

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B0715A270013 – Strojní inženýrství
Studijní specializace: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**Návrh potrubí provozovaného v rozsahu meze tečení, teplotně
dilatační výpočet**

Autor: Anna MRÁZOVÁ
Vedoucí práce: Ing. Vladimír KŘENEK

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Anna MRÁZOVÁ**
Osobní číslo: **S19B0399P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Stavba energetických strojů a zařízení**
Téma práce: **Návrh potrubí provozovaného v rozsahu meze tečení, teplotně dilatační výpočet**
Zadávající katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Zásady pro vypracování

1. Navrhněte trasu parovodu o následujících návrhových parametrech: $T = 460\text{ °C}$, $p = 60\text{ bar}$.
2. Vypracujte rešerši různých metodik pevnostních výpočtů.
3. Proveďte pevnostní výpočet použitých potrubních komponent.
4. Navrhněte potrubní trasu v software E3D.
5. Pro zadanou potrubní trasu proveďte tepelně dilatační výpočet.
6. Proveďte posouzení navrženého řešení pro dvě varianty materiálového provedení.

Rozsah bakalářské práce: **30 – 40 stran**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- Manuál E3D
- Manuál výpočtového programu Caesar II
- ČSN EN 13480, Kovová průmyslová potrubí. Český normalizační institut, 2003
- ČSN 13010 1, Bezpečnostní technika. Potrubí pro páru a horkou vodu. Všeobecné požadavky na projektování. Úřad pro normalizaci a měření, 1984
- AD 2000-Merkblatt, Safety devices against excess pressure
- ASME B31.1, Power piping
- Mikula, Julius: Potrubí a armatury, Praha SNTL 1974
- Miroslav Sazima, Vladimír Kmoníček, Jiř Schneller a kolektiv: Teplo-technický průvodce

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Vladimír Křenek**
Katedra energetických strojů a zařízení

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Jan Beránek**
AFRY CZ s.r.o.

Datum zadání bakalářské práce: **31. října 2022**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. května 2023**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

Doc. Ing. Václav Dostál, Sc.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 31. října 2022

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Mrázová	Jméno Anna	
STUDIJNÍ PROGRAM	B0715A270013 Strojní inženýrství		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Křenek	Jméno Vladimír	
PRACOVNÍŠTĚ	ZČU - FST – KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh potrubí v rozsahu meze tečení, teplotně dilatační výpočet		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2023
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	51	TEXTOVÁ ČÁST	30	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Úkolem této bakalářské práce je návrh parovodu v E3D podle daných parametrů páry, poté vybrat dva materiály a následně posoudit, která materiálová varianta je vhodnější. Součástí práce jsou i pevnostní výpočty komponent ve VVD a napěťová analýza s teplotně dilatačním výpočtem v CAESAR II.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Parovodní potrubí, ocel, návrh, E3D, pevnostní analýza, VVD, napěťová analýza, teplotně dilatační výpočet, CAESAR II</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Mrázová	Name Anna	
STUDY PROGRAMME	B0715A270013 Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Křenek	Name Vladimír	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of pipelines operating in the creep limit range, thermal expansion calculation		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKE	SUBMITTED IN	2023
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	51	TEXT PART	30	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The task of this bachelor thesis is to design a steam pipeline in E3D according to the given steam parameters, then select two materials and then assess which material option is more suitable. The thesis also includes strength calculations of the components in VVD and stress analysis with thermal expansion calculation in CAESAR II.
KEY WORDS	Steam piping, steel, design, E3D, strength analysis, VVD, stress analysis, thermal expansion calculation, CAESAR II

Poděkování

Ráda bych chtěla poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Vladimíru Křenkovi, konzultantovi Ing. Janu Beránkovi, Ing. Jiřímu Kocábovi a Ing. Michalu Fridrovskému za pomoc a vřelý přístup v průběhu tvorby této práce.

Poděkování patří i celému kolektivu firmy AFRY CZ za poskytnutí zadání práce, příjemného zázemí a licencí na potřebné programy k řešení této bakalářské práce.

Obsah

Seznam obrázků	3
Seznam tabulek	3
1 Úvod.....	4
2 Návrh potrubí	4
2.1 Potrubní komponenty	4
2.1.1 Trubky	4
2.1.2 Potrubní spoje	5
2.1.3 Tvarovky.....	5
2.1.4 Kompenzátory.....	5
2.1.5 Armatury.....	5
2.1.6 Tepelná izolace a ochranné nátěry	6
2.1.7 Uložení potrubí	6
2.2 Normy.....	7
2.3 Návrhové softwary	7
2.4 Základní parametry pro návrh potrubí.....	7
3 Creep.....	8
3.1 Creepové stádia.....	9
3.2 Creep na mikrostrukturální úrovni	9
3.3 Creep na makrostrukturální úrovni	10
3.4 Prevence proti creepu	11
4 Pevnostní výpočty.....	12
4.1 Metoda na základě vzorců	12
4.2 Metoda na základě analýzy.....	13
4.2.1 Přímý způsob	13
4.2.2 Metoda na kategorizaci napětí	13
4.3 Metoda konečných prvků	14
4.3.1 Prvky	14
4.3.2 Softwary.....	14
5 Praktická část.....	15
5.1 Popis parovodního potrubí.....	15
5.2 Stanovení DN.....	15
5.3 Výběr materiálu.....	16
5.4 Určení tlakové třídy a tloušťky potrubí	16
5.5 Pevnostní výpočet komponenty	18

5.5.1	Koleno	18
5.5.2	T-tvarovka.....	19
5.6	Dispozice v E3D	20
5.7	Výpočetní model v CAESAR II.....	22
5.7.1	Výpočetní stavy zatížení.....	23
5.7.2	Analýza namáhání na připojená zařízení.....	26
6	Zhodnocení výsledků a porovnání materiálů	26
6.1	Pevnostní výpočty komponent.....	26
6.2	Výpočetní stavy z CAESAR II	26
6.2.1	HYD	26
6.2.2	SUS.....	26
6.2.3	EXP	27
6.2.4	CRP	28
6.3	Zatěžující účinky hrdla turbíny	28
6.4	Výběr materiálu.....	29
7	Závěr	30
	Seznam použitých zdrojů.....	31
	PŘÍLOHA č. 1.....	i
	PŘÍLOHA č. 2.....	x

Seznam obrázků

Obr. 1 Creepová stádia	9
Obr. 2 Nabarro Herring a Cobleho creep.....	10
Obr. 3 Rozměry kolene.....	18
Obr. 4 T-kus	19
Obr. 5 Detail potrubního systému	21
Obr. 6 Model potrubního systému v E3D.....	22
Obr. 7 Kritická část potrubní trasy	24
Obr. 8 Výstup výpočtu na creepový zatěžující stav pro 16Mo3	25
Obr. 9 Výsledky HYD pro 10CrMo9-10.....	26
Obr. 10 Výsledky HYD pro 16Mo3	26
Obr. 11 Výsledky SUS pro 16Mo3	27
Obr. 12 Výsledky SUS pro 10CrMo9-10	27
Obr. 13 Výsledky EXP pro 10CrMo9-10	27
Obr. 14 Výsledky EXP pro 16Mo3	27
Obr. 16 Výsledky CRP pro 10CrMo9-10	28
Obr. 15 Výsledky CRP pro 16Mo3	28

Seznam tabulek

Tab. 1 Analýza zatížení hrdla turbíny	29
---	----

1 Úvod

Úkolem této bakalářské práce bude navrhnout potrubní trasu o zadaných parametrech páry pro dva různé materiály. Parovodní systém povede od parního kotle do turbíny o parametrech stanovených jejím výrobcem. Praktické části bude nejprve přecházet teoretická rešerše o potrubních systémech, pevnostních výpočtech a softwarech sloužící k projektování potrubí a o tečení materiálu, neboli creepu.

Design tohoto potrubního systému bude proveden v programu E3D. Dalším úkolem této práce bude provést pevnostní výpočet potrubních komponent a tepelně dilatační výpočet potrubní trasy, postup obou výpočtů bude podle platných normativu EN 13480. Na základě výsledků těchto výpočtů bude vybrán vhodnější materiál pro zhotovení potrubního systému.

2 Návrh potrubí

Potrubí je tlakové technické zařízení sloužící k přepravě proudícího média, přenosu energie nebo dopravě sytkých hmot. Při určení namáhání a následného návrhu potrubní trasy se vychází z parametru média, které potrubí dopravuje. Podle druhu pracovního média se potrubí dělí v energetickém průmyslu zejména na vodovody, parovody, plynovody či ropovody. V chemickém či potravinářském průmyslu se často přepravují i různé chemikálie apod. Při přenosu tepelné energie je kladen důraz na tepelné ztráty, takže je potřeba potrubí patřičně izolovat a vybrat správný materiál, aby nedošlo k tečení materiálu tzv. creepu. Dále je také brán zřetel na těsnost, regulaci průtoku, měření parametrů proudícího média, kompenzaci teplotní roztažnosti nebo pevnost potrubních součástí. Při návrhu se nesmí zapomínat také na údržbu a manipulační prostor kolem potrubního systému, např. pro možnost odvzdušení apod.

2.1 Potrubní komponenty

2.1.1 Trubky

Trubky tvoří nejčetnější část potrubního systému. Parametry trubek jako např. vnitřní průměr a tloušťka stěn jsou normalizovány. Trubky se vyrábí z ocele, litiny, neželezných kovů nebo nekovů.

Ocelové trubky se používají pro plynovody, ropovody či parovody a spojují se jak závitem, tak přírubou nebo svařem. Pro zvýšení odolnosti proti korozi se trubkové závity chrání pozinkováním. Trubky z neželezných kovů, obzvláště z mědi, jsou velmi pevné, korozivzdorné, trvanlivé a jsou používány pro vodovodní a plynové instalace, dále také např. z cínu nebo z mosaze. Trubky vyrobené z litiny jsou vhodné pro stavbu kanalizačních nebo odpadních systémů, zejména pro svoji vysokou odolnost proti korozi. Pro odvádění odpadních nebo povrchových vod se používají i betonové trubky neboli tzv. skruže. Pro stavbu kanalizací se využívají i kameninové trubky, ale ty jsou pro svoji křehkost nahrazovány spíše plastovými trubkami. Plastové trubky jsou uplatňovány pro svoji nízkou hmotnost, jednoduché spojování a hladkost stěn. Nejsou ovšem moc pevné a vhodné pro pracovní médium o vysoké teplotě. Obdobné pozitiva mají i skleněné trubky. Ty mají taktéž hladké stěny, nízkou pevnost a odolnost proti vysokým teplotám. Další kladnou vlastností skleněných trubek je odolnost vůči chemickým vlivům, používají se hojně v potravinářském a chemickém průmyslu.

V energetickém průmyslu se uplatňují převážně trubky vyráběné jako bezešvé a svařované. Ty jsou vyrobeny buďto válcováním nebo tažením za tepla či za studena.[1]

2.1.2 Potrubní spoje

U spojů lze volit mezi rozebíratelnými a nerozebíratelnými, výběr závisí na druhu a charakteristikách dopravovaného média, požadované těsnosti, požadavků na údržbu a zatížením způsobeným teplotní roztažností materiálu potrubí.

Mezi rozebíratelné spoje patří např. závitový anebo přírubový spoj, který je vhodný pro vyšší pracovní teploty a tlaky. Tyto spoje jsou příhodné pro svoji snadnou montáž a demontáž, naopak jejich nevýhodou je malá těsnost, obzvláště při nedodržení postupu montáže spoje.

Pokud není nutná rozebíratelnost spoje, je vhodné spojit komponenty spojením lepeným, pájeným či svařovaným, který je příhodný pro vysoké teploty a tlaky. Výhodou těchto spojů je velká těsnost, na rozdíl od rozebíratelných spojů. Kromě nerozebíratelnosti spoje je další nevýhodou potřebná vysoká kvalifikace pracovníků provozující montáž.[2]

2.1.3 Tvarovky

Jsou potrubní prvky sloužící k spojování, ukončování, zužování průměru potrubí anebo dělení na více větví proudu média. V případě ukončení proudu se používají slepé příruby, dna, zátky a víčka. Podle normy EN 10 253 - 1, se dělí tvarovky na typ A a B. Tvarovka typu A má stejnou tloušťku stěny jako trubka potrubí, zatímco tvarovka typu B má větší tloušťku stěny, jelikož má stejnou únosnost na vnitřní přetlak jako trubka potrubí.[2, 3]

Kříže neboli odbočky způsobují rozvětvení proudu, nejčastěji se používají tzv. T a Y odbočky. Tyto komponenty jsou vyráběny např. podle normy ASME B16.9, EN 10253-1.

Ohyby, oblouky a kolena umožňují otáčení potrubí a existuje jich několik typů. Nejběžnějším typem ohybů je tzv. koleno s dlouhým poloměrem, jehož poloměr ohybu je 1,5 násobku jmenovitého průměru trubky. O ohybech podrobněji pojednává norma EN 10 253 nebo německá norma DIN 2605.

Redukce je komponenta měnící průměr průtoku média v trubce. Je to normovaná součást a vyrábí se přímé (souosé) nebo jednostranné (excentrické) a buďto jako bezešvé nebo svařované podle normy ČSN EN 10253-1 popř. DIN 2559.

2.1.4 Kompenzátory

Kompenzátory jsou důležité komponenty sloužící ke snížení silových účinků v potrubní trase, vyvolaných převážně tepelnou dilatací. Ta je značná u provozní teploty buďto vyšší (prodloužení materiálu) nebo nižší (zkrácení materiálu) než byla teplota při montáži. Tepelná dilatace je brána v potaz již při návrhu potrubní trasy, pokud by tomu tak nebylo, vznikalo by přidané napětí v materiálu potrubí, což by mohlo vést během provozu až k havárii. Tyto dilatace jsou vynahrazeny právě pomocí kompenzátorů. Kompenzátor slouží jak jako samostatná součást (vlnovcový, ucpávkový aj.) tak jako vytvarovaná část potrubí z ohybů anebo kolen tzv. přirozený kompenzátor (U kompenzátor), kde se pružnost daného úseku potrubí vyrovná tepelné dilataci.[2, 4]

2.1.5 Armatury

Jsou důležitá technická zařízení potrubních tras, které lze dělit podle funkce, typu připojení anebo ovládání. Armatury jsou vyráběné litím z šedé litiny, ocelolitiny, tvárné litiny, nerezové lité oceli nebo mosazi a bronzu. Takové armatury snesou menší namáhání než svařované popř. kované armatury. Nejodolnější armatury proti vysokým tlakům a teplotám jsou ty, které jsou vyrobeny ze žárupevných nebo nerezových ocelí. Armatury ovlivňují provozní bezpečnost potrubního systému a celkovou spolehlivost. Tyto zařízení potřebují mít

pravidelnou údržbu, např. v podobě utahování vík pro zaručení těsnosti armatury. Pro nízké tlaky a teploty postačují těsnění pryžová, naopak pro vyšší tlaky a teploty se používají teflonová a grafitová. [1, 2, 4]

Podle funkce v potrubním systému se dělí armatury na:

- *Uzavírací:* Slouží k uzavírání průtočného průměru potrubí. Např. kohouty (kuželové, kulové), šoupátka s klínovou deskou, uzavírací klapky, vlnovcová nerezová ucpávka nebo ventily.
- *Regulační:* Používají se ventily pro jejich přesnou regulaci pracovního tlaku nebo průtoku média.
- *Pojistné:* Výhradně ventily, jejichž funkcí je ochrana potrubní trasy před nežádoucím zvyšujícím se tlakem.
- *Odvodňovací:* Neboli odvaděče kondenzátu zajišťují odvod kondenzátu ale zároveň tak, aby neuniklo příliš pracovního média. Podle konstrukce odvaděče je dělíme na mechanické, termické a termodynamické.
- *Ochranné:* Využívají se k zachycení nečistot proudících v pracovním médiu, např. kalníky, separátory a filtry.

