



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING

SOFTWAREOVÁ PODPORA NÁVRHU A HODNOCENÍ **VÝMĚNÍKŮ TEPLA SE SVAZKEM TRUBEK V PLÁŠTI**

SOFTWARE AIDED DESIGN AND ASSESSMENT OF SHELL AND TUBE HEAT
EXCHANGERS

DOKTORSKÁ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ING. TOMÁŠ LÉTAL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. ZDENĚK JEGLA, PH.D.

BRNO 2014

Abstrakt

Tato práce se zabývá vývojem integrovaného softwarového prostředí a postupů pro usnadnění konstrukčního návrhu a kontroly tepelných výměníků se svazkem trubek v plášti. V práci jsou rozebrány procesy konstrukčního návrhu a kontroly tepelných výměníků se svazkem trubek v plášti a možnosti komerčních softwarů, které v praxi tyto procesy usnadňují. Konstrukční návrh se většinou provádí v souladu s normami, v této práci je použita ČSN EN 13445. Kontrolní výpočty podle této normy lze plně automatizovat, avšak návrhový proces je automatizován pouze částečně nebo vůbec. Předmětem práce je vývoj a realizace integrované softwarové podpory, jejíž hlavní motivací je právě automatizace návrhového procesu tepelných výměníků se svazkem trubek v plášti s využitím nové výpočtové filozofie zahrnující také některé nové dílčí postupy řešení. Na základě rozboru procesů návrhu a kontroly jsou nejprve formulovány realistické požadavky na takový software, který by tyto procesy usnadnil. Stěžejní části práce se pak věnují zpracování klíčových modulů vyvíjeného integrovaného softwaru – datového modelu výměníku a jeho okolí a modulu pro pevnostní kontrolu podle ČSN EN 13445. Tyto moduly tvoří nosný základ vyvíjeného softwaru, který lze dále rozšiřovat, což bude předmětem navazující práce.

Klíčová slova

Tepelný výměník se svazkem trubek v plášti, konstrukční návrh, ČSN EN 13445, software, Python, CAD, MKP

Abstract

Subject of this work is a development of an integrated software environment for mechanical design and check of shell and tube heat exchangers. Processes of mechanical design and checks well as software which perform these processes are broken down to basic methods and parts. Mechanical design is usually performed according to some standards. In this work, ČSN EN 13445 is used. This standard describes mostly design check calculations which can be easily algorithmized. On the contrary, design calculations are described to some extent in few simple cases and mechanical design of shell and tube heat exchanger has not been fully algorithmized yet. Subject of this work is design of software, which will be capable of automatically performing mechanical design from datasheet as an input. Based on breakdown of design and check processes, requirements for key software features are derived. Important part of presented work is design and implementation of key modules – data model of shell and tube heat exchanger, module for mechanical design check according to ČSN EN 13445. These modules form basis of the software which will be developed further in future work.

Keywords

Shell and tube heat exchanger, mechanical design, ČSN EN 13445, software, Python, CAD, FEM

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem dizertační práci vypracoval samostatně a že všechny použité zdroje jsem správně a úplně citoval.

V Brně, 23. května 2014

.....

Ing. Tomáš Létal

Bibliografická citace

LÉTAL, T. *Softwarová podpora návrhu a hodnocení výměníků tepla se svazkem trubek v plášti*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 130 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D..

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu dizertační práce doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D. a školiteli specialistovi Ing. Richardu Nekvasilovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky. Mé poděkování patří také kolegům zejména z konstrukční sekce za přínosné podněty a morální podporu při studiu.

Obsah

1 ÚVOD.....	6
1.1 Zákony a normy spojené s výměníky.....	6
1.2 Konstrukce výměníků v souladu s ČSN EN 13445 [1].....	6
1.3 Role softwaru při řešení inženýrských úloh.....	7
1.4 Motivace.....	8
1.5 Parametrický model výměníku jako základ softwarové podpory.....	9
1.6 Cíle práce.....	9
2 ROZBOR NÁVRHOVÉHO PROCESU VÝMĚNÍKU.....	10
2.1 Tepelně-hydraulický návrh.....	11
2.2 Tepelně hydraulický kontrolní výpočet.....	12
2.3 Konstrukční návrh.....	13
3 IDEOVÝ NÁVRH SOFTWARE PRO KONTROLNÍ A NÁVRHOVÉ VÝPOČTY VÝMĚNÍKŮ.....	15
3.1 Obecné požadavky na software.....	15
3.2 Struktura softwaru.....	16
3.3 Přehled vybraných softwarů řešících podobné úlohy jako navrhovaný software.....	17
3.4 Zdarma dostupné softwary a knihovny.....	20
3.5 Možnosti využití komerčních softwarů.....	23
4 REALIZACE SOFTWARE PRO KONTROLNÍ A NÁVRHOVÉ VÝPOČTY VÝMĚNÍKŮ.....	25
4.1 Použité softwary.....	25
4.2 Objektově orientované programování.....	25
4.3 Současný stav.....	26
5 DATOVÝ MODEL VÝMĚNÍKU A JEHO OKOLÍ.....	30
5.1 Základní položky stromu.....	31
5.2 Parametry.....	33
6 MODEL GEOMETRIE.....	34

6.1	Současné techniky modelování sestav.....	34
6.2	Vazby v parametrických sestavách.....	36
6.3	Specifické vlastnosti parametrických sestav výměníků.....	36
6.4	Implementovaný systém parametrických sestav.....	37
6.5	Prvky výměníků.....	38
6.6	Porty.....	49
7	PEVNOSTNÍ VÝPOČTY PODLE ČSN EN 13445.....	51
7.1	Koncepce implementace normovaných výpočtů.....	51
7.2	Konstrukční materiály.....	52
7.3	Kontrolní výpočty konstrukčních uzlů.....	55
7.4	Problémy s návrhovými výpočty konstrukčních uzlů.....	73
8	KONSTRUKČNÍ NÁVRH VÝMĚNÍKU V SOULADU S ČSN EN 13445 [1].....	75
8.1	Obecná strategie algoritmizace konstrukčního návrhu výměníku.....	75
8.2	Vymezení úlohy konstrukčního návrhu.....	76
8.3	Algoritmus konstrukčního návrhu.....	76
8.4	Skupiny prvků podle polotovarů a normalizovaných dílů.....	77
8.5	Omezení hodnot neznámých parametrů vybraných prvků.....	78
8.6	Optimalizace prvků.....	83
9	IMPLEMENTACE METOD PRO HODNOCENÍ A PREDIKCI POŠKOZOVÁNÍ V BUDOUCÍ PRÁCI.....	84
9.1	Mechanismy poškození.....	84
9.2	Nežádoucí poškození funkce výměníku.....	89
9.3	Analýzy pomocí MKP.....	91
10	ZÁVĚR.....	93
10.1	Souhrn dosavadní práce.....	93
10.2	Budoucí práce.....	95
	LITERATURA.....	96
	SEZNAM PŘÍLOH.....	100

1 ÚVOD

Cílem této práce je navrhnout, implementovat a vyzkoušet algoritmy pro usnadnění kontrol a návrhů výměníků tepla se svazkem trubek v plášti. Pokud nebude uvedeno jinak, pojem „výměník“ bude v této práci používán pro označení tepelného výměníku se svazkem trubek v plášti. Kompletní řešení problematiky návrhů a kontrol výměníků na současné úrovni poznání by bylo velmi rozsáhlé, protože je třeba zohlednit velké množství ekonomických a bezpečnostních faktorů, například různé druhy poškození a jejich dopady na bezpečnou funkci výměníku. Dizertační práce neposkytuje dostatečný prostor k softwarovému řešení celé problematiky, může však položit dobrý základ. Tímto základem je datový model výměníku a systematická automatizace kontrolních výpočtů především podle normy ČSN EN 13445 [1]. Tato norma předepisuje konstrukční požadavky na pevnost tlakových nádob, mezi které zpravidla patří výměníky řešeného typu, protože jsou vhodné zejména pro vysokotlaké aplikace. Vzhledem k tomu, že mnoho implementovaných postupů lze použít pro tlakové nádoby obecně, budou v některých částech této práce výměníky považovány za speciální případy tlakových nádob. Předmětem práce je koncepční návrh a částečná realizace softwaru pro usnadnění návrhu a kontroly výměníků. Software v budoucnu nalezne uplatnění jak v praxi tak i při vývoji algoritmů pro multidisciplinární optimalizace a hodnocení zbytkové životnosti výměníků.

1.1 ZÁKONY A NORMY SPOJENÉ S VÝMĚNÍKY

Výměníky uvažované v této práci jsou vhodné zejména pro vysokotlaké aplikace a lze je tedy považovat za tlakové nádoby podle PED [2]. Toto nařízení klade bezpečnostní požadavky na tlakové nádoby používané v Evropské unii. Nejjednodušší cestou k jejich splnění je návrh nádob podle harmonizované normy [1]. Tato norma vznikla kombinací národních norem členských států Evropské unie, například britské normy PD 5500 [3] (dříve BS 5500), německé AD 2000-Merkblatt [4] nebo české ČSN 690010 [5]. Ve světě se výměníky nejčastěji navrhují v souladu s normou ASME [6], která je nejstarší používanou normou pro tlakové nádoby.

Výměník je složité zařízení, při jehož návrhu je často využíváno osvědčených konstrukčních řešení a metod. Soubor takových řešení a metod je předmětem normy svazu výrobců trubkových výměníků (TEMA) [7]. Tento předpis vznikl jako doplněk k normě ASME [6], v praxi je však používán i spolu s jinými normami. V této práci bude využívána norma ČSN EN 13445 [1].

1.2 KONSTRUKCE VÝMĚNÍKŮ V SOULADU S ČSN EN 13445 [1]

Na výměník je kladeno mnoho požadavků. Primárním účelem výměníku je výměna tepla mezi horkou a chladnou pracovní látkou. Přitom je třeba minimalizovat tlakové ztráty, zajistit odolnost vůči korozi, omezit vibrace a počítat se zanášením. Konstrukční návrh je obvykle iterační a každou iteraci je třeba kontrolovat podle [1]. Vzhledem k velkému množství neznámých parametrů a kritérií, která je třeba splnit, je obtížné konstrukční návrh výměníku jako celku optimalizovat a v praxi kvalita výsledného řešení závisí na zkušenostech konstruktéra. Vědecké články z oblasti konstrukce tlakových nádob řeší pouze optimalizace částí nádoby nebo několika parametrů jako například v [8], [9], nebo [10]. Protože jsou výsledné optimální geometrie většinou tvarově komplikované, jsou výsledky těchto optimalizací zajímavé pouze z teoretického hlediska a s jejich uplatněním se počítá v budoucnu s využitím nových výrobních metod.

Konstrukční optimalizaci výměníků nebo tlakových nádob obecně v souladu s [1] se nevěnuje žádná literatura. Řešení takové optimalizace nevyžaduje nové metody, ale je rozsáhlé, protože výměník je popsán mnoha parametry a je třeba splnit mnoho podmínek a omezení. Komplikaci z hlediska implementace představuje upřednostňování standardizovaných dílů a polotovarů, které jsou levnější. Na druhé straně by právě standardizované díly a polotovary mohly výrazně zúžit oblast možných řešení a významně snížit výpočtovou náročnost optimalizace.

Pevnostní kontrola konstrukce se kromě konstrukčního návrhu uplatňuje také během provozu výměníku pro hodnocení zbytkové životnosti. Kvalitní metody predikce poškození mohou umožnit delší bezpečný provoz výměníku, což má pozitivní ekonomický dopad na provozovatele.

1.3 ROLE SOFTWARE PŘI ŘEŠENÍ INŽENÝRSKÝCH ÚLOH

Dramatický rozvoj výpočetní techniky a softwaru v posledních desetiletích s sebou přinesl změny v inženýrské praxi. Na jedné straně je k dispozici větší výpočetní výkon, který umožňuje použití metod, které by dříve byly výpočtově neúnosné. Na druhé straně pak dochází k vývoji v oblasti softwaru a zvětšuje se spektrum inženýrských úloh, které jsou běžně řešeny s využitím softwarové podpory.

Mění se také znalosti a dovednosti inženýra. Ten už nepotřebuje do detailu znát metody a postupy, které používá prostřednictvím specializovaných softwarů, ale jen jejich základní principy a omezení. Mohlo by se zdát, že si inženýr vystačí se stále menšími znalostmi než dříve a v některých oblastech tomu tak může být. Je však zřejmé, že používání softwarové podpory pro řešení rutinních úloh vede k úspoře času a je možné se pak více věnovat řešení problémů, které ještě softwary nezvládají. Nedílnou součástí fungování úspěšného inženýra je také aplikace nových poznatků do praxe, což se v mnoha případech provádí tvorbou různých výpočtových procedur v softwarech jako například Maple, MathCAD nebo Matlab.

Rozvoj hardwaru a softwaru urychlil vývoj mnoha použitelných metod a poznatků, což má za následek, že je pro jednotlivce téměř nemožné uplatnit všechny, které se vztahují i k poměrně specifické činnosti jako například návrh výměníku. Zajímavé řešení tohoto problému může přinést opět výpočetní technika. Vývoj některých specializovaných softwarů vede mimo jiné k rozšiřování pole působnosti daných softwarů. Například v posledních letech dochází u mnoha CAD modelářů k integraci numerických simulačních metod jako MKP a CFD. Softwarová řešení pro simulace jako ANSYS jsou rozšiřována o moduly pro simulace ve specializovaných oblastech.

Nezastavil se ani vývoj umělé inteligence a expertních systémů, se kterými bylo v druhé polovině 20. století spojeno spousta nenaplněných očekávání a dodnes mají v některých kruzích špatnou pověst. Důležitým mezníkem v této oblasti je technologie Watson [11], která umožňuje hledání odpovědí na otázky zadané v přirozeném jazyce. Využívá přitom algoritmů pro analýzu otázky (musí „pochopit“ co po něm uživatel vlastně chce) a pro hledání odpovědi pomocí analýzy dostupné databáze literatury.

1.3.1 Softwary pro návrh a kontrolu výměníků

Pro návrh a kontrolu výměníků v současné době neexistuje software, který by komplexně řešil celou problematiku. Odborné články se věnují především problematice tepelně-hydraulického návrhu, konstrukční návrh výměníku je řešen ojediněle a velmi zjednodušeně,

například v [12]. V praxi se používají specializované softwary, které umožňují kontrolu pevnosti podle [1], ale neumožňují přímo vytvořit optimální návrh.

1.3.2 Využití programování při řešení inženýrských úloh

Velké společnosti mají dostatek prostředků a motivace k tvorbě vlastních softwarových řešení, která jsou plně přizpůsobena jejich požadavkům. Pokud chtějí výrobci softwaru nabídnout svůj software takové společnosti, přizpůsobitelnost nebo rozšiřitelnost hraje velmi důležitou roli. Znáмым příkladem je Microsoft Office s možností rozšíření pomocí jazyka Visual Basic for Application (VBA). Tento jazyk využívají i jiné softwary, například Solidworks. Možnosti vybraných softwarů, které je možné využít v této práci, budou představeny v samostatné podkapitole.

Možnosti rozšíření může využívat i běžný uživatel se znalostmi základů programování. Samotný proces vytváření algoritmů pro automatizaci inženýrských procedur vede k hlubšímu pochopení dané problematiky a výsledný produkt pak v mnoha případech značně urychlí rutinní činnosti. Automatizace rutinních činností je také prvním krokem k optimalizaci. S využitím průměrného běžně dostupného počítače je v současnosti možné řešit mnoho inženýrských úloh ve zlomcích sekundy. Algoritmizované metody hodnocení tak mohou během poměrně krátkého času vyhodnotit velké množství variant návrhu, ze kterých pak lze podle stanovených kritérií vybrat nejlepší.

Roli programování zvyšují také stále kvalitnější zdarma dostupné softwary, které mají zpravidla i otevřený kód (Open source software - OSS) a ten lze s výhodou využít při tvorbě vlastních softwarových řešení. OSS dnes už není jen aktivita několika nadšenců, ale pro mnohé firmy představuje ekonomicky zajímavou strategii vývoje softwaru – podle průzkumu [13] mezi společnostmi podílejícími se na vývoji OSS je pro 61 % respondentů hlavním důvodem snížení nákladů, pro 45 % respondentů se však jedná také o konkurenční výhodu. Tento způsob je samozřejmě nevhodný pro koncové produkty (výjimkou mohou být demoverze), hodí se však pro knihovny, které poskytují základní procedury pro řešení určité problematiky. Tyto knihovny lze obvykle plně využít jen prostřednictvím programování.

Zdarma dostupné softwary mají v současnosti velký potenciál v oblasti simulačních výpočtů a to díky masivní paralelizaci hardwaru, jehož využití komerčními softwary často vyžaduje mnoho licencí a s tím spojenou nezanedbatelnou finanční zátěž. Zajímavý výběr takových softwarů pro inženýrské činnosti obsahuje specializovaná distribuce Linuxu CAE Linux¹. Použitelnost obsažených softwarů je demonstrována například v [14].

1.4 MOTIVACE

Dlouhodobým cílem softwarového řešení je multidisciplinární optimalizace. K technickým dílům obecně lze vytvořit metody, které dané dílo zhodnotí po určité stránce. Optimalizace pak může probíhat tak, že je vygenerován soubor návrhů řešení a všechny návrhy jsou zhodnoceny danými metodami. Podle cíle optimalizace pak lze z tohoto souboru vybrat nejlepší řešení. Tento způsob lze aplikovat univerzálně, v některých případech však mohou existovat i jednodušší postupy pro nalezení optimálního řešení.

