400	30	460	8,0	1.5415	7,0	150	96,7
400	50	460	8,0	1.5415	20,0	150	79,2
400	70	460	8,0	1.5415	20,0	150	83,9
400	110	460	8,0	1.5415	20,0	150	95,2
350	25	144	0,3	1.7335	4,5	150	32,0
600	25	144	0,3	1.7335	4,5	150	27,3

### 7.3.4 Výpočet zkušební tlaku

Pro všechny kombinace materiálů a konstrukčních, respektive nejvyšších dovolených teplot  $TS$  a tlaků  $PS$ , byl zkušební tlak dopočítán rovněž s využitím softwaru VVD, přičemž hodnota zkušební tlaku  $p_t$  byla vždy stanovena jako maximum z hodnot vypočítaných ze vzorců (5.1) a (5.2).

Tab. 23 Výpočet zkušebních tlaků – výsledky (VVD)

TS [°C]	PS [MPa]	Materiál	$p_t$ [MPa]
460	8,0	1.5415	18,8
430	3,0	1.5415	6,9
430	3,0	1.7335	6,1
144	0,3	1.7335	0,4

Potrubní třída se všemi důležitými výstupy a parametry byla vyexportována do souboru formátu PDF a tvoří přílohu 1 této práce.

#### 7.4 Teplotně-dilatační výpočet v CAESAR II

Pro teplotně-dilatační (napěťový) výpočet byl využit software CAESAR II (verze 13) od společnosti Hexagon, který je určen k provádění statických a dynamických výpočtů a analýz napětí potrubních systémů dle příslušných standardů/norem. Software pro výpočet využívá metodu konečných prvků, přičemž prvky jsou zde tvořeny prutovými nosníky. Samotným prvkům se přiřazují geometrické i procesní parametry, okrajové podmínky včetně veškerých zatížení, typů uložení apod. Vše je pro větší názornost průběžně vykreslováno do 3D prostředí softwaru.

##### 7.4.1 Model potrubních tras

###### Model v AVEVA E3D Design

Původní 3D model řešeného potrubního systému byl vytvořen projekčním oddělením firmy AFRY CZ v softwaru AVEVA E3D Design (dále jen „E3D“), ve kterém se projektují objekty jako celky včetně budov, nosných ocelových konstrukcí, procesních či energetických zařízení apod. Průběh potrubních tras byl dle P&ID diagramu navržen tak, aby respektoval dispoziční možnosti (žádné překážky, průchod místy s možností uchycení uložení na ocelovou konstrukci), zásady projektování potrubí (vhodně volené vzdálenosti podpěr – ověření proběhne v rámci analýzy napětí dále v práci, zajištění odvodu kondenzátu vytvořením spádu apod.) a projektovou dokumentaci s požadavky zákazníka uvedenou již dříve v kap. 7.2 a dále v této kapitole. Na splnění všech bodů bylo nutné dbát také v případě pozdějších úprav průběhů tras.

###### Model v CAESAR II

Model samotných potrubních tras včetně koncepce rozmístění uložení v místech, kde jsou naprojektovány nosné ocelové konstrukce, byl s využitím interního firemního převodníku převeden z E3D do souboru spustitelného v CAESAR II, přičemž kromě průběhů tras byly zachovány také dimenze (vnější průměry) a KKS značení tras.

U převedeného modelu, který je zobrazen na obr. 22 výše k této kapitole, byly v prvním kroku odstraněny hlavní nedostatky vzniklé převodem. Podle P&ID diagramu byla zkontrolována správná návaznost tras a chybně pojmenované trasy byly přejmenovány správnými KKS kódy. Dále byly odstraněny nespojitosti v uzlech, chybějící, přebývající a překrývající se prvky.

Po dokončení hrubé kontroly modelu v dalším kroku následovalo nastavení veškerých známých parametrů, zejména těchto:

- norma pro výpočet – z databáze CAESAR II zvolena „EN 13480:2017/A4:2021“
- teplota okolí – stanovena na 20 °C (vše se nachází uvnitř budovy)

- jmenovité tloušťky stěn trubek a tvarovek – dle výsledků z kap. 7.3
- korozní přídatky – dle tab. 11
- hustota média (páry) – hustoty při *TS* a *PS* dopočítány s využitím parních tabulek

Tab. 24 Hustota páry

<i>TS</i> [°C]	<i>PS</i> [MPa]	Hustota média
460	8	26,04 kg/m <sup>3</sup>
430	3	9,90 kg/m <sup>3</sup>
144	0,3	2,16 kg/m <sup>3</sup>

Pozn.: Do výpočtového modelu byla pro všechny výpočtové stavy (viz dále v kapitole) konzervativně zadána nejvyšší hodnota z tab. 24. I přes to je však hustota přehřáté páry o tlaku 8 MPa relativně nízká v porovnání s hustotou kapalin, a proto má její hodnota v případě řešeného potrubního systému minoritní vliv na výsledky výpočtu. Pro zkušební podmínky software automaticky počítá s hustotou zkušebního média (vody).

- materiály potrubí – dle tab. 11 příslušně zvoleny z databáze materiálů softwaru CAESAR II
- parametry izolace – tloušťky izolace nastaveny dle tab. 11, hustoty izolačního materiálu dle tab. 12, tloušťky a hustoty oplechování dle
- tab. 13

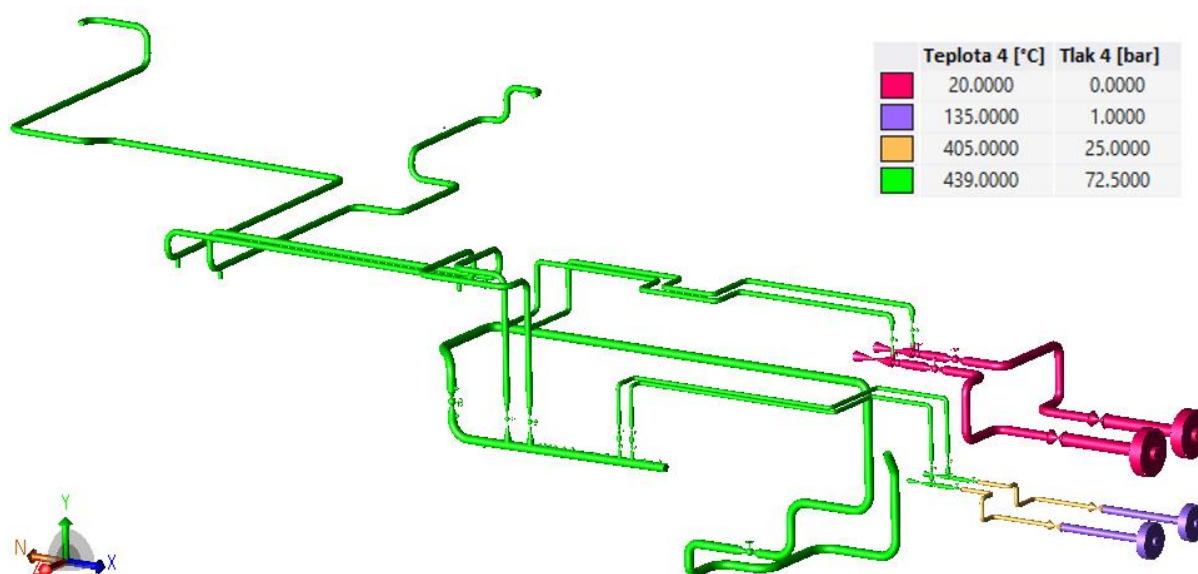
Dále byly nastaveny procesní parametry (teploty a tlaky) pro **4 výpočtové stavy**. První stav odpovídá **konstrukčním procesním parametrům (teplota 1 / tlak 1** v CAESAR II) a zbylé 3 různým provozním stavům, které byly na základě požadavků zákazníka a AFRY CZ pro ověření v rámci DP stanoveny takto:

Tab. 25 Provozní stavy

Provozní stav	Procesní parametry (CAESAR II)	Popis provozního stavu
<b>1</b>	teplota 2 / tlak 2	Při provozním stavu 1 je parní turbína v provozu. Turbínové by-passy i přepouštěcí stanice páry z děliče do kondenzátoru jsou mimo provoz (předpoklad: za první uzavírací armaturou vychladlé na teplotu okolí). Jedná se o <b>běžný provozní stav</b> .
<b>2</b>	teplota 3 / tlak 3	Při provozním stavu 2 je parní turbína odstavena a vychladlá na teplotu okolí, přívodní potrubí páry do turbíny je však z části prohříváno na teplotu 270 °C. Turbínové by-passy jsou v provozu, přepouštěcí stanice páry z děliče do kondenzátoru jsou mimo provoz (předpoklad: za první uzavírací armaturou vychladlé na teplotu okolí).
<b>3</b>	teplota 4 / tlak 4	Při provozním stavu 3 je parní turbína v provozu. Turbínové by-passy jsou mimo provoz (předpoklad: za první uzavírací armaturou vychladlé na teplotu okolí). Přepouštěcí stanice páry z děliče do kondenzátoru jsou v provozu z důvodu regulace tlaku v děliči páry.

V obr. 23 níže je ilustrováno nastavení procesních parametrů pro provozní stav 3 na 3D modelu. Ilustrace ostatních provozních stavů, výpočetních uzlů, typů uložení a dalších parametrů modelu v CAESAR II jsou ke zhlédnutí v příloze 2 této práce.





Obr. 23 3D model – procesní parametry pro provozní stav 3

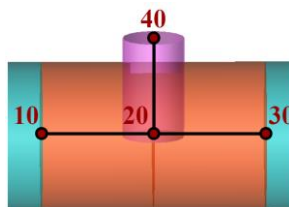
Hodnota zkušební tlaku byla nastavena dle tab. 23 v závislosti na zkušebním okruhu.

### Tvarovky

Po dohodě se zákazníkem byly na základě jeho dlouholetých zkušeností využity tvarovky typu B v celém výpočetním modelu. Důvodem je především zaručená vyšší tlaková odolnost.

**Oblouky** jsou v CAESAR II tvořeny mezi dvěma prvky (navzájem kolmými v případě 90° zahnutí), přičemž na prvku s nižším číslem uzlu je nutná aktivace funkce „Bends“. Následně lze nastavit správný poloměr ohybu dle jeho tvaru (3D/5D). Z důvodu volby oblouků typu B byl rovněž nastaven parametr „Fitting Thickness“, který byl doložen jako průměrná hodnota tloušťky na vnitřní a vnější straně oblouku (viz tab. 16 a příloha 1), a který vede k získání vyšší tuhosti oblouku.

**T-kusy a olety** jsou tvořeny třemi prvky s jedním společným uzlem (uzel 20 na obr. 24). Výpočet každého T-kusu i oletu si žádá aktivaci funkce „SIFs & Tees“ právě ve společném uzlu, ve kterém software doloží a aplikuje hodnoty SIFů. Funkce byla vždy aktivována u odbočky, tj. u prvku daném uzly 20–40 na obr. 24. Následně byl zvolen typ odbočky – v případě T-kusů typu B „3 – Welding“ a v případě oletů „2 – UFT (H3/H3)“, což odpovídá požadavkům EN 13480-3 a EN 10253-2.



Obr. 24 T-kus v CAESAR II

**Redukce** jsou v CAESAR II tvořeny jedním prvkem, na kterém je nutná aktivace funkce „Reducers“. Po aktivaci lze zadat průměr a jmenovitou tloušťku stěny redukovaného konce.

**Tlaková dna** byla v CAESAR II modelu simulována pouhým nastavením příslušné jmenovité tloušťky stěny na potrubním prvku o délce rovné výšce dna (rozdíl ve vyšší hmotnosti torosferického dna oproti trubce zanedbán vzhledem k celkovým rozměrům a hmotnosti celého systému), jelikož CAESAR II neumožňuje jejich přímé vymodelování

(primárním cílem výpočtu v CAESAR II není ověření tlakové odolnosti – ta byla ověřena v softwaru VVD v rámci výpočtu potrubní třídy v kap. 7.3.3).

## Armatury

Pro statický výpočet potrubního systému jsou důležitým parametrem především hmotnosti armatur, jelikož zejména u velkých DN výrazně navyšují hmotnost celého potrubí. Ta pak značně ovlivňuje výsledná napětí a v důsledku toho návrh koncepce uložení potrubí.

Ve výpočetním modelu figuruje celkem 24 armatur, z toho 20 ventilů a 4 nástřiky vody ke zchlazení přehřáté páry („desuperheater“). Všechny armatury byly přemodelovány dle nejaktuálnějších katalogových listů (v průběhu řešení došlo k několika aktualizacím v rámci projektu) a s výjimkou redukčních ventilů jsou všechny tvořeny jedním tuhým prvkem s příslušnou hmotností. Redukční ventily byly vzhledem k jejich konstrukci rozděleny na 3 tuhé prvky, přičemž jejich celková hmotnost byla přiměřeně rozložena na jednotlivé prvky dle interních zkušeností firmy AFRY CZ. Podstatné informace o armaturách jsou shrnuty v seznamu armatur níže (tab. 26).

Tab. 26 Seznam armatur

<i>KKS armatury</i>	<i>KKS trasy</i>	<i>Uzly (CAESAR II)</i>	<i>Funkce</i>	<i>Hmotnost [kg]</i>	<i>Rozměry [mm]</i>
<i>0LBA20AA010</i>	<i>0LBA20BR100</i>	<i>600-610</i>	<i>uzavírací</i>	<i>2180</i>	<i>1130</i>
<i>0LBA20AA020</i>	<i>0LBA20BR100</i>	<i>814-816</i>	<i>uzavírací</i>	<i>2180</i>	<i>1130</i>
<i>1LBA20AA310</i>	<i>1LBA20BR100</i>	<i>1480-1490</i>	<i>uzavírací</i>	<i>1520</i>	<i>1675</i>
<i>2LBA20AA310</i>	<i>2LBA20BR100</i>	<i>2990-3000</i>	<i>uzavírací</i>	<i>1520</i>	<i>1675</i>
<i>1LBA20AA320</i>	<i>1LBA20BR200</i>	<i>6870-6880</i>	<i>regulační</i>	<i>2000</i>	<i>1540</i>
<i>2LBA20AA320</i>	<i>2LBA20BR200</i>	<i>6320-6330</i>	<i>regulační</i>	<i>2000</i>	<i>1540</i>
<i>1MAN10AA010</i>	<i>1MAN10BR100</i>	<i>7380-7390</i>	<i>uzavírací</i>	<i>2180</i>	<i>1130</i>
<i>2MAN10AA010</i>	<i>2MAN10BR100</i>	<i>7120-7130</i>	<i>uzavírací</i>	<i>2180</i>	<i>1130</i>
<i>0LBA24AA010</i>	<i>0LBA24BR100</i>	<i>20510-20520</i>	<i>uzavírací</i>	<i>250</i>	<i>600</i>
<i>0LBA25AA010</i>	<i>0LBA25BR100</i>	<i>20010-20020</i>	<i>uzavírací</i>	<i>250</i>	<i>600</i>
<i>0LBA24AA020</i>	<i>0LBA24BR100</i>	<i>20530-20540</i>	<i>uzavírací</i>	<i>250</i>	<i>600</i>
<i>0LBA25AA020</i>	<i>0LBA25BR100</i>	<i>2030-2040</i>	<i>uzavírací</i>	<i>250</i>	<i>600</i>
<i>0MAN24AA010</i>	<i>0MAN24BR100</i>	<i>25280-25290</i>	<i>uzavírací</i>	<i>250</i>	<i>600</i>
<i>0MAN25AA010</i>	<i>0MAN25BR100</i>	<i>25020-25030</i>	<i>uzavírací</i>	<i>250</i>	<i>600</i>
<i>0LBA24AA340</i>	<i>0LBA24BR100</i>	<i>20770-20780</i>	<i>regulační</i>	<i>650</i>	<i>770</i>
<i>0LBA25AA340</i>	<i>0LBA25BR100</i>	<i>20270-20280</i>	<i>regulační</i>	<i>650</i>	<i>770</i>
<i>0MAN24AA410</i>	<i>0MAN24BR100</i>	<i>142000-142030</i>	<i>redukční</i>	<i>300</i>	<i>1400/320/270</i>
<i>0MAN25AA410</i>	<i>0MAN25BR100</i>	<i>141000-141030</i>	<i>redukční</i>	<i>300</i>	<i>1400/320/270</i>
<i>1MAN10AA410</i>	<i>1MAN10BR100</i>	<i>41000-41030</i>	<i>redukční</i>	<i>600</i>	<i>2200/600/280</i>
<i>2MAN10AA410</i>	<i>2MAN10BR100</i>	<i>42000-42030</i>	<i>redukční</i>	<i>600</i>	<i>2200/600/280</i>
<i>0MAN24BN010</i>	<i>0MAN24BR120</i>	<i>21395-21850</i>	<i>nástřik vody</i>	<i>190</i>	<i>800</i>
<i>0MAN25BN010</i>	<i>0MAN25BR120</i>	<i>21075-21610</i>	<i>nástřik vody</i>	<i>190</i>	<i>800</i>
<i>1MAN10BN001</i>	<i>1MAN10BR120</i>	<i>7730-8265</i>	<i>nástřik vody</i>	<i>510</i>	<i>850</i>
<i>2MAN10BN001</i>	<i>2MAN10BR120</i>	<i>8050-8260</i>	<i>nástřik vody</i>	<i>510</i>	<i>850</i>



## 7.4.2 Okrajové podmínky

Velký vliv na výpočet celého potrubního systému mají také okrajové podmínky, a to jak nevynucené vznikající v důsledku teplotní dilatace a tím způsobených deformací zařízení připojených k potrubnímu systému, tak i vynucené v podobě uložení potrubí, jejichž volbou lze ovlivnit směr dilatace, zachycení zatížení a tím také chování celého potrubního systému. Zatímco uložení představují extrémně důležitou součást výpočtu a jejich vliv na chování celého potrubního systému při zatížení byl automaticky zohledněn při všech zátěžových stavech, kterým byl potrubní systém při výpočtu podroben, vliv nevynucených podmínek byl brán v potaz pouze u zátěžových stavů OPE i EXP (viz dále), při nichž je potrubní systém zatížen zvýšenou teplotou.

### Posuvy a rotace

V místě připojení potrubní trasy 0LBA20BR100 na hrdlo turbíny (N01) byly po aktivaci funkce „Displacement“ do výpočetního uzlu 1020 v CAESAR II zadány vektory posuvů (v globálním souřadném systému) pro všechny výpočtové stavy. Veškeré hodnoty poskytl dodavatel turbíny a jsou uvedeny v tab. 27.

Tab. 27 Okrajové podmínky – turbína

Výpočtový stav	Zatížení	Uzel (CAESAR II)	$D_x$ [mm]	$D_y$ [mm]	$D_z$ [mm]
<b>Konstrukční parametry</b>	D1	1020	-5,48	-7,96	-1,83
<b>Provozní stav 1</b>	D2		-5,23	-7,60	-1,75
<b>Provozní stav 2</b>	D3		0,00	0,00	0,00
<b>Provozní stav 3</b>	D3		-5,23	-7,60	-1,75

Pozn.: Při provozním stavu č. 3 jsou posuvy od turbíny nulové – dilatace jsou zanedbány, protože je turbína vychladlá na teplotu okolí.