Podle typu připojení se armatury dělí:

- *Se závitovým připojením:* vhodné pro nižší pracovní tlaky a teploty
- *S přírubovým připojením:* pro nižší až střední tlaky a teploty
- *S přivařovacím spojením:* tupým popř. koutovým svarem po zasunutí trubky do armatury, aplikace u vysokých tlaků a teplot

Armatury podle ovládání:

- *Ruční:* ovládací kolečko nebo páka
- *Servopohon:* elektrický pohon či pneumatický pohon

2.1.6 Tepelná izolace a ochranné nátěry

Tepelná izolace zabraňuje tepelným ztrátám mezi potrubím a jeho okolí. U potrubí s vysokou teplotou pracovního média chrání izolace také osoby na pracovišti proti úrazu při přímém kontaktu s potrubím. Nejpoužívanějším druhem izolace je cpaná, která se snadno demontuje při nutnosti opravy potrubí. Pro vyšší požadovanou tepelnou účinnost je vhodnější použití tvárnice izolace, která je nerozebíratelná a její výroba je nákladná.

Ochranné nátěry brání povrch jak proti atmosférické korozi před montáží, tak proti korozi během provozu. [1, 2]

2.1.7 Uložení potrubí

Uložení potrubí je soustava prvků, která slouží k podepření, zavěšení anebo jinému způsobu upevnění potrubí, aby bylo možné zachytit silové účinky vznikající v potrubní trase jak při montáži, tak při provozu. Mezi nejběžnější silové účinky patří:

- vlastní tíha trubek a jiných potrubních komponent
- hmotnost proudícího média
- silové účinky způsobené hydraulickými rázy v potrubí a dynamickými účinky proudícího média
- hmotnost izolace
- síly a momenty vyvolané tepelnou dilatací
- vnější síly působící na potrubí (sníh, vítr apod.)

- tlumení rázů a chvění

Aby se zamezilo působení těchto zmíněných účinků, je potřeba správně určit potřebný počet podpor a náležitě je rozmístit na potrubní trase, ale zároveň umožnit potrubnímu systému možnou pružnost při pracovním provozu. Jednotlivé typy uložení se dělí na základě počtu stupňů volnosti, který odebírají tělesu (potrubí) v prostoru.

Prvním typem je vetknutí neboli zakotvení, které neumožňuje rotaci trubky nebo jakýkoliv posuv, obzvláště ve směru osy trubky. V tomto uložení je stanoven tzv. pevný bod, dva libovolné pevné body musí být na potrubní trase od sebe vzdáleny natolik, aby pružnost potrubí pohltila jeho tepelnou dilataci.

Další provedení podpory je vedení, které umožňuje pohyb trubky ve směru osy potrubí jak s vůlí tak bez ní, ale v ostatních směrech zachycuje jakýkoliv pohyb.

Dalším typem uložení jsou závěsy nebo podpěry, které přenáší tíhovou sílu a jiné svislé zatěžující síly působící na potrubí do konstrukce pod ním. Závěsy zachycují zatížení ve svislém směru, která přenáší do nosné konstrukce nad potrubím. Typů uložení potrubí je několik a detailně o nich pojednává norma 13 480-3.

Aby nebyl opomenut jakýkoliv aspekt při návrhu jakékoliv potrubní komponenty, měl by se každý konstruktér řídit předepsanými a platnými normativy. [1, 2]

2.2 Normy

Jedna z nejvýznamnějších platným norem je PED, neboli Pressure Equipment Directive je směrnice EU určující technické požadavky na navrhování, výrobu a posuzování shody stacionárních tlakových zařízení s maximálním dovoleným tlakem vyšším než 0,5 bar. PED je značena číslem 97/23/ES a vstoupila v platnost 20. července 2016.

Další z rozšířených norem pro potrubní systémy je ASME B31, upravuje návrh, výběr materiálu, kontrolu, zkoušení a bezpečnost potrubních systémů pro všechny aplikace. [5, 6]

2.3 Návrhové softwary

Potrubní systémy lze navrhnout jak ve 2D verzi, tak v 3D softwaru. Mezi zástupce 2D programů patří např. Edraw Max nebo Lucidchart, tyto programy jsou vhodné pro potrubní schémata.

Pro tvorbu 3D designu jsou vhodné např. softwary SP3D od společnosti Hexagon, M4Plant nebo E3D (popř. starší verze PDMS) od společnosti AVEVA. [7]

2.4 Základní parametry pro návrh potrubí

Při návrhu potrubního systému pracujeme s parametry jako je jmenovitá světlost čili jmenovitý průměr a značí se jako DN (Diameter Nominal). Je to přibližný vnitřní průměr potrubí a jeho připojovaných částí, řada těchto po sobě jdoucích průměrů je normovaná, stejně jako tloušťka stěny.

Další důležitý normovaný parametr pro návrh potrubí je jeho jmenovitý tlak, neboli PN (Pressure Nominal), udává maximální pracovní přetlak, kterému je potrubí schopno odolat při pracovní teplotě média. Což je předepsaná teplota provozní tekutiny, která má být udržována uvnitř potrubí. Jak o DN a tloušťce stěny, tak o PN podrobněji pojednává norma EN 10 216-2.[8]

Během návrhu je určena tzv. výpočtová teplota, která je rovna střední teplotě pracovní tekutiny, se kterou jsou ve styku součásti potrubního systému. Pak se také určuje zkušební teplota, kterou se zkouší jednotlivé potrubní komponenty.

Každé proudící médium má své vstupní požadované parametry jednotlivých veličin, které se během proudění potrubí mění. Průtok potrubím se vyjadřuje buďto jako objemový nebo hmotnostní průtok. Pro oba průtoky je platná rovnice kontinuity: [4]

$$V = S \cdot w = \frac{m}{\rho} \quad (1)$$

V – objemový průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

m – hmotnostní průtok [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

S – průřez potrubím [m^2]

w – rychlost proudění [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

ρ – hustota média [$\text{kg} \cdot \text{m}^3$]

V každém potrubí vznikají tlakové ztráty, které jsou způsobeny místními odpory nebo třením podél obtékaného povrchu. Tyto ztráty jsou kompenzovány vyšším vstupním tlakem média. Měření ztrát se určuje pomocí experimentálních výsledků.

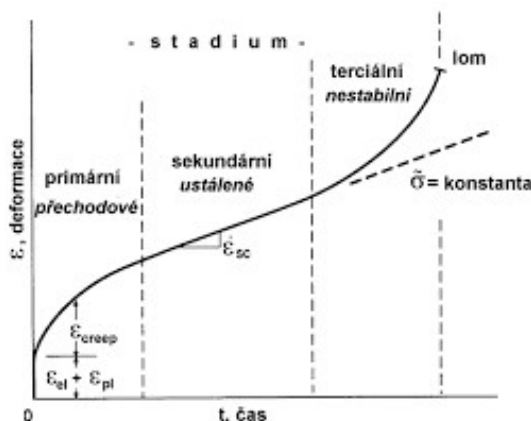
Vzhledem k namáhání jak tlakovému tak teplotnímu, je potřeba volit takový materiál, který bude mít především dostatečnou pevnost. Materiály by měly být především dostatečně tažné a houževnaté. Tyto vlastnosti se stanovují na základě materiálových zkoušek. V neposlední řadě je potřeba vzít v potaz i technologické a chemické vlastnosti materiálů. Materiály musí být odolné a dobře odolávat stárnutí. Technologičnost je posuzována podle materiálových listů a je důležitá pro montáž potrubních dílů. Na chemických vlastnostech materiálu potrubí závisí tak, jak agresivní je přepravované médium. V případě, kdy je materiál vystaven dlouhodobému působení vysokých teplot, konstantnímu zatížení nebo konstantnímu napětí, které je pod hodnotou meze kluzu, nastává pomalá deformace materiálu, tzv. tečení materiálu neboli creep.

3 Creep

Creep závisí na napětí a teplotě v materiálu během provozu a je přímo úměrný rostoucí teplotě. Téměř u každého materiálu nastanou creepové deformace při teplotách blízkých jeho teplotě tavení, uvádí se přibližně 0,4 - 0,5 teploty tavení. U legovaných, uhlíkových či martenzitických ocelí do teploty 350°C postupně mizí výrazná mez kluzu a nad ní nastává tečení materiálu.

V creepu převládají zejména dva procesy a to deformační zpevňování a deformační zotavení. Při zpevňování roste plastická deformace vlivem vnějšího zatížení. Během deformace roste výskyt mřížkových poruch, které zabraňují volnému pohybu dislokací a jiným mřížkovým vadám, to způsobuje zesílení odporu materiálu proti plastické deformaci a růst tvrdosti materiálu. Naproti tomu u deformačního zotavení materiál svojí tvrdost ztrácí a je schopný snést další deformace, děje se tomu tak např. u žíhání, kdy je materiál vystaven zvýšené teplotě. [9, 10]

3.1 Creepové stádia



Obr. 1 Creepová stádia, převzato z [10]

Na Obr. 1 lze vidět, jak creep postupuje ve tři stádiích, první stádium je označováno jako primární creep, popř. přechodový creep. V tomto stádiu je převyšuje zastoupení deformačního zpevňování, rychlost tečení klesá při narůstající deformaci.

V sekundárním creepu, neboli ustáleném creepu, je hodnota rychlosti tečení konstantní a podíl zotavení a deformace si je víceméně rovný.

V posledním terciálním stupni creepu má rychlost deformace exponenciálně rostoucí průběh a začínají se vyskytovat lokální poruchy a narůstá mechanická nestabilita. Hranice zrn se smýkají a tvoří se kavita, která se následně štěpí. Tyto a další jiné mikrostrukturální poruchy způsobí tvorbu tzv. krčku, neboli místo zúženého průřezu materiálu. V nestabilním krčku vzniká výrazně větší napětí ve srovnání s ostatními průřezy vzorku materiálu a narůstá, dokud nedojde k lomu materiálu. [9–11]

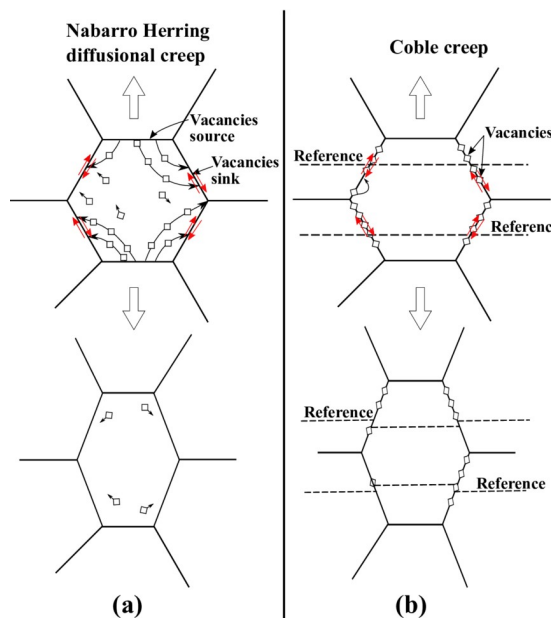
3.2 Creep na mikrostrukturální úrovni

Creep kovů se vyskytuje dvojího druhu, první je dislokační creep a druhý je creep difúzní.

Difúzní creep je důsledkem tepelného pohybu částic materiálu, proto má narůstající teplota velký vliv na intenzitu tečení materiálu. Čím větší bude probíhat difúzní výměna mezi částicemi hmoty a čím víc se budou pohybovat vakance v materiálu, tím větší budou jeho deformace. V závislosti na teplotě a napětí se aktivuje několik deformačních mechanismů. Nejdůležitějšími jsou:

Nabbaro-Herringův creep – Dochází k němu při nízkých napětích a za zvýšených teplot. Probíhá difúzí přes objem zrn a rychlost difúze je nepřímo úměrná velikosti zrn, takže jemnozrnné materiály se creepují rychleji než hrubozrnné.

Cobleho creep – Dochází při něm k difúzi atomů podél hranic zrn, čímž se zrna prodlužují. Prodloužení způsobuje, že Cobleův creep má silnější závislost na velikosti zrn než Nabbaro-Herringův creep [2], a proto bude Cobleův creep důležitější v materiálech složených z velmi jemných zrn. Na rozdíl od Nabbaro-Herringova creepu probíhá Cobleho creep při nižších teplotách a tepelné vytváření vakancí podél hranic je méně časté.



Obr. 2 Nabarro Herring a Cobleho creep,
převzato z [25]

Rychlost difuzního tečení měla být součtem rychlosti Nabarro-Herringova tečení a rychlosti Cobleova tečení. Difuzní tečení vede k oddělení hranic zrn, tj. mezi zrny vznikají dutiny nebo trhliny. Aby se struktura zacelila, dochází ke klouzání na hranicích zrn. Rychlost difuzního tečení a rychlost klouzání na hranici zrn musí být vyrovnané, pokud nezůstávají žádné dutiny nebo trhliny. Pokud se posuv na hranici zrn nevyrovná s neslučitelností, vznikají dutiny na hranici zrn, což souvisí se vznikem creepového lomu.

Dislokační creep má velký podíl při vysokém napětí v materiálu s hrubými zrny. Na rozdíl od difuzního creepu je zde důsledkem deformace plastická. Důležitou vlastností dislokací je jejich schopnost pohybu, resp. buďto kluz anebo šplh. Pokud napětí v daném materiálu nestačí na to, aby pohyblivá se dislokace překonala překážku na své cestě dislokačním klouzáním, může dislokace difuzními procesy vystoupat na paralelní rovinu, na které může opět klouzat.

Překážky, bránící dislokacím se volně pohybovat při normálních teplotách, oddalují plastickou deformaci. Kdežto při zvýšených teplotách vzhledem k přírůstku vnitřní energie, dochází k difúzi a dochází převážně ke skluzové deformaci. [9–11]

3.3 Creep na makrostrukturální úrovni

Na této úrovni má creep vliv na přetvoření materiálu (ε), jehož složky jsou počáteční přetvoření vyvolané statickým zatížením (ε_i), přechodové přetvoření (ε_t) mezi primárním a sekundárním creepem a v neposlední řadě složka rychlosti přetvoření ustáleného creepu ($\dot{\varepsilon}_{sc}$).

$$\varepsilon = \varepsilon_i + \varepsilon_t(1 - \exp(-rt)) + t \cdot \dot{\varepsilon}_{sc} \quad (2)$$

r – konstanta reprezentující přechodový creep

t – čas

Za předpokladu, že čas je větší než je doba přechodu do ustáleného creepu a přetvoření v oblasti creepu, lze vztah vyjádřit také pomocí napětí:

$$\varepsilon = \varepsilon_i + B \cdot \sigma^m \cdot t + D \cdot \sigma^n \quad (3)$$

m – napěťový exponent pro ustálený creep

n – napěťový exponent pro přechodový creep

B, D – materiálové konstanty

Pro jednotlivé členy platí tedy jistá analogie:

$$\dot{\varepsilon}_{sc} = B \cdot \sigma^m = \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (4)$$

Nejvýznamnější složkou plastické deformace je rychlost přetvoření v ustáleném creepu, kde se vychází z Arrheniova vztahu, který zahrnuje vliv teploty:

$$\dot{\varepsilon}_{sc} = A \cdot \sigma^n \cdot \exp\left(-\frac{Q}{R \cdot T}\right) \quad (5)$$

A – materiálové konstanta

Q – aktivační energie creepu

R – univerzální plynová konstanta

T – absolutní teplota v Kelvinech

U výpočtů určujících celkové přetvoření creepem, kde se využívají experimentálně stanovené materiálové konstanty, je potřeba pro získání konstant provést tahovou zkoušku. Během zkoušek je vzorek ohříván a probíhají buďto za konstantního napětí, teploty nebo zatížení. Nejčastěji se zkouška provádí při konstantním zatížení. Jelikož komponenty kde je uvažován creep po dobu jejich používání, mají životnost přibližně 20 let, je nutné brát při zkouškách v úvahu proces stárnutí. Aby se tedy zkouška urychlila, je daný vzorek během zkoušky zahříván, čímž se urychluje proces stárnutí. Každá zkouška by měla trvat alespoň 10% požadované provozní doby součásti, což pro průměrných 20 let užívání jsou 2 roky (17 500 hodin). Při zkouškách se měří hodnoty: napětí v okamžiku lomu, doba do lomu, teplota zkoušky a napětí při určitém přetvoření. Z těchto naměřených hodnot se následně určí LM parametr pro veškeré kombinace času a teploty do okamžiku lomu. Pro každou kombinaci je možné sestavit závislost LM parametru na napětí lomu, protože je známé napětí v každém čase zkoušky. Získaná data se prokládají křivkou, z této vypočtené závislosti lze následně stanovit mez pevnosti při tečení v konkrétním čase a teplotě.