V současné době existují softwarová řešení pro optimalizaci výměníků po tepelně-hydraulické stránce, nikoliv však po stránce konstrukční, nebo ekonomické. Specializované softwary pro konstrukční návrh výměníků v souladu s normami umožňují pouze kontrolní

¹ <http://www.caelinux.com/>

výpočty. Zjednodušené ekonomické hodnocení výměníku se obvykle provádí jen během tepelně-hydraulického návrhu.

1.5 PARAMETRICKÝ MODEL VÝMĚNÍKU JAKO ZÁKLAD SOFTWAREVÉ PODPORY

Je zřejmé, že jak pro návrh, tak i pro hodnocení výměníku jsou zásadní hodnotící metody, které hodnotí část nebo celek řešeného zařízení. V návrhu se dále uplatní metody pro úpravu parametrů výměníku na základě hodnotících metod. Společným rysem všech metod je práce s parametry řešeného zařízení nebo jeho okolí. Parametrický model výměníku je tedy klíčovou součástí softwarové podpory.

Přehledná reprezentace parametrů a možnost jejich úprav se zachováním vazeb jsou nezbytnými požadavky na model. Vzhledem k velkému množství parametrů a jejich provázanosti může být výše zmíněný model velmi komplikovaný. Výhody takového modelu jsou však nezanedbatelné. Jednotlivé metody hodnocení výměníku z něj mohou načítat potřebné vstupy. Metody pro úpravu návrhu mezi iteracemi zase upravují některé parametry modelu a model se postará o aktualizaci závislých parametrů. Lze tak snadno vytvářet varianty řešení.

1.6 CÍLE PRÁCE

V návaznosti na předchozí informace o problematice a situaci v oblasti konstrukčně-pevnostního řešení výměníků lze cíle této práce formulovat následovně:

Rámcovým cílem práce je vývoj integrovaného softwarového prostředí a postupů pro usnadnění konstrukčního návrhu a kontroly tepelných výměníků se svazkem trubek v plášti s využitím nové výpočtové filozofie zahrnující některé nové dílčí postupy řešení.

Vzhledem k rozsáhlosti takto vytyčeného cíle je potom stěžejním cílem práce zpracování klíčových modulů vyvíjeného integrovaného softwaru – tj. především datového modelu výměníku a jeho okolí a modulu pro pevnostní kontrolu podle ČSN EN 13445. Tyto moduly budou tvořit nosný základ vyvíjeného softwaru, který lze v budoucnu dále rozšiřovat.

Pro úspěšné splnění vytyčeného stěžejního cíle práce je potom třeba řešit nezbytné dílčí cíle zaměřené nejprve na vývoj postupů a algoritmů pro:

- zrychlení procesu konstrukčně-pevnostní kontroly a hodnocení výměníků;
- optimalizaci konstrukce výměníků.

Na výsledky těchto dílčích cílů budou navazovat řešení následných dílčích cílů, zejména:

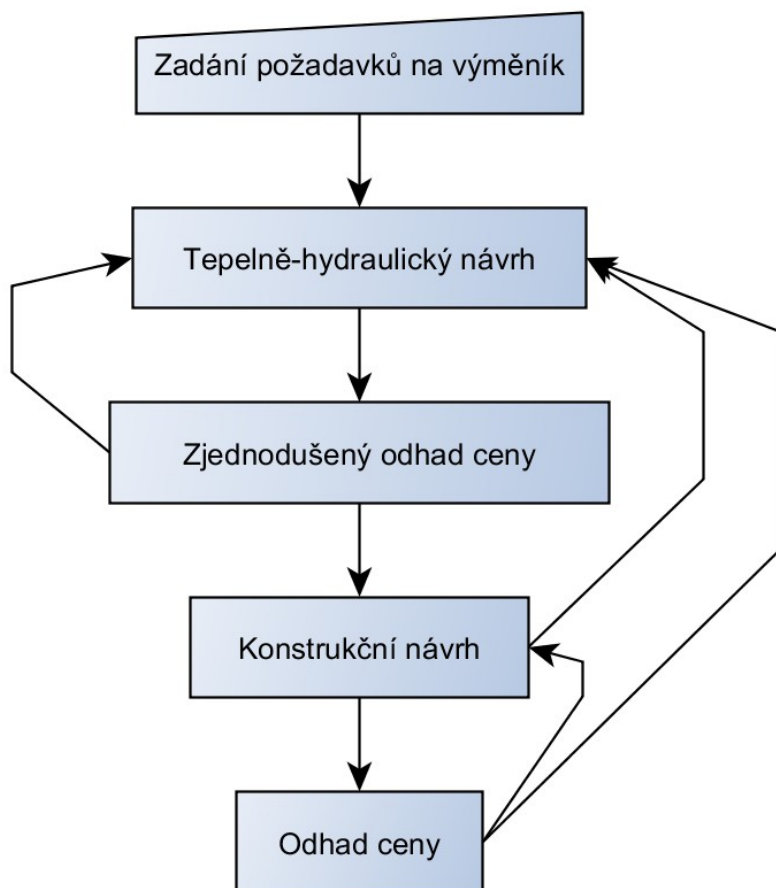
- Softwarová implementace algoritmů;
- Aplikace na konkrétních příkladech.

Řešení zmíněného souboru vytyčených cílů bude zahájeno příslušnou rešerší a rozbořem aktuálního stavu poznání v řešené problematice.

2 ROZBOR NÁVRHOVÉHO PROCESU VÝMĚNÍKU

V této kapitole bude podrobně rozebrán proces návrhu resp. kontroly výměníku. Protože je návrhový proces iterační a jednotlivé iterace jsou hodnoceny kontrolními výpočty, lze kontrolní proces chápat jako část návrhového procesu.

Cílem této kapitoly je rozčlenit celý proces řešení na menší části a identifikovat vztahy mezi nimi. Výsledný rozbor poslouží jako podklad pro návrh softwaru pro návrh a kontrolu výměníku.



Obrázek 1: Návrhový proces výměníku

Zjednodušené schéma návrhového procesu pro pevně zvolený typ výměníku je na obrázku 1. Proces začíná zadáním požadavků na výměník, následně je zvolen typ výměníku podle [7].

Dříve než dojde k optimalizaci zvoleného typu výměníku po tepelně-hydraulické stránce, je třeba zohlednit konstrukční omezení. Podle [15] jsou nejvýhodnější dlouhé výměníky, celková délka výměníku je však zpravidla omezena možnostmi zadavatele, výrobce i délkou dostupných teplosměnných trubek.

Tepelně hydraulický návrh je zpravidla iterační a jeho výsledkem jsou základní geometrické parametry a tepelně-hydraulické poměry uvnitř výměníku. Specifickým problémem je zanášení, jehož charakter a intenzitu může výrobce výměníku správně

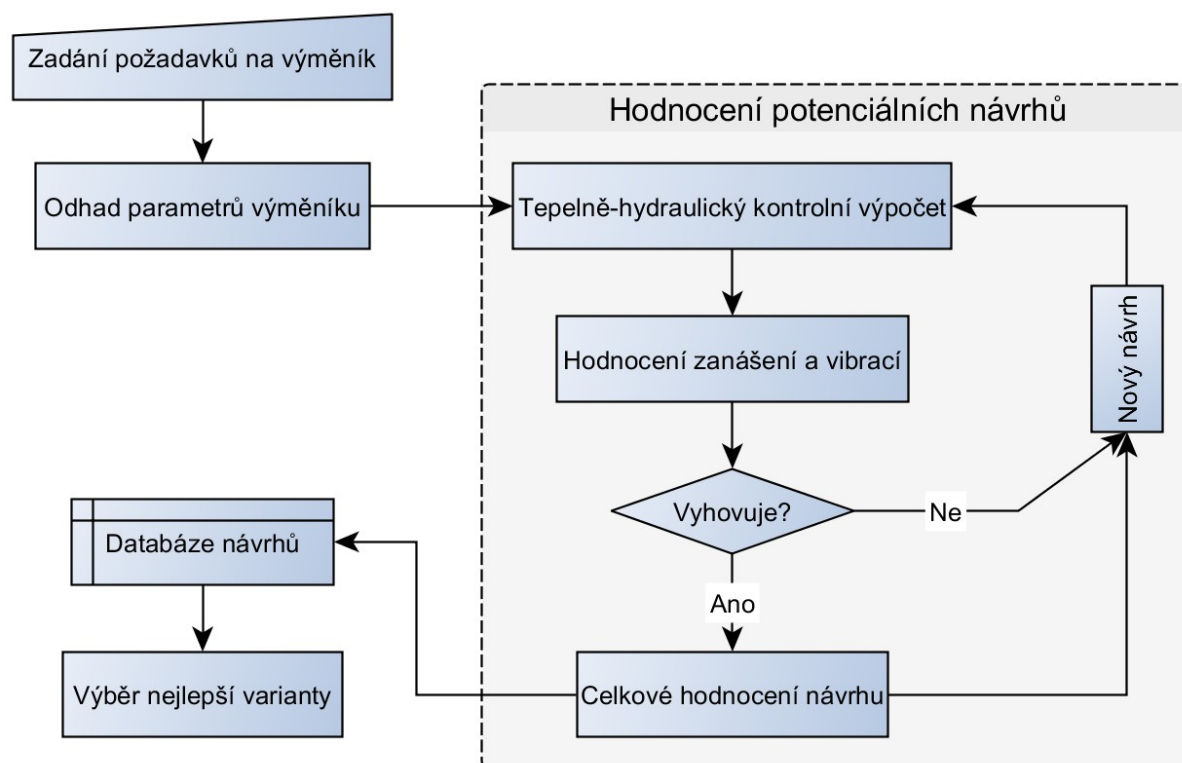
odhadnout jen stěží. TEMA [7] doporučuje, aby součinitel zanášení určoval zadavatel, který nejlépe zná podmínky svého provozu. Následně je třeba zkontrolovat úroveň vibrací, které mohou vést až k poškození výměníku. V této fázi se obvykle provádí zjednodušený odhad ceny zařízení, který umožňuje snadné porovnání více navržených variant. Nejvýhodnější varianty jsou plně dokončeny konstrukčním návrhem, v jehož průběhu jsou určeny zbývající parametry jednotlivých prvků a jsou přidány manipulační a montážní prvky. Nyní jsou už známy všechny parametry zařízení a lze poměrně přesně zhodnotit náklady na jeho výrobu.

Pokud je v kterékoli fázi návrhového procesu zjištěn nedostatek a pro jeho odstranění je třeba upravit parametry, na kterých závisí výsledky některých kontrol, musí být po úpravách tyto kontroly provedeny znovu. Protože je nepravděpodobné, že bude zařízení úspěšně navrženo na první pokus, je návrhový proces zpravidla iterační. Některé kontrolní metody mohou být také iterační, což zvyšuje výpočtovou náročnost celého procesu.

V následujících podkapitolách budou rozebrány jednotlivé části návrhového procesu, používané postupy a možnosti jejich algoritmizace.

2.1 TEPELNĚ-HYDRAULICKÝ NÁVRH

V případě řešeného typu výměníku probíhá tepelně-hydraulický návrh tak, že na základě zvoleného průměru trubek a uspořádání trubek ve svazku je v rámci dostupných konfigurací svazku s ohledem na normalizovaný průměr pláště (a výrobcem obvykle definované řady délek trubek) hledáno vhodné provedení, jež splňuje požadavky na tepelný výkon a dovolené tlakové ztráty pracovních látek. Obvykle vyhovuje několik konkurenčních řešení, z nichž se vybírá nejlepší návrh nejčastěji podle výsledných tepelně-hydraulických poměrů a ceny.



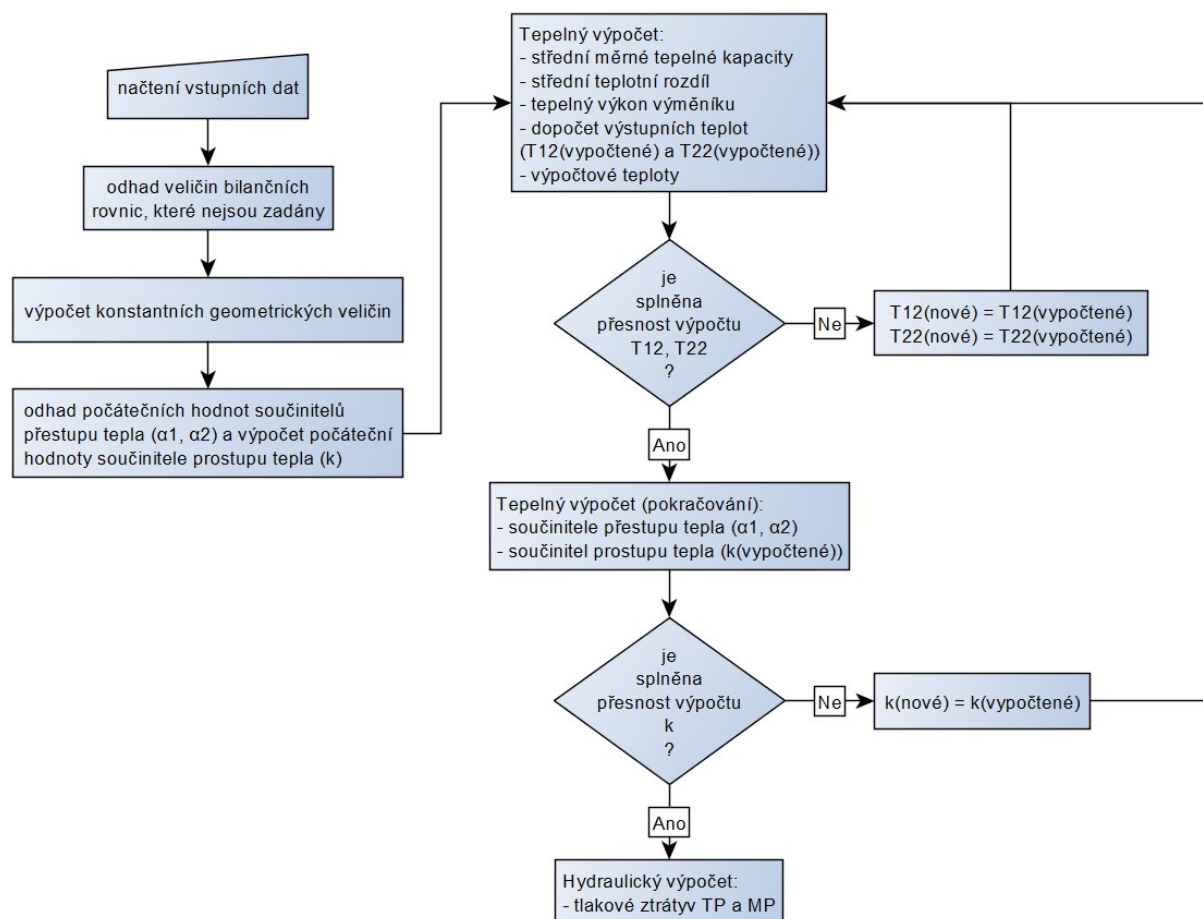
Obrázek 2: Tepelně-hydraulický návrh

Klíčovou fází tepelně hydraulického návrhu je detailní kontrolní výpočet, který pro dílčí návrh (provedený obvykle zjednodušeným výpočtem) určí detailní tepelně-hydraulické poměry. Následně je možné provést hodnocení rizika vzniku nebezpečných vibrací.

Na obrázku 2 je vývojový diagram procesu tepelně-hydraulického návrhu výměníku. Za účelem nalezení optimálního řešení lze použít nejrůznější algoritmy, v [15] v kapitole 3.1.3 je uvedeno schéma jednoduchého algoritmu, autoři v [16] použili optimalizaci inspirovanou chováním včelího roje. Odhad parametrů výměníku a nové návrhy je vhodné provádět v souladu s pravidly TEMA [7]. Klíčovou součástí procesu tepelně-hydraulického návrhu je tepelně-hydraulický kontrolní výpočet, který bude dále rozebrán podrobněji.

2.2 TEPELNĚ HYDRAULICKÝ KONTROLNÍ VÝPOČET

Cílem tohoto výpočtu je na základě známé geometrie výměníku, tepelné vodivosti materiálu trubek, vstupních průtoků, tlaků a teplot médií určit výstupní teploty a tlakové ztráty v trubkovém a mezitrubkovém prostoru. Vývojový diagram výpočtu je znázorněn na obrázku 3 (podle [17]).



Obrázek 3: Tepelně-hydraulický kontrolní výpočet

Výpočet je iterační a v jeho průběhu dochází k hledání resp. upřesňování tepelného výkonu výměníku z rovnice tepelného výkonu a rovnic tepelné bilance.

Výpočtově nejnáročnější je určování součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru. Po dlouhou dobu nebyly známy ani přibližné metody výpočtu tohoto součinitele a výměníky byly navrhovány pouze na základě zkušeností.

2.2.1 Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Určování tohoto součinitele je obtížné, mezi nejznámější metody pro tento účel patří metody podle Kerna, Bell-Delaware a Flow Stream Analysis (FSA). Kernova metoda je nejjednodušší, ale zároveň také nejméně přesná a v současnosti už se prakticky nepoužívá. Podle příkladů z kapitoly 6 v [18] vychází použitím metod Bell-Delaware a FSA přibližně stejné součinitele přestupu tepla (rozdíl 5 %), tlakové ztráty se však liší významně – použitím FSA vychází o 32 % nižší.