Stejným způsobem jako u turbíny byly definovány vektory posuvů a natočení přechodových dílů pro vypouštění páry do kondenzátoru. Dle pokynů dodavatele těchto zařízení byly okrajové podmínky definovány v místech napojení tlakových den na válcové pláště. Veškeré hodnoty posuvů a rotací pro všechny výpočtové stavy rovněž poskytl výrobce a jsou uvedeny v tab. 28.

Tab. 28 Okrajové podmínky – přechodové díly

Výpočtový stav	Zatížení	Uzel (CAESAR II)	$D_x$ [mm]	$D_y$ [mm]	$D_z$ [mm]	$R_x$ [°]	$R_y$ [°]	$R_z$ [°]
<b>Konstrukční parametry</b>	D1	8295	0,48	2,67	5,22	0,023	-0,038	0,023
		8290	1,17	1,97	11,37	0,012	-0,026	0,015
		21640	1,09	0,03	11,23	-0,002	-0,020	-0,001
		21880	1,61	-0,03	5,96	-0,001	-0,034	0,001
<b>Provozní stav 1</b>	D2	8295	-0,32	0,59	1,27	0,002	-0,035	0,014
		8290	-1,29	0,38	2,06	0,001	-0,030	0,008
		21640	-1,25	0,02	2,04	-0,002	-0,022	-0,001
		21880	-0,36	0,00	0,89	-0,001	-0,019	0,001

Provozní stav 2	D3	8295	-0,87	1,56	3,05	0,002	-0,035	0,014
		8290	-1,10	1,07	6,78	0,009	-0,030	0,008
		21640	-1,30	0,04	6,69	-0,002	-0,022	-0,001
		21880	-0,16	0,00	3,83	-0,002	-0,020	-0,001
Provozní stav 3	D4	8295	0,02	1,56	2,64	0,002	-0,034	0,013
		8290	-0,24	1,07	6,33	0,001	-0,030	0,008
		21640	-0,85	0,02	11,99	-0,002	-0,036	-0,001
		21880	0,98	-0,01	7,17	-0,001	-0,034	0,001

## Uložení

Součástí původního modelu potrubního systému z projekčního oddělení AFRY CZ bylo označení míst, ve kterých by z dispozičního hlediska (prostor, ocelová konstrukce) bylo vhodné uložení umístit. Rozmístění byla projektanty volena tak, aby (v ideálním případě) následně zvolený systém uložení poskytoval dostatečnou podporu na všech úsecích potrubí s ohledem na zatížení hmotností. Samotná volba typů uložení už plně byla v mé kompetenci.

Při prvotním návrhu koncepce uložení bylo mou snahou využívat poznatky a zkušenosti, jež jsem nabytl v průběhu mého působení na výpočtovém oddělení firmy. Jedná se např. o následující poučky:

- kluzné podpěry využívat tam, kde je nutné podepření zejména kvůli hmotnosti
- nepoužívat více než 2 tuhé závěsy za sebou (nestabilita)
- pevné body umísťovat do míst, ve kterých je žádoucí zachycení velkých sil a momentů, a kde je vhodný jejich přenos do robustní ocelové konstrukce
- využívat přirozených kompenzačních schopností navrženého potrubí
- pružné závěsy/podpěry volit dle prostorových možností
- pro uložení vertikálních úseků potrubí využívat vedení nebo pružné závěsy

Koncepce celého systému uložení pak probíhala vesměs iteračně a dílčí změny byly prováděny na základě průběžných výsledků zejména z důvodu překročení nejvyšších dovolených sil a momentů na hrdlech a nadměrného zatížení samotných uložení.

Neměnně byla volena **ukotvení** za všemi redukčními ventily, a to kvůli eliminaci přenosu vibrací vznikajících průchodem média skrze ventily do přilehlého potrubí. Na požadavek projektantů byla kotvení použita také na přívodních trasách páry 1LBA20BR100 a 2LBA20BR100 před napojením na kotel a přehřívák (ve výpočetních uzlech 1930 a 3660). Ukotvení pak omezují veškeré posuvy i rotace, zachycují veškeré síly a momenty a přenáší je do ocelové konstrukce.

**Pevné body** („FP“) byly na trasách voleny průběžně v místech, kde bylo nutné a také vhodné zachycení všech sil kvůli potřebě přeměrování dilatace a tím docíleného snížení zatížení ostatních uložení na dané trase.

**Kluzné podpěry** („SL“) byly voleny primárně kvůli eliminaci primárního napětí vznikajícího vlivem zatížení hmotností, a to vždy s koeficientem tření  $\mu = 0,3$  mezi botou a třecí destičkou (tření kov na kov), jež ovlivňuje velikost axiální a stranové síly.

**Vedení** („GUI“), ať už dvou/tří/čtyřstranná, byla využita v kombinaci s kluznými podpěrami na dlouhých úsecích, a to rovněž s koeficientem tření  $\mu = 0,3$ . Výjimku tvoří pouze třístranné vedení v uzlu 840 (trasa 0LBA20BR100), kde byla pro botu v kladném směru osy Y uvažována PTFE třecí destička se sníženým koeficientem tření  $\mu = 0,1$  pro snížení působících sil. U tohoto vedení byla navíc definována 24 mm vůle v záporném směru osy Z, po jejímž

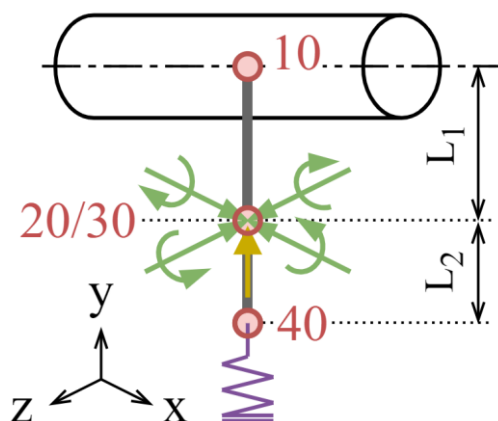
vymezení při zatížení teplotou dojde k zamezení další dilatace. Dvoustranné vedení bylo pro umožnění stranového posuvu trubek využito na vertikálních úsecích tras 1LBA20BR110 a 2LBA20BR110.

**Vzpěra** („RIG“) byla umístěna pouze do uzlu 962 (trasa 0LBA20BR100), kde zachycuje sílu působící v záporném směru osy Y vznikající v důsledku dilatace.

V místech nad vertikálními úseky tras (tzv. „stoupačkami“) byly voleny výhradně **pružné závěsy**, a to nejen z důvodu potřeby prostého uložení, ale také kvůli zachycení zatížení od dilatace ve vertikální ose. Pružné závěsy byly rovněž hojně využity při ukládání trasy 0LBA20BR100 přivádějící páru do turbíny, a to primárně za účelem snížení zatížení působících na hrdlo turbíny.

Využití **pružných podpěr** bylo pro změnu žádoucí na trasách 1MANBR110, 2MANBR110, 1MANBR120 a 2MANBR120, kde byly upřednostněny před kluznými podpěrami, při jejichž využití by při provozním zatížení docházelo k přizvednutí potrubí. Dalším důvodem pro jejich využití byla možnost ovlivnění velikosti působících zatížení správným nastavením předpětí a tuhosti pružin.

Pružné podpěry lze v CAESAR II simulovat zjednodušenou či komplexní metodou s využitím vestavěného modulu s předdefinovanými možnostmi, přičemž se lze řídit uživatelskou příručkou se současným zohledněním požadavků normy EN 13480-3 na konstrukční teploty jednotlivých komponent podpěry umístěných uvnitř či vně izolace. Ve výpočetním modelu však byly pružné podpěry simulovány uživatelsky v souladu s interními postupy AFRY CZ založenými na dlouholetých zkušenostech, a to z 2 vertikálních tuhých elementů bez hmotnosti. První element (uzly 10–20 na obr. 25) představuje botu uvnitř izolace a jeho délka  $L_1$  byla u všech podpěr nastavena na součet vnějšího poloměru trubky a poloviny tloušťky izolace. Teplota elementu odpovídá v souladu s EN 13480-3 teplotě média v potrubí (komponenta přímo spojená s potrubím). Druhý element reprezentuje plechový sloupek podpěry („spring support can“). Délka elementu  $L_2$  (30–40) byla stanovena na 1 mm a teplota rovněž totožná s teplotou média. Minimální délka druhého elementu byla volena z důvodu eliminace vlivu teplotní dilatace. Mezi primárním uložením (botou) a opěrnou deskou pružné podpěry reálně dochází k zamezení relativního posuvu mezi uzly 20-30 v záporném směru vertikální osy a vzniku třecí síly stejně jako u kluzné podpěry. Do koncového uzlu 20 prvního elementu tedy bylo přidáno zamezení pohybu (+Y) s aktivovanou funkcí „C-node“, což zajišťuje geometrické propojení s počátečním uzlem 30 druhého elementu. Základna pružných podpěr se na stanovené místo konstrukce upevňuje nehybně šrouby, a proto byl navíc tento fakt simulován zamezením posuvů v horizontálních osách (X, Z) a zamezením rotací kolem těchto os (RX, RZ) v počátečním uzlu 30 druhého elementu. Na koncovém uzlu 40 druhého elementu pak byla aktivována samotná pružina.



Obr. 25 Schéma modelu pružinové podpěry v CAESAR II

Pro získání orientačních hodnot tuhostí a teoretických předpětí (za studena) pružin u pružných závěsů i podpěr byly z počátku využity zátěžové stavy HGR (viz kap. 7.4.3), pomocí nichž CAESAR II po spuštění výpočtu automaticky definuje parametry pružin dle zvoleného výrobce (voleno „Lisega“). Tyto stavy však byly v pozdější fázi výpočtu deaktivovány, přičemž tuhosti a předpětí pružin byly definovány uživatelsky (hodnoty do CAESAR II vepsány ručně) a dále upravovány podle potřeb s ohledem na průběžné výsledky. Veškeré hodnoty obou parametrů byly voleny z katalogu „Standard Supports 2020“ výrobce LISEGA SE, z nějž mohou posléze projektanti u pružných závěsů zvolit typ 21 nebo 25 dle dispozice, u pružných podpěr pak typ 29. Seznam všech volených pružných uložení včetně jejich KKS označení, výpočetních uzlů v CAESAR II, typů, tuhostí pružin a hodnot teoretických předpětí pro jejich nastavení při instalaci je v tab. 29 níže. Po doplnění potřebných dat ze strany projektantů pak tabulka může zákazníkovi posloužit při sestavování objednávky pružných uložení od výrobce.

Tab. 29 Uložení – pružné podpěry a závěsy (LISEGA SE)

KKS uložení	Uzel (CAESAR II)	Typ (LISEGA)	$k$ [N/mm]	$F$ [kN]
0LBA20BQ001	682	závěs (typ 21/25)	133,3	14,5
0LBA20BQ005	730	závěs (typ 21/25)	133,3	33,0
0LBA20BQ006	795	závěs (typ 21/25)	266,6	25,0
0LBA20BQ009	936	závěs (typ 21/25)	266,6	14,8
0LBA20BQ010	956	závěs (typ 21/25)	88,9	17,5
0LBA20BQ012	973	závěs (typ 21/25)	33,3	10,0
1LBA20BQ011	1320	závěs (typ 21/25)	33,3	6,0
1LBA20BQ012	1360	závěs (typ 21/25)	22,2	8,5
1LBA20BQ014	6660	závěs (typ 21/25)	33,3	9,0
1LBA20BQ017	6280	závěs (typ 21/25)	33,3	4,1
2LBA20BQ009	2830	závěs (typ 21/25)	22,2	7,4
2LBA20BQ010	2870	závěs (typ 21/25)	22,2	6,1
2LBA20BQ012	6110	závěs (typ 21/25)	33,3	10,0
2LBA20BQ015	6280	závěs (typ 21/25)	66,6	6,2
0LBA24BQ001	20601	závěs (typ 21/25)	8,8	2,3
0LBA24BQ005	20730	závěs (typ 21/25)	33,3	7,9
0LBA25BQ001	20101	závěs (typ 21/25)	33,3	1,0
0LBA25BQ002	20110	závěs (typ 21/25)	8,8	2,0
0LBA25BQ005	20230	závěs (typ 21/25)	33,3	7,3
1MAN10BQ003	7693	podpěra (typ 29)	266,6	10,0
1MAN10BQ005	8278	podpěra (typ 29)	133,3	16,2
2MAN10BQ003	8020	podpěra (typ 29)	266,6	20,0
2MAN10BQ005	8273	podpěra (typ 29)	133,3	5,0
0MAN25BQ004	21620	podpěra (typ 29)	33,3	2,3
0MAN24BQ004	21860	podpěra (typ 29)	33,3	2,3

Mimo výše zmíněně typy uložení nebyly ve výpočetním modelu využity žádné další. Detailní pohledy na koncepci celého systému uložení zahrnuje příloha 2 této práce v podobě několika obrázků z prostředí CAESAR II. Kontrola zatížení jednotlivých uložení je pak provedena v kapitole 7.4.8.

### 7.4.3 Zátěžové stavy a kombinace zatížení

Pro možnost provedení výpočtu v CAESAR II byly pro všechny výpočtové stavy (konstrukční + 3 provozní viz tab. 25) definovány zátěžové stavy („load cases“) v závislosti na kombinacích působících zatížení. Z hlediska typu zatížení se jedná o trvalá zatížení při tlakové zkoušce způsobující vznik primárních napětí (HYD), trvalá zatížení při konstrukčních a provozních parametrech způsobující vznik primárních napětí (SUS), provozní zatížení způsobující vznik primárních i sekundárních napětí (OPE) a zatížení od teplotní dilatace způsobující sekundární napětí (EXP). Všechny zátěžové stavy jsou vypsány v tab. 30 pod tabulkou jsou pak vysvětleny zkratky pro jednotlivá zatížení obsažená v kombinacích. Mimo HYD, SUS, OPE a EXP se v tabulce vyskytují také softwarem automaticky předdefinované zátěžové stavy typu HGR sloužící pro automatický výběr tuhosti a teoretického předpětí pružin u pružných podpěr/závěsů (tyto stavy byly v pozdější fázi výpočtu vyloučeny).

Napětí však byla ve výpočtu vyhodnocována pouze u zátěžových stavů typu HYD, SUS a EXP (kapitola 7.4.6), poněvadž pro zátěžové stavy typu OPE norma EN 13480-3 nestanovuje kritérium, respektive dovolenou hodnotu napětí pro vyhodnocení. Tyto stavy však byly do výpočtu zahrnuty zejména kvůli výpočtům sil a momentů působících na hrdla a uložení za provozních podmínek a výsledky byly využity v kapitolách 7.4.7 a 7.4.8.

Tab. 30 Zátěžové stavy v CAESAR II

ZS	Kombinace zatížení	Typ	Popis zátěžového stavu
L1	W+H	HGR	Zátěžový stav pro automatický výběr pružin (předdefinováno)
L2	W+D1+T1+P1+H	HGR	Zátěžový stav pro automatický výběr pružin (předdefinováno)
L3	WW+HP+H	HYD	Trvalá zatížení (primární napětí) – zatížení testovacím tlakem
L4	W+P1+H	SUS	Trvalá zatížení (primární napětí) – konstrukční stav
L5	W+P2+H	SUS	Trvalá zatížení (primární napětí) – provozní stav 1
L6	W+P3+H	SUS	Trvalá zatížení (primární napětí) – provozní stav 2
L7	W+P4+H	SUS	Trvalá zatížení (primární napětí) – provozní stav 3
L8	W+D1+T1+P1+H	OPE	Provozní zatížení – konstrukční stav
L9	W+D2+T2+P2+H	OPE	Provozní zatížení – provozní stav 1
L10	W+D3+T3+P3+H	OPE	Provozní zatížení – provozní stav 2
L11	W+D4+T4+P4+H	OPE	Provozní zatížení – provozní stav 3
L12	L8-L4 (T1+D1)	EXP	Zatížení od teplotní dilatace (sekundární napětí) – konstrukční stav
L13	L9-L5 (T2+D2)	EXP	Zatížení od teplotní dilatace (sekundární napětí) – provozní stav 1
L14	L10-L6 (T3+D3)	EXP	Zatížení od teplotní dilatace (sekundární napětí) – provozní stav 2
L15	L11-L7 (T4+D4)	EXP	Zatížení od teplotní dilatace (sekundární napětí) – provozní stav 3

Jednotlivá zatížení pro kombinace zatížení představují:

W ... zatížení hmotností (mrtvé zatížení)

WW ... zatížení hmotností při hydrostatické zkoušce

WNC	... zatížení hmotností bez hmotnosti média
HP	... zatížení zkušebním (hydrostatickým) tlakem
P	... zatížení tlakem
T	... zatížení teplotou
H	... zatížení od předpětí pružin
D	... zatížení vlivem posuvů/rotací (viz 7.4.2)

Do výpočtu nebyla zahrnuta žádná příležitostná zatížení. Zatížení větrem a sněhem bylo vyloučeno z důvodu umístění celého řešeného potrubního systému v budově. Zemětřesení bylo vyloučeno na požadavek zákazníka – opodstatňujícím důvodem je velmi malá pravděpodobnost seismické aktivity v lokalitě výstavby založená na historických datech. V rámci rozsahu této DP byl cíleně proveden pouze statický a napěťový výpočet. Dynamický výpočet, jenž vyžaduje bohaté zkušenosti v oblasti pevnostních výpočtů potrubních systémů, bude pravděpodobně proveden v pozdější fázi projektu.