Výstupní hodnoty ze zkoušek:

Mez pevnosti při tečení materiálu – napětí, které při určité teplotě po dané době způsobí lom, zapsáno jako $\sigma_r = (MPa/^\circ C/hod)$

Mez tečení materiálu – napětí, jež je potřeba k navození stanovené hodnoty přetvoření, při určité teplotě a času, poznamenáno jako $\sigma_A = (MPa/^\circ C/hod)$ [9–11]

3.4 Prevence proti creepu

Creepová deformace je tedy důležitá nejen v systémech, kde se snášejí vysoké teploty, jako jsou jaderné elektrárny, proudové motory a výměníky tepla, ale také při konstrukci mnoha předmětů každodenní potřeby. Např. konstrukce wolframových žárovkových vláken se snaží deformaci způsobenou tečením snížit. Prohýbání závitu vlákna mezi jeho podpěrami se s časem zvyšuje v důsledku hmotnosti samotného vlákna. Pokud dojde k příliš velké deformaci,

sousední závitů cívků se vzájemně dotýkají, což způsobí elektrický zkrat a lokální přehřátí, které rychle vede k selhání vláknů.

Pro eliminaci creepu je možné např.:

Zpevnění pevného roztoku – přidání dalších prvků do pevného roztoku může zpomalit jak difúzi, tak zpomalit pohyb dislokací prostřednictvím mechanismu odporu rozpuštěných látek.

Zpevnění disperzí částic – přidání částic, často nesoudržných částic oxidů nebo karbidů, blokuje pohyb dislokací.

Srážecí zpevnění – vysrážení druhé fáze z primární mřížky blokuje pohyb dislokací.

Velikost zrn – zvětšování velikosti zrn snižuje množství hranic zrn, což vede ke zpomalení tečení v důsledku vysoké rychlosti difuze podél hranic zrn. To je opakem nízkoteplotních aplikací, kde zvětšování velikosti zrn snižuje pevnost blokováním pohybu dislokací. V aplikacích s velmi vysokou teplotou, jako jsou turbíny proudových motorů, se často používají monokrystaly. [9–11]

4 Pevnostní výpočty

Pro návrh jednotlivých částí potrubního systému s ohledem na vliv creep, v souladu s normou Pressure Equipment Directive, čili PED, je možné provést pevnostní výpočty pomocí následujících metod:

Analytická metoda – je vhodná pro jednoduchá řešení základních těles, při uvažování obecné pružnosti prakticky nepoužitelná

Numerická metoda – řešení problematiky pomocí metody konečných prvků. Je vhodná jak pro jednoduchá, tak komplexní řešení úloh (tj. složité geometrické tělesa, nelinearity chování materiálu)

Celý proces pevnostního výpočtu lze dělit na následující kroky: [12]

- 1) Popis a určení podmínek provozu, jež ovlivňují provozní spolehlivost konstrukce a jednotlivých součástí.
- 2) Popis materiálových, geometrických a technologických charakteristik
- 3) Určení přetvoření a napjatosti.
- 4) Popis a určení možných mezních stavů.
- 5) Optimalizace vedoucí ke stanovení materiálových, technologických a geometrických charakteristik tak, aby byl výsledek optimální.

Pevnostní kontroly se provádí jak při návrhu, průběhu výroby, montáži, tak při sledování životnosti konstrukce v provozu. Pokud není předepsané výpočtové pravidlo, vybere konstruktér některé z všeobecně uznaných výpočtových metod. Nejčastěji používané metody pro návrh tlakových zařízení a jeho částí podle evropské směrnice 97/23/EC(PED) jsou buďto na základě vzorců, výsledků experimentu anebo analýzy, poslední dvě zmíněné metody jsou používány v případě neplatnosti metody vzorců anebo při překročení výrobních úchylek a tolerancí. [13]

4.1 Metoda na základě vzorců

Návrh na základě vzorců je základním postupem pro dimenzování tlakových součástí. Vychází z něj většina výpočtových norem, např. EN 13 480 nebo EN 13 445. Základní veličinou pro dimenzování je tlak, při kterém se mění chování struktury materiálu, neboli uzlu

a dochází k plastické deformaci, tímto se označuje tzv. mezní stav plastické únosnosti. Metoda vzorců řeší i mezní stavy únavového a creepového poškození materiálu. [14]

4.2 Metoda na základě analýzy

Současně platná evropská norma pro návrh potrubního systému na základě analýzy zahrnuje dvě metody. [14]

4.2.1 Přímý způsob

První metodou je přímý způsob, při které se řeší mezní stavy v jednotlivých uzlech podle fyzikálních stavů. Přímá metoda popisuje způsoby selhání a předkládá příslušné typy mezních stavů, dělí je na únosné a způsobilostní stavy. Každá konstrukce se kontroluje na konkrétní hlavní mezní stav, kterému konstrukce nebo jednotlivá součást podléhá. Aby byla zaručena určitá bezpečnostní rezerva, aplikují se tzv. bezpečnostní součinitele, které navýší hodnotu určeného zatížení. Tyto součinitele je možné v analýze různě slučovat na základě jednotlivého druhu popř. kombinaci zatížení.

Zatížení se primárně dělí na čtyři kategorie.

- 1) Trvalé v podobě tíhy součásti nebo jejího příslušenství.
- 2) Zatížení, které je proměnlivé v závislosti na tlaku a teplotě.
- 3) Proměnlivé zatížení nezávislé na teplotě, tlaku nebo tíze, např. sněhové, větrné atd.
- 4) Mimořádné zatížení např. od vnitřní exploze v součásti.

Hodnoty pro většinu součinitelů uvádí norma ČSN EN 1993-1-1, některé jsou ovšem určeny na základě kalibrování nebo vzorců, např. součinitel pro tlak. Velikosti bezpečnostních součinitelů je závislá tedy na typu zatížení, materiálu součásti a v neposlední řadě odpovídající kontrola konstrukce. [14, 15]

4.2.1.1 Kontroly

Každému způsobu možného selhání konstrukce podle normy náleží alespoň jedna kontrola, nejčastěji ta na nejpravděpodobnější mezní stav, např. na lom v oblasti tečení. Kontroly se nejčastěji rozdělují podle teploty, při které probíhají, tj. pod anebo v oblasti tečení materiálu. [14]

Kontroly konstrukce pod oblastí tečení:

- Na výraznou a progresivní plastickou deformaci
- Na ztrátu stability
- Na únavu
- Na statickou rovnováhu

Kontroly konstrukce v oblasti tečení:

- Na lom v oblasti tečení
- Nadměrnou deformaci při tečení
- Na vzájemné působení tečení a únavy

4.2.2 Metoda na kategorizaci napětí

Druhou metodou je na kategorizaci napětí, které dává základ lineární analýza průběhu pseudo-elastického napětí skořepin, která je detailně popsána v normě ASME BPV Code. Metoda spočívá v tom, že se vyhodnocují výsledky jednotlivých napětí v uzlech a provede se

následná kontrola podle příslušných kritérií. Napětí se v praxi dělí na primární, sekundární a špičkové.

Primární napětí je zatížení normálové nebo smykové a je vyvoláno tlakovým zatížením, silami a momenty. Toto napětí jako takové se dělí poté na membránové a ohybové. Membránové lze rozlišovat na globální a lokální typ. Ohybové primární napětí je proporcionálně rozdělené od neutrální osy přes průřez.

Sekundární napětí je vyvolané teplotním zatížením, geometrickými diskontinuitami nebo využitím materiálů s odlišnými moduly pružnosti. Oproti primárnímu zatížení je sekundární samo-omezující a samo-vyrovňovací. Může být jak membránového tak ohybového typu.

Špičkové napětí je nejvyšší z výše zmíněných a tvoří se v místě největší koncentrace napětí, např. v patě svaru. Nezpůsobuje viditelné deformace, ale jeho hodnota je významná při kontrole na únavu. Špičkové napětí se přičítá k primárnímu a sekundárnímu a společně tvoří celkové napětí. [14, 15]

4.3 Metoda konečných prvků

Tato výpočetní metoda je založena na rozkladu velkých komplikovaných celků na menší a jednodušší konečný počet prvků. Všechny tyto prvky se protínají v konkrétních bodech, tzv. uzlech. V těchto uzlech se hledají neznámé parametry jako např. posuvy nebo úhly natočení. Každý prvek má své charakteristické rozměry, polohu uzlů atd. Čím menší je daný prvek, tím přesnější a reálnější je výsledek výpočtu.

Při vytváření výpočtového modelu je potřeba navrhnout správnou síť a druh prvků. Prvky se dělí na objemové, rotačně symetrické a skořepinové. [14, 15]

4.3.1 Prvky

Objemové prvky se dělí primárně na lineární a kvadratické. Hrany lineárních prvků zůstávají neporušené a rovné. Tyto prvky jsou určeny lineárními rovnicemi a jsou tedy snadné pro výpočet v softwaru. Oproti tomu kvadratickým prvkům se hrany v průběhu zatížení mění a je potřeba změnu tvaru prvku řešit pomocí kvadratické interpolace.

Rotačně symetrické prvky jsou víceméně menší a jednodušší reálné modely, jejichž geometrické a mechanické vlastnosti se zachovávají, i tyto prvky mohou být jak lineární tak kvadratické. Podmínkou těchto tzv. axisymetrických úloh je symetrické zatížení na danou komponentu.

Skořepinové prvky jsou modely, jejichž tloušťka je několikanásobně menší než délka a šířka. Výhoda těchto prvků je rozložení napětí na membránovou a ohybovou složku. [14]

4.3.2 Softwary

V současnosti pracuje na principu metody konečných prvků většina výpočtových programů, např. NASTRAN od společnosti Autodesk, ANSYS Workbench, SIMSCALE nebo CAESAR II.

Konkrétně program CAESAR II, který poskytuje společnost HEXAGON, umožňuje rychlý import modelů z CAD programů, sestavovat, posuzovat a vykazovat libovolné potrubní systémy. Veškeré provedené výpočty v CAESAR II jsou platné v souladu s více než 35 mezinárodními normami pro potrubí. Software nabízí širokou škálu výpočtů, nabízí např. tepelnou analýzu potrubních systémů, model a analýzu statických a dynamických zatížení aj.

Dokáže určit příčinu poruchy nebo vyhodnotit závažnost neočekávaných provozních podmínek, jako je interakce kapaliny s potrubím nebo mechanické vibrace způsobené rotujícím zařízením.

Pod společnost Hexagon spadá i program VVD neboli Visual Vessel Design, který slouží pro pevnostní analýzu tlakových nádob. Pracuje jak podle evropských norem a předpisů, tak podle ASME, BSI, EN nebo NGS. [16, 17]

5 Praktická část

5.1 Popis parovodního potrubí

Úkolem této práce je navrhnout parovodní potrubní trasu a následně provést pevnostní výpočet na její potrubní komponenty. V této práci slouží jako proudící médium pára, potrubní trasa spojuje parní kotel a turbínu o výkonu 45 MW. Pro srozumitelnost technické dokumentace existuje jednotné označování zařízení podle KKS, podle německého Kraftwerksklassifikationssystem. Tento systém pojmenování zahrnuje jak písmena tak čísla. Čísla označují, zdali se jedná o celek zařízení, systém, agregát nebo komponentu. Pokud se jedná o páru, používá se písmeno L. Pakliže zařízení slouží k odvodu nebo vlastní spotřebě energie, používá se písmeno B, jestliže je zařízení připojeno k síti nebo na rozvodu, značí se písmenem A. Pro parní systémy se aplikuje značení LB. Jestliže je na potrubní trase armatura s pojistnou funkcí, používá se označení AA v případě, že má armatura pneumatický pohon, přidává se písmeno B. [18]

5.2 Stanovení DN

Návrhová teplota je 460°C, což už je v teplotní oblasti creepu. Jak již bylo výše zmíněno jmenovitá světlost neboli DN, je odvozena od požadovaného objemového průtoku.

$$V = S \cdot w = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot w \quad (6)$$

Ze kterého se vyjádří požadovaný průměr d a vybere se podle něj nejbližší vyšší jmenovitá světlost:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}} \quad (7)$$

Rychlost w v potrubní trase se volí takovým způsobem, aby pro zvolené DN byly co nejmenší náklady na montáž, provoz, údržbu, spotřebu materiálu a v neposlední řadě na tlakové ztráty. Pro vysokotlaké parovody je doporučená rychlost mezi 30-60 m·s⁻¹. Zvolenou rychlost lze upravit podle složitosti potrubí a v případě přidaných odporů je vhodné snížit rychlost proudění.

Objemový průtok je dán podle požadovaných vstupních parametrů páry do turíny a byl zvolen 85 m³·s⁻¹. Rychlost páry byla stanovena 33 m·s⁻¹.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 85}{\pi \cdot 33}} = 0,177 \text{ m} = 177 \text{ mm} \quad (8)$$

Podle zadaných parametrů byl určen nejbližší vyšší nominální průměr a to DN 200. [5, 8]

5.3 Výběr materiálu

Materiál, ze kterého bude potrubí vyrobeno, musí být odolný vůči vysokým teplotám a tlaku. Toto kritérium splňují např. žarupevné nelegované ocele se zvýšenou tepelnou odolností a vysokoteplotní odolností vůči korozi s mezi tečení. Tyto ocele jsou dostatečně tvárné za tepla i za studena, mají dobrou obrobiteľnost a svařitelnost při použití běžných metod. Na základně těchto vlastností byly vybrány ocele 16Mo3 a 10CrMo9-10.

16Mo3 neboli 1.5415 (podle ČSN 15 020), kde vyšší obsah chromu a molybdenu zajišťuje výše zmíněnou korozivzdornost až do 530°C a odolnost vůči vysokým teplotám.

Ocel 10CrMo9-10 neboli 1.7380 (podle ČSN 15 313), má obdobné vlastnosti jako výše zmíněný materiál, navíc má i dobrou odolnost proti oteru a stlačenému vodíku, má vysokou korozivzdornost až do 590 °C. Oproti 16Mo3 má vyšší pevnost, a proto bude pevnostní výpočet potrubí zaměřen na dimenzování pro ocel 16Mo3, tím bude zajištěno, že budou stanovené parametry vyhovující i pro 10CrMo9-10. [19–22]

5.4 Určení tlakové třídy a tloušťky potrubí

Tlaková třída potrubí je stanovena podle přírub dle normy 1 092-1. Případné příruby na potrubní trase musí odolat tlaku 60 bar a teplotě 460 °C. Materiál 16Mo3 spadá pod skupinu materiálů 4E0 a při předpokladu, že tloušťka potrubí nepřesáhne 60 mm, připadá v úvahu buďto tlaková třída PN 100 nebo PN160. V případě PN100 je nejvyšší dovolený tlak 64 barů při teplotě 460 °C, zatímco u PN160 102,5 baru. Z hlediska větší tlakové rezervy a zvýšení bezpečnosti potrubní trasy byla zvolena tlaková třída PN160.