2.3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

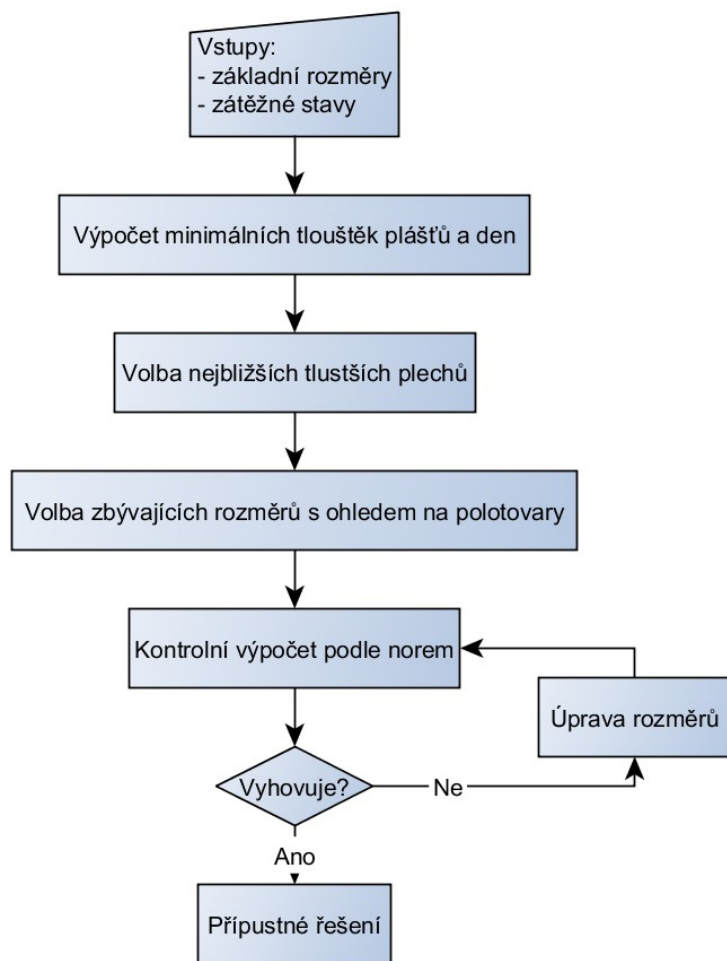
Konstrukční návrh lze provést více způsoby, většinou se provádí v souladu s některou z norem, uvedených v úvodu práce. Tato práce je zaměřena zejména na aplikaci normy [1] pro tento účel.

Výsledkem tepelně-hydraulického návrhu jsou základní rozměry zařízení, zejména vnitřní rozměry mezitrubkového a trubkového prostoru, které slouží jako podklad pro konstrukční návrh. Z ekonomických důvodů mohou být některé rozměry mírně upravovány podle standardizovaných dílů (příruby, hrdla, tloušťky plechů atd.), v takovém případě je však třeba provést kontrolní tepelně-hydraulický výpočet včetně kontrol zanášení a vibrací.

Velký vliv na cenu výměníku mají tloušťky plášťů. Je snahou tyto tloušťky minimalizovat, což vede k úspoře materiálu a někdy i k lepším mechanickým vlastnostem, neboť u plechů menších tlouštěk lze snadněji zajistit kvalitu materiálu. Zásadním problémem je, že tloušťky plechů nelze přímo navrhnout. Normy jako například [1] obsahují návrhové postupy jen pro jednoduchý případ zatížení vnitřním tlakem, tento případ se však u výměníků prakticky samostatně nevyskytuje a obecně je třeba zajistit únosnost daného pláště i pro jiné způsoby namáhání a jejich kombinace. Význam návrhu tlouštěk plášťů pro zatížení vnitřním tlakem spočívá v tom, že takto vypočtené tloušťky lze bez ohledu na jiná zatížení považovat za minimální možné.

Kontrolní výpočty většiny konstrukčních uzlů závisí na parametrech více prvků. Například únosnost otvoru v plášti je dána materiálem a tloušťkami a dalšími rozměry pláště, nátrubku, případně výztužného límce, umístěním a kvalitou svarů a umístěním dalších prvků připojených k plášti v blízkosti uvažovaného otvoru. Při konstrukčním návrhu je tedy třeba všechny potřebné neznámé parametry zvolit a poté zkontrolovat příslušnou metodou. Pokud je výsledkem kontroly nedostatečná únosnost, je třeba zvolit jinou kombinaci neznámých parametrů a provést nový kontrolní výpočet. V praxi je tedy konstrukční návrh iterační a jeho výsledek závisí na zkušenostech konstruktéra.

Zjednodušený algoritmus konstrukčního návrhu je na obrázku 4.



Obrázek 4: Konstrukční návrh výměníku

3 IDEOVÝ NÁVRH SOFTWARE PODPORY PRO KONTROLNÍ A NÁVRHOVÉ VÝPOČTY VÝMĚNÍKŮ

Tato kapitola je věnována formulaci požadavků na software, tak aby měl maximální užitnou hodnotu. Jak již bylo naznačeno v úvodu, celá problematika návrhů a kontrol výměníků je rozsáhlá a kompletní softwarová podpora proto bude také rozsáhlá a její realizace bude vyžadovat spoustu času. Pro maximalizaci užitné hodnoty je vhodné, aby bylo možné software využívat pro některé úlohy už v průběhu jeho vývoje. To je možné zajistit vhodným rozdělením softwaru na menší části, které bude možné používat v kombinaci a v některých případech i samostatně.

Při rešerši softwarů využitelných v této práci se ukázalo jako perspektivní využití volně dostupných softwarových technologií s otevřeným kódem, které lze využívat i ke komerčním účelům. Jako základní programovací jazyk byl zvolen Python, který má mnoho použitelných knihoven a další výhody. Jak komerčním tak i volně dostupným softwarům souvisejícím s danou problematikou zde budou věnovány samostatné podkapitoly.

3.1 OBECNÉ POŽADAVKY NA SOFTWARE

Software by měl obsahovat metody a postupy, které souvisí s pevnostní kontrolou nebo návrhem tepelných výměníků. Základem jsou normalizované postupy, postupně však bude software rozšiřován o další metody. Důraz je kladen zejména na snadné použití jednotlivých metod a postupů nebo jejich kombinací a také na snadné možnosti rozšiřování o uživatelem definované funkce.

Zásadní vliv na splnění daných požadavků má architektura softwaru. Ta by měla být co nejvíce přehledná a zároveň jednoduchá. Jedním z cílů práce je právě vývoj nejvhodnější architektury pro dané účely.

3.1.1 Pevnostní výpočty pomocí vzorců podle ČSN EN 13445 [1]

Implementace normalizovaných postupů je důležitá pro praktické použití softwaru. Může ale posloužit i pro porovnávací testování nových metod. Norma [1] obsahuje většinou jen postupy pro kontrolní výpočet. Při návrhu tak uživatel musí zvolit neznámé parametry a pak podle normy ověřit, jestli vyhovují. Návrhový proces lze významně usnadnit vhodnou algoritmizací. Vývoj návrhových algoritmů jednotlivých komponent, podsestav i celých výměníků bude předmětem další práce.

3.1.2 Parametrické modely

Parametrizace návrhového procesu je základem pro optimalizaci. Umožňuje snadnou tvorbu více variant zařízení a provedení kontrolních výpočtů pro více možných zátěžných stavů. Je třeba, aby byl celkový model zařízení plně parametrický se všemi závislostmi mezi parametry.

3.1.3 Automatická tvorba 3D modelu a možnost jeho zobrazení

Trojrozměrná reprezentace navrhovaného zařízení umožňuje uživateli mít názorný přehled o geometrických parametrech. Vytvořený geometrický model zařízení lze využít jak pro zobrazení, tak i pro různé analýzy, které vyžadují geometrii. V neposlední řadě je možnost

vizualizace významná pro samotný vývoj softwaru, především pro testování části věnované parametrickým modelům.

3.1.4 Pevnostní kontrola s využitím MKP podle ČSN EN 13445 [1]

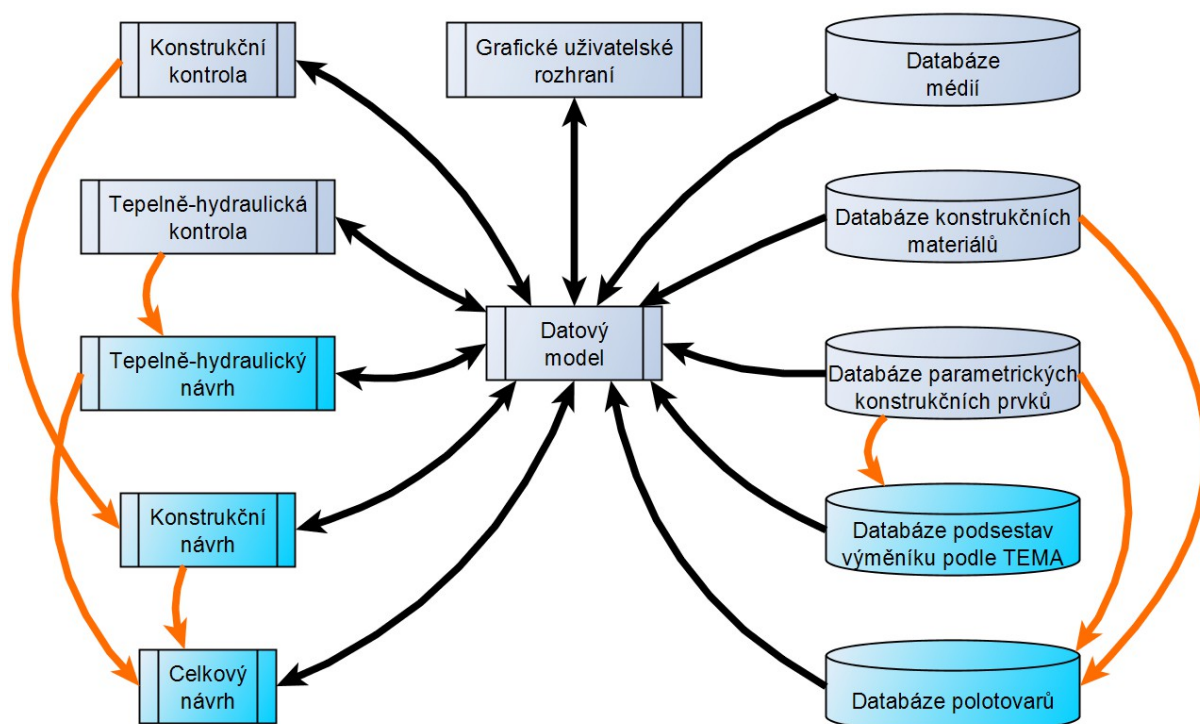
Možnost analýz pomocí MKP je důležitá pro podrobné hodnocení zařízení. Je možné ji využít jako alternativu návrhu pomocí vzorců podle norem a také ve speciálních případech, pro které neexistují normalizované výpočtové vzorce. Zařízení kontrolovaná metodou pomocí vzorců mohou být v některých ohledech příliš konzervativní. Návrh pomocí analýzy může vést k lepšímu využití materiálu a omezení nebezpečných míst.

3.1.5 Možnost ovládání pomocí skriptů

Podpora skriptů významně rozšiřuje možnosti použití softwaru. Uživatel může tvořit makra pro automatizaci rutinních úkolů a urychlit tak práci. Pomocí skriptů lze také software rozšiřovat o metody hodnocení poškozování a optimalizace.

3.2 STRUKTURA SOFTWARE

Pro účely práce byla navržena struktura softwaru, která je znázorněna na obrázku 5. Tyrkysově zbarvené části softwaru ke své funkci potřebují jiné části, což je znázorněno oranžovými šipkami. Černé šipky znázorňují tok dat mezi jednotlivými částmi.



Obrázek 5: Struktura softwaru - moduly a vztahy mezi nimi

Základními částmi softwaru jsou datový model a grafické uživatelské rozhraní. Datový model zajišťuje správu dat aktuálního projektu a operace, které s těmito daty souvisí. Dalším důležitým prvkem je grafické uživatelské rozhraní, sloužící k snadnému ovládání softwaru a přehlednému zobrazování zadaných dat a výsledků.

Zbývající části softwaru lze rozdělit do dvou kategorií: moduly s procedurami a databázové moduly. Základní moduly s procedurami jsou knihovna pro konstrukční kontrolu a knihovna pro tepelně-hydraulické kontrolní výpočty. Zmíněných knihoven budou v budoucnu využívat knihovny pro tepelně-hydraulický návrh, konstrukční návrh a celkový návrh.

Předmětem této práce je podrobné řešení následujících prvků softwaru:

- Datový model
- Grafické uživatelské rozhraní
- Databáze konstrukčních materiálů
- Databáze parametrických konstrukčních prvků
- Databáze médií
- Knihovna pro konstrukční kontrolu
- Knihovna pro tepelně-hydraulické kontrolní výpočty

Kvalitní realizace zejména datového modelu umožní snadné rozšiřování prostřednictvím přidavných modulů, které mohou z datového modelu načítat potřebná data výměníku a po výpočtu do něj ukládat výsledky.

3.3 PŘEHLED VYBRANÝCH SOFTWAREŮ ŘEŠÍCÍCH PODOBNÉ ÚLOHY JAKO NAVRHOVANÝ SOFTWARE

V předchozí kapitole byla představena celková vize softwarové podpory, předkládaná práce podrobněji pojednává o softwarovém řešení pevnostní kontroly v souladu s ČSN EN 13445 [1]. Tato kapitola představuje řešerši z oblasti softwarů, které poskytují podobné funkce jako části navrhovaného softwaru. Některé softwary také umožňují uživatelská rozšiřování, nebo komunikaci s jinými softwary, čehož by se dalo využít pro účely této práce. Přehled softwarů není zdaleka vyčerpávající, pojednává zejména o softwarech, se kterými má autor hlubší zkušenosti.

V současnosti se pevnostní výpočty provádějí obvykle s využitím počítačové podpory. V praxi lze pro tento účel použít mnoho softwarů. Lze je rozdělit na specializované a obecné.

Specializované softwary pro pevnostní kontrolu výměníků v souladu s normami (PVESS, Sant Ambroggio, VVD) trpí nedostatky jako například chybějící parametrizace a nemožnost uživatelského rozšíření. Chybějící parametrizace znesnadňuje optimalizaci a absence možnosti uživatelského rozšíření nedovoluje implementaci specifických procedur pro rychlé řešení rutinních problémů.

Obecné softwary (např. MS Excel, Maple) nejsou vhodné pro komplexní projekty, ale spíše pro řešení menších izolovaných procedur. V praxi jsou však tyto softwary velmi oblíbené a to především kvůli jednoduchosti tvorby vlastních procedur.

Softwary zmíněné v této podkapitole byly částečně využity jako inspirace, některé by však bylo možné využít i v této práci.

3.3.1 Specializované softwary pro pevnostní kontrolu tlakových nádob

Tyto softwary umožňují kontrolu tlakových nádob a tedy i výměníků se svazkem trubek v plášti podle různých norem. V poslední době lze u těchto softwarů sledovat trend implementace modelování 3D reprezentací tlakových nádob. To má sloužit především pro vizuální kontrolu a často lze takto vytvořený model exportovat v některém ze známých 3D CAD formátů.

AutoPIPE Vessel²

Vznikl integrací softwaru Microprotol do softwaru AutoPIPE od společnosti Bentley. Bentley vytváří široké spektrum softwarových řešení pro budování infrastruktury. AutoPIPE Vessel umožňuje návrh tlakových nádob a výměníků podle norem ASME BPVC Section VII (Division I i II), PD 5500, CODAP, EN 13445, GOST, AD 2000-Merkblatt, TEMA, API650 a API661. Z uvedených softwarů se zdá být nejpropracovanější, umožňuje například optimalizace rozložení trubek a dalších prvků na trubkovnicích výměníků. [19]

CodeX³

Tento software je vyvíjen společností CAE Systems a umožňuje návrh tlakových nádob podle norem ASME BPVC Section VII-Division I, EN 13445, CODAP, RtoD, TEMA a WRC 107/297 [20]. Kromě softwaru Codex nabízí firma CAE Systems softwary pro konstrukční návrh tlakových nádob podle norem AD 2000-Merkblatt a PD 5500 a další specializované softwary. Celý balík pod názvem 4D-Mechanical v sobě integruje všechny tyto softwary.