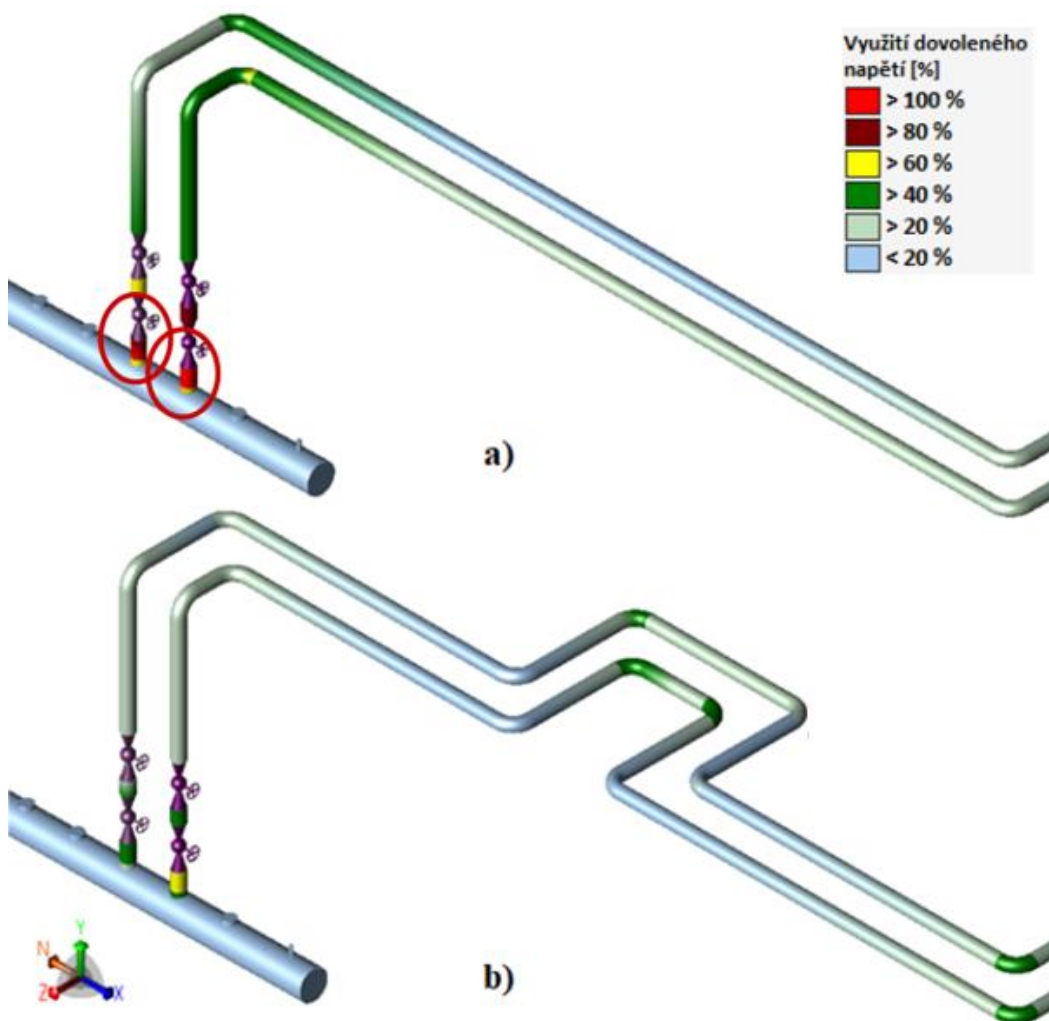
Výsledky, které byly získány výpočtem finální verze modelu (po provedení úprav viz kapitoly 7.4.4 a 7.4.5) potrubního systému v CAESAR II podrobeného zátěžovým stavům definovaným v této kapitole, jsou pak uvedeny v kapitolách 7.4.6, 7.4.7 a 7.4.8.

#### 7.4.4 Úpravy tras v důsledku překročení napětí

Na základě průběžných výsledků výpočtu původně navrženého potrubního systému bylo zjištěno, že průběhy některých tras nejsou vyhovující a bude nutné je pozměnit. Vzhledem k tomu, že je řešený potrubní systém součástí nově vznikajícího projektu, po konzultaci s projektanty bylo možné změny provádět. Veškeré změny respektují prostorové možnosti okolí potrubního systému v hale a základní pravidla projektování potrubí

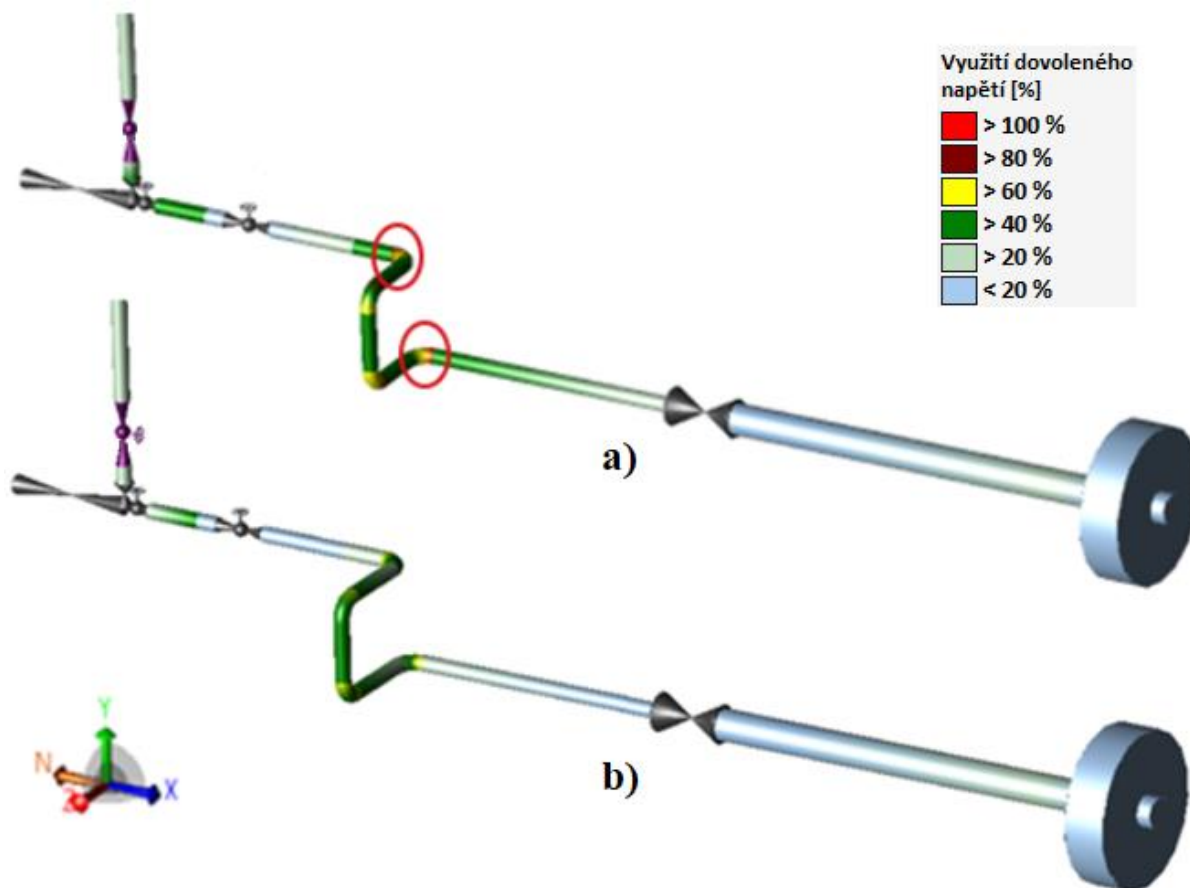
Nejdříve byly provedeny změny v modelu cíleně tak, aby nedocházelo k překročení dovolených napětí (tj. aby byla splněna kritéria pro vyhodnocení napětí viz dále v kap. 7.4.6).

V původním modelu došlo k překročení dovolených napětí u zátěžových stavů L12 (EXP) a L15 (EXP), a to hned v několika uzlech. Kritickými místy byly zejména odbočky T-kusů na děliči páry napojené na přepouštěcí stanice páry 0LBA24BR100 a 0LBA25BR100, kde bylo dovolené napětí  $f_a$  překročeno až o 34 % (uzel 82) při zátěžovém stavu L12 a o 22 % při zátěžovém stavu L15. Po zhlédnutí průběžných výsledků a vykreslení deformací bylo usouzeno, že problém nebude možné řešit vhodnějším návrhem systému uložení na těchto trasách. Příčinou překročení však byla shledána nedostatečná flexibilita, respektive kompenzační délka pro kompenzaci dilatace dlouhých horizontálních úseků přepouštěcích stanic v ose X. V návaznosti na tento předpoklad byly trasy přemodelovány a na každou trasu byl přidán 2D U-kompenzátor včetně dodatečných uložení. Velikost smyček byla volena tak, aby celková kompenzační délka mezi děličem páry a nejbližšími pevnými body (uzly 20120 a 20620) na obou trasách postačovala ke kompenzaci dilatace v ose X, a aby zároveň bylo možné smyčky uložit v místě ocelové konstrukce. Umístění smyček do roviny XZ bylo upřednostněno před umístěním do roviny XY, kde by smyčky znemožňovaly bezproblémový odtok kondenzátu z potrubí v případě jeho vzniku (vytvořil by se tzv. „pytel“). Původní a nový průběh tras včetně vyznačení kritických míst a využití dovoleného napětí jsou ilustrovány na obr. 26. Z obrázku lze jasně vidět, že úpravami bylo docíleno snížení napětí pod přípustnou mez. Navrhnuté řešení je tedy z hlediska výsledných napětí postačující.



Obr. 26 Trasy 0LBA24BR100 a 0LBA25BR100: a) původ návrh, b) nový návrh

Další kritická místa byla identifikována v uzlech oblouků tvořících kompenzační smyčku na trase 0MAN25BR110. Zde však byla dovolená napětí  $f_a$  překročena pouze o jednotky %. Evidentní příčinou byla nedostatečná kompenzační délka potrubí kompenzující dilataci v ose X. U trasy nebyly provedeny žádné razantnější změny, byla pouze prodloužena kompenzační smyčka v rovině YZ o 400 mm. Úpravou došlo ke snížení sekundárního napětí v kritických místech přibližně na 60 % hodnoty dovoleného napětí, což je opět vyhovující. Původní a prodloužená kompenzační smyčka včetně vyznačených kritických míst a využití dovoleného napětí jsou ukázány na obr. 27.



Obr. 27 Trasa 0MAN25BR110: a) původ návrh, b) nový návrh

#### 7.4.5 Úpravy tras v důsledku překročení dovolených zatížení hrdel

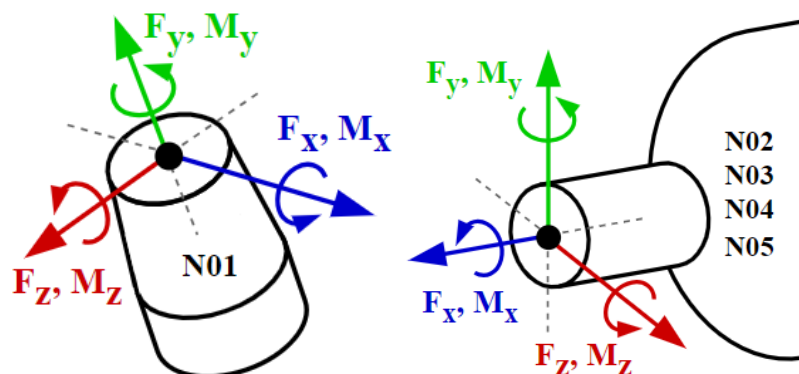
V rámci výpočtu v CAESAR II bylo ověřováno zatížení hrdel, a to na hrdle přívodu páry do parní turbíny (N01) a na hrdlech napojení turbínových by-passů a přepouštěcích stanic páry do přechodových dílů pro vypouštění páry do kondenzátoru (N02/N03 a N04/N05).

Ověření bylo realizováno tak, že v příslušných výpočetních uzlech byla aktivována funkce „Nozzle Limit Check“, zvolena porovnávací metoda „Absolute“ (ověřovány absolutní hodnoty), zvolen referenční vektor pro lokální souřadný systém hrdla (viz obr. 28) a zadány maximální dovolené síly a momenty stanovené dodavatelem zařízení, jejichž hodnoty jsou shrnuty v tab. 31. Tyto dovolené hodnoty pak byly porovnávány s průběžnými výsledky skutečných sil a momentů působících v daných výpočetních uzlech.

Tab. 31 Maximální dovolené síly a momenty na hrdla

Hrdlo	DN	KKS trasy	Uzel (CAESAR II)	$\pm F_x$ [kN]	$\pm F_y$ [kN]	$\pm F_z$ [kN]	$\pm M_x$ [kNm]	$\pm M_y$ [kNm]	$\pm M_z$ [kNm]
N01	350	0LBA20BR100	1020	14,8	11,2	10,3	9,6	11,0	30,0
N02	600	1MAN10BR120	8289	28,0	20,0	16,0	19,0	45,0	27,0
N03	600	2MAN10BR120	8283	28,0	20,0	16,0	19,0	45,0	27,0
N04	350	0MAN24BR120	21873	14,0	9,0	6,0	5,0	18,0	7,0
N05	350	0MAN25BR120	21633	140	9,0	6,0	5,0	18,0	7,0

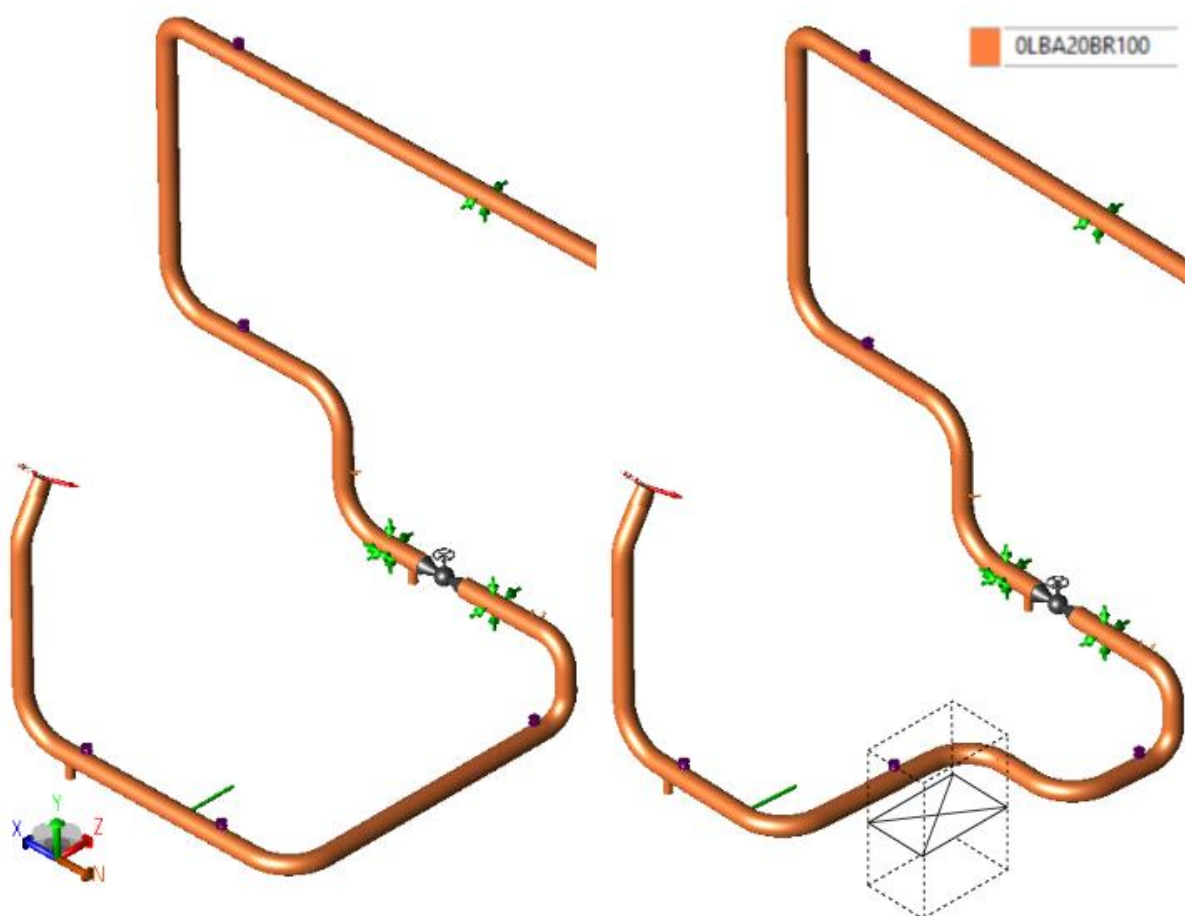




Obr. 28 Lokální souřadné systémy sil a momentů působících na hrdla

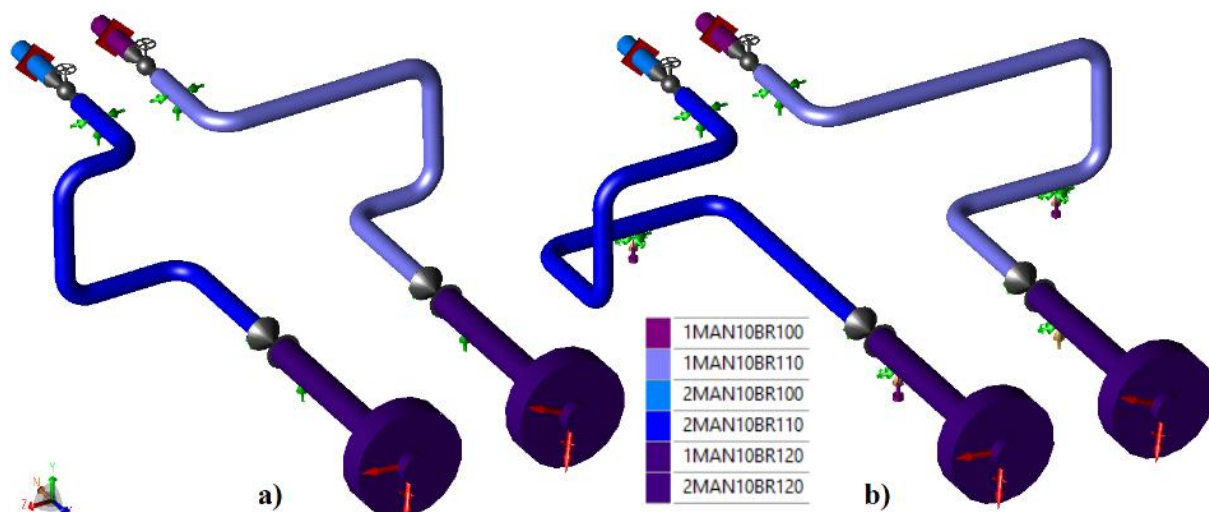
Dovolené hodnoty sil a momentů byly opakovaně překračovány, a to jak u hrdla turbíny N01 na trase 0LBA20BR100, tak u hrdel N02 a N03 přechodových dílů pro vypouštění páry do kondenzátoru DN 2400 na trasách 1MAN10BR120 a 2MAN10BR120.

Prvotní snaha o zlepšení výsledků na hrdle N01 spočívala ve změnách typů uložení. U trasy 0LBA20BR100 dle původního návrhu však nebyl v přijatelném časovém rozmezí nalezen vyhovující systém uložení, u nějž by při zátěžových stavech typu OPE výsledné hodnoty sil a momentů působících na hrdlo turbíny N01 nepřekračovaly dovolené hodnoty. Při hledání vhodné koncepce uložení byly vyzkoušeny různé typy uložení, parametry pružných závěsů a také byla přemístěna některá uložení do jiných přípustných uzlů. Ačkoliv správným nastavením pružin lze mnohdy docílit vyhovujících výsledků, v tomto případě tomu tak u řešené trasy nebylo. Důvodem byl zřejmě nešťastně navržený původní průběh trasy, který nedisponoval dostatečnou flexibilitou (zvýšená tuhost oblouků typu B). Na hrdla tak působily příliš vysoké síly i momenty, z nichž některé překračovaly dovolené hodnoty více než dvojnásobně. Po konzultaci možností řešení s projektanty tedy bylo přistoupeno k úpravě trasy. Původní průběh trasy byl navržen tak, aby se trasa vyhýbala montážní plošině znázorněné boxem v obr. 29. S nově navrženým průběhem bude nutné montážní plošinu přemístit dle prostorových možností dále v záporné směru osy X, anebo na vnitřní stranu kompenzační smyčky. Došlo také k přemístění pružného závěsu, jehož nová pozice umožnila lépe ovlivnit výsledné síly a momenty působící na hrdlo vhodným nastavením parametrů pružin. Porovnání maximálních dovolených a skutečných zatížení získaných výpočtem finálního modelu je pak obsaženo v kapitole 7.4.7.