Minimální tloušťka stěn se určuje podle vztahu:

$$e_{min} = \frac{p \cdot d_2}{2 \cdot f \cdot z + p} \quad (9)$$

d_2 – vnější průměr trubky [mm], podle norem 219,5 mm

p – tlak [MPa]

f – maximální dovolené namáhání [MPa]

z – koeficient svarového spoje, jež snižuje dovolené namáhání [-], zvolen 1

Pro určení maximálního dovoleného napětí v oblasti tečení platí:

$$f_{cr} = \frac{S_{RTt}}{Sf_{cr}} \quad (10)$$

S_{RTt} – střední hodnota meze pevnosti při tečení

Sf_{cr} – součinitel bezpečnosti, který je závislý na čase

Při uvažování creepu platí pro f , že bude vybrána nejmenší hodnota ze tří možných hodnot:

$$f = \left\{ \frac{ReHt}{1,5}; \frac{Rp0,2t}{1,5}; \frac{Rm}{2,4} \right\} \quad (11)$$

Při stanovené životnosti 200 000 hodin platí, že $Sf_{cr}=1,5$ a S_{RTt} je určena podle $ReHt$. Pro první hodnotu pro f platí:

$$f_1 = \frac{ReHt}{1,5} = \frac{188}{1,5} = 125 \text{ MPa} \quad (12)$$

$ReHt$ – minimální specifikovaná hodnota horní meze kluzu při výpočtové teplotě, když je vyšší než pokojová teplota [MPa]

Při druhém výpočtu stanovení nejnižšího f je za potřeby provést interpolaci pro teplotu 460 °C, jelikož norma 10 216-2 uvádí hodnoty $R_{p0,2t}$ pouze pro teploty 450 °C a 500 °C. Pro druhou hodnotu f_2 tedy platí:

$$f_2 = \frac{R_{0,2t}}{1,5} = \frac{149,2}{1,5} = 99,46 \text{ MPa} \quad (13)$$

$R_{p0,2t}$ – smluvní mez kluzu materiálu pro vyšší teploty [MPa]

Pro poslední výpočet minimálního f_3 platí pro materiál 16Mo3:

$$f_3 = \frac{R_m}{2,4} = \frac{280}{2,4} = 116,6 \text{ MPa} \quad (14)$$

R_m – mez pevnosti v tahu [MPa]

Po dosazení do jednotlivých vztahů byl vybrán f_2 jakožto nejmenší hodnota pro $f = 99,46$ MPa.

Po zvolení příslušného f platí pro minimální tloušťku stěn:

$$e_{min} = \frac{p \cdot d_2}{2 \cdot f \cdot z + p} = \frac{6 \cdot 219}{2 \cdot 99,46 \cdot 1 + 6} = 6,412 \text{ mm} \quad (15)$$

Je potřeba dbát také v potaz několik nutných přídaveků na tloušťku podle normy 13 480-3 ohledně potrubí provozovaném v rámci meze tečení. Mezi tyto přídavky patří erozní c_0 , který činí pro páru 1 mm. Dále také kladná odchylka poskytnutá výrobcem potrubí c_1 a přírůstek pro možné zmenšení tloušťky během výroby c_2 , v tomto případě budeme uvažovat $c_2 = 0$. Pro tyto mezní úchytky tloušťky lze podle normy EN 10 216-2 do průměru 219,1 mm stanovit přírůstek jako 12,5 % z předpokládané nominální tloušťky nebo $+ / - 0,4$ mm, v tomto případě se bude přírůstek určovat první způsobem. S přihlédnutím na tyto aspekty se tloušťka objednávané trubky určí následovně:

$$e_{obj} = e_{min} + c_0 + c_1 + c_2 = 6,412 + 1 + 1,25 + 0 = 8,662 \text{ mm} \quad (16)$$

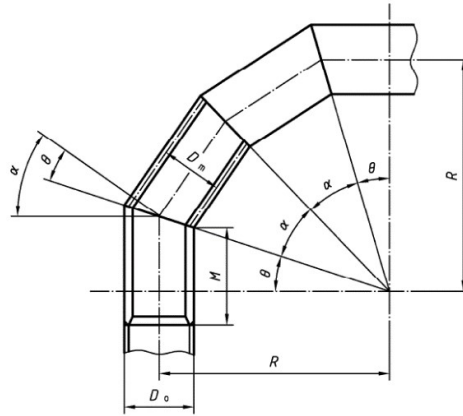
Na základě výsledku výpočtu a kontrole byla vybrána tloušťka 10 mm a poté ověřeno, zdali je tloušťka preferována pro vnější průměr 219 mm podle normy 10 216-2. Vzhledem k tomu, že materiál 10CrMo9-10 má vyšší mez pevnosti než 16Mo3, bude stanovená tloušťka přímé trubky vyhovující i pro druhý zvolený materiál. [5, 8]

Pro ověření výpočtu tloušťky stěny byl výpočet proveden také pomocí výpočtového programu VVD, viz přílohy. Výpočet je víceméně shodný s výpočtem výše až na nepřesnost desetinných míst, způsobenou zaokrouhlovací chybou ručního výpočtu.

Stejným postupem byla stanovena tloušťka stěny pro trasu o DN150 a tloušťka stěny byla vypočtena 8 mm. Viz výpočet ve VVD přílohy.

5.5 Pevnostní výpočet komponenty

5.5.1 Koleno



Obr. 3 Rozměry kolene, převzato z [5]

Pro určení tloušťky kolene jsou dvě možné varianty výpočtu. První jednodušší metoda má obdobný postup výpočtu jako pro určení tloušťky přímé trubky, bohužel není ale úplně přesná. A proto je pro spolehlivější výstup vhodnější použít druhou metodu podle normy 10 253-2.

Pro koleno o vnějším průměru 219,1 mm, podle 3D modelu je normovaný rádius 305 mm. Při určení minimální tloušťky komponent o průměru menší nebo rovno 610 mm platí vztah:

$$T_{min} = T \cdot \frac{(100-12,5)}{100} - c_0 \quad (17)$$

Pro zvolené koleno typu B podle 3D modelu platí následující vztah:

$$T_{min} = 10 \cdot \frac{100-1,5}{100} - 1 = 7,75 \text{ mm} \quad (18)$$

Podle vypočtené T_{min} se stanoví minimální vnitřní stěna kolene:

$$T_{int,min} = T_{min} \left(\frac{D}{2 \cdot T_{min}} + \frac{r}{T_{min}} - \left(\frac{D}{2 \cdot T_{min}} + \frac{r}{T_{min}} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{r}{T_{min}}\right)^2 - \left(\frac{D}{2 \cdot T_{min}}\right)^2}{\left(\frac{r}{T_{min}}\right)^2 - \frac{D}{2 \cdot T_{min}} \cdot \left(\frac{D}{2 \cdot T_{min}} - 1\right)}} \right) \quad (19)$$

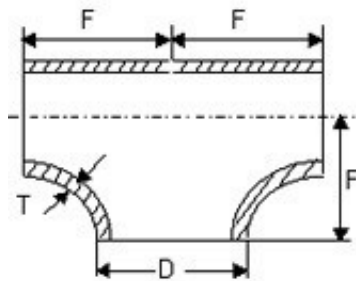
$$T_{int,min} = 7,75 \left(\frac{219,1}{2 \cdot 7,75} + \frac{305}{7,75} - \left(\frac{219,1}{2 \cdot 7,75} + \frac{305}{7,75} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{305}{7,75}\right)^2 - \left(\frac{219,1}{2 \cdot 7,75}\right)^2}{\left(\frac{305}{7,75}\right)^2 - \frac{219,1}{2 \cdot 7,75} \cdot \left(\frac{219,1}{2 \cdot 7,75} - 1\right)}} \right) = 9,862 \text{ mm} \quad (20)$$

Podle metodiky výpočtu dle normy 10 253 přílohy B byla stanovena nejnižší možná tloušťka vnitřní stěny kolene $T_{int,min} = 9,862$ mm, podle tabulky D. 1 na str. 96 normy 10 253 byla vybrána pro daný průměr tloušťka $T_{int} = 10,2$ mm. Po ověření pevnostního výpočtu kolene ve VVD byla tato tloušťka vyhodnocena jako nedostačující, a proto byla zvolena větší tloušťka $T_{int} = 15,9$ mm.

Pro $T_{int} = 15,9$ mm přísluší hodnota tloušťky vnější stěny kolene $T_{ext} = 12,5$ mm.

Stejným postupem výpočtu byla stanovena tloušťka stěn kolene o průměru 168,3 mm. Pro tloušťku stěn kolene tohoto průměru platí: $T_{int} = 14,1$ mm, $T_{ext} = 11$ mm. [5, 23]

5.5.2 T-tvarovka



Obr. 4 T-kus, převzato z [26]

Podle normy 10 253 platí pro tvarovky typu B, že pokud mají tloušťky jejich stěn odolat stejnému vnitřnímu tlaku jako přímé trubky stejného rozměru a materiálu, mezní úchylky na přivařovaných koncích tvarovek jsou stejné jako mezní úchylky trubky, tudíž T – kus o stejné tloušťce jako přímá trubka bude zcela vyhovující. [5]

5.6 Dispozice v E3D

Dispoziční řešení potrubní trasy bylo navrženo od kotle k turbíně. Jelikož se jedná o parovodní potrubí, je potřeba brát zřetel na velkou roztažnost trubek. Aby potrubní trasa příliš neměnila svoje navržené dispoziční řešení od konstruktéra, je potřeba správně navrhnout jak tvar trasy, tak ji patřičně uložit správnými podporami. U návrhu trasy se musí brát důraz i na teplotní dilataci jednotlivých částí potrubí, kterou lze vynahradit tzv. kompenzační délkou následujícího úseku, který jde do kolmého směru od přechozího úseku. Pro kompenzační délku l_k roztažnosti trubek platí vztah:

$$l_k = l \cdot \alpha \cdot \Delta t \cdot 10^3 \quad (21)$$

l – délka trubky [m]

α – součinitel teplotní roztažnosti [K^{-1}]

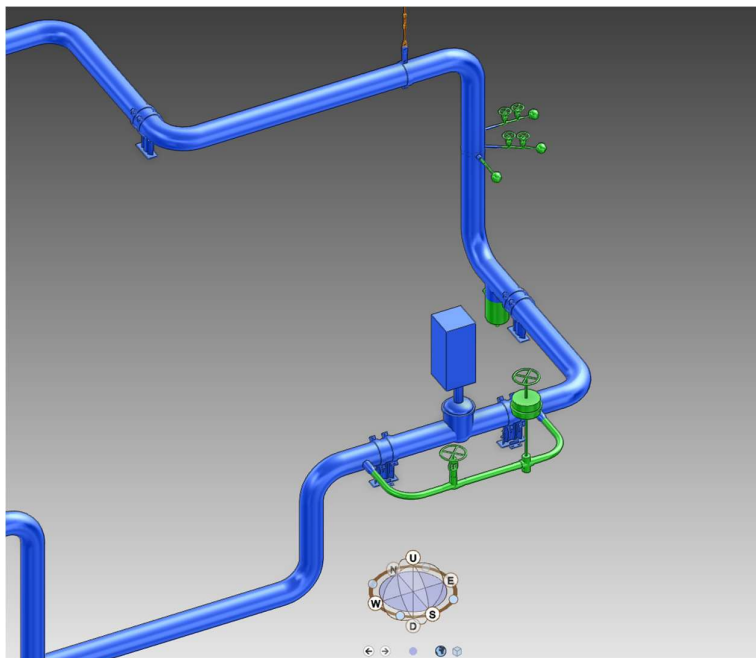
Δt – teplotní rozdíl [K]

Při návrhu délky jednotlivých úseků potrubní trasy podle normy 13 180 přílohy Q se postupuje např. takto, navrhne-li se třímetrová trubka s proudícím médiem teplotě 460 °C, o tlaku 60 bar, 10 mm tloušťky, její tepelná dilatace činí 18 mm. Aby se tato teplotní roztažnost vykompenzovala, je potřeba vložit koleno a navrhnout trubku v kolmém směru o minimální délce 5,452 m. Tímto postupem se navrhne tvar celé potrubní trasy.

Návrh trasy bývá často přizpůsobován konstrukci stavby, umístěním ostatních zařízení a přístupností obsluhy k určitým potrubím komponentám. Důležitou součástí parovodních potrubních součástí jsou nejen pojistné, regulační či jiné armatury, ale i měřicí zařízení parametrů proudícího média např. teploty nebo tlaku. Jak armatury, tak měřicí zařízení musí být umístěny tak, aby k nim měla obsluha snadný přístup. Armatury musí být řádně podepřeny vzhledem k jejich značné váze. Při výběru správného uložení potrubí, se musí brát v potaz jak váha izolace potrubí, tak i namáhání vyvolané potrubím na hrdla připojených zařízení.

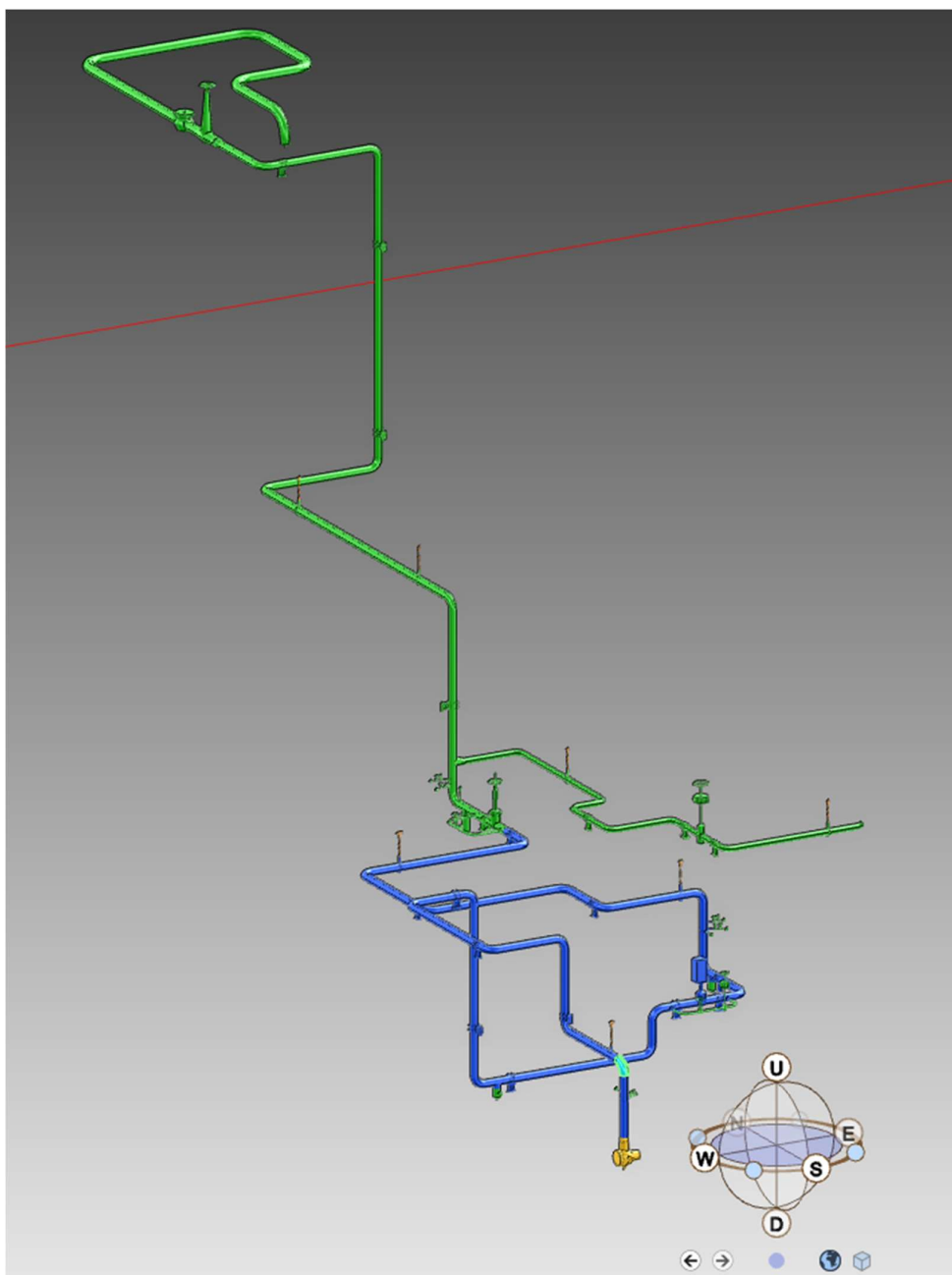
Nedílnou součástí potrubní trasy je i odvodňovací systém, který je umístěn na trase tak, aby potrubní komponenty a příslušná zařízení nepodléhaly zvýšené korozi jako např. pittingu.