COMPRESS⁴

Tento software od společnosti Codeware umožňuje pevnostní kontrolu tlakových nádob a výměníků podle normy ASME BPVC Section VII. Umožňuje tvorbu modelů tlakových nádob. Při návrhu výměníku lze importovat datasheet ze softwaru HTRI Xchanger Suite. Geometrii navrženého zařízení lze exportovat do softwarů Autodesk Inventor a Solidworks nebo ve formátech IGES a STEP. Pro navazující práci v jiných softwarech lze využít také výstup důležitých dat ve formě XML. [21]

DesignCalcs⁵

Software od společnosti CEI umožňuje kontrolní výpočty podle ASME BPVC Section VII-Division I a je rozdělen na jednotlivé moduly, které je možné licencovat samostatně. Umožňuje vytvářet 3D modely tlakových nádob. [22]

LV Software⁶

Tento software umožňuje kontrolní výpočty výměníků podle norem AD 2000Merkblatt, EN 13445, EN 13480 a ASME. Zajímavostí tohoto softwaru je možnost alternativního licencování, v rámci kterého uživatelé platí za jednotlivé výpočty. Podobné způsoby

² <http://www.bentley.com/cs-CZ/Products/Bentley+AutoPIPE+Vessel/>

³ <http://www.ceasystems.com/4d-mechanical-engineering/codex-2/>

⁴ <https://www.codeware.com/compress/index.html>

⁵ <http://www.thinkcei.com/products/designcalcs>

⁶ <http://www.lv-soft.com/software/fachbereiche/apparate/index.htm>

licencování se v současnosti používají stále více a to hlavně v souvislosti s přesunem mnoha softwarů do „cloudu“. [23]

PV Elite⁷

Společnost Intergraph se zabývá komplexním softwarovým řešením pro návrh továren. Významným softwarem je PV Elite sloužící k pevnostní kontrole tlakových nádob a výměníků zejména podle norem EN 13445, PD 5500 a ASME BPVC Section VII (Division I i II). [24]

PVESS⁸

Tento software umožňuje kontrolní výpočty tlakových nádob podle ČSN 690010. Má zastaralé uživatelské rozhraní pro operační systém DOS, na moderních počítačích je problém s kompatibilitou. Neumožňuje parametrizaci výpočtů. [25]

Sant Ambrogio⁹

Firma Sant Ambrogio nabízí modulární software ke kontrolním výpočtům tlakových nádob podle EN 13445, ASME BPVC Section VII a dalších norem. Donedávna byla pevnost jednotlivých komponentů ověřována samostatně. Ve verzi, která je k dispozici od roku 2014 lze vytvářet modely obecných tlakových nádob včetně 3D reprezentace. [26]

Visual Vessel Design (VVD)¹⁰

Tento software od norské společnosti OhmTech je určen pro kontrolní pevnostní výpočty tlakových nádob podle norem EN 13445, ASME BPVC Section VII, PD 5500, TKN a TBK2. Pomocí VVD lze vytvářet 3D modely tlakových nádob [27].

3.3.2 Softwary pro modelování geometrie a multifyzikální simulace

Tyto softwary umožňují tvorbu geometrie a numerické analýzy například napětí a deformace pomocí MKP nebo proudění pomocí CFD. Použití numerických simulačních metod je díky výpočtové náročnosti omezeno na speciální případy, které nejsou pokryty normami. Kontrolní výpočty pomocí MKP se běžně provádí u zařízení pro jadernou energetiku.

ANSYS¹¹

Tento software umožňuje provádění nejrozličnějších simulací pomocí numerických metod. Původně obsahoval pouze MKP, ale v poslední době se rozšiřuje o moduly pro simulace z různých oblastí, např. mechaniku tekutin (CFD). Pomocí ANSYSu lze mimo jiné analyzovat napjatost těles při statickém i dynamickém zatížení, stabilitu těles, rozložení teplot, proudění tekutin. ANSYS je souborem softwarů různých zaměření, které lze použít jak samostatně, tak i kombinovaně.

Dlouhodobou strategií společnosti vyvíjející ANSYS jsou akvizice úspěšných softwarů [28], které pak rozšiřují pole působnosti celého balíku. Z pohledu simulačních výpočtů

⁷ <http://www.coade.com/products/pv-elite>

⁸ <http://www.sage.cz/calculation.html>

⁹ <http://www.sant-ambrogio.it/>

¹⁰ <http://www.ohmtech.no/>

¹¹ <http://www.ansys.com/>

výměníků nelze opomenout dřívější akvizice CFD softwarů CFX a Fluent, které jsou již plně integrovány a mají být v budoucnu sjednoceny do jednoho modulu. Za zmínku stojí také letošní akvizice Reaction Design a SpaceClaim. Software Reaction Design slouží pro simulace chemických reakcí. SpaceClaim je CAD modelář, který umožňuje přímé modelování, mezi jehož výhody patří jednoduchost úprav 3D modelů bez ohledu na způsob jejich vzniku (historii). Právě drobné úpravy modelů pro účely simulačních výpočtů jsou často nezbytné a dosavadní modul softwaru ANSYS pro 3D modelování (Design Modeler) má v tomto ohledu velké rezervy a celkově je slabinou celého balíku ANSYS.

***Solidworks*¹²**

Tento software je zaměřen na tvorbu geometrických modelů dílů a sestav. Softwary této kategorie se v posledních letech začínají rozšiřovat o specializované moduly pro MKP a CFD analýzy. MKP modul v Solidworksu má mnohem menší možnosti než ANSYS a pro pevnostní analýzy výměníků a tlakových nádob není vhodný.

3.3.3 Shrnutí

Softwary Sant Ambrogio a PVESS neumožňují přímý konstrukční návrh výměníku, ale pouze kontrolní výpočty jednotlivých komponent. Návrhový proces je tak velmi neefektivní. Zejména pro účely optimalizace je vhodné pracovat s výměníkem jako se sestavou s vzájemně provázanými prvky. ANSYS naproti tomu umožňuje až příliš mnoho nastavení a tvorba parametrických analýz je časově náročná. Protože dostupné softwary nevyhovují současným požadavkům, bude vytvořen nový software.

3.4 ZDARMA DOSTUPNÉ SOFTWARE A KNIHOVNY

Existuje velké množství softwarů a knihoven, které by mohly být využity pro tvorbu zmiňovaného softwaru. V následujícím textu proto budou uvedeny pouze ty, které jsou podle subjektivního názoru autora nejvhodnější.

3.4.1 Python¹³

Je velmi důležité, aby bylo možné software modifikovat a rozšiřovat podle aktuálních potřeb. Zároveň to ale nesmí být obtížné. Tyto podmínky velmi dobře splňuje programovací jazyk Python. Tento jazyk má jednoduchou přehlednou syntaxi a s minimem kódu umožňuje maximální funkčnost. Umožňuje používat objektově orientované, procedurální i funkcionální paradigma. Často se používá zejména ve třech oblastech: skriptovací jazyk programů (v oblasti MKP např. Abaqus¹⁴ nebo Salome¹⁵, software pro návrh lodí Tribon¹⁶, modelář FreeCAD), pro výuku programování (např. MIT¹⁷) a pro rychlý vývoj aplikací. Nevýhodou je nižší rychlost oproti kompilovaným jazykům, jako např. C. Vysoká rychlost je však prioritou jen v určitých případech. Pro takové situace je možné vytvořit rychlejší moduly v C nebo C++, které může Python využívat. Trendem je použití Pythonu jako API pro rychlé knihovny

¹² <https://www.solidworks.com/>

¹³ <https://www.python.org/>

¹⁴ <http://www.3ds.com/products/simulia/portfolio/abaqus/overview/>

¹⁵ <http://www.salome-platform.org/>

¹⁶ <https://www.python.org/about/success/tribon/>

¹⁷ https://www.edx.org/course/mitx/mitx-6-00-1x-introduction-computer-1498#.U0hjYv1_t2E

napsané v C nebo Fortranu. Výhodou takového řešení je vysoká rychlost a jednoduché „uživatelské rozhraní“.

V Pythonu není třeba definovat typy proměnných, což zvyšuje rychlost programování. Logické bloky kódu jako například podmínky nebo cykly se oddělují odsazením, což zvyšuje rychlost programování i přehlednost kódu (v jiných jazycích je obvykle třeba tyto bloky oddělovat závorkami nebo klíčovými slovy a odsazení je doporučeno pouze kvůli přehlednosti – nemá funkční význam).

Velkou výhodou jazyka Python je mnoho zdarma dostupných užitečných knihoven a rozšíření. Python obsahuje spoustu užitečných nástrojů v takzvané „standardní knihovně“, která je součástí základní instalace. Tyto nástroje usnadňují některé běžné programátorské činnosti, jako základní matematické operace, formátování textu, práci se složkami a soubory (txt, html, xml, csv, zip), práce s databázemi (SQL), šifrování, atd. Pro specializované činnosti je často možné použít některou z externích knihoven. V této práci budou využity zejména následující:

wxPython¹⁸

Je to rozšíření, umožňující používání knihovny wxWidgets¹⁹ Pythonem. Tato knihovna je napsaná v jazyce C++ a je multiplatformní (Microsoft Windows, Mac OS, Gnome Toolkit (GTK+)). Jedná se o sadu nástrojů pro tvorbu grafických uživatelských rozhraní. Python sice obsahuje knihovnu Tkinter, která slouží ke stejnému účelu, podle [29] obsahuje však málo prvků a je zastaralá.

PythonOCC²⁰

Tento modul umožňuje Pythonu využívat knihovny Open CASCADE²¹. Jedná se o zdarma dostupnou platformu pro tvorbu aplikací typu CAD/CAM/PLM. Open CASCADE se v praxi využívá mimo jiné pro tvorbu MKP softwarů (např. modelář v softwaru ADINA²²), kterým může poskytnout všechny důležité funkce kromě řešiče. S ohledem na navrhovaný software je obzvláště vhodná pro tvorbu a zobrazování parametrických trojrozměrných modelů a sestav. Výsledné modely pak lze exportovat do formátů IGES a STEP, které lze upravit v kterémkoli CAD softwaru nebo použít jako geometrii pro MKP softwary.

NumPy²³

Tato zdarma dostupná knihovna pro Python poskytuje základní nástroje pro matematické operace. Obsahuje n-rozměrná pole a pokročilé metody pro práci s nimi, základní funkce lineární algebry, Fourierovy transformace a pokročilé generátory náhodných čísel.

¹⁸ <http://wxpython.org/>

¹⁹ <http://www.wxwidgets.org/>

²⁰ <http://www.pythonocc.org/>

²¹ <http://www.opencascade.org/>

²² <http://www.adina.com>

²³ <http://numpy.scipy.org/>

SciPy²⁴

Tato knihovna je zdarma dostupným rozšířením NumPy o pokročilé funkce. Obsahuje např. moduly pro statistiku, optimalizaci, numerickou integraci, lineární algebru a řešiče obyčejných diferenciálních rovnic.

3.4.2 FreeCAD²⁵

V současnosti se jedná zřejmě o nejvyspělejší zdarma dostupný 3D modelář s otevřeným kódem. Lze v něm vytvářet parametrické díly, modul pro tvorbu sestav je právě vyvíjen. Vzhledem ke svobodným licenčním podmínkám (GPL), které dovolují tvorbu a komerční využití odvozených softwarů je využití FreeCADu velmi perspektivní. Zdrojový kód tohoto softwaru je psán v jazycích C++ a Python. Za chodu softwaru lze využít možností ovládání pomocí Python konzole.

3.4.3 Code_Aster²⁶

Jedná se o řešič MKP, který je tvořen francouzskou energetickou společností EDF a lze jej zdarma využívat i ke komerčním účelům. Dostupný je i zdrojový kód, který mohou uživatelé podle potřeby rozvíjet, k čemuž lze použít Fortran, C nebo Python. Podle prezentace [30] tento přístup vede k většímu rozšíření mezi výpočtáři a případné chyby bývají velmi rychle odhaleny. Dodavatelé zařízení do jaderných elektráren EDF musí splňovat náročné požadavky a k tomu jim dostupnost řešiče Code_Aster významně přispívá. Vzhledem k těmto skutečnostem lze konstatovat, že se jedná o perspektivní technologii s velkým potenciálem pro použití jak v komerční, tak v akademické sféře

Dobrým příkladem využití některých výše zmíněných technologií je platforma pro MKP simulace Salome²⁷, která ve svém grafickém rozhraní využívá Open CASCADE k tvorbě modelů, sítě a zobrazování výsledků a Code_Aster pro výpočty. Platforma Salome je také dostupná zdarma. O její použitelnosti svědčí například využití v projektu NURESIM (podle [31]).

3.4.4 Další zajímavé softwary

V souvislosti s knihovnami NumPy a SciPy stojí za zmínku projekt SfePy²⁸. Jedná se o software využívající těchto knihoven určený k řešení problémů pomocí MKP, který je vyvíjen na Západočeské univerzitě v Plzni.

Volně dostupná je také ořezaná verze knihovny sgCore²⁹, která umožňuje modelování 2D a 3D geometrie, boolovské operace, kinematické operace, práci s povrchy a objemy. Tuto knihovnu lze použít i ke komerčním účelům.

²⁴ <http://www.scipy.org/SciPy>

²⁵ <http://www.freecadweb.org/>

²⁶ <http://www.code-aster.org/>

²⁷ <http://www.salome-platform.org/>

²⁸ <http://sfepy.org/>

²⁹ <http://www.geometros.com/sgcore/index.htm>

3.5 MOŽNOSTI VYUŽITÍ KOMERČNÍCH SOFTWARE

Velkou výhodou některých softwarů je možnost efektivní spolupráce s jinými softwary. Tato kapitola bude věnována softwarům ANSYS a Solidworks, které disponují velkými možnostmi propojení s jinými softwary a tvorby uživatelských rozšíření.

Na počátku této práce byla zvažována možnost realizace softwarové podpory ve formě rozšíření některého z těchto softwarů. Přes velké možnosti rozšíření uvedených softwarů by takové řešení mělo také zásadní nevýhody, především různá licenční omezení a v budoucnu pravděpodobně i limity současných možností rozšíření. Jako nejvýhodnější varianta se ukázala tvorba vlastního softwaru, který bude možné propojit s dalšími softwary, pokud to tyto umožní.

3.5.1 ANSYS a možnosti jeho využití

Mechanical APDL

Výpočty pomocí MKP lze provádět v prostředí Mechanical APDL (MAPDL), které má sice zastaralé uživatelské rozhraní, ale plně podporuje skripty v jazyce ANSYS Parametric Design Language (APDL, [32]). Tento jazyk zpřístupňuje všechny funkce dostupné z grafického uživatelského rozhraní a ještě některé funkce navíc, jeho použití je však omezeno na prostředí MAPDL. Pokročilejší uživatelé používají APDL skripty velmi často, protože umožňují plnou kontrolu nad analýzami a fungují téměř nezávisle na verzi MAPDL. Ovládnutí APDL je velmi jednoduché, protože MAPDL při práci zapisuje záznam o provedené činnosti do log souboru právě v jazyce APDL. Do tohoto souboru lze také vkládat komentáře a uživatel pak snadno porozumí jednotlivým příkazům. Úlohy lze řešit také bez použití grafického rozhraní v tzv. „batch“ módu. Tvorba modelu, nastavení analýzy i zpracování výsledků jsou v takovém případě v souboru APDL makra, který je parametrem při spuštění „batch“ módu. Jednoduchost APDL se na druhé straně negativně projevuje při řešení komplikovanějších projektů, kde je těžké udržet přehled nad větším množstvím funkcí a procedur.

Prostředí MAPDL disponuje možnostmi uživatelského rozšíření grafického rozhraní pomocí User Interface Design Language (UIDL, [33]). Jazyk APDL používá omezenou řadu datových typů a neumožňuje definovat další, což vede k nepřehlednosti při práci s komplikovanými datovými strukturami. Možnosti UIDL jsou také velmi omezené, protože grafické uživatelské rozhraní softwaru ANSYS MAPDL je velmi zastaralé.

Komplikovanější způsob, který však otvírá mnohem více možností je s využitím jazyka Fortran. MAPDL má otevřenou architekturu a jeho vydavatel poskytuje informace o možnostech modifikací a rozšiřování, zároveň se však distancuje od případných neblahých následků takového použití [34]. Tento přístup je vhodný spíše pro velmi pokročilé uživatele a profesionální programátory.

Workbench

Protože je prostředí MAPDL zastaralé, bylo vytvořeno nové prostředí Workbench, které používá specializované moduly pro různé účely. V základu určeném pro MKP analýzy se jedná o DesignModeler pro tvorbu geometrií a Mechanical pro nastavení analýzy, spuštění výpočtu a prohlížení výsledků. Tyto moduly jsou uživatelsky mnohem přívětivější než MAPDL, mají však omezenou funkčnost. K řešení úloh používá Mechanical prostředí

MAPDL v „batch“ módu. Příslušný soubor s instrukcemi pro provedení analýzy lze v modulu Mechanical rozšiřovat, avšak pouze o instrukce, které se provedou těsně před spuštěním výpočtu nebo ihned po jeho ukončení.

Prostředí Workbench umožňuje propojení analýz a správu projektu. Analýzy z jednotlivých oblastí lze snadno parametrizovat a mohou mezi sebou sdílet různá data. Změnou parametrů je možné snadno vytvořit několik variant projektu a pak vybrat tu nejvhodnější. Tento proces lze také automatizovat použitím některého z optimalizačních algoritmů. Prostředí navíc podporuje skriptovací jazyk IronPython³⁰, využívající platformu .NET³¹. Na této platformě je postaveno také samotné prostředí Workbench, z čehož jsou zřejmé velké možnosti uživatelského rozšiřování. Podle [35] je však pomocí IronPythonu možné ovládat Workbench pouze na úrovni projektů, pro ovládání jednotlivých modulů je třeba využít předem připravených skriptů v příslušných jazycích jednotlivých modulů. Moduly DesignModeler a Mechanical podporují JScript³², druhý zmíněný také VBScript³³. Protože Mechanical využívá pro výpočet batch mód ANSYS MAPDL, lze do souboru s APDL instrukcemi vložit příkazy, které se provedou těsně před výpočtem, nebo ihned po výpočtu. Tímto způsobem je v modulu Mechanical prakticky zpřístupněna kompletní funkčnost ANSYS MAPDL. Modulární koncepce prostředí Workbench počítá také s možnostmi integrace externích programů nebo modulů [36].