Obr. 29 Trasa OLBA20BR100: a) původní návrh, b) nový návrh

U hrdel N02 a N03 přechodových dílů pro vypouštění páry do kondenzátoru (DN 2400) docházelo u původního modelu rovněž k překročení dovolených sil a momentů při vícero zátěžových stavech typu OPE, a to opakovaně u všech testovaných konceptů systému uložení. V případě hrdla N02 docházelo pouze k mírnému překročení momentu  $M_Y$ , u hrdla N03 byla však dovolená hodnota tohoto momentu překračována téměř 2x. Kromě  $M_Y$  byly u obou hrdel překračovány také maximální dovolené hodnoty sil  $F_X$  v ose hrdel, u hrdla N02 dokonce více než dvojnásobně. Po neúspěšném hledání řešení koncepce uložení pro získání vyhovujících výsledků byla příčinou předpokládána zejména nedostatečná kompenzační délka v ose X. Další kroky tedy vedly k výraznému prodloužení kompenzačních smyček na trasách 1MAN10BR110 a 2MAN10BR110 o 1500 mm v rovině YZ. Obě smyčky byly také nově uloženy s využitím pružných podpěr. Provedené úpravy vedly k dostatečnému snížení sil  $F_x$  působících na obě hrdla pod přípustnou hodnotu a v případě hrdla N02 také k dostatečnému snížení momentu  $M_Y$ . U hrdla N03 však pravděpodobně kvůli výrazně větším deformacím napojeného přechodového dílu (viz tab. 28) a oproti tomu nedostatečné flexibilitě potrubí docházelo k překročení dovolené hodnoty  $M_y$  i nadále. Byla tedy provedena další, tentokrát výraznější úprava kompenzační smyčky na trase 2MAN10BR110, při které byla smyčka přemodelována z rovinné do prostorové podoby. Touto finální úpravou a další optimalizací nastavení parametrů pružných podpěr bylo docíleno snížení působících zatížení pod maximální dovolené hodnoty. Provedené změny jsou ilustrovány v obr. 30 a výsledky s porovnáním výsledných zatížení u finálního modelu oproti dovoleným hodnotám pak shrnuty kapitole 7.4.7.



Obr. 30 Trasy IMANBR110 a 2MANBR110: a) původní návrh, b) nový návrh

#### 7.4.6 Vyhodnocení napětí při posuzovaných stavech (pružnostní analýza)

Součástí komplexního výpočtu potrubního systému v CAESAR II bylo vyhodnocení napětí (pružnostní analýza) při jednotlivých typech a kombinacích zatížení. Kritéria pro vyhodnocení napětí stanovuje norma EN 13480-3 (opravená verze A4 z roku 2021) v kapitole 12.3, přičemž kritérií je celkem 6 počínaje rovnicí (7.6) až po poslední kritérium dle (7.16), nebo dle alternativních rovnic uvedených v normě s využitím rovinných momentů a součinitelů koncentrace napětí) a platí vždy pro konkrétní typy zatížení a jejich kombinace [6]:

- **Suma primárních napětí  $\sigma_1$  od trvalých zatížení** – výpočtového tlaku  $p_c$ , výsledného momentu  $M_A$  od tíhy a jiných mechanických zatížení musí splňovat podmínku (7.6)

$$\sigma_1 = \frac{SIF_{QA} \cdot F_{xA}}{S_c} + \frac{0,75 \cdot SIF \cdot M_A}{W_{o,c}} \leq f_f \quad (7.6)$$

kde se  $M_A$  musí určit s použitím nejméně příznivé kombinace zatížení vlastní tíhou (včetně izolace, vestaveb a připojených zařízení), tíhou tekutiny a silou od vnitřního tlaku od neodlehčených axiálních kompenzátorů atd.), a kde:

$SIF_{QA}$  ... součinitel koncentrace napětí pro axiální síly pro trvalé zatížení (roven 1, nejsou-li k dispozici přesnější informace)

$S_c$  ... průřez zkorodované trubky (průřez zmenšený o vrstvu koroze)

$W_{o,c}$  ... kvadratický moment průřezu zkorodované trubky

$F_{xA}$  ... axiální síla od vnitřního tlaku od neodlehčených ax. kompenzátorů atd. (7.7)

$f_f$  ... dovolené namáhání pro pružnostní analýzu (7.8)

$$F_{xA} = \max \left( |F_{xS}|; \left| \frac{p_c \cdot \pi \cdot D_{i,c}}{4} + F_{xS} \right| \right) \quad (7.7)$$

$$f_f = \min (f; f_{cr}) \quad (7.8)$$

$p_c$  ... výpočtový tlak

$D_{i,c}$  ... zkorodovaný vnitřní průměr

- Suma primárních napětí  $\sigma_2$  od výpočtového tlaku  $p_c$ , výsledného momentu  $M_A$  od tíhy a jiných mechanických zatížení, výsledného momentu  $M_B$  od občasných a mimořádných zatížení musí splňovat podmínku (7.9)

$$\sigma_2 = \frac{SIF_{QA} \cdot F_X}{S_C} + \frac{0,75 \cdot SIF \cdot M_A}{W_{o,c}} + \frac{0,75 \cdot SIF \cdot M_B}{W_{o,c}} \leq k \cdot f_f \quad (7.9)$$

kde se  $M_B$  musí určit s použitím nejméně příznivé kombinace zatížení od větru, zatížení sněhem, dynamických zatížení od přepínání a seizmických zatížení, a kde:

- $F_X$  ... axiální síla z trvalého a příležitostného zatížení (rovnice pro zpětné či nezpětné zatížení uvedeny po změně A4:2021).
- $k$  ... koeficient dle délky působení zatížení v 24 h provozní periodě (přesné hodnoty definovány v normě)

- **Rozkmit sekundárního napětí  $\sigma_3$  ( $\sigma_4$ ) od výsledného momentu  $M_C$  z teplotních dilatací a střídavých zatížení (seismicita) musí splňovat podmínku (7.10) nebo (7.14)**

$$\sigma_3 = \frac{SIF_{QC} \cdot F_{xc}}{S} + \frac{SIF \cdot M_C}{W_{o,c}} \leq f_a \quad (7.10)$$

kde součin  $SIF \cdot M_C$  představuje vážený rozsah výsledného momentu v důsledku tepelné roztažnosti a střídavého zatížení, který je stanoven z největšího rozdílu mezi momenty libovolných dvou zátěžových stavů pomocí součinitelů pružnosti a součinitelů koncentrace napětí při příslušné teplotě a tlaku (rovnice je poměrně komplikovaná a je uvedena v aktuální verzi normy po změně A4:2021), a kde:

- $SIF_{QC}$  ... součinitel koncentrace napětí pro axiální síly pro střídavá zatížení (roven 1, nejsou-li k dispozici přesnější informace)
- $F_{xc}$  ... rozsah axiální síly v důsledku tepelné roztažnosti a střídavého zatížení
- $f_a$  ... dovolené namáhání pro sekundární napětí (7.11)

$$f_a = U \cdot (1,25 \cdot f_c + 0,25 \cdot f_h) \cdot \frac{E_h}{E_c} \quad (7.11)$$

- $U$  ... redukční součinitel rozkmitu napětí (dle tabulky/vzorce z normy)
- $f_c$  ... základní dovolené namáhání při minimální zátěžové teplotě kovu (7.12)
- $f_h$  ... dovolené namáhání při maximální zátěžové teplotě kovu (7.13)
- $E_c$  ... model pružnosti při minimální zátěžové teplotě kovu
- $E_h$  ... model pružnosti při maximální zátěžové teplotě kovu

$$f_c = \min\left(\frac{R_m}{3}; f\right) \quad (7.12)$$

$$f_h = \min(f_c; f; f_{cr}) \quad (7.13)$$

Pokud není splněna podmínka (7.10), musí suma napětí  $\sigma_4$  od výpočtového tlaku  $p_c$ , výsledného momentu  $M_A$  od trvalých mechanických zatížení a výsledného momentu  $M_C$  od teplotní dilatace a střídavých zatížení splňovat podmínku (7.14).

$$\sigma_4 = \sigma_1 + \sigma_3 \leq f_f + f_a \quad (7.14)$$

- Suma napětí  $\sigma_5$  při creepu musí splňovat podmínku (7.15)

$$\sigma_5 = \sigma_1 \cdot \frac{SIF_{QC} \cdot F_{xc}}{3 \cdot S} + \frac{0,75 \cdot SIF \cdot M_C}{3 \cdot W_{o,c}} \leq f_{cr} \quad (7.15)$$

- Napětí  $\sigma_6$  od výsledného momentu  $M_D$  jednoho neopakujícího se pohybu podpěry (pohyb uložení, sedání do stavby, poškození způsobem dolování) musí splňovat podmínku (7.16).

$$\sigma_6 = \frac{SIF_{QD} \cdot F_{xD}}{S} + \frac{SIF \cdot M_D}{3 \cdot S} \leq \min(2 \cdot R_{p1,0,t}, R_m) \quad (7.16)$$

$SIF_{QD}$  ... součinitel koncentrace napětí pro axiální síly od jednoho neopakujícího se pohybu podpěry (roven 1, nejsou-li k dispozici přesnější informace)

$F_{xD}$  ... rozsah axiální síly v důsledku tepelné roztažnosti a střídavého zatížení

Výsledné momenty  $M_A$ ,  $M_B$ ,  $M_C$  a  $M_D$  pro pružnostní analýzu se stanovují vektorovým součtem výsledných aplikovaných momentů působících v osách pravouhlého souřadného systému XYZ, přičemž výsledné aplikované momenty se stanovují celkovou sumou jednotlivých aplikovaných momentů.

Z důvodu vyloučení příležitostných zatížení (viz 7.4.3), vyhnutí se oblasti creepu a absence pohybů podpěr však byla pro výpočet potrubního systému v CAESAR II stěžejní pouze 2 kritéria vyznačená tučně, jelikož norma EN 13480 nestanovuje žádná kritéria pro zátěžové stavy typu OPE (důvod jejich zahrnutí do výpočtu byl již okomentován v kapitole 7.4.3). Napětí při zátěžových stavech typu HYD/SUS byla vyhodnocována podle kritéria (7.6), přičemž pro HYD byl výpočtový tlak nahrazen tlakem zkušebním (hydrostatickým), hustota média hustotou zkušebního média (vody) a výsledné napětí muselo splňovat podmínky uvedené v kapitole 5.2. Při zátěžových stavech typu EXP pak byla napětí vyhodnocována dle kritéria (7.10). Výpočtem MKP byly získány hodnoty těchto napětí ve všech výpočetních uzlech modelu a jsou dohledatelné pod označením „Code stress“ ve výpočtové zprávě (reportu) ze softwaru CAESAR II, jenž tvoří přílohu 3 této práce. V tab. 32 a tab. 33 níže jsou pak shrnuty hodnoty dovolených a výsledných napětí při jednotlivých zátěžových stavech, a to ve výpočetních uzlech, ve kterých bylo dosaženo maxim procentuálních využití příslušných dovolených napětí.

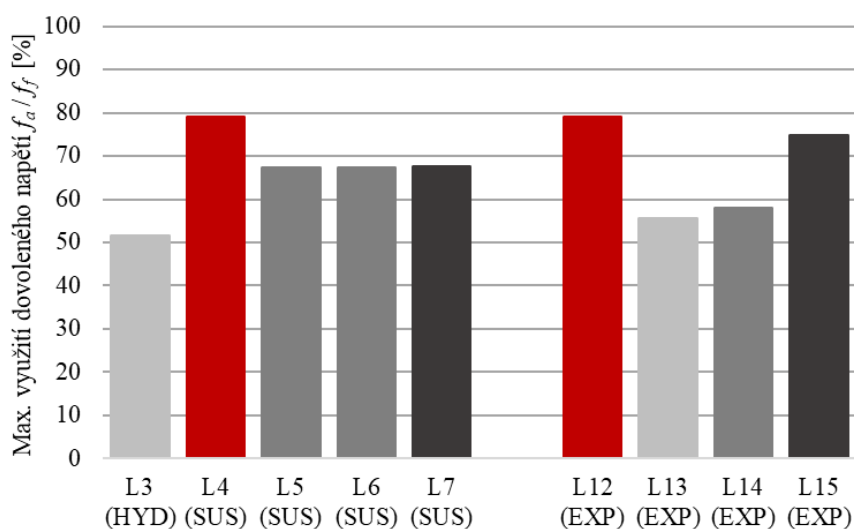
Tab. 32 Výsledky pružnostní analýzy dle EN 13480-3 – zátěžové stavy HYD/SUS

Zátěžový stav	Uzel (CAESAR II)	$f_f$ [MPa]	$\sigma_1$ [MPa]	$\sigma_1 / f_f$ [%]
L3 (HYD) WW+HP+H	25010	266,0	137,7	51,7
L4 (SUS) W+P1+H	25270	99,5	78,8	79,2
L5 (SUS) W+P2+H	200	99,5	67,0	67,4
L6 (SUS) W+P3+H	200	99,5	67,1	67,4
L7 (SUS) W+P4+H	200	99,5	67,3	67,6

Tab. 33 Výsledky pružnostní analýzy dle EN 13480-3 – zátěžové stavy EXP

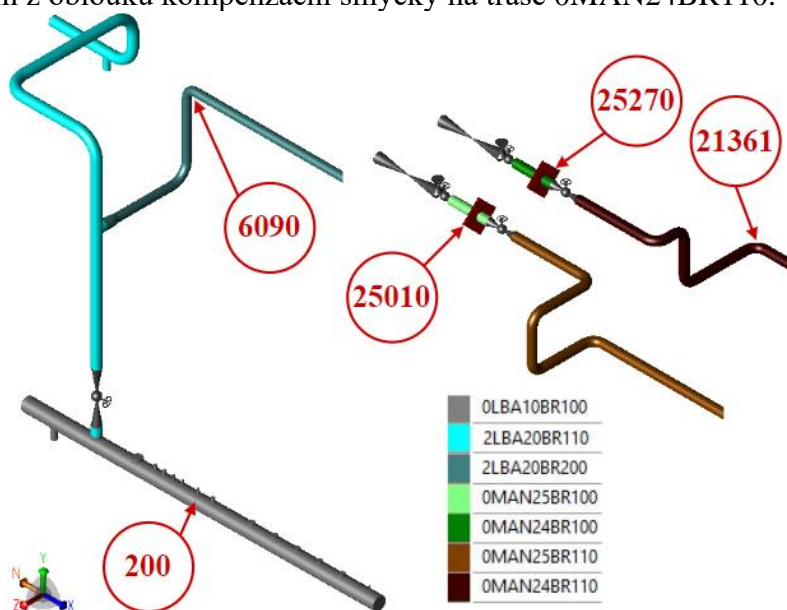
Zátěžový stav	Uzel (CAESAR II)	$f_a$ [MPa]	$\sigma_3$ ( $\sigma_4$ ) [MPa]	$\sigma_{3/4} / f_a$ [%]
L12 (EXP) L12=L8-L4	21361	249,5	197,3	79,1
L13 (EXP) L13=L9-L5	6090	235,7	130,8	55,5
L14 (EXP) L14=L10-L6	6090	235,7	136,5	57,9
L15 (EXP) L15=L11-L7	21361	254,3	190,3	74,8

Jak lze vidět z výsledků v tabulkách výše a souhrnném grafu v obr. 31, kritéria pružnostní analýzy dle EN 13480-3/A4:2021 byla při všech zátěžových stavech splněna s dostatečnou rezervou, čehož bylo docíleno především vhodným návrhem potrubních tras včetně cíleně provedených dodatečných úprav tras komentovaných a ilustrovaných v kapitole 7.4.4 a volbou vhodné koncepce systému uložení (komentováno v kapitole 7.4.2). Nelze opomenout vhodné zvolené materiály potrubí, které zvládnout odolat danému zatížení, zejména zvýšené teplotě. Nejvyšších procentuálních využití dovolených napětí  $f_f$  (SUS) a  $f_a$  (EXP) pak bylo v souladu s očekáváním dosaženo při zatížení konstrukčními procesními parametry ( $T_d, p_d$ ).



Obr. 31 Výsledky pružnostní analýzy dle EN 13480-3 – graf využití dovolených napětí

Za zmínku stojí také (u několika stavů opakující se) výpočetní uzly, ve kterých napětí dle kritérií dosahují nejvyšších hodnot. U zátěžových stavů typu SUS jsou jimi především uzel 200 nacházející se na děliči páry (0LBA10BR100) a uzly 25010 a 25270 v místech ukotvení za redukčními ventily na trasách 0MAN24BR100 a 0MAN25BR100. Pro zátěžové stavy typu EXP jsou jimi uzel 6090 na jednom z oblouků turbínového by-passu 2LBA20BR200 a uzel 21361 na jednom z oblouků kompenzační smyčky na trase 0MAN24BR110.

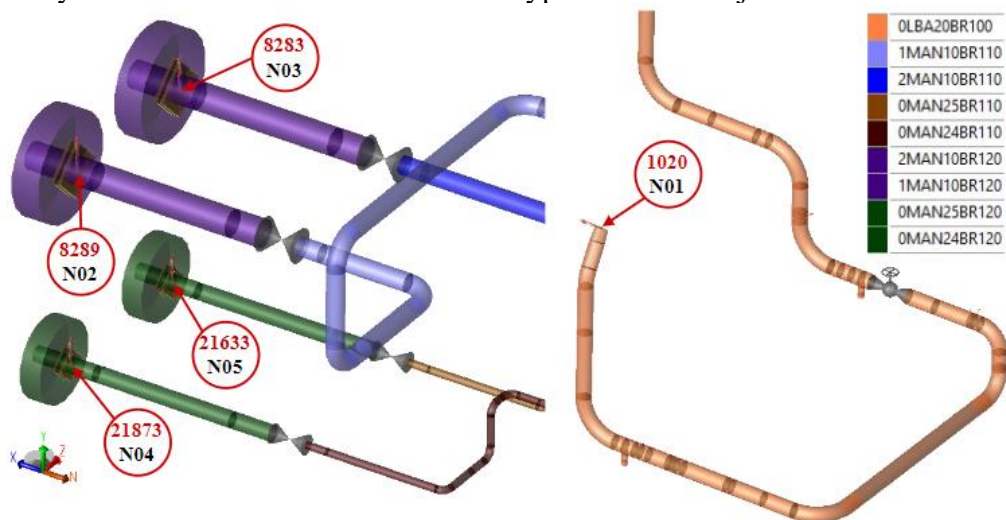


Obr. 32 Pružnostní analýza dle EN 13480-3 – uzly s nejvyššími hodnotami napětí



### 7.4.7 Zatížení hrdel

Již dříve v práci bylo avizováno, že v rámci výpočtu v CAESAR II byla u zátěžových stavů typu SUS a OPE kontrolována zatížení na hrdla. Po provedení průběžných výpočtů došlo na základě identifikace příčin nevyhovujících výsledků ke změnám průběhů několika potrubních tras včetně jejich uložení. Tyto změny byly komentovány v kapitole 7.4.4 a jsou již promítnuty do výsledků v tab. 34 až tab. 38, ve kterých jsou porovnány maximální dovolené a výsledné síly a momenty působící na jednotlivá hrdla při posuzovaných zátěžových stavech. Do tabulek bylo přidáno také maximální procentuální využití, které bylo stanoveno z podílu absolutní hodnoty maximální síly/momentu působící při daném zátěžovém stavu a souřadnicově přidružené dovolené síly/momentu. Umístění hrdel včetně výpočetního uzlu je ilustrováno v obr. 33 níže.