Při zohlednění všech těchto aspektů byla v E3D navržena potrubní trasa od kotelního stojanu k hrdlu turbíny, včetně měřicích zařízení na tlak a teplotu páry, odvodňovacích systémů, upouštěcích ventilů a uložení potrubí.



Obr. 5 Detail potrubního systému

V neposlední řadě je k hlavní potrubní trase parovodu připojena potrubní trasa vedoucí ke kondenzátoru. U parovodních systémů je nežádoucí, aby přebytečná pára byla vypuštěna do atmosféry jak kvůli ztrátě proudícího média, tak kvůli zvýšenému hluku. Právě proto se připojují buďto odvzdušňovací ventily nebo tyto obtokové systémy, které vedou např. do kondenzátoru, či jiného zařízení, které je schopno využít energii ohřáté páry. [5, 24]



Obr. 6 Model potrubního systému v E3D

Na obr. 5 je vidět 3D model potrubního systému včetně napojení potrubí trasy parovodu na vývod hlavní potrubní trasy z kotle a připojení navrhovaného parovodu na hrdlo vedoucí do turbíny.

5.7 Výpočetní model v CAESAR II

Po nahrání modelu z programu E3D do CAESARU II verze 12, bylo nejprve nahrazeno provizorní uložení potrubí za příslušné podpory a pružinové závěsy tak, aby potrubí byla umožněna tepelná roztažnost a zároveň bylo zabráněno přílišnému odchýlení potrubních komponent od svého původního uložení. Uložení potrubí bylo umístěno tak, aby měla mezi

sebou dostatečnou vzdálenost a potrubí se nikterak neprohýbalo pod vahou jak svojí tak vahou tepelné izolace.

Do výpočetního modelu je nutno brát v potaz lokální napětí v místech, kde se spojuje více materiálů. V případě potrubních komponent jsou to např. T-tvarovky. Zde je potřeba připojit výpočet zahrnující faktor intenzity napětí, který charakterizuje napěťové pole šíření a vzniku trhlin. Výpočetní model byl doplněn o výpočet na tzv. SIF, neboli stress intensity factor, na každé místo, kde je T-kus nebo napojení měřicích přístrojů na potrubní trasu.

Byly použity typy použitých uložení: [5]

- Pevný bod neboli ukotvení
- Pružný závěs
- Vedení
- Pevný momentově volný bod
- Kluzná podpěra
- Tuhá vzpěra

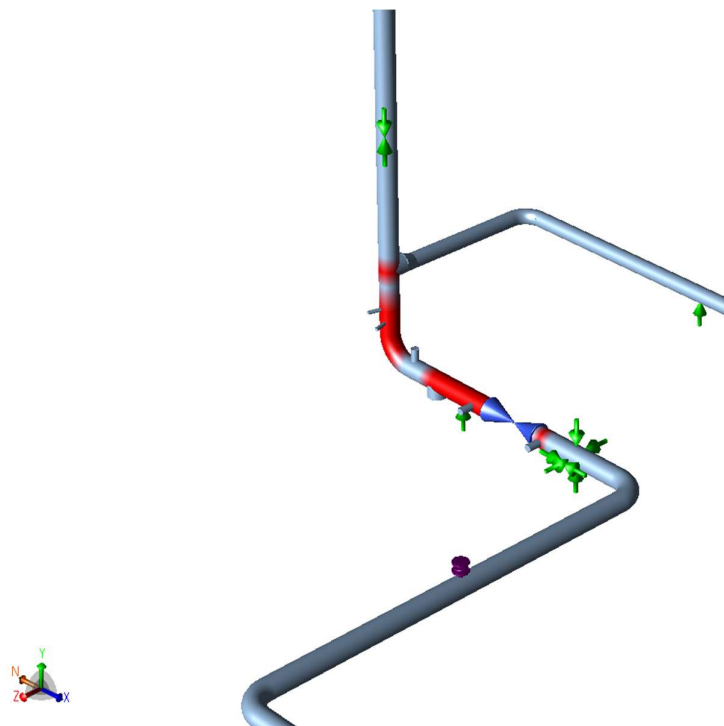
5.7.1 Výpočetní stavy zatížení

V programu CAESAR II ver.12 jsou napětí v potrubí vyhodnocovány pro jednotlivé zatěžovací stavy podle normy EN 13 480. První stav je tzv. HYD, tento stav vyhodnocuje hydrostatickou zkoušku. Při tomto stavu je systém plně naplněn vodou a natlakovaný na tlak zkoušky. Zároveň nesmí zatížení při testovacích podmínkách přesáhnout 95 % meze kluzu materiálu.

Druhým stavem je tzv. OPE, neboli operační stav. V této zkoušce je jak trvalé, tak příležitostné zatížení, např. zatížení od větru nebo seismickým silám, ale zohledňuje i výpočtovou teplotu na rozdíl od následujícího SUS.

Třetím stav je tzv. SUS, tento stav vyhodnocuje trvalá zatížení od výpočtového tlaku, výsledného momentu od tíhy potrubí a trvalých mechanických zatížení. Zároveň musí splňovat podmínku, že tyto namáhání musí být menší než dovolené namáhání f .

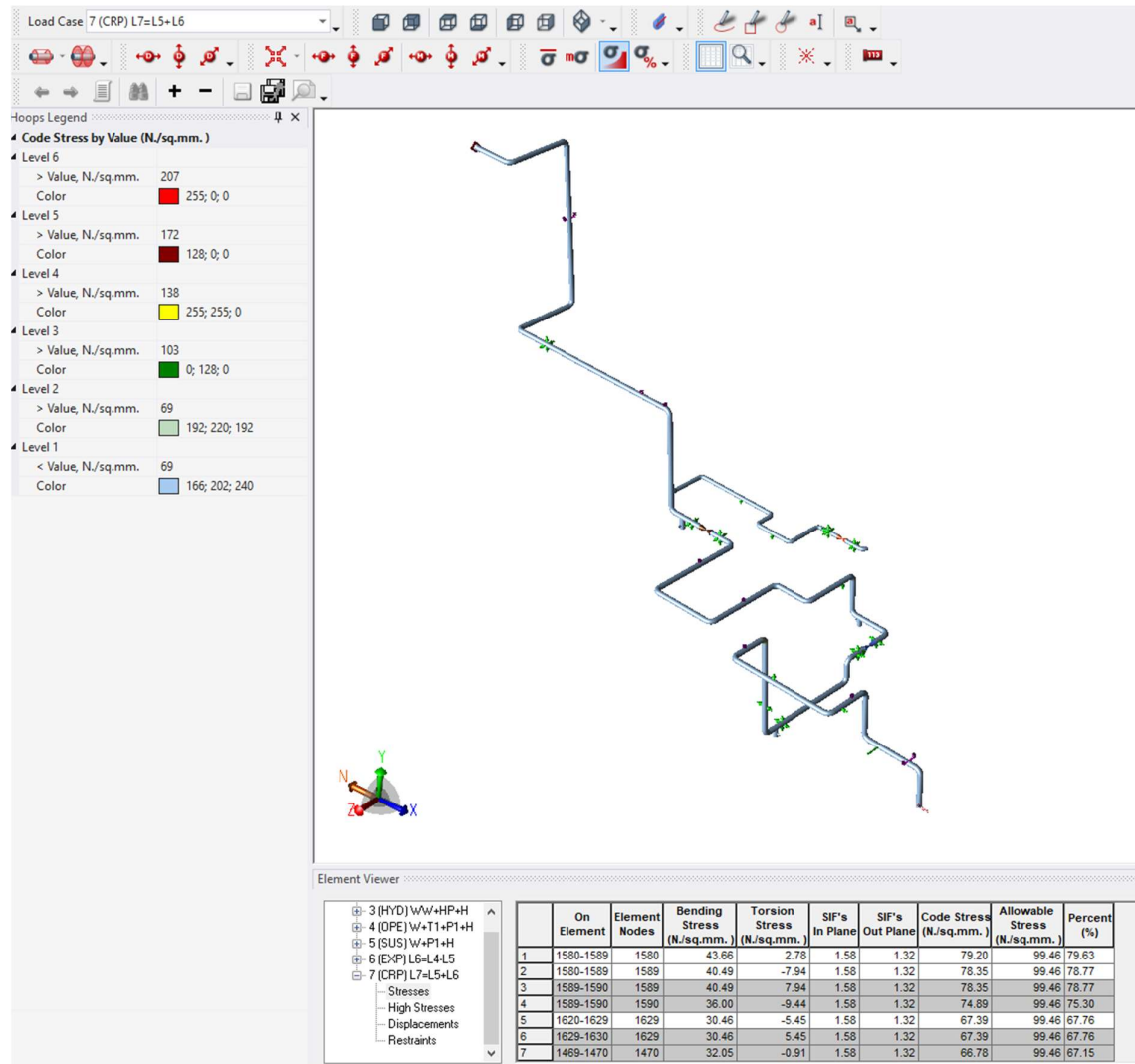
Posledním stavem při primárním výpočtu zatížení je tzv. EXP, který vyhodnocuje zatížení od tepelných dilatací a střídavé zatížení systému. V této výpočetní zkoušce je nutné dbát i na třecí síly, axiální dilataci a pohybu koncových bodů od větru či zemětřesení. [5, 17]



Obr. 7 Kritická část potrubní trasy

Po prvním výpočtu na primární zatížení byly zjištěny kritická místa potrubní trasy, která nevycházela uspokojivě na EXP stav. Po několika úpravách v typu uložení potrubní, byl výpočet zopakován a úspěšně vyhověl na všechny výše zmíněné zatěžující stavy.

Po výměně uložení bylo sníženo namáhání v problémových místech trasy a mohlo se postoupit k teplotně dilatačnímu výpočtu potrubí. V tomto výpočetním stavu musí napětí od výpočtového tlaku, výsledného momentu od váhy potrubí, výsledného momentu od teplotních dilatací a střídavých zatížení být menší než dovolené napětí. Dalo by se tedy říct, že testovací zkouška na creep je součet výsledku SUS A EXP. Po prvním nevyhovujícím výpočtu byla přidána podpora a po opětovném výpočtu byl výsledek již vyhovující jak pro materiál 16Mo3, tak pro 10CrMo9-10.



Obr. 8 Výstup výpočtu na creepový zatěžující stav pro 16Mo3

5.7.2 Analýza namáhání na připojená zařízení

V neposlední řadě je nutné ověřit i namáhání na připojená technologická zařízení, v tomto případě hrdlo turbíny. Bylo zjištěno, že hrdlo turbíny je silně namáháno na osový moment. Aby se snížilo toto namáhání, byla přidána tuhá vzpěra a další podpora. Po této úpravě bylo vyhodnoceno namáhání na hrdlo jako únosné, jelikož jsou silové a momentové účinky menší než výrobcem dodané maximální namáhání na turbínu.

6 Zhodnocení výsledků a porovnání materiálů

6.1 Pevnostní výpočty komponent

Vzhledem k vyšší pevnosti materiálu 10CrMo9-10 jsou výsledky z VVD programu uspokojivější než pro materiál 16Mo3 jak pro trubku, tak pro koleno. Na druhou stranu by stálo za povážení, zdali by pro materiál 10CrMo9-10 nepostačovala menší tloušťka stěny přímé trubky než 10 mm a tím pádem i menší tloušťka stěny kolene. Což by bylo více ekologické řešení, protože by byla menší spotřeba materiálu.

6.2 Výpočetní stavy z CAESAR II

6.2.1 HYD

Pro oba materiály vychází zatěžující zkouška na hydrotest se stejným výsledkem na 24,30 % z maximálního namáhání, což je uspokojivý výsledek.

	On Element	Element Nodes	Bending Stress (N./sq.mm.)	Torsion Stress (N./sq.mm.)	SIF's In Plane	SIF's Out Plane	Code Stress (N./sq.mm.)	Allowable Stress (N./sq.mm.)	Percent (%)
1	990-995	995	20.30	-0.01	1.00	1.00	64.64	266.00	24.30
2	995-1000	995	20.30	0.01	1.00	1.00	64.64	266.00	24.30
3	1070-1075	1075	17.21	1.85	1.00	1.00	61.52	266.00	23.13
4	1075-1080	1075	17.21	-1.85	1.00	1.00	61.52	266.00	23.13
5	400-410	410	12.17	-0.08	1.00	1.00	56.49	266.00	21.24
6	410-420	410	12.17	0.08	1.00	1.00	56.38	266.00	21.20
7	590-600	600	12.02	0.15	1.00	1.00	56.26	266.00	21.15

Obr. 10 Výsledky HYD pro 16Mo3

	On Element	Element Nodes	Bending Stress (N./sq.mm.)	Torsion Stress (N./sq.mm.)	SIF's In Plane	SIF's Out Plane	Code Stress (N./sq.mm.)	Allowable Stress (N./sq.mm.)	Percent (%)
1	990-995	995	20.30	-0.01	1.00	1.00	64.64	266.00	24.30
2	995-1000	995	20.30	0.01	1.00	1.00	64.64	266.00	24.30
3	1070-1075	1075	17.21	1.85	1.00	1.00	61.52	266.00	23.13
4	1075-1080	1075	17.21	-1.85	1.00	1.00	61.52	266.00	23.13
5	400-410	410	12.17	-0.08	1.00	1.00	56.49	266.00	21.24
6	410-420	410	12.17	0.08	1.00	1.00	56.38	266.00	21.20
7	590-600	600	12.02	0.15	1.00	1.00	56.26	266.00	21.15

Obr. 9 Výsledky HYD pro 10CrMo9-10

6.2.2 SUS

V této zkoušce na trvalá zatížení se už výsledky jednotlivých materiálů značně liší. Pro materiál 16Mo3 vychází zkouška s využitím 60,78 % a pro 10CrMo9-10 pouze 47,62 % z maximálního napětí.

Element Viewer

	On Element	Element Nodes	Bending Stress (N./sq.mm.)	Torsion Stress (N./sq.mm.)	SIF's In Plane	SIF's Out Plane	Code Stress (N./sq.mm.)	Allowable Stress (N./sq.mm.)	Percent (%)
1	1070-1075	1075	25.38	5.50	1.00	1.00	60.45	99.46	60.78
2	1075-1080	1075	25.38	-5.50	1.00	1.00	60.45	99.46	60.78
3	240-250	240	19.74	2.18	1.00	1.00	54.81	99.46	55.11
4	1490-1500	1490	18.13	0.48	1.00	1.00	53.13	99.46	53.42
5	1169-1170	1170	17.50	-0.34	1.58	1.32	52.94	99.46	53.22
6	1480-1490	1490	18.13	-0.48	1.00	1.00	52.85	99.46	53.14
7	1160-1169	1169	16.97	-1.74	1.58	1.32	52.46	99.46	52.74

Obr. 11 Výsledky SUS pro 16Mo3

Element Viewer

	On Element	Element Nodes	Bending Stress (N./sq.mm.)	Torsion Stress (N./sq.mm.)	SIF's In Plane	SIF's Out Plane	Code Stress (N./sq.mm.)	Allowable Stress (N./sq.mm.)	Percent (%)
1	1070-1075	1075	25.38	5.50	1.00	1.00	60.45	126.93	47.62
2	1075-1080	1075	25.38	-5.50	1.00	1.00	60.45	126.93	47.62
3	240-250	240	19.74	2.18	1.00	1.00	54.81	126.93	43.18
4	1490-1500	1490	18.13	0.48	1.00	1.00	53.13	126.93	41.86
5	1169-1170	1170	17.50	-0.34	1.58	1.32	52.94	126.93	41.71
6	1480-1490	1490	18.13	-0.48	1.00	1.00	52.85	126.93	41.64
7	1160-1169	1169	16.97	-1.74	1.58	1.32	52.46	126.93	41.33

Obr. 12 Výsledky SUS pro 10CrMo9-10

6.2.3 EXP

Při této zkoušce není výsledek pro jednotlivé materiály tak značný jako v předchozím zatěžujícím stavu, nicméně opět vychází menší maximální využití pro 10CrMo9-10 s výsledkem 39,01 %, pro 16Mo3 vychází 46,28 %.