Novinkou od verze 14.5 je ANSYS Customization Toolkit (ACT), který umožňuje rozšiřovat grafické uživatelské rozhraní modulu Mechanical o uživatelem definované procedury. Uživatelské prvky rozšíření jsou definovány pomocí XML souboru, funkčnost zajišťují skripty v jazyce IronPython a makra v APDL. Prostřednictvím ACT už vznikla celá řada rozšíření a tento způsob implementace rozšíření se jeví jako velmi perspektivní.

3.5.2 Solidworks a možnosti jeho využití

Solidworks lze rozšířit o uživatelem definované funkce pomocí Visual Basic for Applications (VBA). V operačních systémech Windows mohou ostatní programy se Solidworksem komunikovat pomocí technologie Component Object Model³⁴ (COM), což zajišťuje velké možnosti rozšiřování funkčnosti. Solidworks umožňuje také úzké propojení se softwarem ANSYS formou takzvané „živé geometrie“, kdy může být soubor s geometrií současně používán oběma softwary a změny provedené v jednom se promítají do obou.

³⁰ <http://ironpython.net/>

³¹ <http://www.microsoft.com/net>

³² <http://msdn.microsoft.com/en-us/library/hbxc2t98.aspx>

³³ <http://msdn.microsoft.com/en-us/library/t0aew7h6.aspx>

³⁴ <https://www.microsoft.com/com>

4 REALIZACE SOFTWAREVÉ PODPORY PRO KONTROLNÍ A NÁVRHOVÉ VÝPOČTY VÝMĚNÍKŮ

V předchozí kapitole byly formulovány obecné požadavky na software a byla definována jeho základní struktura. Tato kapitola představí hlavní charakteristiky konkrétního řešení. Z důvodu rozsahu budou klíčovými částmi softwaru věnovány samostatné kapitoly.

Návrh i kontrola výměníku představují komplikované procesy, které však lze z velké části systematicky algoritmovat pro usnadnění rutinních činností. Pojem rutinní činnost je velmi relativní, s rozvojem výpočetní techniky a algoritmů umělé inteligence jím však lze označovat stále sofistikovanější úkony.

Tato kapitola bude věnována celkové vizi softwaru, jehož cílem je usnadnit návrhové a kontrolní výpočty výměníků. Výsledný software bude komplexní celek, jeho části je třeba tvořit s ohledem na tuto vizi.

4.1 POUŽITÉ SOFTWARE

Z dlouhodobého hlediska je velmi perspektivní možnost postavení softwaru na zdarma dostupných technologiích. Jádro softwaru bude tvořeno v programovacím jazyce Python, grafické uživatelské rozhraní s pomocí knihovny wxPython a 3D modely zařízení pomocí knihovny PythonOCC.

Výhodnou alternativou by byla tvorba softwaru formou rozšíření pro FreeCAD. Ten je zdarma, disponuje funkcemi pro tvorbu geometrických prvků a jeho funkčnost lze rozšiřovat s využitím jazyka Python.

V budoucí práci se počítá s využitím geometrie v externích softwarech a to například v softwaru Solidworks pro tvorbu výkresové dokumentace nebo ve specializovaných softwarech pro MKP analýzy. Z této oblasti byly představeny softwary ANSYS a Code_Aster. Code_Aster je zdarma, ale jeho funkce není garantována. ANSYS je sice placený, ale má grafické rozhraní a umožnil by další úpravy a použití předem vygenerovaných analýz v MAPDL. Znamenalo by to urychlení práce, protože tvorba modelů je v MAPDL náročná na uživatele a zdlouhavá. V ideálním případě by mohlo být využito obou technologií. ANSYS by sloužil pro vývoj nových automatizovaných analýz, které by pak po odladění byly implementovány také pomocí Code_Aster. Vzhledem k omezenému počtu licencí pro ANSYS by bylo vhodné použít Code_Aster pro náročné paralelní výpočty, např. hodnocení velkého množství variant zařízení, a ANSYS pro závěrečné ověření několika nejlepších variant. Vzhledem k rozsahu řešení bude implementace automatizovaných MKP analýz součástí budoucí práce.

4.2 OBJEKTOVĚ ORIENTOVANÉ PROGRAMOVÁNÍ

Jako programovací paradigma bylo vybráno objektově orientované programování. Tento způsob tvorby softwaru umožňuje přirozeně strukturovaný popis reálných dat a různých postupů a řešení dílčích problémů. Objekt může obsahovat například data geometrického prvku a zároveň metody pro zobrazení prvku, změnu parametrů prvku, změnu umístění prvku v souřadném systému, atd.

Velkou výhodou tohoto přístupu je snadná čitelnost kódu, což usnadňuje opravy a vylepšení. To je obzvláště důležité u rozsáhlejších projektů, kde není možné mít celý software

v hlavě a při úpravách je vždy nutné nejprve nastudovat dříve vytvořený kód. K tomuto stavu časem dospěl i v této práci vyvíjený software, jehož rozsah je v současnosti přes 19 000 řádků.

Nevýhodou by mohla být nižší rychlost softwaru – vzhledem k rychlosti hardwaru se však jedná o zanedbatelnou položku. Standardem v programátorské praxi je preferovat čitelnost před rychlostí, výjimkou jsou případy, kdy se jedná o výjimečně náročné aplikace nebo pokud je méně čitelné řešení mnohem rychlejší.

Objektově orientované programování umožňuje vytvářet uživatelsky přívětivá programovací rozhraní (API) pro práci s komplexními daty s využitím abstrakce. Jako příklad lze uvést hypotetické volání metody instance třídy popisující výměník:

```
vymenik.Optimalizuj(dostupne_polotovary, zatezne_stavy)
```

Z uvedeného příkladu si lze ihned domyslet, že se jedná o optimalizaci výměníku se zohledněním dostupných polotovarů a zátěžných stavů. Pod pojmem „*vymenik*“ se ukrývá odkaz na instanci třídy, která slouží ke komplexnímu popisu výměníků. Metoda třídy „*Optimalizuj*“ provádí optimalizaci výměníku, přičemž využívá interních informací uložených v instanci „*vymenik*“ a externích informací v podobě komplexních argumentů „*dostupne_polotovary*“ a „*zatezne_stavy*“.

4.3 SOUČASNÝ STAV

V současné době se software nachází v počáteční fázi vývoje. Byly ověřeny klíčové možnosti uvedených technologií i jejich kombinací. Jako nejnáročnější se ukázaly vývoj a implementace algoritmů pro práci s geometrií. Byla navržena základní koncepce grafického uživatelského rozhraní, která by měla bez větších změn vyhovovat požadavkům uživatele.

4.3.1 Datový model

Obsahuje strukturovaná data: vstupní parametry (materiál a základní rozměry), vypočtené hodnoty, závislosti mezi prvky. Při jeho tvorbě bylo využito objektově orientovaného programování.

4.3.2 Kontrolní výpočty podle vzorců

Knihovna pro výpočty podle vzorců obsahuje moduly, odpovídající zhruba jednotlivým kapitolám normy [1].

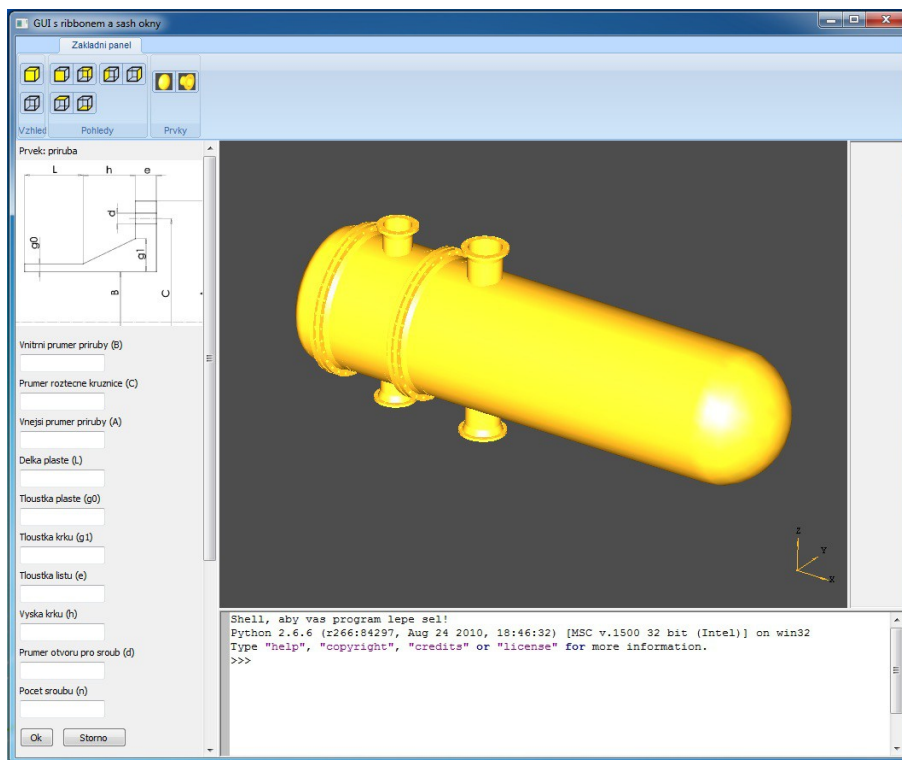
4.3.3 Tvorba 3D modelu

3D model bude tvořen pomocí PythonOCC jako parametrická sestava, která je složena z nejčastěji používaných tříd komponentů. Mezi základní komponenty patří válcový plášť, dno, příruba, trubkovnice, sedlo. Při tvorbě komponentu je třeba znát jeho rozměry a také komponenty, které jsou s ním v kontaktu. Z těchto dat je možné určit tvar, polohu a orientaci v prostoru.

S ohledem na budoucí MKP analýzy by bylo vhodné vytvořit jak objemový model, tak i model ze střednicových ploch. Vytvořený model lze exportovat ve formátu STEP nebo IGES pro další použití v různých CAD programech.

4.3.4 Grafické uživatelské rozhraní

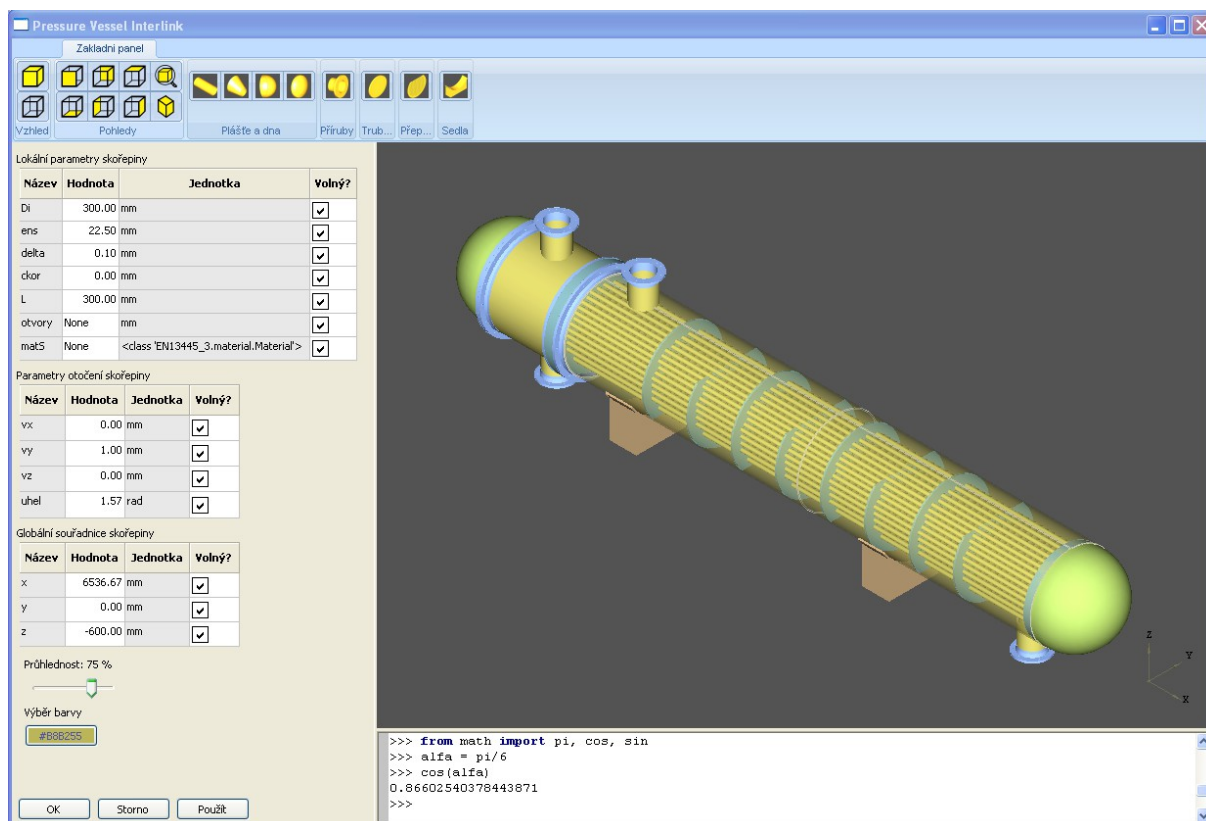
Uživatelské rozhraní zajišťuje wxPython a PythonOCC. Grafické rozhraní by mělo být co nejjednodušší, měly by v něm být dostupné především často používané funkce. První verze, ze které je patrná základní koncepce, je na obrázku 6.



Obrázek 6: První verze grafického uživatelského rozhraní

Mezi základní prvky rozhraní první verze patří okno pro zobrazení 3D modelu a příkazový řádek. V horní liště měly být dostupné nejčastěji používané funkce (tato verze měla jen tlačítka pro ovládání pohledu a pro přidání prvků dna a příruby).

Postupně byly vytvořeny 3 verze grafického uživatelského rozhraní. První dvě verze obsahovaly panel pro zobrazení geometrie prvků, panel pro nastavení vybraného prvku a příkazový řádek. Druhá verze grafického uživatelského rozhraní je na obrázku 7.



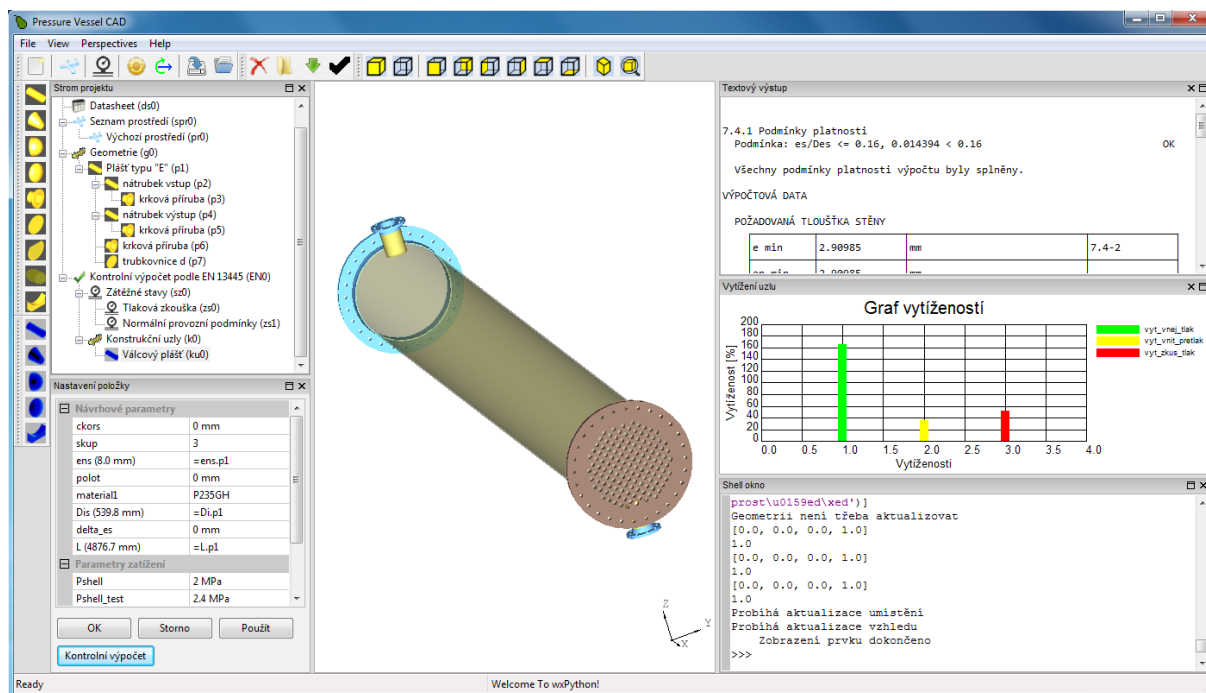
Obrázek 7: Druhá verze grafického uživatelského rozhraní s výměníkem typu „BEM“ podle TEMA [7]

Na levé straně rozhraní je panel, který by měl sloužit zejména k operacím s jednotlivými prvky (přidávání, editaci, mazání). Na pravé straně je zatím prázdný panel, který by měl sloužit pro přehled a operace související s celkovým datovým modelem (nejdůležitější parametry, nastavení výpočtů, atd.).

V současné verzi došlo k modernizaci ovládacích prvků, panel pro nastavení prvku lze použít pro jakoukoli položku projektu a byl přidán panel se stromovou reprezentací všech položek projektu, jak je patrné z obrázku 8. Pro definici konstrukce výměníku je používán víceúrovňový systém sestav, ve kterém lze jednotlivé prvky reprezentovat jako uzly stromu. Se stromovou strukturou lze v grafickém uživatelském rozhraní flexibilně manipulovat – přesouvat jednotlivé prvky i podsestavy pod jiné uzly.