Obr. 33 Hrdla – výpočetní uzly

Tab. 34 Výsledky – zatížení hrdla N01 (přívod do turbíny DN 350)

<b>N01 – uzel 1020</b>	$F_x$ [kN]	$F_y$ [kN]	$F_z$ [kN]	$M_x$ [kNm]	$M_y$ [kNm]	$M_z$ [kNm]	Max. využití [%]
<b>Dovolená zatížení</b>	± 10,30	± 11,20	± 14,80	± 30,00	± 11,00	± 9,60	-
<b>Výsledná zatížení při ZS</b>							
L4 (SUS)	0,40	-10,71	-5,79	-6,07	0,87	-1,36	95,6
L5 (SUS)	0,35	-10,72	-5,77	-5,83	0,83	-1,25	95,7
L6 (SUS)	0,33	-10,76	-5,77	-5,79	0,85	-1,28	96,0
L7 (SUS)	0,35	-10,72	-5,77	-5,83	0,83	-1,25	95,7
L8 (OPE)	2,25	-6,16	-4,74	-19,66	-7,17	-3,10	65,5
L9 (OPE)	0,98	-6,76	-3,80	-13,10	-8,51	3,82	77,3
L10 (OPE)	-2,10	-10,49	-6,57	-9,00	-3,43	8,21	93,6
L11 (OPE)	0,98	-6,76	-3,80	-13,10	-8,51	3,81	77,3
<b>/MAX/</b>	<b>2,25</b>	<b>10,76</b>	<b>6,57</b>	<b>19,66</b>	<b>8,51</b>	<b>8,21</b>	<b>96,0</b>

Tab. 35 Výsledky – zatížení hrdla N02 (vstup DN 600 do přechodového dílu)

<b>N02 – uzel 8289</b>	$F_x$ [kN]	$F_y$ [kN]	$F_z$ [kN]	$M_x$ [kNm]	$M_y$ [kNm]	$M_z$ [kNm]	Max. využití [%]
<b>Dovolená zatížení</b>	± 28,00	± 20,00	± 16,00	± 19,00	± 45,00	± 27,00	-
<b>Výsledná zatížení při ZS</b>							
L4 (SUS)	7,37	1,94	-0,49	-2,54	-0,85	-7,34	27,2
L5 (SUS)	-0,69	1,49	-0,07	-2,42	-0,46	-6,69	24,8
L6 (SUS)	3,03	1,66	-0,29	-2,48	-0,70	-6,96	25,8
L7 (SUS)	-0,69	1,49	-0,07	-2,42	-0,46	-6,69	24,8
L8 (OPE)	16,45	0,30	-3,63	-16,34	-34,64	-4,29	86,0
L9 (OPE)	5,48	4,93	7,77	-4,04	43,23	-25,74	96,1
L10 (OPE)	16,05	0,62	-1,52	-14,90	-21,88	-5,69	78,4
L11 (OPE)	-1,08	1,01	-0,38	-1,38	14,66	-5,18	32,6
<b> MAX </b>	<b>16,45</b>	<b>4,93</b>	<b>7,77</b>	<b>16,34</b>	<b>43,23</b>	<b>25,74</b>	<b>96,1</b>

Tab. 36 Výsledky – zatížení hrdla N03 (vstup DN 600 do přechodového dílu)

<b>N03 – uzel 8283</b>	$F_x$ [kN]	$F_y$ [kN]	$F_z$ [kN]	$M_x$ [kNm]	$M_y$ [kNm]	$M_z$ [kNm]	Max. využití [%]
<b>Dovolená zatížení</b>	± 28,00	± 20,00	± 16,00	± 19,00	± 45,00	± 27,00	-
<b>Výsledná zatížení při ZS</b>							
L4 (SUS)	4,19	-9,91	0,41	0,58	-0,38	12,94	49,6
L5 (SUS)	1,90	-10,30	0,21	0,44	0,27	13,50	51,5
L6 (SUS)	3,93	-9,98	0,49	0,48	0,38	13,05	49,9
L7 (SUS)	1,90	-10,30	0,21	0,44	0,27	13,50	51,5
L8 (OPE)	12,78	-10,50	-7,37	6,15	-43,86	16,81	97,5
L9 (OPE)	4,43	-8,52	1,12	0,53	13,06	3,45	42,6
L10 (OPE)	12,95	-10,23	-5,27	6,33	-29,02	15,26	64,5
L11 (OPE)	2,58	-11,03	-2,08	0,57	-8,03	16,63	61,6
<b> MAX </b>	<b>12,95</b>	<b>11,03</b>	<b>7,37</b>	<b>6,33</b>	<b>43,86</b>	<b>16,81</b>	<b>97,5</b>

Tab. 37 Výsledky – zatížení hrdla N04 (přechodový díl DN 350)

<b>N04 – uzel 21873</b>	$F_x$ [kN]	$F_y$ [kN]	$F_z$ [kN]	$M_x$ [kNm]	$M_y$ [kNm]	$M_z$ [kNm]	Max. využití [%]
<b>Dovolená zatížení</b>	± 14,0	± 9,0	± 6,0	± 5,0	± 18,0	± 7,0	-
<b>Výsledná zatížení při ZS</b>							
L4 (SUS)	1,77	-1,70	-0,04	-0,21	-0,09	1,06	18,9
L5 (SUS)	0,39	-1,73	0,01	-0,25	-0,03	1,12	19,2
L6 (SUS)	0,39	-1,73	0,01	-0,25	-0,03	1,12	19,2
L7 (SUS)	1,62	-1,71	-0,02	-0,22	-0,06	1,07	19,0



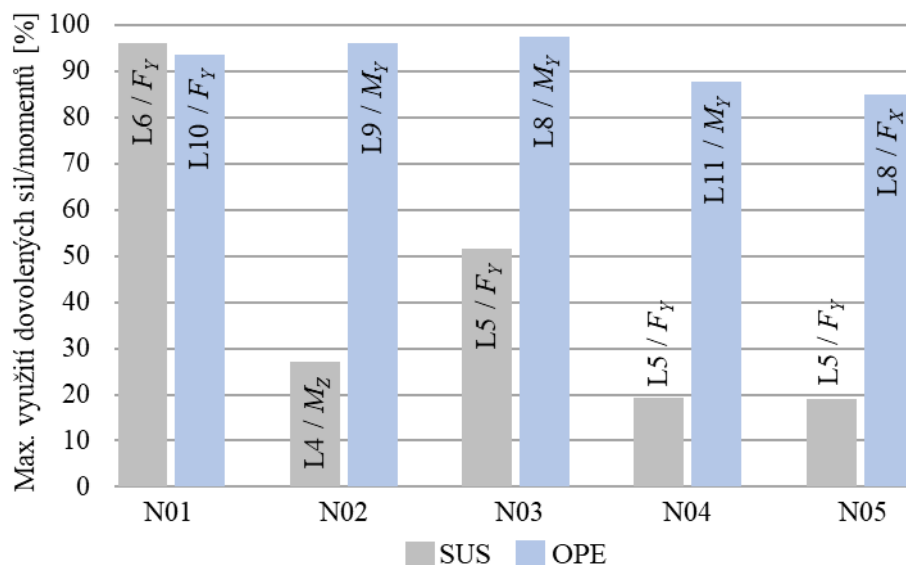
L8 (OPE)	7,64	-0,91	-2,22	0,90	-15,43	-0,89	85,7
L9 (OPE)	1,66	-1,67	0,33	-0,19	2,50	0,85	18,6
L10 (OPE)	0,59	-1,82	-1,03	-0,05	-3,83	1,46	21,3
L11 (OPE)	7,46	-0,95	-2,35	0,87	-15,80	-0,77	87,8
MAX	<b>7,64</b>	<b>1,82</b>	<b>2,35</b>	<b>0,90</b>	<b>15,80</b>	<b>1,46</b>	<b>87,8</b>

Tab. 38 Výsledky – zatížení hrdla N05 (přechodový díl DN 350)

N05 – uzel 21633	$F_x$ [kN]	$F_y$ [kN]	$F_z$ [kN]	$M_x$ [kNm]	$M_y$ [kNm]	$M_z$ [kNm]	Max. využití [%]
Dovolená zatížení	± 14,0	± 9,0	± 6,0	± 5,0	± 18,0	± 7,0	-
Výsledná zatížení při ZS							
L4 (SUS)	1,81	-1,68	0,05	0,16	0,10	1,01	18,7
L5 (SUS)	0,45	-1,72	-0,02	0,21	0,01	1,10	19,1
L6 (SUS)	0,45	-1,72	-0,02	0,21	0,01	1,10	19,1
L7 (SUS)	1,72	-1,69	0,01	0,18	0,05	1,03	18,8
L8 (OPE)	11,87	-1,24	-2,33	1,77	-12,50	0,23	84,8
L9 (OPE)	2,04	-1,76	-0,01	0,29	0,26	1,39	19,8
L10 (OPE)	1,38	-1,79	-1,37	0,40	-6,89	1,46	38,3
L11 (OPE)	11,74	-1,27	-2,12	1,75	-11,14	0,27	83,9
MAX	<b>11,87</b>	<b>1,79</b>	<b>2,33</b>	<b>1,77</b>	<b>12,50</b>	<b>1,46</b>	<b>84,8</b>

Po úpravách některých tras a také díky vhodně zvoleným uloženíům již nedošlo k překročení dovolených zatížení na žádném z hrdel. V průběhu řešení přitom bylo snahou co nejlépe optimalizovat výsledky také s ohledem na ekonomičnost řešení. V praxi to potom znamenalo zejména snahu vyhnout se použití velmi drahých vlnovcových kompenzátorů před napojením potrubí na hrdla, zbytečně nepředimenzovat velikosti kompenzačních smyček a použít co nejméně pružných uložení, která jsou dražší než běžná uložení. Faktem je, že pro dosažení přípustných zatížení působících na hrdla si řešení potrubního systému žádalo využití poměrně velkého množství pružných uložení. Jedná se však o plně akceptovatelné řešení vzhledem k tomu, že potrubní systém pro vysokotlakou páru je prakticky nejdůležitějším a nejkritičtějším potrubním systémem v celém zařízení a jakékoliv poškození hrdel není přípustné.

Maximální procentuální využití dovolených sil/momentů při zátěžových stavech typu SUS i OPE u všech kontrolovaných hrdel (včetně konkrétních zátěžových stavů a označení sil/momentů dosahujících nejvyšších hodnot) je shrnuto v grafu na obr. 34 níže. U hrdla N01 dosahovala nejvyšších hodnot síla  $F_y$  a těsně za ní moment  $M_z$ , u hrdel přechodových dílů pak především  $F_y$  a  $M_y$ , jejichž hodnoty jsou výrazně ovlivněny deformacemi přechodových dílů (hodnoty viz kapitola 7.4.2).

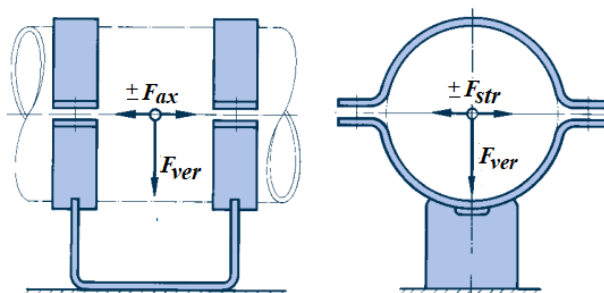


Obr. 34 Výsledky výpočtu – graf využití dovolených sil a momentů na hrdla

#### 7.4.8 Zatížení uložení

Při ukládání celého potrubního systému byla uvažována pouze uložení od výrobce LISEGA SE. Důvody k volbě jednotlivých typů uložení byly nastíněny v kapitole 7.4.2, kde je zároveň uveden také kompletní seznam pružných podpěr a závěsů včetně jejich parametrů.

Ve výpočetním modelu byly rovněž použity kluzné podpěry („SL“), vedení („GUI“) a pevné body („FP“), které jsou v praxi zkonstruovány kombinací klasických bot a dalších potřebných komponent. Právě u těchto uložení bylo nutné posoudit síly působící v příslušných výpočetních uzlech a na základě jejich velikosti zvolit konkrétní typ z katalogové nabídky. Velikosti dovolené vertikální síly  $F_{vert}$  pro rozsahy teploty, rozměrové řady a typy bot jsou uvedeny v produktovém katalogu. Dovolená síla  $F_{ax}$  v axiálním směru trubky a dovolená stranová síla  $F_{str}$  pro kluznou podpěru jsou definovány ve směrech dle obr. 35 a velikostech dle rovnice (7.17), kde  $\mu$  je součinitel tření mezi botou a třecí destičkou, který byl u všech uložení vyjma jednoho stanoven na 0,3 (standardně pro tření kov na kov). Všechny hodnoty sil byly zároveň lineárně interpolovány pro teplotu 460 °C z katalogových hodnot pro 450 °C a 500 °C.

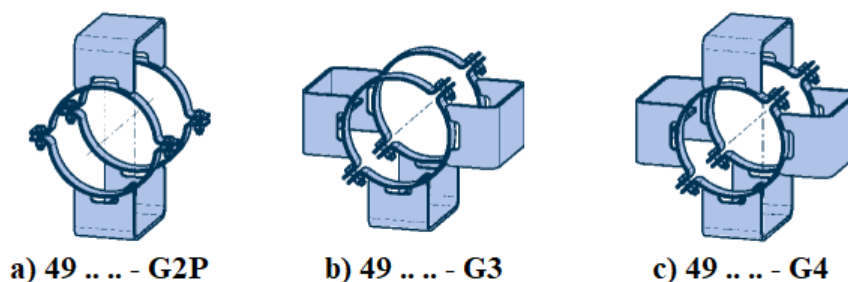


Obr. 35 Dovolené síly na boty (LISEGA SE) [10]

$$F_{str} = F_{ax} = \mu \cdot F_{ver} = 0,3 \cdot F_{ver} \quad (7.17)$$

V případě vedení, která jsou dle jejich typu konstruována ze dvou či více ocelových bot dle obr. 36, je vždy dovolená vertikální síla v lokálním souřadném systému každé připevněné boty rovna hodnotě  $F_{ver}$  (viz tab. 39). Dovolené hodnoty  $F_{ax}$  a  $F_{str}$  jsou pak určeny dle rovnice

(7.18) (stanoveno na základě pokynů výrobce uložení LISEGA SE plynoucích z interní firemní komunikace).



Obr. 36 Vedení: a) dvoustranné, b) třístranné, c) čtyřstranné (LISEGA SE) [10]

$$F_{str} = F_{ax} = 2 \cdot \mu \cdot F_{ver} = 0,6 \cdot F_{ver} \quad (7.18)$$

V

tab. 39 je seznam všech zvolených kluzných uložení včetně katalogového čísla a porovnání sil působících v uzlech jednotlivých uložení s dovolenými hodnotami. První dvojčíslí katalogového označení udává typ uložení (49 – standardní bota LISEGA SE), druhé dvojčíslí rozměrovou řadu (např. 27 pro vnější průměr trubky 273 mm) a poslední dvojčíslí pevnostní řadu – čím vyšší číslo, tím odolnější materiál boty. Cena materiálu, a tedy i samotného uložení, však zpravidla roste s vyššími mechanickými vlastnostmi/vyšším obsahem legur, a proto byly prioritně voleny boty s nejnižším posledním dvojčíslím. K volbě vyšších řad bylo přistoupeno pouze v ojedinělých případech, kdy byl nutný přenos větších sil.

Mezi výsledky v tab. 39 níže je červeně vyznačeno třístranné vedení 0LBA10BQ003 (uzel 340) na děliči páry, u nějž dochází k nadměrnému silovému zatížení ve vertikálním směru, které není možné přenést do ocelové konstrukce s využitím standardního katalogového uložení. Ze snahy o snížení výsledných sil vyplynulo, že tyto síly nelze výrazně snížit další optimalizací systému uložení. V návaznosti na toto zjištění bude nutné kontaktovat výrobce s žádostí o dodání atypu třístranného vedení vyrobeného z tlustšího plechu s vyšší únosností. Zatížení ve výpočetních uzlech všech ostatních uložení pak lze přenášet pomocí zvolených katalogových bot.