Element Viewer

	On Element	Element Nodes	Bending Stress (N./sq.mm.)	Torsion Stress (N./sq.mm.)	SIF's In Plane	SIF's Out Plane	Code Stress (N./sq.mm.)	Allowable Stress (N./sq.mm.)	Percent (%)
1	1580-1589	1580	106.95	8.75	1.58	1.32	108.37	277.82	39.01
2	1580-1589	1589	97.39	-20.59	1.58	1.32	105.74	277.80	38.06
3	1589-1590	1589	97.39	20.59	1.58	1.32	105.74	277.80	38.06
4	1589-1590	1590	84.94	-22.89	1.58	1.32	96.49	278.18	34.69
5	1620-1629	1629	71.63	-14.72	1.58	1.32	77.44	279.33	27.73
6	1629-1630	1629	71.63	14.72	1.58	1.32	77.44	279.33	27.73
7	1629-1630	1630	76.32	-0.59	1.58	1.32	76.33	280.38	27.22

Obr. 13 Výsledky EXP pro 10CrMo9-10

Element Viewer

	On Element	Element Nodes	Bending Stress (N./sq.mm.)	Torsion Stress (N./sq.mm.)	SIF's In Plane	SIF's Out Plane	Code Stress (N./sq.mm.)	Allowable Stress (N./sq.mm.)	Percent (%)
1	1580-1589	1580	106.95	8.75	1.58	1.32	108.37	234.15	46.28
2	1580-1589	1589	97.39	-20.59	1.58	1.32	105.74	234.13	45.16
3	1589-1590	1589	97.39	20.59	1.58	1.32	105.74	234.13	45.16
4	1589-1590	1590	84.94	-22.89	1.58	1.32	96.49	234.50	41.15
5	1620-1629	1629	71.63	-14.72	1.58	1.32	77.44	235.65	32.86
6	1629-1630	1629	71.63	14.72	1.58	1.32	77.44	235.65	32.86
7	1629-1630	1630	76.32	-0.59	1.58	1.32	76.33	236.71	32.25

Obr. 14 Výsledky EXP pro 16Mo3

6.2.4 CRP

V tomto zatěžujícím stavu je největší rozdíl mezi jednotlivými materiály. Pro materiál 16Mo3 vychází 79,63 % z maximálního namáhání a pro 10CrMo9-10 62,40 %, byť jsou to zvýšené hodnoty, výsledky jsou stále vyhovující.

Element Viewer										
	On Element	Element Nodes	Bending Stress (N./sq.mm.)	Torsion Stress (N./sq.mm.)	SIF's In Plane	SIF's Out Plane	Code Stress (N./sq.mm.)	Allowable Stress (N./sq.mm.)	Percent (%)	
3 (HYD) W+W+HP+H	1	1580-1589	1580	43.66	2.78	1.58	1.32	79.20	99.46	79.63
4 (OPE) W+T1+P1+H	2	1580-1589	1589	40.49	-7.94	1.58	1.32	78.35	99.46	78.77
5 (SUS) W+P1+H	3	1589-1590	1589	40.49	7.94	1.58	1.32	78.35	99.46	78.77
6 (EXP) L6=L4-L5	4	1589-1590	1590	36.00	-9.44	1.58	1.32	74.89	99.46	75.30
7 (CRP) L7=L5+L6	5	1620-1629	1629	30.46	-5.45	1.58	1.32	67.39	99.46	67.76
	6	1629-1630	1629	30.46	5.45	1.58	1.32	67.39	99.46	67.76
	7	1469-1470	1470	32.05	-0.91	1.58	1.32	66.78	99.46	67.15

Obr. 16 Výsledky CRP pro 16Mo3

Element Viewer										
	On Element	Element Nodes	Bending Stress (N./sq.mm.)	Torsion Stress (N./sq.mm.)	SIF's In Plane	SIF's Out Plane	Code Stress (N./sq.mm.)	Allowable Stress (N./sq.mm.)	Percent (%)	
6 (EXP) L6=L4-L5	1	1580-1589	1580	43.66	2.78	1.58	1.32	79.20	126.93	62.40
	2	1580-1589	1589	40.49	-7.94	1.58	1.32	78.35	126.93	61.73
	3	1589-1590	1589	40.49	7.94	1.58	1.32	78.35	126.93	61.73
	4	1589-1590	1590	36.00	-9.44	1.58	1.32	74.89	126.93	59.00
7 (CRP) L7=L5+L6	5	1620-1629	1629	30.46	-5.45	1.58	1.32	67.39	126.93	53.10
	6	1629-1630	1629	30.46	5.45	1.58	1.32	67.39	126.93	53.10
	7	1469-1470	1470	32.05	-0.91	1.58	1.32	66.78	126.93	52.62

Obr. 15 Výsledky CRP pro 10CrMo9-10

6.3 Zatěžující účinky hrdla turbíny

Poslední zatěžující stav OPE, jehož výsledky nebyly výše uvedeny, má svůj význam při stanovení zatížení vyvolané potrubím na připojené zařízení, resp. hrdlo turbíny. Výsledky zatěžujících účinků na turbínu jsou menší než předepsané maximální namáhání, jež je stanoveno výrobcí, model je tedy vyhovující.

Tab. 1 Analýza zatížení hrdla turbíny

CAESAR II Ver.12.00.01.1501, (Build 210519) Date: MAY 9, 2023 Time: 11:30							
Job Name: V12OPZ							
Licensed To: AFRY CZ s.r.o.							
RESTRAINT SUMMARY REPORT: Loads On Restraints							
Various Load Cases							
Node	Load Case	FX N.	FY N.	FZ N.	MX N.m.	MY N.m.	MZ N.m.
LOAD CASE DEFINITION KEY							
CASE 4 (OPE) W+T1+P1+H							
CASE 5 (SUS) W+P1+H							
1860		TYPE=Displ. Reaction;					
	4(OPE)	5985	-5522	-3416	-534	-1613	-6198
	5(SUS)	21	388	-399	471	-359	-523
	MAX	5985/L4	-5522/L4	-3416/L4	-534/L4	-1613/L4	-6198/L4

6.4 Výběr materiálu

Obecně platí, že ocel 16Mo3 má vyšší toleranci obsahu fosforu, který způsobuje vyšší křehkost a tím zmenšuje vrubovou houževnatost, což není úplně žádoucí. Ocel 16Mo3 má i menší obsah legujících prvků než 10CrMo9-10, jako např. mangan nebo chrom, které jsou naopak vhodné. V neposlední řadě je horší i odolnost 16Mo3 při vysokých teplotách menší než u 10CrMo9-10. Jelikož teplota páry ale není tak vysoká, resp. je na spodní hranici oblasti creepu, není tento faktor tak zásadní. [20]

Model potrubního systému jak v E3D, tak v CAESAR II byl totožný pro oba materiály. Nicméně vzhledem k menší tepelné vodivosti 10CrMo9-10, která by neumožnila tak velkou tepelnou roztažnost potrubí jako 16Mo3 je možné, že by stačil menší počet uložení potrubí, popř. vybrat levnější typy uložení.

Dalším rozhodujícím faktorem je analýza na namáhání hrdel, která ale vyšla pro oba materiály stejně. Ovšem výsledky na zatížení potrubí nikoliv, při těchto výpočtech na zatěžující stavy potrubí vyhovovaly oba materiály, nicméně 10CrMo9-10 má optimálnější výsledky.

Byť je ocel 16Mo3 v mnoha ohledech horší než 10CrMo9-10, rozhodujícím faktorem při výběru je cena materiálu a ta je menší u ocele 16Mo3. Po zvážení, že výše uvedené vlastnosti ocele 10CrMo9-10 jsou mnohem lepší, bylo ustanoveno, že pro tento systém při daných provozních podmínkách není potřeba tak drahého, byť celkem kvalitního materiálu. A proto je 16Mo3 při svých materiálových charakteristikách, vyhovujícím výsledkům na zatěžující účinky a výhodné ceně plně dostačující.

7 Závěr

Záměrem této práce bylo navrhnout potrubní trasu parovodu provozovaném v rozsahu mezi tečení materiálu dle parametrů páry, tj. teplota a tlak. Dalšími určujícími veličinami byl stanovený objemový průtok a rychlost páry z doporučených hodnot pro parovody. Pomocí těchto veličin byl stanoven jmenovitý průměr trubek, neboli DN a dalších potrubních komponent, např. kolene.

Zároveň byly vybrány a srovnány dva různé materiály, v závěru práce bylo rozhodnuto, který z nich je vhodnější pro konkrétní návrh potrubního systému. Po výběru daných materiálů byly prověřeny pevnostní výpočty potrubních komponent v programu VVD, které byly vyhovující pro oba materiály.

Následně byl navržen 3D model celého potrubního systému v programu E3D, odtud se tento model exportoval do výpočtového programu CAESAR II. Ve výpočtním programu proběhla úprava uložení potrubí, tím se potrubní trasa řádně optimalizovala a mohlo se postoupit k pevnostnímu a tepelně dilatačnímu výpočtu potrubního systému.

Po provedení několika dalších optimalizací potrubních uložení, výsledky na zatěžující stavy potrubí vyhověly pro oba materiály a mohlo se přistoupit k analýze zatěžujících účinků na hrdla připojených zařízení. Připojením tuhé vzpěry se snížil zatěžující moment na hrdlo turbíny a po přepočítání byly účinky na hrdlo přípustné s ohledem na předepsané maximální dovolené napětí od výrobce.

Po zhodnocení aspektu financí, vyhovujících výstupů z pevnostní analýzy a vlastností daných materiálů, byla vybrána ocel 16Mo3. Během vytváření této práce se student seznámil s několika programy sloužících k návrhu potrubních systémů, pevnostními výpočty komponent a teplotně dilatačním výpočtem v souladu s platnými normativy.

Tato práce by mohla být případně rozšířena o variantu návrhu potrubí v provedení z ocele 10CrMo9-10 s menší tloušťkou stěn, případně zvolit jiný způsob uložení potrubí a následnou optimalizaci potrubní trasy.

Seznam použitých zdrojů

- [1] *Potrubí a armatury* [online]. [vid. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/208/07.html>
- [2] MIKULA, J. *Potrubí a armatury* [online]. B.m.: Státní nakladatelství technické literatury, 1974. Technický průvodce. Dostupné z: <https://books.google.cz/books?id=sSSMwEACAAJ>
- [3] ESTUDIO.CZ. *ČSN EN 10253-1 (132200)* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://www.technicke-normy-csn.cz/csn-en-10253-1-132200-167265.html>
- [4] *F2-BP-2018-Havlicek-Ondrej-BP-Ondrej Havlicek.pdf* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/79971/F2-BP-2018-Havlicek-Ondrej-BP-Ondrej%20Havlicek.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>
- [5] ČSN EN 13480-3. *Kovová průmyslová potrubí*. Praha: Český normalizační institut. 2018
- [6] *Pressure Equipment Directive* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: https://single-market-economy.ec.europa.eu/sectors/pressure-equipment-and-gas-appliances/pressure-equipment-sector/pressure-equipment-directive_en
- [7] *Top Piping Design Software Packages for 2023 | 2D & 3D Modelling Software Packages | Piping Design CAD Tools (PDF) – What Is Piping* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://whatispiping.com/top-piping-design-software-packages/>
- [8] ČSN EN 10 216-2. *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové účely - Technické dodací podmínky - Část 2: Trubky z nelegovaných a legovaných ocelí se stanovenými vlastnostmi při zvýšených teplotách*. Praha: Český normalizační institut. 2020
- [9] *Creep (deformation)* [online]. 2023 [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Creep_\(deformation\)&oldid=1152609527](https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Creep_(deformation)&oldid=1152609527)
- [10] *zav_prace_soubor_verejne.pdf* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=173495
- [11] *Creep (křip) – tečení Vliv zvýšených teplot na vlastnosti ocelí - ppt stáhnout* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/1914536/>
- [12] ONDRÁČEK, EMANUEL A ALOIS FARLÍK. *Mezní stavy v pevnostních výpočtech*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury. 1973
- [13] *Současné metody dimenzování tlakových zařízení – technicka-zarizeni.cz* [online]. 31. srpen 2020 [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://www.technicka-zarizeni.cz/soucasne-metody-dimenzovani-tlakovych-zarizeni/>
- [14] *Diplomova prace_STUDIS_FINAL.pdf* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: https://theses.cz/id/1kds0j/Diplomova_prace_STUDIS_FINAL.pdf
- [15] *TLAKinfo: oborový portál pro vyhrazená tlaková zařízení - kotle, tlakové nádoby, potrubí* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://www.tlakinfor.com/t.py?t=2&i=1818&z=2>

- [16] *CAESAR II® | Hexagon* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://hexagon.com/products/caesar-ii>
- [17] *PORTAL_DP_JAN_KORELUS_2020.pdf* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: https://otik.uk.zcu.cz/bitstream/11025/41770/1/PORTAL_DP_JAN_KORELUS_2020.pdf
- [18] KŘENEK, Ing Vladimír. Struktura značení strojních technologických zařízení - systém KKS. nedatováno.
- [19] 1.7380 (10crmo9-10) Material Data Sheet - steel from stock. *Stahlhandel Gröditz GmbH* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://www.stahlportal.com/en/stock/17380-10crmo9-10/>
- [20] *10CrMo9-10 / 1.7380 - SteelNumber - Chemical composition, equivalent, properties* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=447
- [21] 16Mo3 Chrome Moly Steel. *AZoM.com* [online]. 29. květen 2010 [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=5244>
- [22] IMPERIALMEDIA. 16Mo3, 15Mo3, 1.5415, 15020 - Žáropevná ocel. *Boden.cz* [online]. 21. únor 2020 [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://www.boden.cz/cs/sortiment/dodavany-sortiment/16mo3-15mo3-15415-15020/>
- [23] ČSN EN 10253-2. *Potrubi tvarovky pro přivaření tupým svarem - Část 2: Nelegované a feritické oceli se stanovením požadavků pro kontrolu*. Praha: Český normalizační institut. 2022
- [24] VÁCLAV PEKAŘ. *Jak na potrubí. Kniha nejen o pevnostních výpočtech potrubí*. 2020. vyd. B.m.: Medim, spol. s r.o., pro Asociaci poskytovatelů technických informací, nedatováno. ISBN 978-80-87140-60-4.
- [25] FIGURE 1.10: Grain boundary slides with respect to each others because... *ResearchGate* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Grain-boundary-slides-with-respect-to-each-others-because-of-the-diffusion-of-vacancies_fig3_339018065
- [26] INFO@ORBINET.CZ, Orbinet cz-. T-kusy bezešvé. *MAXTUBES s.r.o.* [online]. [vid. 2023-05-15]. Dostupné z: <http://www.maxtubes.cz/>