Poslední verze rozhraní je postavena na knihovně wxAUI (Advanced User Interface), která umožňuje vytvářet moderní flexibilní grafická uživatelská rozhraní. Rozhraní je složeno z plovoucích oken a nástrojových panelů, jejichž umístění a velikost jsou plně přizpůsobitelné. Okna a nástrojové panely lze seskupovat do „perspektiv“, mezi kterými lze jednoduše přepínat.

Pro ladění softwaru je místo příkazového řádku používán nástroj PyCrust, který podle [29] kromě příkazového řádku umožňuje také zobrazovat během chodu přehled objektů a jejich atributů v softwaru.



Obrázek 8: Současná (3.) verze grafického uživatelského rozhraní

Současná verze rozhraní obsahuje perspektivy „Konstrukční návrh“ a „Kontrolní výpočet“. Perspektiva „Konstrukční návrh“ slouží hlavně pro tvorbu geometrického modelu výměníku. Perspektiva „Kontrolní výpočet“ prací s konstrukčními uzly a kontrolní výpočty podle ČSN EN 13445 [1].

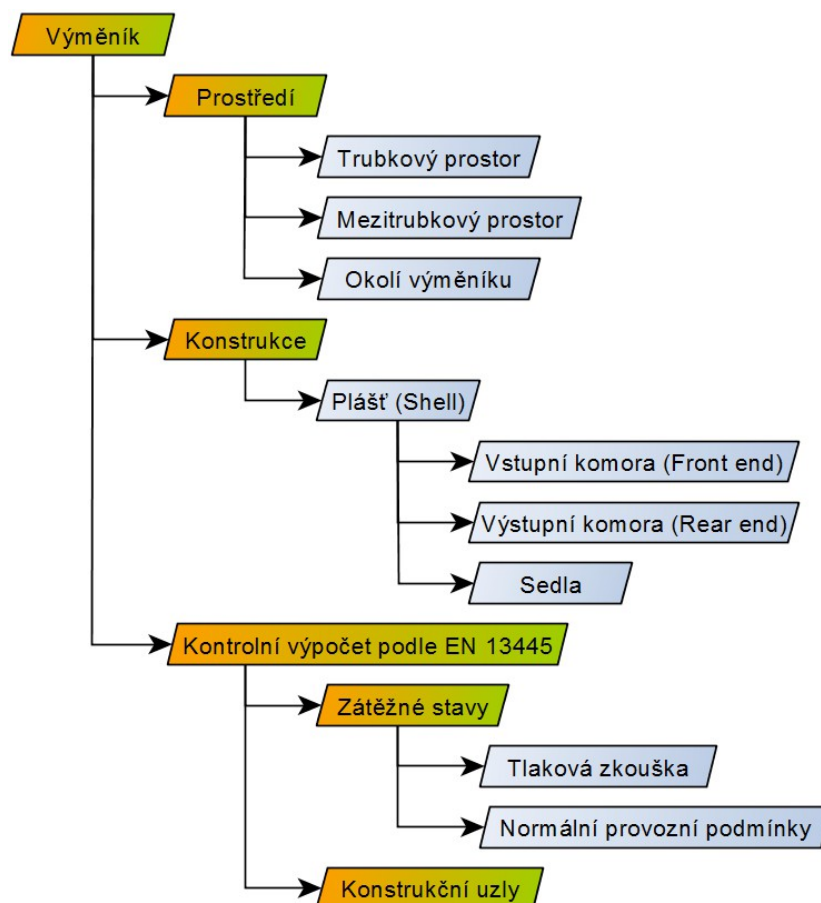
5 DATOVÝ MODEL VÝMĚNÍKU A JEHO OKOLÍ

Cílem datového modelu je přehledné shromáždění všech potřebných informací o výměníku a jeho vnitřním i vnějším okolí na jednom místě.

Parametrický model výměníku je vhodné rozdělit na geometrii, materiály, polotovary a další atributy. Mezi základní požadavky na datový model patří hierarchická struktura a možnost závislostí mezi parametry.

Hierarchie je zde řešena pomocí stromové struktury, schématicky znázorněné na obrázku 9, která se osvědčila zejména u reprezentace víceúrovňových sestav, lze ji však použít i na jiné datové struktury. Jednotlivé uzly stromu obsahují různé parametry a metody, například konstrukční uzly mají metody pro kontrolní výpočty.

Pro usnadnění implementace závislostí mezi parametry byl použit koncept „historie“: uzly vycházející z jednoho kořenu jsou seřazeny od shora dolů od nejvyšší po nejnižší. Každý parametr může být závislý na parametru, který leží ve stromu před ním. Parametry výměníku mohou být různě provázané, mezi nejkomplikovanější patří vazby mezi parametry geometrických prvků.



Uzly stromů jsou v objektovém modelu rozděleny do hierarchie tříd. Základní třídou je *Polozka*, která definuje atributy společné všem uzlům stromu. Kořenem stromu je třída *Projekt*.

5.1 ZÁKLADNÍ POLOŽKY STROMU

Pro urychlení práce byly předdefinovány pevné položky stromu, ve kterých lze shromažďovat související parametry a části výpočtů, které jsou součástí návrhových a kontrolních výpočtů výměníků.

5.1.1 Prostředí

Pro účely pevnostních výpočtů je třeba definovat zatížení. V případě výměníků je zpravidla velmi významné zatížení tlakem médií v trubkovém a mezitrubkovém prostoru. Prostředí jsou definována jako prostředek pro snadné zadávání zatížení od médií v daných stavech. Jednotlivá prostředí lze přiřadit souvislým vnějším plochám konstrukčních prvků. Při definici zátěžných stavů se k prostředím přidávají konkrétní média, tlaky a teploty.

5.1.2 Konstrukce

Konstrukce výměníku je z velké části dána geometrií. Geometrii je z velké části podřízena struktura dat konstrukce. Ta je složena ze základních prvků, které lze propojovat pomocí portů. Prvky kromě geometrických parametrů obsahují také další atributy jako materiály, tolerance, porty a výše zmíněná prostředí. Z důvodu velkého rozsahu popisu implementace bude této problematice věnována samostatná kapitola.

5.1.3 Zátěžné stavy

Při pevnostní kontrole je obecně třeba uvažovat více zátěžných stavů. Základními zátěžnými stavy tlakových nádob jsou tlaková zkouška a normální provozní podmínky. V případě výměníků se situace komplikuje tím, že mají 2 tlakové prostory. Protože je zatížení v těchto prostorech nezávislé, může obecně nastat jakákoliv kombinace zatížení. Parametrem zátěžného stavu, který je společný pro celou konstrukci, je tíhové zrychlení. To lze definovat jednotlivými složkami v globálních souřadnicích. Ve výchozím nastavení odpovídá je zrychlení rovno $9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ve složce Z, což odpovídá gravitaci.

Zatížení představuje nezbytný vstup pro pevnostní kontrolu zařízení. V této části je třeba definovat maximální tlaky a teploty v jednotlivých prostředích, vlastní tíhu zařízení (včetně obsahu) a lokální zatížení. Mezi lokální zatížení patří zatížení nátrubků a manipulační zatížení. Jednotlivé zátěžné stavy jsou kombinací 2 tříd zatížení, jejichž parametry jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Zatížení stavem prostředí

První třídou je *StavProstredi*, která definuje zatížení pomocí přiřazení média při daném tlaku a teplotě vybranému prostředí. V tabulce 1 jsou uvedeny parametry zatížení stavem prostředí.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
prostredi	prostředí, jehož stav způsobí zatížení konstrukce	<i>Prostredi</i>
medium	médium, které je přiřazeno vybranému prostředí	<i>Medium</i>
hladina	hladina média v globálních souřadnicích	?
PC	výpočtový tlak	MPa
T	síla působící ve směru normály pláště	° C

Tabulka 1: Parametry zatížení stavem prostředí

Výpočtový tlak *PC* je podle ČSN EN 764-1 [37] obecně součtem návrhového tlaku *PD* a nejvyššího hydrostatického tlaku v místě výpočtu *PH*. Z pohledu uživatelské přívětivosti by zde tedy měl být namísto *PC* požadován *PD*, z něžž je možné *PC* dopočítat automaticky na základě hustoty média, tíhového zrychlení a hloubky, ve které se nachází kontrolovaný konstrukční uzel. Hustotu média lze získat z média, vybraného v daném zatížení stavem prostředí. Z tohoto zatížení a ze souřadnic konstrukčního uzlu lze vzhledem k vektoru zrychlení snadno určit hloubku. Vektor zrychlení je zadán globálně pro celý zátěžný stav. Automatický výpočet tlaku *PH* pro jednotlivé konstrukční uzly však zatím nebyl implementován.

Lokální zatížení

Pro účely lokálního zatížení byla vytvořena třída ***LokalniZatizeni***. Umístění zatížení se nastavuje výběrem portu. Zatížení je dáno silou a momentem, jejichž složky lze specifikovat ve vybraném souřadném systému (systém portu, jeho rodičovského prvku nebo globální souřadný systém). Možnosti nastavení jsou patrné z obrázku 10.

Nastavení položky	
☒ Složky sil	
pusobiste	žádné
system	žádný
☒ Složky síly	
Fx	0 N
Fy	0 N
Fz	0 N
☒ Složky momentu	
Mx	0 Nm
My	0 Nm
Mz	0 Nm

Obrázek 10: Nastavení lokálního zatížení pomocí grafického uživatelského rozhraní

Další zatížení

Pro speciální případy může být nezbytné definovat i další zatížení, jako třeba zatížení větrem.

5.2 PARAMETRY

Základními jednotkami informace v datovém modelu jsou parametry. Pro práci s parametry byly vytvořeny třídy ***Parametr*** pro reprezentaci jednotlivých parametrů a ***SkupPar*** pro reprezentaci skupin parametrů. Třída ***SkupPar*** je určena pro skupiny parametrů, které se vztahují k určité věci a může obsahovat informace, například o způsobu editace parametrů (otvory ve skořepinách a plochých dnech, trubkovnice, přepážky a trubkové svazky).

Od třídy ***Parametr*** jsou odvozeny třídy ***ParametrVelicina*** a ***ParametrSeznam***. První podtřída je určena pro popis parametrů jako jsou například rozměry nebo zatížení. Parametr tohoto typu je definován názvem, hodnotou, jednotkou a popisem. Podtřída ***ParametrSeznam*** je určena pro parametry, jejichž hodnoty lze vybírat pouze z určitého seznamu. To se uplatní u parametrů jako je materiál, zkušební skupina svarů, atd.

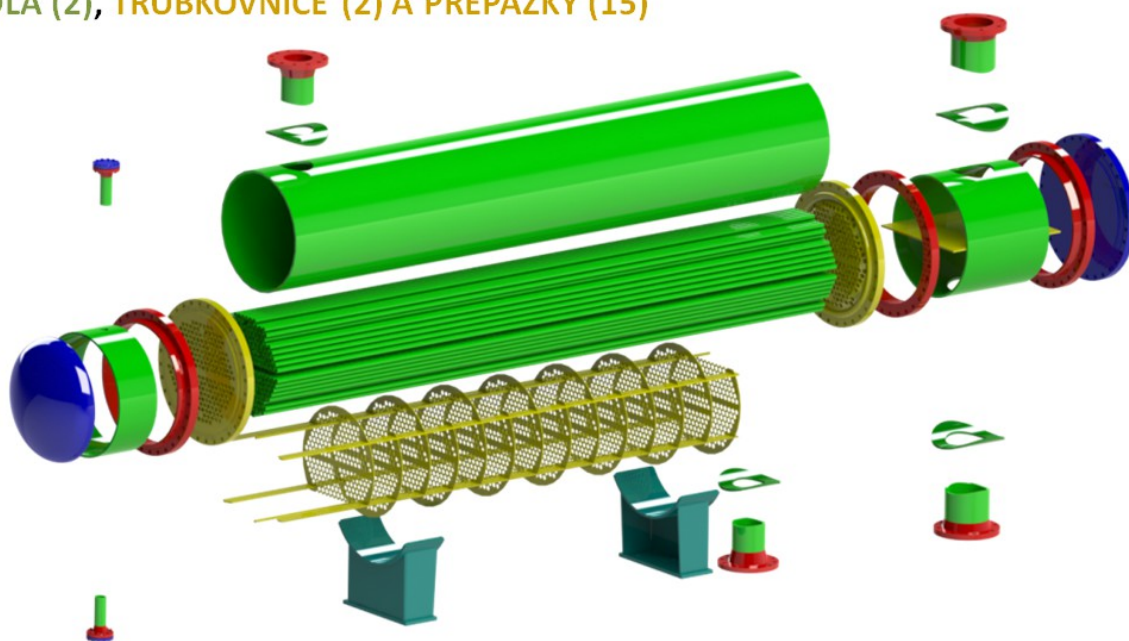
Prostřednictvím těchto tříd lze v grafickém uživatelském rozhraní snadno nastavovat parametry jednotlivých položek stromu projektu.

6 MODEL GEOMETRIE

Geometrii by bylo možné řešit jako celek individuálně pro každý typ výměníku. Prakticky všechny typy výměníků se svazkem trubek v plášti lze rozdělit na jednodušší komponenty. Geometrie výměníku je tedy řešena jako sestava parametrických komponentů, které jsou pomocí vazeb uspořádány v prostoru. Na obrázku 11 je rozložený pohled na sestavu výměníku. Jednotlivé třídy komponentů jsou barevně odlišeny a v závorkách jsou uvedeny četnosti výskytu komponentů jednotlivých tříd v zobrazené sestavě.

Prvky jsou tvarově poměrně jednoduché a často se opakují, je tedy vhodné vytvořit šablony parametrických modelů všech tříd prvků. Při modelování sestav pak lze vkládat nové prvky v požadovaných konfiguracích z výchozích šablon.

VÁLCOVÉ PLÁŠTĚ (9+218), VÝZTUŽNÉ LÍMCE (4), PŘÍRUBY (9), DNA (4), SEDLA (2), TRUBKOVNICE (2) A PŘEPÁŽKY (15)



Obrázek 11: Rozložený pohled na sestavu výměníku

Výhodou použitého přístupu je možnost tvorby geometrie jednoduchých tlakových nádob obecně. Z pohledu geometrie je tedy s výměníkem nakládáno jako se speciálním případem tlakové nádoby.

6.1 SOUČASNÉ TECHNIKY MODELOVÁNÍ SESTAV

Na CAD softwary jsou v dnešní době kladeny vysoké požadavky. Umožňují práci s obrovskými sestavami čítajícími desítky tisíc dílů. Sestavy jsou obecně složeny z podsestav, dílů a vazeb.

6.1.1 Způsoby modelování dílů

Modelování založené na historii (history/feature based modeling)

Tradičně jsou díly modelovány pomocí jednotkových modelovacích operací na vybraných rovinách, skicách, nebo entitách modelu. Všechny operace jsou zaznamenány v historii a kdykoliv je možné se vrátit do jejich nastavení a něco změnit. Aby se tyto změny promítly do výsledné geometrie, je nutné znovu provést všechny závislé operace („přepočítat“ model). Tímto způsobem lze tvořit komplexní parametrické modely, konstruktér však musí mít představu o hodnotách, kterých mohou dané parametry nabývat a podle toho zvolit vhodnou strategii modelování. Pokud je strategie modelování špatná, výsledný model může být nestabilní – při změně parametrů jej nelze přepočítat. Nevýhodou tohoto přístupu je závislost na formátu, protože je třeba ukládat celou historii tvorby modelu.

Přímé modelování (direct modeling)

V posledních letech se stále více prosazuje přímé modelování (direct modeling), v rámci něhož se operace provádí vždy přímo na aktuální geometrii. Výhodou tohoto způsobu je nezávislost na formátu, nevýhodou problematická parametrizace. Tento přístup je vhodný zejména pro malé úpravy komplikovaných dílů, jejichž strategie modelování s takovými úpravami nepočítala.

Vzhledem k jednoduchosti dílů v této práci a důležitosti parametrizace bude s výhodou využit první přístup.

6.1.2 Způsoby modelování sestav

Díly a vazby mezi nimi v rámci sestavy lze reprezentovat pomocí grafu, kde díly představují uzly a vazby představují hrany. V současnosti se při modelování sestav uplatňují zejména 2 techniky: zesponu-nahoru (bottom-up) a shora-dolů (top-down).

Zesponu nahoru (bottom-up)

Nejprve jsou vytvořeny jednotlivé díly a potom se definují vazby mezi nimi. Tento způsob je vhodný pro sestavy, které lze reprezentovat stromovou strukturou. Při práci na sestavách, kde se objevují tvarově podobné díly je možné v případě tohoto způsobu tvorby sestavy využít knihovnu parametrických dílů. Sestavy jejichž vazby a díly nelze popsat stromovou strukturou nelze tímto způsobem plně parametrizovat. S díly je v sestavě nakládáno jako s tuhými tělesy a nemusí být parametrické.

Shora dolů (top-down)

Nejprve se vytvoří skica nebo skici, které zjednodušeně představují jednotlivé díly a vztahy mezi nimi (konstrukční záměr (design intent)). Tyto skici jsou pak základem pro tvorbu konkrétních dílů, které zajistí požadovanou funkci sestavy. Tento způsob návrhu je vhodný pro všechny typy sestav, ale pro jednodušší sestavy může být zbytečně pracný. Výhodný je zejména v případech, kdy má konstruktér jasno v tom, jak bude sestava fungovat jako celek, ale ještě nemá do detailu vyřešeny jednotlivé díly. Návrh sestav přístupem shora dolů podle [38] není zcela podporován v některých CAD softwarech.