Tab. 39 Maximální dovolené a výsledné síly – kluzná uložení

KKS uložení	Uzel	Typ	Katalog. č. LISEGA	Dovolené síly			Výsledné síly		
				$\pm F_{ax}$ [kN]	$F_{ver}$ [kN]	$\pm F_{str}$ [kN]	$F_{ax}$ [kN]	$F_{ver}$ [kN]	$F_{str}$ [kN]
0LBA10BQ001	30	GUI	49 41 25 - G3	20,64	34,40	34,40	4,53	-15,09	1,52
0LBA10BQ003	340	GUI	atyp - G3	-	-	-	-41,05	-96,38	33,04
0LBA20BQ002	685	SL	49 41 25	10,32	34,40	10,32	-2,08	-18,17	-4,89
0LBA20BQ004	725	GUI	49 41 25 - G3	20,64	34,40	34,40	4,80	-15,68	11,69
0LBA20BQ008	880	GUI	49 41 25 - G4	20,64	34,40	34,40	-7,79	-25,95	11,81
0LBA24BQ002	20611	SL	49 17 25	1,66	5,52	1,66	0,58	-2,72	-0,70
0LBA24BQ004	20630	SL	49 17 25	1,66	5,52	1,66	0,68	-2,57	0,79
0LBA25BQ004	20125	SL	49 17 25	1,66	5,52	1,66	0,54	-2,78	0,81
1LBA20BQ002	2030	GUI	49 27 35 - G4	18,36	30,60	30,60	5,46	-14,46	3,67
1LBA20BQ003	2040	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	3,39	-12,60	-1,36

1LBA20BQ004	2140	GUI	49 27 25 - G4	8,28	13,80	13,80	-3,43	-12,33	1,85
1LBA20BQ005	2150	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	2,39	-8,97	-1,95
1LBA20BQ006	2190	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	-2,73	-10,27	2,42
1LBA20BQ007	2200	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	0,73	-4,00	-1,08
1LBA20BQ008	2210	SL	49 27 35	9,18	30,60	9,18	2,47	-15,36	-3,97
1LBA20BQ009	2300	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	-3,59	-12,10	1,74
1LBA20BQ013	1455	GUI	49 27 25 - G2P	4,14	13,80	8,28	1,14	3,92	-0,52
1LBA20BQ015	6745	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	-1,20	-5,36	0,71
1LBA20BQ016	6820	GUI	49 27 25 - G4	8,28	13,80	13,80	-2,43	-6,97	-1,32
2LBA20BQ002	3760	SL	49 27 35	9,18	30,60	9,18	-1,78	-14,64	-3,84
2LBA20BQ003	3860	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	-1,15	-10,72	3,09
2LBA20BQ004	3930	GUI	49 27 25 - G4	8,28	13,80	13,80	3,89	-7,73	-4,07
2LBA20BQ005	3940	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	1,44	-6,58	-1,44
2LBA20BQ006	3950	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	2,65	-13,02	-2,63
2LBA20BQ007	4040	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	-2,13	-8,98	2,00
2LBA20BQ011	2965	GUI	49 27 25 - G2P	4,14	13,80	8,28	2,49	10,06	-1,30
2LBA20BQ013	6195	SL	49 27 25	4,14	13,80	4,14	-1,46	-5,24	0,53
2LBA20BQ014	6270	GUI	49 27 25 - G4	8,28	13,80	13,80	-1,86	-5,51	2,25
0MAN24BQ002	25300	GUI	49 17 25 - G3	3,31	5,52	5,52	1,49	-4,75	1,95
0MAN24BQ003	21390	SL	49 17 35	3,24	10,80	3,24	-1,81	-6,81	-0,78
0MAN25BQ002	25040	GUI	49 17 35 - G3	6,48	10,80	10,80	3,69	-5,08	7,79
0MAN25BQ003	21070	SL	49 17 35	3,24	10,80	3,24	-2,01	-6,96	0,67
1MAN10BQ002	7400	GUI	49 41 25 - G3	20,64	34,40	34,40	8,03	-25,83	-3,06
1MAN10BQ004	7720	SL	49 41 25	10,32	34,40	10,32	-2,00	-9,29	-2,16
2MAN10BQ002	7140	GUI	49 41 25 - G3	20,64	34,40	34,40	9,84	-31,41	6,35
2MAN10BQ004	8040	SL	49 41 25	10,32	34,40	10,32	-2,79	-10,31	-0,72

V modelu byla použita také jedna vzpěra („RIG“), jejíž katalogové číslo bylo zvoleno dle potřebné délky (950 mm) a velikosti působící tahové síly.

Tab. 40 Maximální dovolené a výsledné síly – vzpěra

KKS uložení	Uzel	Typ	Katalog. č. LISEGA	Dovolené síly			Výsledné síly		
				$F_{ax}$ [kN]	$F_{ver}$ [kN]	$F_{str}$ [kN]	$F_{ax}$ [kN]	$F_{ver}$ [kN]	$F_{str}$ [kN]
0LBA20BQ011	962	RIG	39 51 04	-	-	-46,00	-0,94	-0,92	-24,91

Dále byly v modelu použity momentově volné pevné body („FP“) a ukotvení („ANC“). U momentově volných pevných bodů byly rovněž posouzeny působící síly a v závislosti na jejich velikosti navrženy katalogové typy a počty bot pro získání dostatečných dovolených sil (viz tab. 41). Pro ukotvení byly do tab. 42 pouze shrnuty hodnoty působících sil. Veškerá získaná zatížení pak budou projektanty uvažována jako vstupní zatížení pro dimenzování nosných a pomocných ocelových konstrukcí.

Tab. 41 Maximální dovolené a výsledné síly – pevné body

KKS uložení	Uzel	Typ	Katalog. č. LISEGA	Dovolené síly			Výsledné síly		
				$\pm F_{ax}$ [kN]	$F_{ver}$ [kN]	$\pm F_{str}$ [kN]	$F_{ax}$ [kN]	$F_{ver}$ [kN]	$F_{str}$ [kN]
0LBA10BQ002	200	FP	49 41 45 - G3	42,00	70,00	70,00	24,20	-66,43	-14,10
0LBA20BQ003	720	FP	49 41 25 - G3	20,64	34,40	34,40	-14,28	-24,99	-27,63
0LBA20BQ007	845	FP	49 41 35 - G3	36,12	60,20	60,20	16,19	-56,65	19,28
1LBA20BQ010	1765	FP	49 17 35 - G3	8,28	13,80	13,80	5,65	-7,38	-0,78
2LBA20BQ008	2740	FP	49 17 25 - G3	18,36	30,60	30,60	-11,14	-11,60	-6,72
0LBA24BQ003	20620	FP	49 27 25 - G3	3,31	5,52	5,52	2,56	-2,50	-1,26
0LBA25BQ003	20120	FP	49 27 35 - G3	6,48	10,80	10,80	4,53	-2,97	-1,68

Tab. 42 Výsledné síly – ukotvení

KKS uložení	Uzel	Typ	$F_x$ [kN]	$F_y$ [kN]	$F_z$ [kN]
1LBA20BQ001	1930	ANC	-5,49	-7,14	-11,30
2LBA20BQ001	3660	ANC	3,56	-5,64	-13,10
1MAN10BQ001	7110	ANC	13,82	-43,76	4,72
2MAN10BQ001	7370	ANC	22,16	-42,20	-6,05
0MAN24BQ001	25010	ANC	-2,00	-11,34	-0,71
0MAN25BQ001	25270	ANC	-7,79	-11,15	-8,17

Pro uložení celého řešeného potrubního systému bylo potom v souhrnu využito 75 různých uložení v zastoupení dle tab. 43.

Tab. 43 Zastoupení typů uložení

Typ uložení	Počet
Kluzná podpěra	21
Vedení (2/3/4)	15
Pružný závěs	19
Pružná podpěra	6
Vzpěra	1
Pevný bod	7
Ukotvení	6

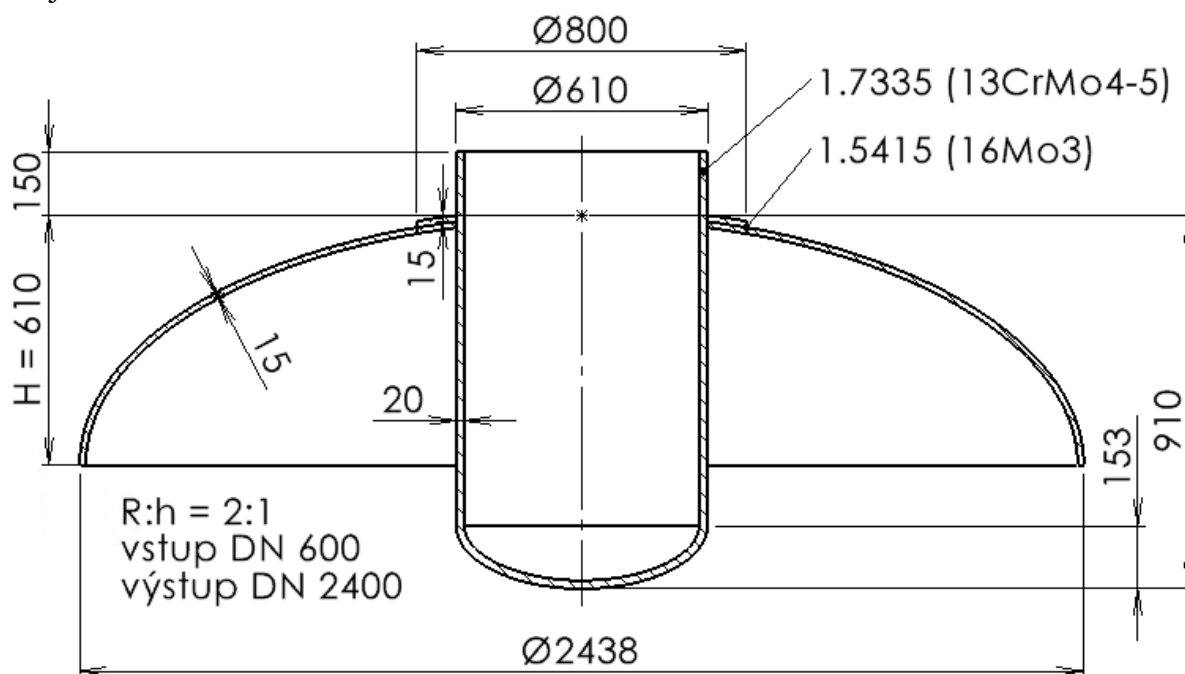
## 7.5 Pevnostní výpočet hrdla přechodové dílu

Mimo rozsah cílů diplomové práce byl s využitím softwaru PRG NozzlePRO v15.0 metodou konečných prvků proveden výpočet hrdla DN 600 u jednoho z větších přechodových dílů pro vypouštění páry do kondenzátoru s cílem kontroly výsledných napětí vznikajících působením sil a momentů při současném zatížení tlakem a působení teploty. Pro výpočet byl vybrán přechodový díl, u nějž bylo v CAESAR II kontrolováno zatížení ve výpočetním uzlu 8283, a to z důvodu, že tento uzel byl z hlediska velikosti výsledných sil a momentů nejproblematictější.

### 7.5.1 Rozměry a výpočtová síť, zatížení, materiály

#### Rozměry a výpočtová síť

Dodavatelem přechodových dílů nebyly z důvodu autorské ochrany poskytnuty veškeré geometrické parametry. Při tvorbě výpočtového modelu tedy bylo snahou respektovat známé základní rozměry a ostatní potřebné rozměry byly určeny na základě předpokladu eliptického dna s poměrem hlavní a vedlejší poloosy 2:1 (R:h). Všechny důležité rozměry jsou znázorněny ve zjednodušeném náčrtku v obr. 37 níže.



Obr. 37 Přechodový díl – rozměry

Pevnostní výpočet byl pak proveden s analyzovanými tloušťkami  $e_a$  jednotlivých komponent přechodového dílu dle tab. 44 po započítání korozního přídávku  $c_0$  a přídávku dle výrobní tolerance  $c_1$ .

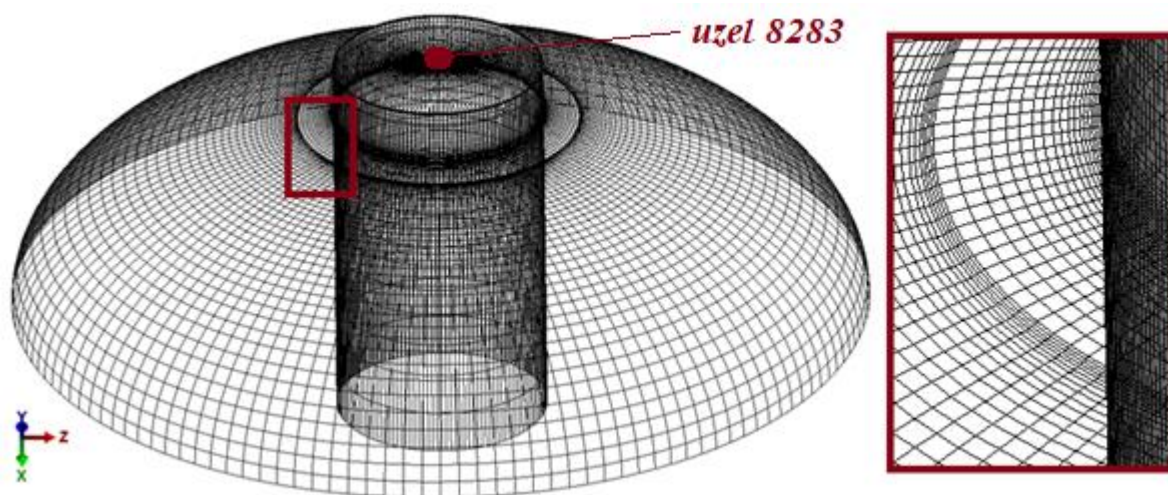
Tab. 44 Jmenovitá a analyzovaná tloušťka komponent přechodového dílu

Komponenta	$e_n$ [mm]	$c_0$ [mm]	$c_1$ [mm]	$e_a$ [mm]
Hrdlo (vnější část)	20,0	1,0	3,0	16,0
Hrdlo (vsazená část)	20,0	1,0	3,0	16,0
Eliptické dno	15,0	1,0	0,3	13,7
Výztužný límec	15,0	0,0	0,3	14,7



Pro možnost provedení výpočtu v PRG NozzlePRO musel být výpočtový skořepinový model zjednodušen. Eliptické dno DN 600 ( $R/h = 2:1$ ) na vsazené části hrdla bylo nahrazeno přímou trubkou o délce rovné výšce  $H$  eliptického dna, čímž byla snížena tuhost v blízkosti konce vsazené části hrdla. Druhé zjednodušení spočívalo v zanedbání děrování vsazené části hrdla, skrz které proniká pára a následně expanduje, a které by naopak s velkou pravděpodobností tuhost vsazené části hrdla snížilo. Vzhledem k rozměrům přechodového dílu, velikosti oblasti ovlivněné nespojitostí (otvorem pro hrdlo), poloze působišť sil a momentů a rovnosti konstrukčních tlaků na vstupní i výstupní straně, byl předpokládán nepodstatný vliv těchto zjednodušení na výsledná napětí v ovlivněné oblasti.

Pro vygenerování výpočtové sítě bylo ponecháno výchozí nastavení, tzn. nestrukturovaná síť tvořená skořepinovými prvky o 8 uzlech (typ „SHELL93“, alternativně „STIF93“ v ANSYS [30]). Jedinou výjimkou bylo zvýšení hustoty výpočtové sítě na 1,5násobek výchozího množství prvků. Na obr. 38 lze vidět výslednou automaticky vygenerovanou síť, která byla ponechána pro výpočet. Velikost ovlivněné oblasti skořepiny pak software PRG NozzlePRO stanovil při výpočtu automaticky (probarvení v obr. 40).



Obr. 38 Přechodový díl – výpočtová síť (PRG NozzlePRO)

### Zatížení

Pro celý model bylo konzervativně nastaveno zatížení konstrukčním tlakem  $p_d$  (respektive  $PS$ ) **0,3 MPa** a konstrukční teplotou  $T_d$  (respektive  $TS$ ) **144 °C**. Tato teplota byla v rámci zjednodušení uvažována jak na vnitřní, tak i na vnější straně přechodového dílu, tzn. úplné prohřátí po celé tloušťce stěny. U hrdla bylo nastaveno silové a momentové zatížení následujícím způsobem:

- Pro zátěžový stav „Weight“ byly ve všech osách konzervativně zadány nejvyšší hodnoty sil a momentů ze všech hodnot vypočítaných pro trvalá zatížení ve výpočetním uzlu 8283 v CAESAR II (zátěžové stavy typu SUS – L4 až L7 z tab. 36)
- Pro zátěžový stav „Operating“ byly ve všech osách konzervativně zadány nejvyšší hodnoty sil a momentů ze všech hodnot vypočítaných pro provozní zatížení ve výpočetním uzlu 8283 v CAESAR II (zátěžové stavy typu OPE – L8 až L11 z tab. 36)

Pozn.: Uzel 8283 v CAESAR II je vyznačen na obr. 33 či obr. 38 výše v této kapitole.

Do velikosti těchto sil i momentů je již promítnutý vliv všech okrajových podmínek, které byly nastaveny pro výpočet v CAESAR II, a také zatížení vznikajících v důsledku dilatace potrubí

a přechodového dílu. Jako okrajová podmínka v PRG NozzlePRO pak bylo nataveno vetknutí (Boundary Condition Type – „Fixed“) na vnějším okraji eliptického dna.

### Materiály

Materiál hrdla i eliptického dna byl zvolen na základě informací od dodavatele. Materiálové vlastnosti pro dané teploty pak byly získány z materiálové databáze softwaru VVD, přičemž pro výztužný límec byl uvažován stejný materiál jako pro eliptické dno DN 2400. Všechny hodnoty jsou pak shrnuty v tab. 45 níže.

Tab. 45 Přechodový díl – materiálové charakteristiky

Veličina	Hrdlo	Dno a límec	Jednotka
	DN 600	DN 2400	
	1.7335	1.5415	
$f$ (pro $R_{p1,0}$ )	169,6	167,8	MPa
$f$ (pro $R_{p1,0t}$ )	183,3	183,3	MPa
$E_h$	204,0	204,0	GPa
$\nu$	0,3	0,3	-
$\alpha$	$1,24 \cdot 10^{-5}$	$1,24 \cdot 10^{-5}$	mm/mm/°C
$R_{p1,0}$	290,0	275,0	MPa
$R_{p1,0t}$	254,3	251,7	MPa
$R_m$	440	440	MPa

### 7.5.2 Klasifikace a vyhodnocení napětí

#### Klasifikace napětí

Napětí byla klasifikována dle tab. C-2 normy EN 13445-3 (viz tab. 46). Ačkoliv je software PRG NozzlePRO přednostně určen pro výpočty dle ASME norem, pro výpočet dle kritérií EN 13445-3 postačilo v nastavení zaškrtnout zohlednění požadavků EN normy.

Tab. 46 Přechodový díl – klasifikace napětí [25]

Typ napětí	Původ napětí (kategorie)		
	Mechanická zatížení		Teplotní zatížení
	Tlak (globální)	Jiná	
Membránové napětí	$P_L$	$P_L$	$Q_m$
Ohybové napětí	$Q_b$	$P_b$ (* $Q_b$ )	$Q_b$

$P_L$  ... lokální primární membránové napětí (způsobené pouze mech. zatíženími)

$P_b$  ... primární membránové napětí (způsobené pouze mech. zatíženími)

$Q_m$  ... sekundární membránové napětí

$Q_b$  ... sekundární ohybové napětí

\* U ohybových napětí od mechanických zatížení typu „Jiná“ lze zvolit také klasifikaci do kategorie  $Q_b$ , čímž se pak připouští malé plastické deformace neovlivňující pevnost uvažované oblasti (viz poznámka <sup>5)</sup> k tabulce C-2 z normy EN 13445-3).