PŘÍLOHA č. 1

Výpočty z VVD

AFRY CZ s.r.o -		
Client :	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver:20.1 Operator: Rev.:A		
EN13480-3:2017 Issue 1:2017 - 6.1 - STRAIGHT PIPE		
S1.1	Main Shell	10 May 2023 12:28
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Distance from end of cylinder to ref. DATUM LINE.....mm		0.00 mm
GENERAL DESIGN DATA		
PRESSURE LOADING: Design Component for Internal Pressure Only		
PROCESS CARD:		
General Design Data : Temp= 460°C, P=6.0000 MPa, c=1.0 mm, Pext=0.0000 MPa		
EXTERNAL CORROSION/EROSION ALLOWANCE.....co		0.00 mm
SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID.....SG		0.00
LIQUID HEAD.....LH		0.00 mm
PIPE DATA		
PIPE FABRICATION: Seamless Pipe		
PIPE DIAMETER: Base Design on Shell Outside Diameter		
EN 10216-2:2013, 1.5415 16Mo3 seamless tube, HT:N THK<=16mm 460°C		
Rm=450 Rp=280 Rpt=149.2 f=99.5 f20=186.67 ftest=266 E=177514(N/mm2) ro=7.85		
Creep 200000h, fnc=99.5, RmTc=186, f=MIN(fnc, RmTc/SEc)=99.5N/mm2		
OUTSIDE DIAMETER OF PIPE/SHELL.....Do		219.10 mm
Size of Pipe:		
Comment (Optional):		
LENGTH OF PIPE/SHELL.....Lcyl		1000.00 mm
NOMINAL WALL THICKNESS (uncorroded).....en		10.00 mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....th		0.00 mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE(in %).....th1		12.50 %
CALCULATION DATA		
6.1 - STRAIGHT PIPE UNDER INTERNAL PRESSURE		
Outside Diameter of Shell (corroded) Dos		
Dos = Do - 2 * co =219.1-2*0=		219.10 mm
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = pc * Dos / (2 * f * z + pc)		(6.1-1)
=6*219.1/(2*99.5*1+6)=		<u>6.4127 mm</u>
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
emina = (emin + c + co + th) + en * th1 / 100		
=(6.41+1+0+0)+10*12.5/100=		<u>8.6600 mm</u>
Analysis Thickness		
ea = en - c - co - th - en * th1 / 100		
=10-1-0-0-10*12.5/100=		7.7500 mm
Internal Pressure emina=8.66 <= en=10[mm]		86.6% OK
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
Fmax = 2 * ea * f * z / (Dos - ea)		
=2*8.75*186.67*1/(219.1-8.75)=		<u>15.53 MPa</u>
3 S1.1 Cylindrical Shell Main Shell	Umax= 86.6%	Page: 2

Company Name -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver.20.0 Operator: Rev.:A		
EN13480-3:2017 Issue 1:2017 - 6.2 - PIPE BENDS AND ELBOWS		
P2.1	02 May 2023 15:17	
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Origo x-value referenced to the base coordinate system:	x	0.00 mm
Origo y-value referenced to the base coordinate system:	y	0.00 mm
Origo z-value referenced to the base coordinate system:	z	0.00 mm
Angle between axis of symmetry and z-axis of the BCS:	Teta	0.00 Degr.
Angle of rotation of z-axis projected in the x-y plane:	Phi	0.00 Degr.
ANGLE IN DEGREE OF PIPE BEND:	Beta	90.00 degr.
ORIENTATION OF PIPE BEND:	Phi	0.00 degr.
GENERAL DESIGN DATA		
PROCESS CARD: General Design Data : Temp= 460°C, P=6.0000 MPa, c=1.0 mm		
EXTERNAL CORROSION/EROSION ALLOWANCE:	co	0.00 mm
SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID:	SG	1.0000
LIQUID HEAD:	LM	0.00 mm
PIPE DATA		
PIPE FABRICATION: Seamless Pipe		
EN 10216-2:2019, 1.5415 16Mo3 seamless tube, HT:N THK<=16mm 460°C		
Rm=450 Rp=280 Rpt=149.2 f=99.5 f20=186.67 ftest=266 E=177514(N/mm2) ro=7.85		
Creep 200000h, fnc=99.5, RmTs=188, f=MIN(fnc, RmTs/SE)=99.5N/mm2		
OUTSIDE DIAMETER OF PIPE/SHELL:	Do	219.10 mm
Size of Pipe:		
Comment (Optional):		
RADIUS OF BEND OR ELBOW:	R	305.00 mm
ORDERED WALL THK.ON THE INTRADOS OF THE PIPE/ELBOW:	enint	15.90 mm
ORDERED WALL THK.ON THE EXTRADOS OF THE PIPE/ELBOW:	enext	12.50 mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE:	th	1.9850 mm
CALCULATION DATA		
6.1 - STRAIGHT PIPE UNDER INTERNAL PRESSURE		
Outside Diameter of Shell (corroded) Dos = 219.10 mm		
Dos = Do - 2 * co = 219.1 - 2*0 = 219.10 mm		
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = pc * Dos / (2 * f * s + pc) = 6.2127 mm (6.2-1)		
= 6 * 219.1 / (2 * 99.5 * 1 + 6) = 6.4127 mm		
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
emina = (emin + c + co + th) / (1 - th1 / 100) = 9.4000 mm		
= (6.41 + 0 + 1.985) / (1 - 0 / 100) = 9.4000 mm		
6.2 - PIPE BENDS AND ELBOWS		
Do2e = Dos / (2 * e) = 219.1 / (2 * 6.41) = 17.08		
Tmpl = Sqr(0.25 * (Do2e^2 + (R/e)^2) - Do2e * (Do2e - 1) * (R/e)^2) = 1004.57		
= Sqr(0.25 * (17.08^2 + (305/6.41)^2) - 17.08 * (17.08 - 1) * (305/6.41)^2) = 1004.57		
roe = Sqr(0.5 * (Do2e^2 + (R/e)^2) + Tmpl) = 47.77		
= Sqr(0.5 * (17.08^2 + (305/6.41)^2) + 1004.57) = 47.77		
Btmp = Sqr((roe^2 - Do2e^2) / (roe^2 - Do2e * (Do2e - 1))) = 0.9957		
= Sqr((47.77^2 - 17.08^2) / (47.77^2 - 17.08 * (17.08 - 1))) = 0.9957		
Bint = Do2e + roe - (Do2e + roe - 1) * Btmp = 1.2723 (B.4.1-3)		
= 17.08 + 47.77 - (17.08 + 47.77 - 1) * 0.9957 = 1.2723		
Bext = Do2e - roe - (Do2e - roe - 1) * Btmp = 0.8649 (B.4.1-9)		
= 17.08 - 47.77 - (17.08 - 47.77 - 1) * 0.9957 = 0.8649		
B.4.1.1 Minimum Required Wall Thickness on the Intrados (excl.allow.), einta		
einta = e * Bint (B.4.1-1) = 6.41 * 1.27 = 8.1591 mm		
Minimum Required Wall Thickness on the Intrados (incl.allow.), einta		
emina = eint + c + co + th = 9.16 + 0 + 1.985 = 11.14 mm		
= 8.1591 + 0 + 1.985 = 11.14 mm		
Internal Pressure(Intrados) einta=11.14 <= enint=15.9[mm]		70.0%
		OK
3 P2.1 Pipe Bends/Elbows	Umax= 70%	Page: 2

Company Name -		
0	Vessel Tag No.:	
S1.1		
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE (in %):th1	12.50 %
CALCULATION DATA		
<i>6.1 - STRAIGHT PIPE UNDER INTERNAL PRESSURE</i>		
Outside Diameter of Shell (corroded) Dos		
Dos = Do - 2 * co = 168.3-2*0=		168.30 mm
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = pc * Dos / (2 * f * s + pc)		(6.1-1)
=6.0008*168.3/(2*99.5*1+6.0008)=		4.9265 mm
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
emina = (emin + c + co + th) + en * th1 / 100		
=(4.93+1+0+0)+8*12.5/100=		6.9300 mm
Analysis Thickness		
ea = en - c - co - th - en * th1 / 100		
=8-1-0-0-8*12.5/100=		6.0000 mm
Internal Pressure emina=6.93 <= en=8[mm]	86.6%	OK
<i>MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD</i>		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
Fmax = 2 * ea * f * s / (Dos - ea)		
=2*7*186.67*1/(168.3-7)=		16.20 MPa
<i>MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR</i>		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
Fmax = 2 * ea * f * s / (Dos - ea)		
=2*6*99.5*1/(168.3-6)=		7.3567 MPa
3 S1.1 Cylindrical Shell	Umax= 86.6%	Page: 3

Company Name -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver.20.0 Operator: Rev:A		
EN13480-3:2017 Issue 1:2017 - 6.2 - PIPE BENDS AND ELBOWS		
P2.1	02 May 2023 14:58 ConnID:S1.1	
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Attachment: S1.1 Cylindrical Shell		
Location: Along z-axis co= 1000		
ANGLE IN DEGREE OF PIPE BEND.....:Beta	90.00	degr.
ORIENTATION OF PIPE BEND.....:Phi	0.00	degr.
GENERAL DESIGN DATA		
PROCESS CARD: General Design Data : Temp= 460°C, F=6.0000 MPa, c=1.0 mm		
EXTERNAL CORROSION/EROSION ALLOWANCE.....:co	0.00	mm
SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID.....:SG	1.0000	
LIQUID HEAD.....:LH	0.00	mm
PIPE DATA		
PIPE FABRICATION: Seamless Pipe		
EN 10216-2:2018, 1.5418 16Mo3 seamless tube, HT:N THK<=16mm 460°C		
Rm=450 Rp=280 Rpt=149.2 f=99.5 f20=186.67 ftest=266 E=177514(N/mm2) ro=7.85		
Creep 200000h, fnc=99.5, RmTc=188, f=MIN(fnc, RmTc/SFc)=99.5N/mm2		
OUTSIDE DIAMETER OF PIPE/SHELL.....:Do	168.30	mm
Size of Pipe:		
Comment (Optional):		
RADIUS OF BEND OR ELBOW.....:R	229.00	mm
ORDERED WALL THK.ON THE INTRADOS OF THE PIPE/ELBOW.....:eint	14.10	mm
ORDERED WALL THK.ON THE EXTRADOS OF THE PIPE/ELBOW.....:eext	11.00	mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....:th	1.7625	mm
CALCULATION DATA		
6.1 - STRAIGHT PIPE UNDER INTERNAL PRESSURE		
Outside Diameter of Shell (corroded) Dos 168.30 mm		
Do = Do - 2 * co = 168.3-2*0=		
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = pc * Dos / (2 * f * s + pc) (6.2-1)		
=6*168.3/(2*99.5+1+6)=		
4.9259 mm		
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
emina = (emin + c + co + th) / (1 - th1 / 100)		
=(4.93+1+0+1.7625)/(1-0/100)=		
7.6900 mm		
6.2 - PIPE BENDS AND ELBOWS		
Do2e = Dos / (2 * e) = 168.3/(2*4.93)= 17.08		
Tmpl = Sqr(0.25*(Do2e^2+(R/e)^2)-Do2e*(Do2e-1)*(R/e)^2)		
=Sqr(0.25*(17.08^2-(229/4.93)^2)-17.08*(17.08-1)*(229/4.93)^2)=		
954.26		
roe = Sqr(0.5 * (Do2e ^ 2 + (R / e) ^ 2) + Tmpl)		
=Sqr(0.5*(17.08^2+(229/4.93)^2)+954.26)=		
46.70		
Btmp = Sqr((roe^2-Do2e^2)/(roe^2-Do2e*(Do2e-1)))		
=Sqr((46.7^2-17.08^2)/(46.7^2-17.08*(17.08-1)))=		
0.9955		
Bint = Do2e + roe - (Do2e + roe - 1) * Btmp		
=17.08+46.7-(17.08+46.7-1)*0.9955=		
1.2820 (B.4.1-3)		
Bext = Do2e - roe - (Do2e - roe - 1) * Btmp		
=17.08-46.7-(17.08-46.7-1)*0.9955=		
0.8625 (B.4.1-9)		
B.4.1.1 Minimum Required Wall Thickness on the Intrados (excl.allow.), eint		
eint = e * Bint (B.4.1-1) = 4.93*1.28=		
6.3149 mm		
Minimum Required Wall Thickness on the Intrados (incl.allow.), einta		
einta = eint + c + co + th = 6.31+1+0+1.7625=		
9.0774 mm		
Internal Pressure(Intrados) einta=9.08 <= eint=14.1[mm] 64.3% OK		
B.4.1.2 Minimum Required Wall Thickness on the Extrados (excl.allow.), eext		
eext = e * Bext (B.4.1-7) = 4.93*0.8625=		
4.2485 mm		
Minimum Required Wall Thickness on the Extrados (incl.allow.), eexta		
eexta = eext + c + co + th = 4.25+1+0+1.7625=		
7.0150 mm		
3 P2.1 Pipe Bends/Elbows	Umax= 64.3%	Page: 2

Company Name -		
0 Vessel Tag No.:		
Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver.20.0 Operator:		Rev.:A
EN13480-3:2017 Issue 1:2017 - 6.1 - STRAIGHT PIPE		
S1.1 03 May 2023 11:40		
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Origo x-value referenced to the base coordinate system:	x	0.00 mm
Origo y-value referenced to the base coordinate system:	y	0.00 mm
Origo z-value referenced to the base coordinate system:	z	0.00 mm
Angle between axis of symmetry and z-axis of the BCS:	Teta	0.00 Degr.
Angle of rotation of z-axis projected in the x-y plane:	Phi	0.00 Degr.
GENERAL DESIGN DATA		
PRESSURE LOADING: Design Component for Internal Pressure Only		
PROCESS CARD: : Temp= 460°C, P=6.0000 MPa, c=1.0 mm, Pext=0.0000 MPa		
EXTERNAL CORROSION/EROSION ALLOWANCE:	co	0.00 mm
SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID:	SG	0.00
LIQUID HEAD:	LH	59.22 mm
PIPE DATA		
PIPE FABRICATION: Seamless Pipe		
PIPE DIAMETER: Base Design on Shell Outside Diameter		
EN 10216-2:2018, 1.7880 10CrMo9-10 seamless tube, RT:NT, QT THK=40mm 460°C		
Rm=480 Rp=280 Rpt=190.4 f=125.3 f20=186.67 fbest=266 E=177514(N/mm2) ro=7.85		
Creep 200000h, fnc=126.9, RmTc=188, f=MIN(fnc, RmTc/SPc)=125.3N/mm2		
OUTSIDE DIAMETER OF PIPE/SHELL:	Do	219.10 mm
Size of Pipe:		
Comment (Optional):		
LENGTH OF PIPE/SHELL:	Lcyl	1000.00 mm
NOMINAL WALL THICKNESS (un corroded):	en	10.00 mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE:	th	0.00 mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE (in %):	th1	12.80 %
CALCULATION DATA		
6.1 - STRAIGHT PIPE UNDER INTERNAL PRESSURE		
Outside Diameter of Shell (corroded) Dos		
Dos = Do - 2 * co =219.1-2*0=		219.10 mm
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = pc * Dos / (2 * f * s + pc)		(6.1-1)
=6*219.1/(2*125.3*1+6)=		5.1231 mm
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
emina = (emin + c + co + th) + en * th1 / 100		
=(5.12+1+0+0)+10*12.5/100=		7.3700 mm
Analysis Thickness		
ea = en - c - co - th - en * th1 / 100		
=10-1-0-0-10*12.5/100=		7.7500 mm
Internal Pressure emina=7.37 <= en=10[mm]		73.7% OK
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
Pmax = 2 * ea * f * s / (Dos - ea)		
=2*7.75*125.3*1/(219.1-8.75)=		15.53 MPa
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
Pmax = 2 * ea * f * s / (Dos - ea)		
=2*7.75*125.3*1/(219.1-7.75)=		9.1893 MPa
3 S1.1 Straight Pipe	Umax= 73.7%	Page: 2