V praxi se zmíněné přístupy různě kombinují. V některých případech lze dosáhnout parametrizace sestavy modelované přístupem zesponu-nahoru s využitím řízení parametrů

dílů pomocí rovnic, což je bližší filozofii přístupu shora-dolů. Díly, jejichž parametry mají být takto řízené, však musí být parametrizované.

6.2 VAZBY V PARAMETRICKÝCH SESTAVÁCH

Pokud je sestava modelována způsobem zesponu nahoru, jsou umístění prvků v prostoru obvykle dána pomocí vazeb mezi prvky. Obecně je možné tyto vazby zapsat jako soustavy nelineárních rovnic. V případě modelování sestav způsobem shora dolů je sestava řízena skicou, která může být určena vazbami mezi entitami a ty lze také obecně zapsat jako soustavy nelineárních rovnic.

Nejjednodušším způsobem řešení vazeb mezi prvky je řízení parametrů pomocí explicitních vztahů, ve kterých vystupují parametry s již známými hodnotami. Prvky musí být jednoznačně seřazeny a parametry jednoho prvku mohou být závislé jen na parametrech předchozích prvků v rámci tohoto seřazení.

Pokud je sestava parametrická a dojde ke změně parametrů, je třeba určit nové uspořádání sestavy, což vede na řešení specifických soustav nelineárních rovnic. Pro tyto účely používají CAD softwary speciální řešiče, jeden je popsán například v [39]. V současné době používané řešiče jsou výpočtově náročné, podle [40] je náročnost na paměť $O(n^2)$ a na výkon $O(n^3)$. Novinkou v této oblasti je řešič Cheetah [41], jehož náročnost je podle [40] jen $O(n)$ jak po paměťové tak i po výkonové stránce.

Výsledkem řešení závislostí v rámci sestavy je takzvaný „datum flow chain“ (DFC, [42]). Jedná se o jakýsi plán posloupnosti umístění jednotlivých prvků v prostoru, ve kterém jsou hodnoty důležitých parametrů závislé na předchozích parametrech. DFC lze zobrazit na grafu sestavy jako orientovaný neacyklický graf.

Řízení hodnot parametrů pomocí explicitních vztahů v závislosti na hodnotách jiných parametrů je nejsnadnější z pohledu implementace a CAD softwary většinou tento způsob podporují. Přednostně jsou z důvodu uživatelské přívětivosti používány obousměrné vazby jako rovnoběžnost, souosost atd., řízení parametrů explicitními vztahy je pak používáno ve specifických případech, kdy nelze využít obousměrné vazby.

Vazby odebírají sestavě stupně volnosti, výsledná sestava pak může být podurčená, plně určená nebo přeúčená. Tlakové nádoby jsou většinou sestavy z pevně spojených (svary, šroubové spoje) prvků, v takových případech pak nemají žádné stupně volnosti a jsou plně určené nebo přeúčené.

Protože jsou některé způsoby spojení prvků využívány velmi často, byly v modelování sestav snahy o zjednodušení definic takových vazeb. Zjednodušení lze provést buď přednastavením pravidel pro připojování dvojic prvků [43], [44] nebo pomocí definice speciálních míst na prvcích – portů [45], pomocí kterých se dvojice prvků může spojit pokud jsou jejich porty kompatibilní.

6.3 SPECIFICKÉ VLASTNOSTI PARAMETRICKÝCH SESTAV VÝMĚNÍKŮ

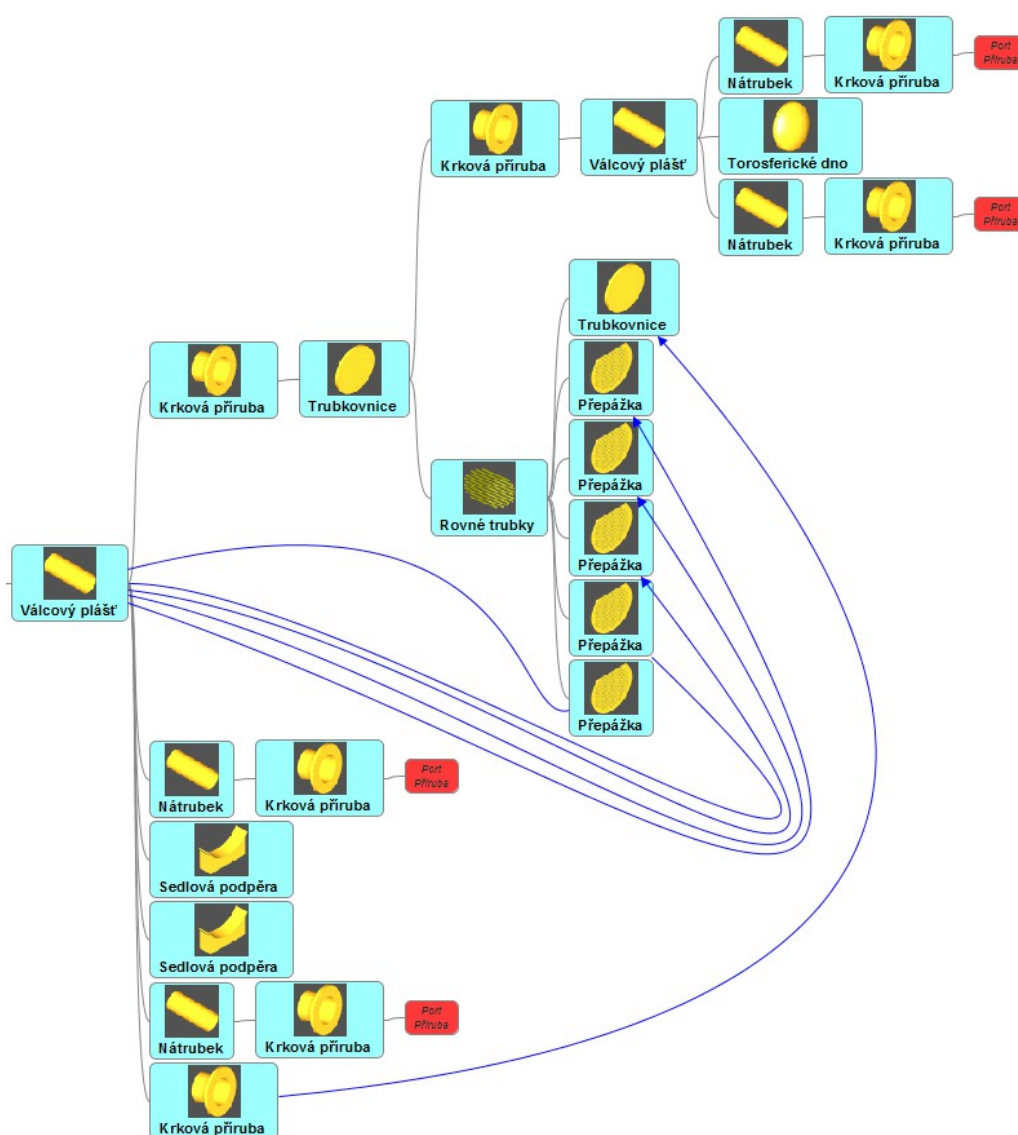
Sestavy výměníků představují v rámci obecných sestav specifickou podskupinu. S výjimkou kluzného uložení plovoucí hlavy jsou prvky vzájemně spojeny pomocí šroubových spojů, svarů, nebo lisování. Tyto vazby jsou pevné a dvojici spojených prvků

odebírají všechny vzájemné stupně volnosti. Díky této vlastnosti lze umístění prvků zajistit stromovou strukturou vazeb.

Podle úrovně detailu základních prvků lze sestavy výměníků chápat jako plně určené nebo pře určené. Kromě kontaktních vazeb lze mezi některými prvky definovat také funkční vztahy, například mezera mezi přepážkou a pláštěm.

6.4 IMPLEMENTOVANÝ SYSTÉM PARAMETRICKÝCH SESTAV

V průběhu vývoje softwarové podpory bylo vyzkoušeno více způsobů provázání prvků do sestav. V současnosti je používán víceúrovňový systém podsestav se stromovou strukturou (na obrázku 12), ve kterém jsou prvky jednoznačně seřazeny. Seřazením prvků je jasně daná jejich posloupnost při aktualizaci po změně parametrů.



Obrázek 12: Stromová struktura sestavy výměníku

Důležitým úkolem sestavy je definice vzájemných pozic prvků. K tomuto účelu je využívána stromová struktura, ve které vždy větve daného uzlu leží v jeho lokálním

souřadném systému (tato provázanost souřadných systémů v současné verzi jenom usnadňuje umísťování prvků, které ještě nemají definovány porty). Pro zjednodušení definice vztahů mezi prvky byl použit systém portů, podobně jako v [45]. Každý prvek má nadefinovány porty určitého typu. Prostřednictvím portů lze spojovat dvojice prvků, pokud tyto prvky obsahují kompatibilní porty. Spojením prvků prostřednictvím portů vznikne vazba, která může omezovat parametry závislého prvku. Pokud je prvek připojen pomocí portu ke svému rodiči, jedná se o primární vazbu, která pak navíc řídí umístění závislého prvku. V sestavě je tedy možné provázovat prvky třemi způsoby, jejichž přehled je znázorněn v tabulce 2.

Vazba/Funkce	Kontrolní	Omezení parametrů	Lokální pozice
Primární vazba	ano	ano	ano
Sekundární vazba	ano	ano	ne
Řízení výrazem	ne	ano	ano

Tabulka 2: Přehled typů vazeb a jejich úloh

Způsob definice vazeb mezi prvky pomocí portů je výhodný z pohledu rozšiřování o další prvky, pokud tyto prvky nemají nové typy portů. Pokud by byly definovány třídy vazeb pro všechny dvojice prvků, které mají mezi sebou nějaký vztah, bylo by nutné vytvářet mnoho tříd vazeb.

6.4.1 Řízení výrazem

Parametry prvků mohou být řízeny výrazem v závislosti na jiných parametrech prvků, které jsou v historické posloupnosti definovány dříve. Výraz lze zapsat v grafickém uživatelském rozhraní místo hodnoty parametru. Ve výrazu mohou vystupovat hodnoty, matematické operátory a odkazy na parametry. Odkazy na parametry mají přesně daný formát – „název parametru“ + „.“ + „identifikátor prvku“. Příklad zadání řízení parametru výrazem pomocí grafického uživatelského rozhraní je na obrázku 13.

Des (916 mm)	=Di.p2+2*ens.p2
delta1	120 deg
L2	800 mm

Obrázek 13: Možnosti zadávání parametrů v GUI

Každý prvek má svůj unikátní identifikátor, který je mu přidělen při přidání prvku do sestavy. Identifikátor konkrétního prvku se může během chodu programu změnit a je třeba zajistit, aby odkazy na parametry odkazovaly pořád na správné parametry. Po zadání výrazu dojde k identifikaci prvků v odkazech a do objektu výrazu se uloží ukazatele na objekty prvků. Tyto ukazatele se během chodu programu nemění. Při dalším nastavování výrazu jsou pak odkazy na parametry rekonstruovány podle aktuálních identifikátorů příslušných prvků.

6.5 PRVKY VÝMĚNÍKŮ

Každý prvek je definován geometrií a umístěním v souřadném systému sestavy nebo řídicího prvku. Umístění zahrnuje pozici a orientaci a je rozděleno na lokální a výsledné.

Lokální umístění je umístění daného prvku v lokálním souřadném systému řídicího prvku. Výsledné umístění prvku je součtem těchto dvou umístění. Každý prvek má definován základní bod, který je počátkem jeho lokálního souřadného systému.

Pokud se změní parametry geometrie prvku, je třeba aktualizovat reprezentaci jeho geometrie. Protože je tato operace časově náročná, ukládají se aktuální hodnoty parametrů, které definovaly nové zobrazení při každé aktualizaci změny prvku. Zobrazení je pak třeba aktualizovat jen v případě, kdy se aktuální hodnoty parametrů prvku budou lišit od hodnot parametrů použitých při posledním zobrazení. Tvarové parametry prvku by mělo být v budoucnu možné načíst z databáze příslušných polotovarů. Zatím však tato funkce nebyla implementována.

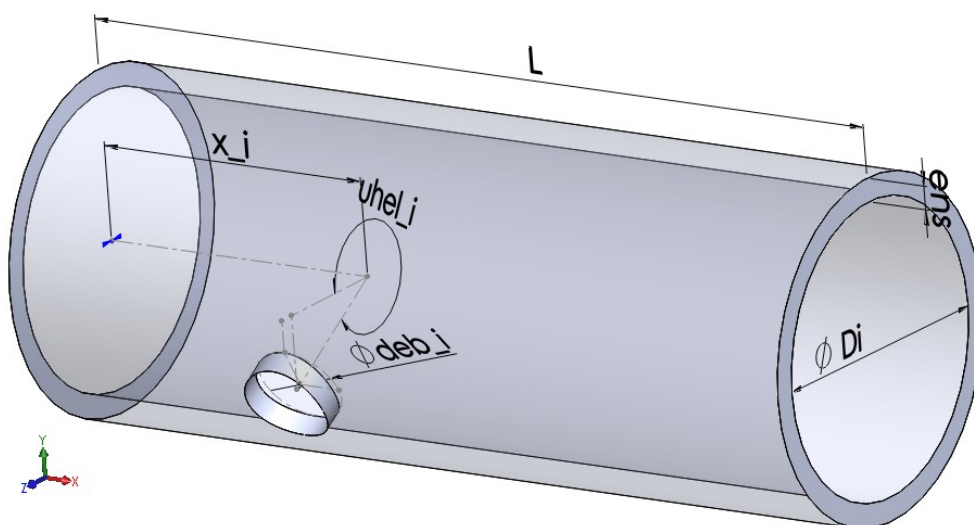
Jiné než geometrické atributy

Kromě geometrických parametrů je z pohledu strukturování dat vhodné do prvků přidat i další atributy, jako jsou materiál(y), prostředí, výrobní tolerance, polotovary, standardizované díly, atd. Tyto atributy usnadní navazující kontrolní výpočty.

Další parametry, jako například hmotnost, mohou být také významné v některých výpočtech a metody jejich určení lze snadno spojit s jednotlivými třídami prvků. Obecně je vhodné definovat metody pro výpočet objemů částí ze stejného materiálu. U částí, které mohou obsahovat médium (plášť, klenutá dna, nátrubky a příruby), je také vhodné definovat metody pro výpočet objemu média.

6.5.1 Válcový plášť

Geometrie válcového pláště je zdánlivě jednoduchá – tvořená pouze válcovou stěnou. V obecném případě je však takový plášť tvořen ze segmentů, které jsou svařeny podélnými a obvodovými svary. V současné verzi práce je tato skutečnost zanedbána, ale vzhledem k tomu, že svary významně ovlivňují únosnost blízkých konstrukčních uzlů, je třeba rozdělení pláště na segmenty v budoucnu implementovat. Geometrie válcového pláště je zde dána délkou, vnitřním průměrem a tloušťkou. Součástí geometrie jsou také otvory, jak je patrné z obrázku 14. Výchozí umístění geometrie v souřadném systému je takové, že osa pláště je shodná s osou X a plášť začíná v počátku a pokračuje do kladného směru osy X.



Obrázek 14: Geometrické parametry prvku válcového pláště

Kromě geometrických parametrů obsahuje válcový plášť také další parametry a atributy, jejichž přehled je uveden v tabulce 3. Protože se válcové pláště vyrábí svařováním z plechů, lze tomuto prvku nastavit polotovary. Polotovary ještě nejsou úplně implementovány, proto v nich například není zahrnuta záporná výrobní tolerance tloušťky, která je v současnosti uvedena mezi ostatními parametry nebo materiál, který je také logickým parametrem polotovaru.

Ke koncům válcového pláště lze připojovat další prvky, například jiné pláště, dna, příruby nebo trubkovnice. Pro připojení těchto prvků je na každém konci pláště definován port.