## Vyhodnocení napětí

Kritéria pro vyhodnocení napětí stanovuje tabulka C-3 normy EN 13445-3 viz rovnice (7.19) a (7.20) níže [25]. Napětí byla vyhodnocena pouze pro statická zatížení, únava cíleně posuzována nebyla.

$$(\sigma_{eq})_{P_L} \leq 1,5 \cdot f \quad (7.19)$$

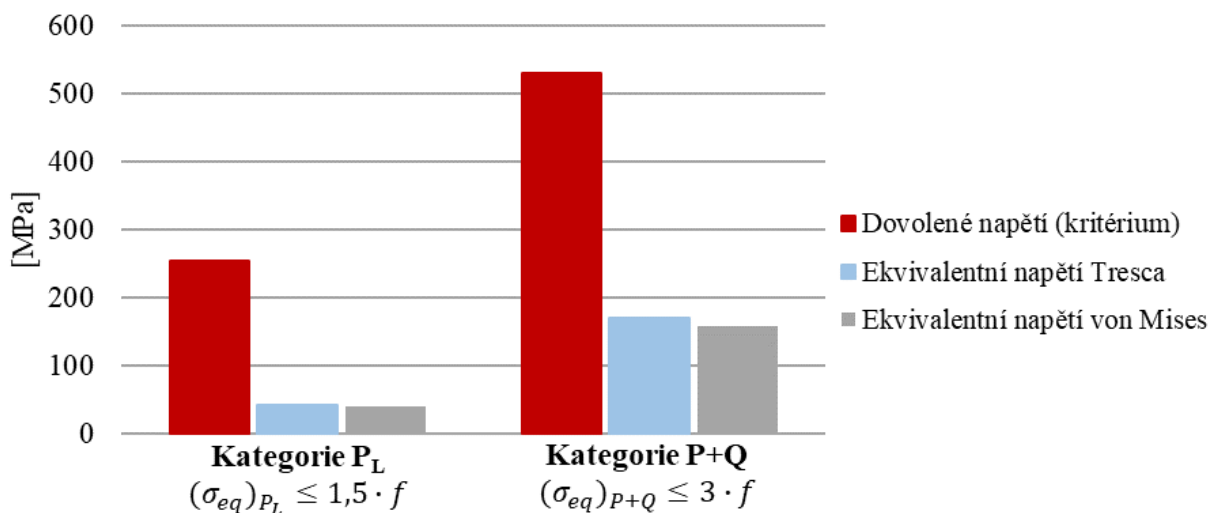
$$(\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3 \cdot f \quad (7.20)$$

$$Q = Q_m + Q_b \quad (7.21)$$

Jelikož pro výpočet ekvivalentního napětí  $\sigma_{eq}$  norma EN 13445-3 připouští použití Trescovy hypotézy plasticity i von Misesovy hypotézy, výpočet byl proveden s využitím obou hypotéz. Výsledky včetně rozdílů mezi oběma hypotézami jsou číselně shrnuty v tab. 47 a graficky ilustrovány na obr. 39.

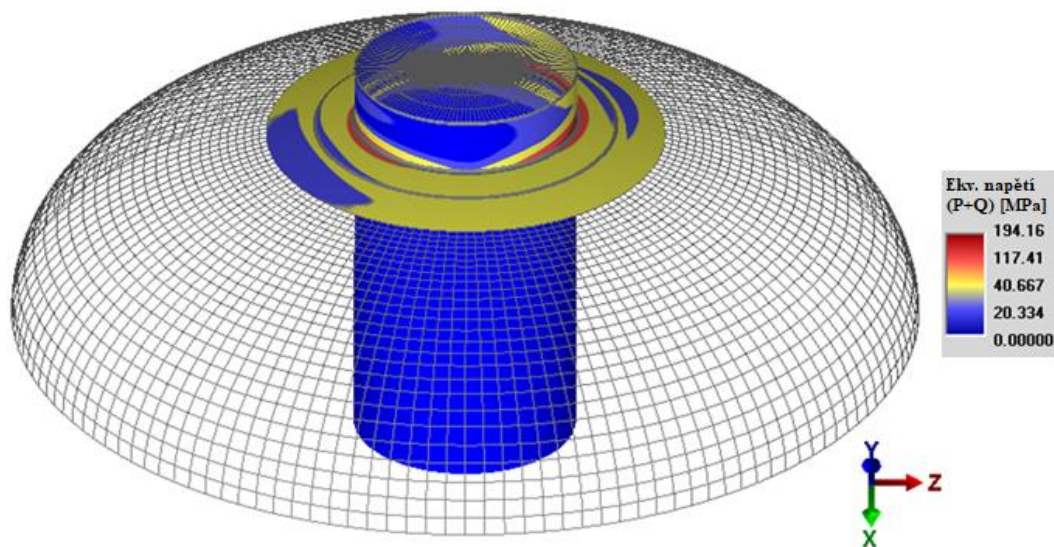
Tab. 47 Přechodový díl – vyhodnocení napětí

Veličina	Kategorie PL (7.19)	Kategorie P+Q (7.20)	Jednotka
Dovolené napětí	254,3	529,3	MPa
Ekvivalentní napětí – Tresca	41,4	170,6	MPa
Ekvivalentní napětí – von Mises	40,1	157,2	MPa
Využití dovoleného napětí – Tresca	16,3	32,2	%
Využití dovoleného napětí – von Mises	15,8	29,7	%
Rozdíl (ekvivalentní napětí / využití)	1,3 / 0,5	13,4 / 2,5	MPa / %



Obr. 39 Přechodový díl – vyhodnocení napětí

Na základě výsledků výpočtu lze konstatovat, že hodnoty dovolených sil a momentů od výrobce jsou poměrně konzervativní, a že by přechodový díl, respektive vstupní hrdlo DN 600 mělo s rezervou bezpečně odolat působícímu zatížení. Výsledné hodnoty ekvivalentních napětí také stvrzují vyšší konzervativnost výsledků při využití Trescovy hypotézy plasticity. Z pohledu výsledných ekvivalentních napětí bylo nejkritičtější místo identifikováno na hrdle v blízkosti styku s eliptickým dnem.



Obr. 40 Přechodový díl – ekvivalentní napětí  $P+Q$  (PRG NozzlePRO)

Software PRG NozzlePRO je určen přednostně pro posuzování jednotlivých spojů mezi hrdly a pláští nádob, možnosti modelování tlakových celků a uživatelského nastavení jsou tak značně omezeny. Řešení tedy vyžadovalo jistá zjednodušení výpočtového modelu, která mohla ovlivnit výsledky, pravděpodobně však v malé míře. Hodnoty zatížení byly voleny tak, aby odpovídaly nejhoršímu možnému scénáři (vždy maximální síla i moment), což by mělo vést k získání konzervativnějších výsledků. Detailnější a přesnější pevnostní analýzu by bylo možné provést např. s využitím softwaru ANSYS Workbench, to však nebylo provedeno vzhledem k vyšší uživatelské a časové náročnosti.

## ZÁVĚR

Diplomová práce se věnovala pevnostnímu a teplotně dilatačnímu výpočtu vysokotlakého parního potrubí a s tím spojenými dílčími cíli práce, kterými bylo: 1. teoretické seznámení se systémem značení KKS, 2. výpočet a tvorba potrubní třídy 3. teplotně-dilatační (pevnostní a napěťový) výpočet potrubního systému v softwaru CAESAR II včetně ověření zatížení hrdel procesních zařízení a jednotlivých uložení potrubí.

Práce jako celek přináší komplexní vhled do problematiky návrhu a pevnostních výpočtů potrubních systémů prováděných v souladu s normami/předpisy a s využitím komerčních softwarů. Obsahuje souhrn teoretických základů i praktických metodik, které mohou být přínosem pro začínající pevnostní výpočtáře potrubních systémů.

### Systém značení KKS

V rámci představení původem německého, mezinárodně užívaného systému KKS pro značení a identifikaci provozních celků, systémů a zařízení byla pozornost věnována zejména procesnímu KKS kódu pro identifikaci typu a funkce zařízení („Process Related Identification“). U tohoto typu kódu byl popsán význam jeho jednotlivých stupňů a vytvořen přehled nejběžněji užívaných označení 1. a 2. stupně kódu, se kterými se lze běžně setkat při návrhu a výpočtech potrubních systémů v energetických a teplárenských provozech. Tato kapitola byla koncipována tak, aby v budoucnu pomohla nově přichozícím zaměstnancům ke snazší orientaci v tomto systému značení a získání základního přehledu používaných označení. Rešerší bylo zjištěno, že při projektování nově vznikajících provozů je doporučeno využívat novější systém značení RDS-PP, který více reflektuje současné požadavky. Praxe je však jiná a systém KKS je i nadále hojně využíván. Zřejmým důvodem jsou dlouholeté zkušenosti a rozšířenost mezi projektanty.

### Výpočet potrubní třídy

Na základě dokumentace od zákazníka a znalosti procesních parametrů jednotlivých potrubních tras byla vypočítána a vytvořena potrubní třída. Výpočet byl proveden s využitím softwaru Visual Vessel Design pro veškeré potrubní komponenty (trubky a tvarovky) vyskytující se v řešeném potrubním systému a spočíval ve stanovení a ověření jmenovitých tloušťek stěn pro odolání výpočtovému tlaku za současného zohlednění výpočtové teploty. Jmenovité tloušťky byly stanoveny pro tvarovky typu A i B, pro další průběh práce však byly podstatné pouze výsledky pro tvarovky typu B, jenž byly dále upřednostněny dle požadavku zákazníka. Potrubní třída se všemi důležitými parametry a výsledky pak byla vyexportována do souhrnného dokumentu, který byl začleněn mezi přílohy práce (Příloha 1).

### Teplotně-dilatační výpočet potrubního systému

V softwaru CAESAR II byl proveden pevnostní a teplotně-dilatační výpočet (převážně vysokotlakého) parního potrubního systému, který je klíčovou součástí nově vznikajícího zařízení pro energetické využití odpadů. Původní výpočetní model byl převzat z projekčního oddělení společnosti AFRY CZ, z počátku však následovala jeho důkladná kontrola, oprava a doladění. To zahrnovalo zejména opravu návaznosti jednotlivých prvků, nastavení jmenovitých tloušťek stěn (dle výpočtů potrubní třídy), korozních přídávků, parametrů média a izolace, materiálů, aktivaci kontroly hrdel, okrajových podmínek, a procesních parametrů pro 4 různé výpočtové stavy (konstrukční a 3 provozní). Zvolen byl také výchozí systém uložení potrubí. V závislosti na působících kombinacích zatížení byly definovány zátěžové stavy pro výpočet, a to tak, aby mohla být vyhodnocena napětí v souladu s požadavky normy EN 13480-3. Parametry výpočetního modelu interpretované obrázky z grafického prostředí softwaru byly vloženy do Přílohy 2 k této práci.

Na základě nevyhovujících průběžných výsledků byla nejdříve pozornost věnována potrubním trasám, na nichž docházelo k překročení dovolených napětí. Ve všech případech byla příčinou problému shledána nedostatečná flexibilita tras pro kompenzaci teplotní dilatace. V návaznosti na to byly na 3 potrubních trasách provedeny cílené úpravy, které spočívaly ve zvětšení stávajících či přidání nových kompenzačních smyček. U finálního výpočtového modelu pak bylo nejvyšších využití dovolených napětí dosaženo při zatížení konstrukčními parametry, a to 79,2 % pro primární napětí od trvalých zatížení (zátěžové stavy „SUS“) a 79,1 % pro rozkmit sekundárních napětí od teplotních dilatací (zátěžové stavy „EXP“).

Následovaly další 3 úpravy potrubních tras zajišťující snížení výsledných zatížení působících na posuzovaná hrdla pod dovolené hodnoty stanovené dodavatelem zařízení při zátěžových stavech typu „SUS“ a „OPE“ (zátěžový stav pro provozní zatížení, při němž vznikají primární i sekundární napětí). U dvou tras se jednalo o výraznější změnu jejich původního návrhu, u třetí pak o výrazné prodloužení kompenzační smyčky. Nedílnou součástí k nalezení vyhovujícího řešení byla také optimalizace systému uložení, a to zejména volba vhodných parametrů pružných uložení. Dovolená zatížení hrdel byla při maximálních hodnotách sil a momentů využita takřka v plném rozsahu u všech hrdel, a to v rozmezí od 85 % do 98 %. Výpočtový report ze softwaru CAESAR II pro finální výpočtový model byl vložen do Přílohy 3 této práce.

Celý potrubní systém byl uložen s využitím 75 uložení. U kluzných uložení (podpěry, vedení) a momentově volných pevných bodů byly porovnány velikosti sil působících v příslušných výpočetních uzlech modelu s dovolenými hodnotami sil z katalogu výrobce LISEGA SE (v případě potřeby jejich navýšení byla zvolena jiná katalogová řada s vyšší únosností nebo větší počet bodů v případě pevných bodů). Bylo zjištěno, že právě u jednoho uložení na děliči páry dochází k nadměrnému zatížení vertikální silou, jejíž velikost nelze výrazně snížit dalšími přípustnými změnami potrubního systému, a pro jejíž přenos do konstrukce (v tomto případě podlahy) tedy nelze použít standardní katalogový typ uložení. Toto zjištění však v rámci celého projektu bude představovat pouze drobnou komplikaci, snadno řešitelnou žádostí výrobce o dodání atypu třístranného vedení s vyšší únosností.

### **Pevnostní výpočet hrdla přechodového dílu**

Nad rámec cílů práce byl s využitím metody konečných prvků v softwaru PRG NozzlePRO proveden ověřovací pevnostní výpočet hrdla přechodového dílu pro vypouštění páry do kondenzátoru. U hrdla bylo simulováno zatížení konstrukčním tlakem, teplotou a silami/momenty, jejichž hodnoty byly převzaty z výpočtu potrubního systému v CAESAR II a zohledňují tedy vliv všech okrajových podmínek. Výpočet ekvivalentních napětí pro kategorie napětí ( $P_L$  a  $P+Q$ ) klasifikované dle EN 13445-3 byl proveden s využitím Trescova i von Misesova kritéria a výsledné hodnoty napětí pak byly vyhodnoceny dle příslušných kritérií (výpočtový report ze softwaru je Přílohou 4 k této práci). Při použití Trescova kritéria plasticity bylo dosaženo využití dovoleného napětí z 32 %, při použití von Misesova kritéria pak z 30 %. V obou případech je výsledné zatížení přípustné a vzhledem k dostatečným rezervám do hodnot dovolených napětí lze konstatovat, že hodnoty dovolených sil/momentů poskytnuté výrobcem pro výpočet v CAESAR II jsou poměrně konzervativní. Je však třeba podotknout, že pro tvorbu výpočetního modelu nebyla k dispozici přesná geometrie přechodového dílu a zároveň bylo nutné provést jistá zjednodušení kvůli omezením softwaru PRG NozzlePRO, což může mít v konečném důsledku vliv na výsledky, dle odhadu však poměrně malý.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] SMĚRNICE EVROPSKÉHO PARLAMENTU A RADY 2014/68/EU ze dne 15. května 2014 o harmonizaci právních předpisů členských států týkajících se dodávání tlakových zařízení na trh (přepracované znění). Online. In: . Brusel, 2014. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014L0068&from=FR>. [cit. 2023-08-25].
- [2] PULLARCOT, Sunil. *Process Plant Piping: Practical Guide to Fabrication, Installation, Inspection, Testing and Commissioning*. Boca Raton: CRC Press, 2023. ISBN 9781003328124. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1201/9781003328124>.
- [3] PENG, Liang-Chuan a PENG, Tsen-Loong. *Pipe Stress Engineering*. New York: ASME Press, 2009. ISBN 9780791802854.
- [4] ONDRÁČEK, Emanuel. *Mechanika těles: pružnost a pevnost. II*. Vyd. 4., přeproc., V Akademickém nakladatelství CERM 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-3260-8.
- [5] PEKAŘ, Václav. *Jak na potrubí?: Kniha nejen o pevnostních výpočtech potrubí*. Libeznice: Medim, 2021. ISBN 978-80-87140-60-4.
- [6] ČSN EN 13480-3: *Kovová průmyslová potrubí – Část 3: Konstrukce a výpočet*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018. Dostupné z: Česká agentura pro standardizaci. [cit. 2023-08-08].
- [7] ČSN EN 10216-2: *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové účely – Technické dodací podmínky – Část 2: Trubky z nelegovaných a legovaných ocelí se stanovenými vlastnostmi při zvýšených teplotách*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020. Dostupné z: Česká agentura pro standardizaci. [cit. 2023-08-25].
- [8] ČSN EN 10216-5: *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové účely – Technické dodací podmínky – Část 5: Trubky z korozivzdorné oceli*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2021. Dostupné z: Česká agentura pro standardizaci. [cit. 2023-08-08].
- [9] ZHANG, Shulong; WANG, Qingguo a ZHOU, Wenxing. Implementation of the Tresca yield criterion in finite element analysis of burst capacity of pipelines. Online. *The International journal of pressure vessels and piping*. 2019, roč. 172, s. 180-187. ISSN 0308-0161. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2019.03.037>. [cit. 2023-09-16].
- [10] LISEGA. *Standard Supports 2020*. Online. 2015. Dostupné z: <https://www.liseqa.de/wp-content/uploads/2016/06/EN-LISEGA-Catalog-2020.pdf>. [cit. 2023-08-19].
- [11] *PSK 7301: Pipe supporting. Verification of the conformity of supports*. 4th edition. Helsinki: PSK Standards Association, 2018. [cit. 2023-08-19].
- [12] SIKLA. *Fixed Point Guidelines*. Online. Dostupné z: <https://www.sikla.co.uk/fast/600/Fixed%20Point%20Guidelines%20%20EN.pdf>. [cit. 2023-09-16].
- [13] ČSN EN 10253-2: *Potrubní tvarovky pro přivaření tupým svarem - Část 2: Nelegované a feritické oceli se stanovením požadavků pro kontrolu*. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2022. Dostupné z: Česká agentura pro standardizaci. [cit. 2023-08-08].
- [14] METALLICA METALS INDIA. *Pipe Fittings Manufacturing Process*. Online. Metallica Metals India. 10 October 2020n. 1. Dostupné z:

- <https://www.steelpipesfactory.com/pipe-fittings-manufacturing-process/>. [cit. 2023-08-07].
- [15] DETTMANN, Aaron. *The Intriguing Stresses in Pipe Bends*. Online. In: COMSOL, Inc. Blog. 2023. Dostupné z: <https://www.comsol.com/blogs/the-intriguing-stresses-in-pipe-bends/>. [cit. 2023-11-24].
- [16] *Types of Valves: Lesson 1: The Most Common Types of Actuated Valves*. Online. In: Assured Automation. Dostupné z: <https://assuredautomation.com/actuated-valve-training/types-of-valves.php>. [cit. 2023-09-21].
- [17] DRISCOLL, Ryan. *How Do Check Valves Affect Water Pressure in the Piping system?* Online. In: ValveMan. Jun 25th 2021. Dostupné z: <https://valveman.com/blog/how-do-check-valves-affect-water-pressure/>. [cit. 2023-09-21].
- [18] *Different Types of valves: Types of valves*. Online. In: Chemical Engineering World. 2019, August 24, 2022. Dostupné z: <https://chemicalengineeringworld.com/different-types-of-valves/>. [cit. 2023-09-21].
- [19] VYLMECH ENGINEERING PVT. LTD. *Safety Valves*. Online. Dostupné z: <https://vylmech.com/safety-valves/>. [cit. 2023-09-21].
- [20] *Corrugated tube expansion joints*. Online. In: HKS GMBH - INDUSTRIAL MANUFACTURER OF EXPANSION JOINTS AND HOSES. Dostupné z: <https://www.hks-kompensatoren.de/en/expansion-joints-hoses/metal-expansion-joints/corrugated-tube-expansion-joints.html>. [cit. 2023-08-28].
- [21] ČSN EN 14917: *Kovové vlnovce na dilataci tlakových zařízení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2022. Dostupné z: Česká agentura pro standardizaci. [cit. 2023-11-22].
- [22] BECHT, Chuck. *What is Bellows Pressure Thrust?* Online. In: Becht. Liberty Corner, NJ (USA), 2013, August 5, 2013. Dostupné z: <https://becht.com/becht-blog/entry/what-is-bellows-pressure-thrust/>. [cit. 2023-09-26].
- [23] ZETAMEC. *Carbon steel flanges*. Online. Dostupné z: <https://www.zetamec.com/en/flanges/carbon-steel-flanges>. [cit. 2023-09-23].
- [24] POKORNY INDUSTRIES S.R.O. *Těsnění přírubová*. Online. Dostupné z: <https://www.tesneni.cz/cs/tesneni-prirubova>. [cit. 2023-09-24].
- [25] ČSN EN 13445-3: *Netopené tlakové nádoby – Část 3: Konstrukce a výpočet*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2021. Dostupné z: Česká agentura pro standardizaci. [cit. 2023-08-08].
- [26] P.V.ENERGOSERVIS, S.R.O. *Historie kódu KKS*. Online. 2023. Dostupné z: <https://kkskod.cz/kod-kks/kks-historie/>. [cit. 2023-10-20].
- [27] VAO/KS. *LANDSNET KKS HANDBOOK*. Online. Edition 09. 2014. Dostupné z: <https://www.landsnet.is/library?itemid=7d42e706-db93-46ea-90ec-c461fd6d5fae>. [cit. 2023-10-20].
- [28] HYUNDAI ENGINEERING & CONSTRUCTION CO., LTD. *TWO(2) x 500 MW MONG DUONG 1 THERMAL POWER PLANT: PROCEDURE FOR PLANT IDENTIFICATION (KKS NUMBERING SYSTEM)*. Online. Rev. F. POŮRY. 2013. Dostupné z: <https://studylib.net/doc/25712351/procedure-for-plant-identification-kks-numbering-system>. [cit. 2023-10-20]. Document number: MD1-0-M-010-05-00001.
- [29] VALOŠEK, Daniel; JOSIEK, Jiří; BYRTUS, Martin a MILČÁK, Pavel. *Metodika konstruování v oboru (návodů do cvičení): Kapitola 1 – Technická schémata kotle*. Online. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava. Ostrava, 2007. Dostupné

z: <https://projekty.fs.vsb.cz/414/metodika-konstruovani-v-oboru.pdf>. [cit. 2023-10-20].  
Pro projekt CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414: Inovace studijních programů strojních oborů jako  
odezva na kvalitativní požadavky průmyslu.

[30] PAULIN RESEARCH GROUP. *NozzlePRO Program Manual*. Houston, Texas, 2007.

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$\dot{Q}$	Hmotnostní průtok (hmotnostní rychlost výtoku)	kg·s <sup>-1</sup>
$\sigma_{1,mem}$	Obvodové hlavní napětí (membránové)	MPa
$\sigma_1$	Suma napětí od trvalých zatížení	MPa
$\sigma_{2,mem}$	Podélné hlavní napětí (membránové)	MPa
$\sigma_2$	Suma napětí od trvalých a občasných nebo mimořádných zatížení	MPa
$\sigma_3, \sigma_4$	Rozkmit napětí od teplotní dilatace a střídavých zatížení	MPa
$\sigma_5$	Suma napětí při creepu	MPa
$\sigma_6$	Napětí od neopakujícího se pohybu podpěry	MPa
$\sigma_{eq}$	Ekvivalentní napětí	MPa
$\sigma_o$	Ohybové napětí	MPa
$A$	Nadmořská výška (zatížení sněhem)	m
$A$	Tažnost oceli	- (%)
$D$	Vnější průměr	mm
$D_i$	Vnitřní průměr	mm
$D_{i,c}$	Zkorodovaný vnitřní průměr	mm
$D_{i,L}$	Vnitřní průměr většího konce redukce se započítaným korozním přídatkem	mm
$D_{i,S}$	Vnitřní průměr menšího konce redukce se započítaným korozním přídatkem	mm
$DLF$	Dynamický součinitel zatížení	-
$D_m$	Střední průměr	mm
$DN$	Jmenovitá světlost (Diamètre Nominal)	-
$D_o$	Vnější průměr	mm
$D_X, D_Y, D_Z$	Posuvy v lokálním souřadném systému hrdla	mm
$E$	Modul pružnosti	GPa
$e$	Tloušťka stěny (v kap. 4 použito značení z EN 10253-2)	mm
$E_c$	Modul pružnosti kovu při minimální zátěžové teplotě	GPa
$E_h$	Modul pružnosti kovu při maximální zátěžové teplotě	GPa
$f$	Dovolené namáhání	MPa
$f_a$	Dovolené namáhání pro sekundární napětí	MPa
$F_{ax}, F_{vert}, F_{str}$	Síly v lokálním souřadném systému uložení	N
$f_c$	Dovolené namáhání základní pro pružnostní analýzu	MPa
$f_{cr}$	Dovolené namáhání při creepu	MPa
$F_{dr}$	Počáteční dynamická reakční síla (zatížení rázem)	N
$f_f$	Dovolené namáhání pro pružnostní analýzu	MPa
$F_r$	Trvalá reakční síla (zatížení rázem)	N



$f_{test}$	Dovolené namáhání pro konstrukční podmínky při zkušební teplotě	MPa
$F_x$	Axiální síla v potrubí (pružnostní analýza)	N
$F_X, F_Y, F_Z$	Síly v globálním souřadném systému	N
$g$	Tíhové zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$h$	Pružnostní charakteristika (EN 13480-3)	-
$L$	Délka	m
$L_0$	Počáteční délka	m
$M_A$	Moment od trvalých zatížení	Nm
$M_B$	Moment od trvalých a občasných/mimořádných zatížení	Nm
$M_C$	Moment od teplotních dilatací a střídavých zatížení	Nm
$M_D$	Moment od jednoho neopakujícího se pohybu podpěry	Nm
$M_k$	Krouticí moment	Nm
$M_o$	Ohybový moment	Nm
$M_X, M_Y, M_Z$	Momenty v souřadném systému	Nm
$N$	Normálová síla	N
$p_a$	Atmosférický tlak	MPa
$p_c$	Výpočtový tlak	MPa
$p_d$	Konstrukční tlak	MPa
$p_e$	Tlak v místě výtoku z potrubí	MPa
$p_n$	Normálový tlak	MPa
$PN$	Jmenovitý tlak (Pression Nominale)	- (bar)
$p_{op}$	Provozní tlak	MPa
$PS$	Nejvyšší dovolený tlak	MPa
$p_t$	Zkušební tlak	MPa
$r (R)$	Poloměr	m
$R_{eH}$	Horní mez kluzu	MPa
$R_{eH,t}$	Horní mez kluzu při výpočtové teplotě	MPa
$R_m$	Mez pevnosti	MPa
$R_{p0,2} / R_{p1,0}$	Smluvní mez kluzu	MPa
$R_{p0,2t} / R_{p1,0t}$	Smluvní mez kluzu při výpočtové teplotě	MPa
$R_X, R_Y, R_Z$	Rotace v lokálním souřadném systému hrdla	°
$S$	Plocha průřezu trubky	$m^2$
$S_c$	Zkorodovaná plocha průřezu trubky	$m^2$
$S_e$	Výtoková plocha průřezu	$m^2$
$Sf_{cr}$	Součinitel bezpečnosti v oblasti tečení materiálu (creep)	-
$SIF$	Součinitel intenzity napětí	-
$s_k$	Charakteristická hodnota zatížení sněhem	$N \cdot m^{-2}$
$S_{RTt}$	Střed mez pevnosti při tečení materiálu	Pa
$T$	Tloušťka stěny (značení z EN 10253-2)	mm
$T_d$	Konstrukční teplota	°C

$T_{op}$	Provozní teplota	°C
$TS$	Nejvyšší dovolená teplota	°C
$u$	Průhyb	m
$U$	Redukční součinitel rozkmitu napětí	-
$v_e$	Rychlost výtoku z potrubí	$m \cdot s^{-1}$
$W_k$	Modul průřezu v krutu	$m^3$
$W_o$	Modul průřezu v ohybu	$m^3$
$W_{o,c}$	Modul průřezu v ohybu – zkorodovaný	$m^3$
$z$	Součinitel hodnoty spoje	-
$Z$	Číslo zóny pro zatížení sněhem (národní příloha norem)	-
$\alpha$	Součinitel teplotní roztažnosti	$K^{-1}$
$\gamma$	Úhel vyznačující obecné místo na řezu obloukem	°
$\vartheta$	Poloviční vrcholový úhel kužele	°
$\mu$	Součinitel tření	-
$\nu$	Poissonův poměr	-

<b>Symbol</b>	<b>Zkratka</b>
A	Alfabetický znak
ANC	Ukotvení (Anchor)
ANSI	Americký národní institut pro standardy (American National Standards Institute)
ASME	Americký spolek strojních inženýrů (American Society of Mechanical Engineers)
CEN	Evropský výbor pro normalizaci (Comité Européen de Normalisation)
ČAS	Česká agentura pro standardizaci
ČR	Česká republika
ČSN	Česká státní norma
DBA	Návrh na základě analýzy (Design By Analysis)
DBF	Návrh na základě vzorců (Design By Formula)
DIN	Německý institut pro normy a standardizace (Deutsches Institut für Normung)
DP	Diplomová práce
EC	Eurokódy (Euro Codes)
EN	Evropská norma (European Norm)
EU	Evropská unie
EXP	Typ zátěžové stavu – zatížení v důsledku dilatace
FF	Součinitel poddajnosti (Flexibility factor)
FP	Momentově volný pevný bod (Fixed Point)
GUI	Vedení (Guide)
HGR	Typ zátěžové stavu – zatížení pro volbu parametrů pružin
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci (International Organization for Standardization)
KKS	Systém značení a identifikace (Kraftwerk-Kennzeichensystem)

LI	KKS – identifikace umístění zařízení v areálu provozu (Location Identification)
MKP	Metoda konečných prvků
N	Numerická znak
OPE	Typ zátěžové stavu – provozní zatížení
PDF	Formát souboru (Portable Document Format)
PDMS	Systém řízení návrhu závodu (Plant Design Management System)
PED	Směrnice o tlakových zařízeních (Pressure Equipment Directive)
PII	KKS – identifikace místa instalace zařízení (Point of Installation Identification )
PRG	Paulin Research Group
PRI	KKS – identifikace typu a funkce zařízení (Process Related Identification )
PTFE	Polytetrafluorethylen
RIG	Vzpěra (Rigid Strut)
SIF	Součinitel koncentrace napětí (Stress Intensification Factor)
SL	Kluzná podpěra (Sliding Support)
SUS	Typ zátěžového stavu – trvalá zatížení
USA	Spojené státy americké (United States of America)
ZEVO	Zařízení pro energetické využití odpadů
ZS	Zátěžový stav

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Graf 7 pro posouzení shody dle PED 2014/68/EU (převzato z [1]) .....	13
Obr. 2 Elementární prvek skořepiny [4] (upraveno).....	16
Obr. 3 Teplotní dilatace – banánový efekt.....	18
Obr. 4 Tahový diagram .....	19
Obr. 5 Min. smluvní meze kluz $R_{p0,2}$ při zvýšené teplotě (data [7]) .....	20
Obr. 6 Teorie porušení – Tresca a von Mises (dvouosá napjatost).....	22
Obr. 7 Klasifikace tlouštěk stěn trubek dle EN 13480-3 [6] (přepřacováno) .....	24
Obr. 8 Out-of-plane SIFy a momenty na T-kusu (PRG NozzlePRO; [6]).....	26
Obr. 9 Objímka a bota pro uložení potrubí [10] .....	28
Obr. 10 Oblouky – přídatné momenty [15].....	35
Obr. 11 Oblouky – a) 45° (typ B), b) segmentový [6][13] .....	35
Obr. 12 T-kusy se stejnými hrdly – a) typ A, b) typ B [13].....	36
Obr. 13 Redukce – a) koncentrická, b) excentrická [13] .....	36
Obr. 14 Tlakové dno [13].....	37
Obr. 15 Olety – a) weldolet, b) sweepolet [2].....	37
Obr. 16 Vybrané typy ventilů [16][17][18][19].....	39
Obr. 17 Tvarový kompenzátor – a) 2D smyčka (U-kompenzátor), b) 3D smyčka.....	40
Obr. 18 Vlnovcový kompenzátor – a) axiální, b) laterální, c) angulární [20] .....	40
Obr. 19 Deformace axiálního vlnovcového kompenzátoru (pressure thrust) .....	41
Obr. 20 Vybrané typy přírub (dle EN 1092-1)[23] .....	42
Obr. 21 KKS kód v P&ID diagramu (2. stupeň) a provozu (Teplárny Brno, a.s.) .....	50
Obr. 22 Model potrubního systému – původní návrh (CAESAR II) .....	52
Obr. 23 3D model – procesní parametry pro provozní stav 3 .....	63
Obr. 24 T-kus v CAESAR II.....	63
Obr. 25 Schéma modelu pružinové podpěry v CAESAR II .....	67
Obr. 26 Trasy 0LBA24BR100 a 0LBA25BR100: a) původ návrh, b) nový návrh .....	71
Obr. 27 Trasa 0MAN25BR110: a) původ návrh, b) nový návrh .....	72
Obr. 28 Lokální souřadné systémy sil a momentů působících na hrdla .....	73
Obr. 29 Trasa 0LBA20BR100: a) původní návrh, b) nový návrh .....	74
Obr. 30 Trasy 1MANBR110 a 2MANBR110: a) původní návrh, b) nový návrh .....	75
Obr. 31 Výsledky pružnostní analýzy dle EN 13480-3 – graf využití dovolených napětí .....	78
Obr. 32 Pružnostní analýza dle EN 13480-3 – uzly s nejvyššími hodnotami napětí.....	78
Obr. 33 Hrdla – výpočetní uzly.....	79
Obr. 34 Výsledky výpočtu – graf využití dovolených sil a momentů na hrdla .....	82
Obr. 35 Dovolené síly na boty (LISEGA SE) [10] .....	82
Obr. 36 Vedení: a) dvoustranné, b) třístranné, c) čtyřstranné (LISEGA SE) [10].....	83
Obr. 37 Přečhodový díl – rozměry .....	86
Obr. 38 Přečhodový díl – výpočtová síť (PRG NozzlePRO).....	87
Obr. 39 Přečhodový díl – vyhodnocení napětí.....	89
Obr. 40 Přečhodový díl – ekvivalentní napětí P+Q (PRG NozzlePRO).....	90

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Mech. vlastnosti vybraných ocelí pro tlakové účely při pokojové teplotě [7][8].....	20
Tab. 2 Součinitele hodnoty spoje [1].....	23
Tab. 3 Klasifikace tlouštěk stěn trubek dle EN 13480-3.....	25
Tab. 4 Základní typy uložení potrubí [10][11][12].....	30
Tab. 5 Mezní podmínky dovolených rozestupů podpěr [6].....	32
Tab. 6 Koeficienty síly větru [25].....	45
Tab. 7 Význam stupňů KKS kódů v závislosti na typu [28].....	47
Tab. 8 Struktura KKS procesního kódu (PRI) [27][29].....	48
Tab. 9 Vybraná základní KKS označení systémů (1. stupeň) [28].....	48
Tab. 10 Vybraná KKS označení agregátů (2. stupeň) [28].....	49
Tab. 11 Seznam potrubních tras.....	53
Tab. 12 Izolační materiál.....	54
Tab. 13 Parametry oplechování izolace.....	54
Tab. 14 Výpočet trubek – výsledky (VVD).....	55
Tab. 15 Výpočet oblouků typu A – výsledky (VVD).....	57
Tab. 16 Výpočet oblouků typu B – výsledky (VVD).....	57
Tab. 17 Výpočet T-kusů typu A – výsledky (VVD).....	58
Tab. 18 Výpočet T-kusů typu B – výsledky (VVD).....	58
Tab. 19 Výpočet redukcí typu A – výsledky (VVD).....	59
Tab. 20 Výpočet redukcí typu B – výsledky (VVD).....	59
Tab. 21 Výpočet tlakových den (typ B) – výsledky (VVD).....	60
Tab. 22 Kontrolní výpočet oletů – výsledky (VVD).....	60
Tab. 23 Výpočet zkušebních tlaků – výsledky (VVD).....	61
Tab. 24 Hustota páry.....	62
Tab. 25 Provozní stavy.....	62
Tab. 26 Seznam armatur.....	64
Tab. 27 Okrajové podmínky – turbína.....	65
Tab. 28 Okrajové podmínky – přechodové díly.....	65
Tab. 29 Uložení – pružné podpěry a závěsy (LISEGA SE).....	68
Tab. 30 Zátěžové stavy v CAESAR II.....	69
Tab. 31 Maximální dovolené síly a momenty na hrdla.....	72
Tab. 32 Výsledky pružnostní analýzy dle EN 13480-3 – zátěžové stavy HYD/SUS.....	77
Tab. 33 Výsledky pružnostní analýzy dle EN 13480-3 – zátěžové stavy EXP.....	77
Tab. 34 Výsledky – zatížení hrdla N01 (přívod do turbíny DN 350).....	79
Tab. 35 Výsledky – zatížení hrdla N02 (vstup DN 600 do přechodového dílu).....	80
Tab. 36 Výsledky – zatížení hrdla N03 (vstup DN 600 do přechodového dílu).....	80
Tab. 37 Výsledky – zatížení hrdla N04 (přechodový díl DN 350).....	80
Tab. 38 Výsledky – zatížení hrdla N05 (přechodový díl DN 350).....	81
Tab. 39 Maximální dovolené a výsledné síly – kluzná uložení.....	83
Tab. 40 Maximální dovolené a výsledné síly – vzpěra.....	84
Tab. 41 Maximální dovolené a výsledné síly – pevné body.....	85
Tab. 42 Výsledné síly – ukotvení.....	85
Tab. 43 Zastoupení typů uložení.....	85
Tab. 44 Jmenovitá a analyzovaná tloušťka komponent přechodového dílu.....	86
Tab. 45 Přechodový díl – materiálové charakteristiky.....	88
Tab. 46 Přechodový díl – klasifikace napětí [25].....	88
Tab. 47 Přechodový díl – vyhodnocení napětí.....	89

## **SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha 1: Potrubní třída

Příloha 2: Parametry modelu (CAESAR II)

Příloha 3: Report z CAESAR II

Příloha 4: Report z PRG NozzlePRO