Company Name -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by Hexagon PPM.Ver.20.0 Operator: Rev.:A		
EN13480-3:2017 Issue 1:2017 - 6.2 - PIPE BENDS AND ELBOWS		
P2.1	03 May 2023 11:38	
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Origo x-value referenced to the base coordinate system:	x	0.00 mm
Origo y-value referenced to the base coordinate system:	y	0.00 mm
Origo z-value referenced to the base coordinate system:	z	0.00 mm
Angle between axis of symmetry and z-axis of the BCS:	Teta	0.00 Degr.
Angle of rotation of z-axis projected in the x-y plane:	Phi	0.00 Degr.
ANGLE IN DEGREE OF PIPE BEND.....	Beta	90.00 degr.
ORIENTATION OF PIPE BEND.....	Phi	0.00 degr.
GENERAL DESIGN DATA		
PROCESS CARD: : Temp= 460°C, P=6.0000 MPa, c=1.0 mm		
EXTERNAL CORROSION/EROSION ALLOWANCE.....	co	0.00 mm
SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID.....	SG	0.00
LIQUID HEAD.....	LH	0.00 mm
PIPE DATA		
PIPE FABRICATION: Seamless Pipe		
EN 10216-2:2019, 1.7980 10CrMo9-10 seamless tube, HT:NT, QT THK<=40mm 460°C		
Rm=480 Rp=280 Rpt=190.4 f=125.3 f20=186.67 ftest=266 E=177514(N/mm2) ro=7.85		
Creep 200000h, fnc=126.9, RmTc=188, f=MIN(fnc, RmTc/SPc)=125.3N/mm2		
OUTSIDE DIAMETER OF PIPE/SHELL.....	Do	219.10 mm
Size of Pipe:		
Comment (Optional):		
RADIUS OF BEND OR ELBOW.....	R	305.00 mm
ORDERED WALL THK.ON THE INTRADOS OF THE PIPE/ELBOW.....	enint	15.90 mm
ORDERED WALL THK.ON THE EXTRADOS OF THE PIPE/ELBOW.....	enext	12.50 mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....	th	1.9850 mm
CALCULATION DATA		
6.1 - STRAIGHT PIPE UNDER INTERNAL PRESSURE		
Outside Diameter of Shell (corroded) Dos		
Do = Do - 2 * co = 219.1-2*0=		219.10 mm
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = pc * Dos / (2 * f * s + pc)		(6.2-1)
=6*219.1/(2*125.3*1+6)=		<u>5.1231 mm</u>
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
emina = (emin + c + co + th) / (1 - th1 / 100)		
=(5.12+1+0+1.985)/(1-0/100)=		<u>8.1100 mm</u>
6.2 - PIPE BENDS AND ELBOWS		
Do2e = Dos / (2 * e) = 219.1/(2*5.12)=		21.38
Tmpl = Sqr(0.25*(Do2e^2-(R/e)^2)-Do2e*(Do2e-1)*(R/e)^2)		
=Sqr(0.25*(21.38^2-(305/5.12)^2)-21.38*(21.38-1)*(305/5.12)^2)=		1567.87
roe = Sqr(0.5*(Do2e^2+(R/e)^2)+Tmpl)		
=Sqr(0.5*(21.38^2+(305/5.12)^2)+1567.87)=		59.74
Btmp = Sqr((roe^2-Do2e^2)/(roe^2-Do2e*(Do2e-1)))		
=Sqr((59.74^2-21.38^2)/(59.74^2-21.38*(21.38-1)))=		0.9966
Bint = Do2e + roe - (Do2e + roe - 1) * Btmp		
=21.38+59.74-(21.38+59.74-1)*0.9966=		1.2739 (B.4.1-3)
Bext = Do2e - roe - (Do2e - roe - 1) * Btmp		
=21.38-59.74-(21.38-59.74-1)*0.9966=		0.8655 (B.4.1-9)
B.4.1.1 Minimum Required Wall Thickness on the Intrados (excl.allow.), eint		
eint = e * Bint (B.4.1-1) = 5.12*1.27=		<u>6.5264 mm</u>
Minimum Required Wall Thickness on the Intrados (incl.allow.), einta		
einta = eint + c + co + th = 6.52+1+0+1.985=		<u>9.5114 mm</u>
Internal Pressure(Intrados) einta=9.51 <= enint=15.9[mm]	59.8%	OK
3 P2.1 Pipe Bends/Elbows	Umax= 59.8%	Page: 2

Company Name -		
0	Vessel Tag No.:	
Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver.20.0 Operator: Rev.:A		
EN13480-3:2017 Issue 1:2017 - 6.2 - PIPE BENDS AND ELBOWS		
P2.1	03 May 2023 11:33	
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Origo x-value referenced to the base coordinate system:x	0.00	mm
Origo y-value referenced to the base coordinate system:y	0.00	mm
Origo z-value referenced to the base coordinate system:z	0.00	mm
Angle between axis of symmetry and z-axis of the BCS:Beta	0.00	Degr.
Angle of rotation of z-axis projected in the x-y plane:Phi	0.00	Degr.
ANGLE IN DEGREE OF PIPE BEND.....:Beta	90.00	degr.
ORIENTATION OF PIPE BEND.....:Phi	0.00	degr.
GENERAL DESIGN DATA		
PROCESS CARD: Temp= 460°C, P=6.0000 MPa, c=1.0 mm		
EXTERNAL CORROSION/EROSION ALLOWANCE.....:co	0.00	mm
SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID.....:SG	0.00	
LIQUID HEAD.....:LM	0.00	mm
PIPE DATA		
PIPE FABRICATION: Seamless Pipe		
EN 10216-2:2013, 1.7980 10CrMo9-10 seamless tube, HT:NT, QT THK=40mm 460°C		
Rm=480 Rp=280 Rpt=190.4 f=125.3 f20=186.67 ftest=266 E=177514(N/mm2) zo=7.85		
Creep 200000h, fnc=126.9, RmT=188, f=MIN(fnc, RmT/SE)=126.9N/mm2		
NOTE: ALLOWABLE STRESSES HAS BEEN BASED ON THE ALTERNATIVE ROUTE.		
OUTSIDE DIAMETER OF PIPE/SHELL.....:Do	168.30	mm
Size of Pipe:		
Comment (Optional):		
RADIUS OF BEND OR ELBOW.....:R	229.00	mm
ORDERED WALL THK.ON THE INTRADOS OF THE PIPE/ELBOW...:eint	14.10	mm
ORDERED WALL THK.ON THE EXTRADOS OF THE PIPE/ELBOW...:eext	11.00	mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....:th	1.7625	mm
CALCULATION DATA		
6.1 - STRAIGHT PIPE UNDER INTERNAL PRESSURE		
Outside Diameter of Shell (corroded) Dos		
Do = Do - 2 * co = 168.3-2*0=	168.30	mm
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = pc * Do / (2 * f * s + pc)	(6.2-1)	
= 6*168.3/(2*125.3*1+6)=	3.9352	mm
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
emina = (emin + c + co + th) / (1 - th / 100)		
= (3.94+1+0+1.7625)/(1-0/100)=	6.7000	mm
6.2 - PIPE BENDS AND ELBOWS		
Do2e = Do / (2 * e) = 168.3/(2*3.94)=	21.38	
Tmp1 = Sqr(0.25*(Do2e^2+(R/e)^2)^2-Do2e*(Do2e-1)*(R/e)^2)		
= Sqr(0.25*(21.38^2+(229/3.94)^2)^2-21.38*(21.38-1)*(229/3.94)^2)=	1489.00	
roe = Sqr(0.5*(Do2e^2+(R/e)^2)+Tmp1)		
= Sqr(0.5*(21.38^2+(229/3.94)^2)+1489.)=	58.40	
Btmp = Sqr((roe^2-Do2e^2)/(roe^2-Do2e*(Do2e-1)))		
= Sqr((58.4^2-21.38^2)/(58.4^2-21.38*(21.38-1)))=	0.9964	
Bint = Do2e + roe - (Do2e + roe - 1) * Btmp		
= 21.38+58.4-(21.38+58.4-1)*0.9964=	1.2827	(B.4.1-3)
Bext = Do2e - roe - (Do2e - roe - 1) * Btmp		
= 21.38-58.4-(21.38-58.4-1)*0.9964=	0.8631	(B.4.1-5)
B.4.1.1 Minimum Required Wall Thickness on the Intrados (excl.allow.), eint		
eint = e * Bint (B.4.1-1) = 3.94*1.28=	5.0516	mm
Minimum Required Wall Thickness on the Intrados (incl.allow.), einta		
einta = eint + c + co + th = 5.05+1+0+1.7625=	7.8141	mm
3 P2.1 Pipe Bends/Elbows	Umax= 55.0%	Page: 2

Company Name -		
0 Vessel Tag No.:		
Visual Vessel Design by Hexagon PPM, Ver.20.0 Operator: Rev.:A		
EN13480-3:2017 Issue 1:2017 - 6.1 - STRAIGHT PIPE		
S1.1 03 May 2023 11:25		
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Origo x-value referenced to the base coordinate system:	x	0.00 mm
Origo y-value referenced to the base coordinate system:	y	0.00 mm
Origo z-value referenced to the base coordinate system:	z	0.00 mm
Angle between axis of symmetry and z-axis of the BCS:	Teta	0.00 Degr.
Angle of rotation of z-axis projected in the x-y plane:	Phi	0.00 Degr.
GENERAL DESIGN DATA		
PRESSURE LOADING: Design Component for Internal Pressure Only		
PROCESS CARD: T Temp=460°C, P=6.0000 MPa, c=1.0 mm, Pext=0.0000 MPa		
EXTERNAL CORROSION/EROSION ALLOWANCE:	co	0.00 mm
SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID:	SG	0.00
LIQUID HEAD:	LH	0.00 mm
PIPE DATA		
PIPE FABRICATION: Seamless Pipe		
PIPE DIAMETER: Base Design on Shell Outside Diameter		
EN 10216-2:2013, 1.7380 10CrMo9-10 seamless tube, HT:NT, QT THK<=40mm 460°C		
Rm=480 Rp=280 Rpt=190.4 f=125.3 f20=186.67 feast=266 E=177514(N/mm2) ro=7.85		
Creep 200000h, fnc=126.9, RmT=188, f=MIN(fnc, RmT/SPc)=125.3N/mm2		
OUTSIDE DIAMETER OF PIPE/SHELL:	Do	150.00 mm
Size of Pipe:		
Comment (Optional):		
LENGTH OF PIPE/SHELL:	Lcyl	1000.00 mm
NOMINAL WALL THICKNESS (uncorroded):	en	10.00 mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE:	th	0.00 mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE (in %):	thl	12.50 %
CALCULATION DATA		
6.1 - STRAIGHT PIPE UNDER INTERNAL PRESSURE		
Outside Diameter of Shell (corroded) Dos		
Do - 2 * co =		150.00 mm
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. emin :		(6.1-1)
emin = pc * Dos / (2 * f * s + pc)		9.5074 mm
=6*150/(2*125.3*1+6)=		
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
emina = (emin + c + co + th) + en * thl / 100		5.7600 mm
=(9.51+1+0+0)+10*12.5/100=		
Analysis Thickness		
ea = en - c - co - th - en * thl / 100		7.7500 mm
=10-1-0-0-10*12.5/100=		
Internal Pressure emina=5.76 <= en=10[mm]	57.6%	OK
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
Fmax = 2 * ea * f * s / (Dos - ea)		29.19 MPa
=2*6.75*186.67*1/(150-6.75)=		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
Fmax = 2 * ea * f * s / (Dos - ea)		13.65 MPa
=2*7.75*125.3*1/(150-7.75)=		
3 S1.1 Straight Pipe	Umax= 57.6%	Page: 2

PŘÍLOHA č. 2

Výsledky z CAESAR II

```
CAESAR II Ver.12.00.01.1501, (Build 210519) Date: MAY 9, 2023 Time: 11:34
Job Name: V12
Licensed To: AFRY CE s.r.o.
STRESS SUMMARY (LEGACY) REPORT: Highest Stresses Mini Statement
Various Load Cases

LOAD CASE DEFINITION KEY

CASE 3 (HYD) WW+HP+H
CASE 5 (SUS) W+P1+H
CASE 6 (EXP) L6=L4-L5
CASE 7 (CRP) L7=L5+L6
```

Note: This report indicates generic stresses summary. Currently, CAESAR II does not have summary for code-defined stresses.
Piping Code: EN-13480 = EN-13480 -2017 (Issued June 2017)

```
CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H

Highest Stresses: (N./sq.mm.) LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H
Ratio (%): 24.3 @Node 995
Code Stress: 64.6 Allowable Stress: 266.0
Axial Stress: 40.9 @Node 330
Bending Stress: 20.3 @Node 995
Torsion Stress: 1.9 @Node 1590
Hoop Stress: 84.2 @Node 120
Max Stress Intensity: 97.2 @Node 1075

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 5 (SUS) W+P1+H

Highest Stresses: (N./sq.mm.) LOADCASE 5 (SUS) W+P1+H
Ratio (%): 60.8 @Node 1075
Code Stress: 60.4 Allowable Stress: 99.5
Axial Stress: 33.4 @Node 440
Bending Stress: 25.4 @Node 1075
Torsion Stress: 5.5 @Node 1060
Hoop Stress: 67.0 @Node 120
Max Stress Intensity: 77.7 @Node 1075

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 6 (EXP) L6=L4-L5

Highest Stresses: (N./sq.mm.) LOADCASE 6 (EXP) L6=L4-L5
Ratio (%): 46.3 @Node 1580
Code Stress: 108.4 Allowable Stress: 234.1
Axial Stress: 3.4 @Node 1410
Bending Stress: 106.9 @Node 1580
Torsion Stress: 22.9 @Node 1590
Hoop Stress: 0.0 @Node 120
Max Stress Intensity: 120.5 @Node 1580

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 7 (CRP) L7=L5+L6

Highest Stresses: (N./sq.mm.) LOADCASE 7 (CRP) L7=L5+L6
Ratio (%): 79.6 @Node 1580
Code Stress: 79.2 Allowable Stress: 99.5
Axial Stress: 33.2 @Node 440
Bending Stress: 43.7 @Node 1580
Torsion Stress: 9.4 @Node 1590
Hoop Stress: 67.0 @Node 120
Max Stress Intensity: 116.3 @Node 1580
```

CAESAR II Ver.12.00.01.1501, (Build 210519) Date: MAY 9, 2023 Time: 11:48
Job Name: V120PE
Licensed To: AFRY CZ s.r.o.
STRESS SUMMARY (LEGACY) REPORT: Highest Stresses Mini Statement
Various Load Cases

LOAD CASE DEFINITION KEY

CASE 3 (HYD) WW+HP+H
CASE 5 (SUS) W+P1+H
CASE 6 (EXP) L6=L4-L5
CASE 7 (CRP) L7=L5+L6

Note: This report indicates generic stresses summary. Currently, CAESAR II does not have summary for code-defined stresses.
Piping Code: EN-13480 = EN-13480 -2017 (Issued June 2017)

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H

Highest Stresses: (N./sq.mm.) LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H
Ratio (%): 24.3 @Node 995
Code Stress: 64.6 Allowable Stress: 266.0
Axial Stress: 40.9 @Node 330
Bending Stress: 20.3 @Node 995
Torsion Stress: 1.9 @Node 1590
Hoop Stress: 84.2 @Node 120
Max Stress Intensity: 97.2 @Node 1075

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 5 (SUS) W+P1+H

Highest Stresses: (N./sq.mm.) LOADCASE 5 (SUS) W+P1+H
Ratio (%): 47.6 @Node 1075
Code Stress: 60.4 Allowable Stress: 126.9
Axial Stress: 33.4 @Node 440
Bending Stress: 25.4 @Node 1075
Torsion Stress: 5.5 @Node 1060
Hoop Stress: 67.0 @Node 120
Max Stress Intensity: 77.7 @Node 1075

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 6 (EXP) L6=L4-L5

Highest Stresses: (N./sq.mm.) LOADCASE 6 (EXP) L6=L4-L5
Ratio (%): 39.0 @Node 1580
Code Stress: 108.4 Allowable Stress: 277.8
Axial Stress: 3.4 @Node 1410
Bending Stress: 106.9 @Node 1580
Torsion Stress: 22.9 @Node 1590
Hoop Stress: 0.0 @Node 120
Max Stress Intensity: 120.5 @Node 1580

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 7 (CRP) L7=L5+L6

Highest Stresses: (N./sq.mm.) LOADCASE 7 (CRP) L7=L5+L6
Ratio (%): 62.4 @Node 1580
Code Stress: 79.2 Allowable Stress: 126.9
Axial Stress: 33.2 @Node 440
Bending Stress: 43.7 @Node 1580
Torsion Stress: 9.4 @Node 1590
Hoop Stress: 67.0 @Node 120
Max Stress Intensity: 116.3 @Node 1580