Geometrické parametry		Popis	Jednotka/typ
	Di	Vnitřní průměr válcové skořepiny	mm
	ens	Jmenovitá tloušťka skořepiny	mm
	L	Délka skořepiny	mm
	(otvory)	Seznam otvorů ((x_i , $uhel_i$, deb_i),...)	pole
Ostatní atributy			
	polotovary	Rozměry plechu, ze kterého je válcový plášť vyroben	-
	delta	Záporná výrobní tolerance plechu	mm
	ckor	Přídavek na korozi	mm
	matS	Materiál válcové skořepiny	Material
	pr_vnitri	Vnitřní prostředí	Prostredi
	pr_vnejsi	Vnější prostředí	Prostredi
Porty			
	2 x PortPlast	Port pro připojení pláště, dna, trubkovnice nebo plášťové příruby	Port
	n x PortNatrubek	Port, ke kterému lze připojit nátrubek (sám o sobě tento port definuje otvor)	Port
	n x PortSedlo	Port pro připojení sedla	Port

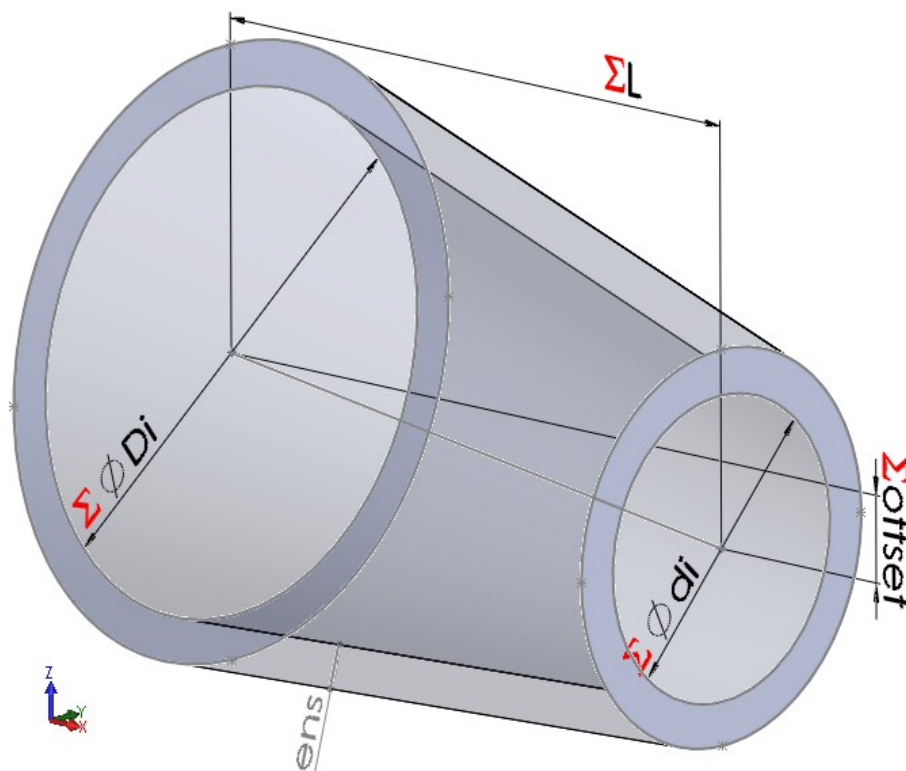
Tabulka 3: Přehled atributů prvku válcového pláště

Nezbytnou součástí geometrie pláště jsou také otvory. Počet otvorů pláště je obecně proměnlivý a u každého otvoru je třeba specifikovat jeho umístění a průměr. Otvory jsou s výhodou řešeny pomocí portů. Porty otvorů lze podle potřeby přidávat nebo odebírat. Obdobně lze pomocí portů řešit i připojení sedel, jejichž počet může být roven nebo větší než 2 (pouze u velmi dlouhých výměníků s malým průměrem).

6.5.2 Kuželový přechod

Tento prvek slouží ke spojení válcových plášťů různých průměrů a v případě výměníků se používá u generátorů páry. Spojované válcové pláště mají rovnoběžné osy. Pokud nejsou osy

totožné, má tento prvek tvar kužele jenom přibližně (šikmý uzavřený řez kuželem je elipsa, ne kružnice). Geometrie kuželového přechodu je tedy obecně tvořena spojením 2 profilů, které jsou z vnitřní strany ohraničeny kružnicemi a z vnější strany obecnými křivkami, které lze aproximovat elipsami, tak, aby byla zajištěna konstantní tloušťka stěny tohoto prvku. Geometrie je tedy zadána vnitřními průměry u obou podstav, tloušťkou pláště, délkou a vzdáleností os spojovaných válcových plášťů podle obrázku 15.



Obrázek 15: Geometrické parametry prvku kuželového přechodu

Přechod plášťů u větší podstavy může být zaoblen a pak je třeba specifikovat poloměr tohoto zaoblení. Současná geometrie možnost zaoblení nemá, mezi atributy prvku však toto zaoblení je, protože může mít význam při pevnostních výpočtech. Přehled parametrů a atributů včetně portů pro napojení navazujících prvků pro prvek kuželového přechodu je dán v tabulce 4.

Podobně jako v případě válcového pláště je i kuželový přechod svařen z plechových dílů, což je zatím v modelu zanedbáno. Je však možné alespoň zvolit plechový polotovár ze seznamu.

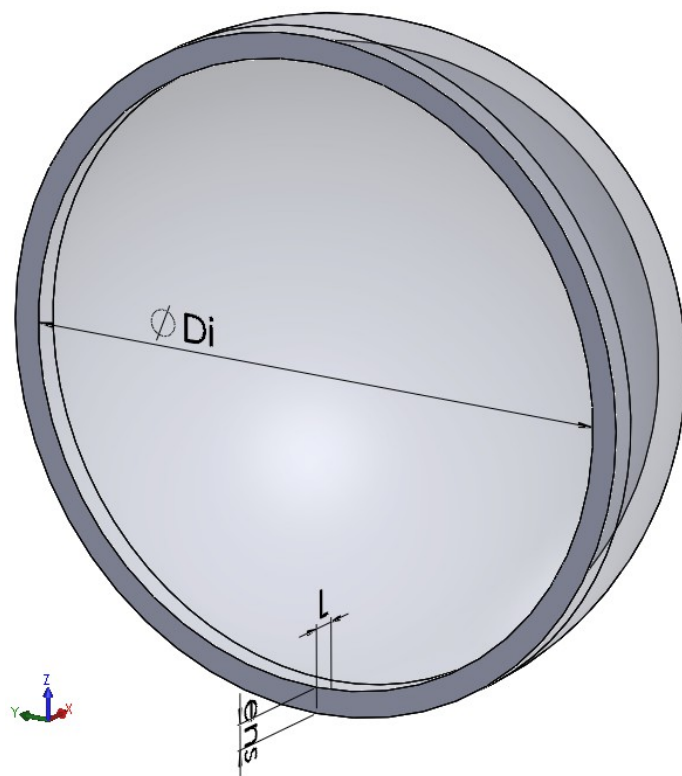
Porty jsou v případě kuželového pláště obdobné jako v případě válcového pláště, s výjimkou sedel, která se u kuželových plášťů používají jen ojediněle a norma [1] neobsahuje kontrolní výpočet takové konfigurace. V současné verzi však nejsou implementovány porty pro připojování nátrubků.

Geometrické parametry		Popis	Jednotka/typ
	Di	Vnitřní průměr válcové skořepiny u větší podstavy	mm
	di	Vnitřní průměr válcové skořepiny u menší podstavy	mm
	ens	Jmenovitá tloušťka skořepiny	mm
	L	Délka skořepiny	mm
	offset	Posuv os X v ose Z	mm
	R	Poloměr zaoblení přechodu u větší podstavy	mm
	(otvory)	Seznam otvorů ((x_i , $uhel_i$, deb_i),...)	pole
Ostatní atributy			
	polotovar	Rozměry plechu, ze kterého je válcový plášť vyroben	-
	delta	Záporná výrobní tolerance plechu	mm
	ckor	Přídavek na korozi	mm
	matK	Materiál kuželové skořepiny	Material
	pr_vnitřni	Vnitřní prostředí	Prostredi
	pr_vnější	Vnější prostředí	Prostredi
Porty			
	2 x PortPlast	Port pro připojení pláště, dna, trubkovnice nebo plášťové příruby	Port
	n x PortNatrubek	Port, ke kterému lze připojit nátrubek (sám o sobě tento port definuje otvor)	Port

Tabulka 4: Přehled atributů prvku kuželového pláště

6.5.3 Polokulové dno

Polokulová dna se vyrábí svařením z více plechových segmentů. Kvůli pracnosti výroby se tato dna moc nepoužívají. Uplatnění mohou nalézt u výměníků s u-trubkami, kde se však častěji používají torosférická dna. Polokulové dno se připojuje k plášti a může v sobě mít otvory s nátrubky.



Obrázek 16: Geometrické parametry prvku polokulového dna

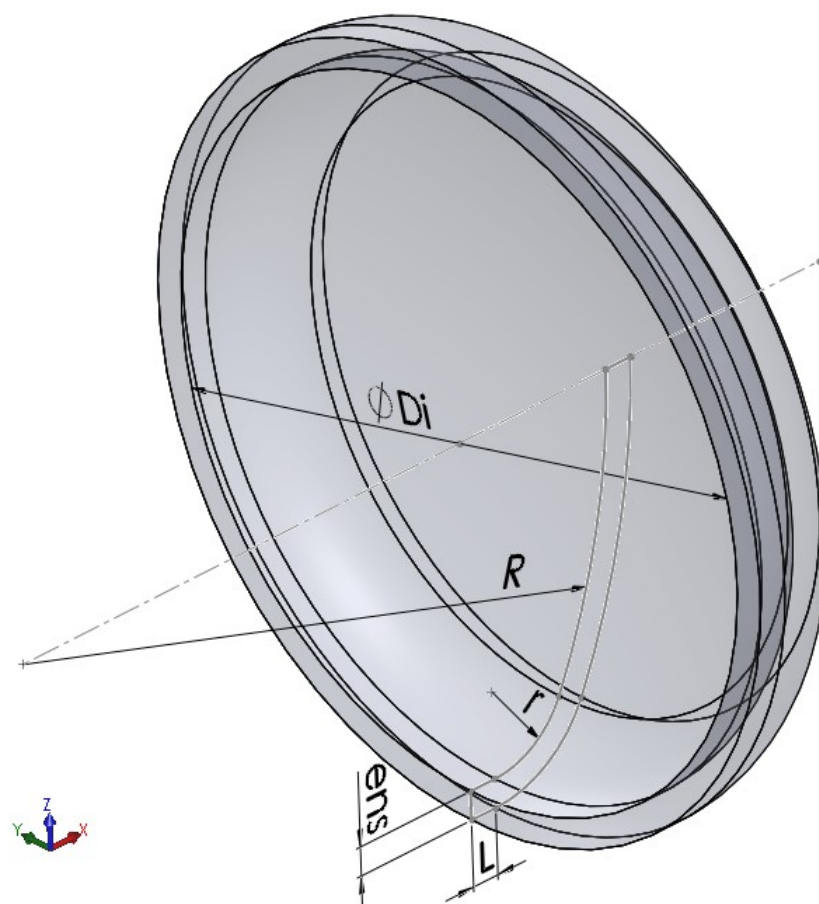
Geometrické parametry		Popis	Jednotka/typ
	Di	Vnitřní průměr válcové skořepiny	mm
	ens	Jmenovitá tloušťka skořepiny	mm
	L	Délka válcového lemu	mm
	(otvory)	Seznam otvorů ((r_i , $uhel_i$, deb_i),...)	pole
Ostatní atributy			
	polotovar	Rozměry plechu, ze kterého jsou vyrobeny části dna	-
	delta	Záporná výrobní tolerance plechu	mm
	ckor	Přídavek na korozi	mm
	matS	Materiál polokulového dna	Material
	pr_vnitřni	Vnitřní prostředí	Prostředí
	pr_vnější	Vnější prostředí	Prostředí
Porty			
	1 x PortPlast	Port pro připojení pláště nebo plášťové příruby	Port
	n x PortNatrubek	Port, ke kterému lze připojit nátrubek (sám o sobě tento port definuje otvor)	Port

Tabulka 5: Přehled atributů prvku polokulového dna

Geometrie dna je podle obrázku 16 dána tloušťkou, vnitřním průměrem a délkou válcového lemu. V polokulovém dně mohou být také otvory, které však zatím nebyly implementovány. V tabulce 5 jsou uvedeny všechny atributy dna.

6.5.4 Torosférické dno

Torosférická dna tvoří svým tvarem přechod mezi polokulovými a plochými dny. Oproti polokulovým dnům zabírají méně prostoru a přitom mají výrazně menší tloušťku než plochá dna. Torosférická dna se vyrábí tvářením za tepla. Nejčastěji se používají normalizovaná dna, pro specifické podmínky může být vhodnější použití nenormalizovaných den.



Obrázek 17: Geometrické parametry prvku torosférického dna

Geometrie torosférického dna je dána vnitřním průměrem válcového lemu, vnitřními poloměry anuloidového přechodu a sférické části dna a tloušťkou dna. V praxi jsou obvykle používány dva typy torosférických den; Klöpper (DIN 28011) a Korbogen (DIN 28013). Vnitřní poloměry sférické části R a toroidní části r jsou u den typu Klöpper definovány následujícími vztahy:

$$R = D_i + 2 \cdot e_{ns} \quad (1)$$

$$r = 0.1 \cdot (D_i + 2 \cdot e_{ns}) \quad (2)$$

Obdobně jsou na základě vnějšího průměru definovány i rozměry dna typu Korbogen:

$$R = 0.8 \cdot (D_i + 2 \cdot e_{ns}) \quad (3)$$

$$r = 0.154 \cdot (D_i + 2 \cdot e_{ns}) \quad (4)$$

V případě torosférických den je tedy třeba vybírat jeden z 3 typů a podle toho upravit uživatelské rozhraní. Tato funkce byla implementována ve starší verzi uživatelského rozhraní, v současné verzi však zatím není k dispozici.

Geometrické parametry		Popis	Jednotka/typ
	typD	Typ dna (obecné/Klöpper/Korbogen)	-
	Di	Vnitřní průměr válcové skořepiny	mm
	R	Vnitřní poloměr sférické skořepiny	mm
	r	Vnitřní poloměr anuloidového přechodu	mm
	ens	Jmenovitá tloušťka skořepiny	mm
	L	Délka válcového lemu	mm
	(otvory)	Seznam otvorů ((radiální vzdálenost otvoru od středu, radiální souřadnice (úhel natočení kolem X) a průměr otvoru),...)	pole
Ostatní atributy			
	normalizovaný	Normalizovaný díl	-
	delta	Záporná výrobní tolerance plechu	mm
	ckor	Přídavek na korozi	mm
	matS	Materiál torosférického dna	Material
	pr_vnitřni	Vnitřní prostředí	Prostredi
	pr_vnější	Vnější prostředí	Prostredi
Porty			
	1 x PortPlast	Port pro připojení pláště nebo plášťové příruby	Port
	n x PortNatrubek	Port, ke kterému lze připojit nátrubek (sám o sobě tento port definuje otvor)	Port

Tabulka 6: Přehled atributů prvku torosférického dna

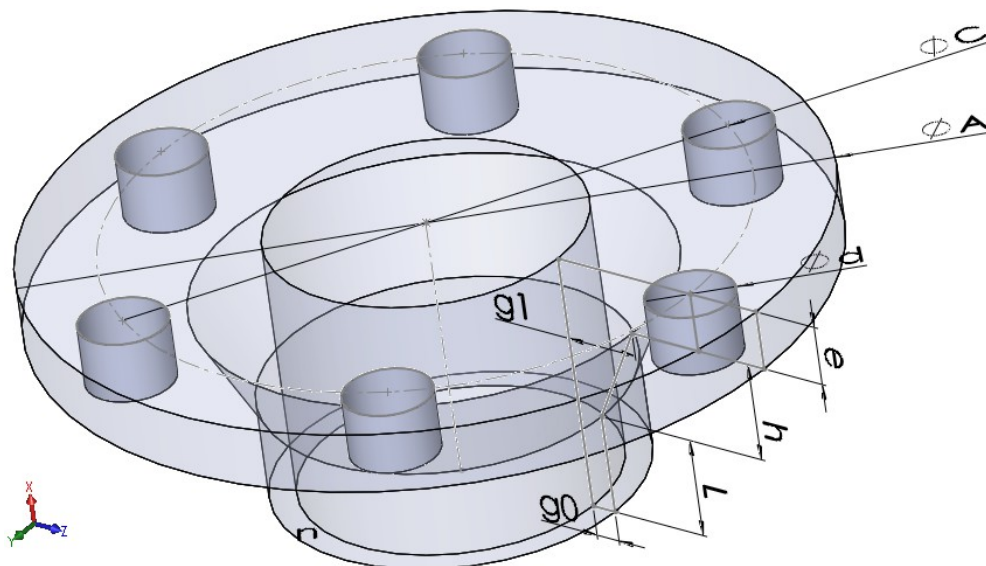
Atributy torosférických den uvedené v tabulce 6 jsou podobné jako u polokulových den, torosférická dna se však vyrábí jiným způsobem a jsou normalizována. Místo polotovaru tedy lze vybrat normalizovaný díl.

Prostředí a porty jsou stejné jako u polokulových den.

6.5.5 Krková příruba

Příruby slouží k realizaci rozebíratelných spojů částí výměníků, tlakových nádob a potrubí. Ve vyvíjeném softwaru je zatím implementována pouze krková příruba, existuje však mnoho dalších typů přírub, které budou implementovány v budoucnu.

Geometrie krkové příruby je definována 10 parametry, plocha těsnění je zjednodušena a drážka nebo pero pro těsnění nejsou modelovány. Zjednodušení jsou v současné fázi přípustná, protože geometrie slouží hlavně k vizualizaci prvků a pro snadné ovládání.



Obrázek 18: Geometrické parametry prvku krkové příruby

Příruby se většinou vyrábí kováním a válcováním, při dokončování se obrobí funkční plochy a vyvrtají díry pro šrouby. V praxi jsou preferovány standardizované příruby, protože jsou levnější a v některých případech nevyžadují kontrolní výpočet. Příruby jsou standardizované podle více norem, volba příruby pak závisí na nominálním průměru válcové skořepiny, nominálním tlaku a teplotě.

Přírubové spoje představují v současnosti kritickou oblast konstrukce tlakových zařízení. Častým problémem je netěsnost, které lze předcházet obtížně. Soudobé kontrolní výpočtové metody jsou příliš zjednodušené na to, aby dokázaly přesně postihnout tuto problematiku. Situaci komplikuje zejména nelineární chování materiálů těsnění. V současné době dochází k aktualizaci normy EN 1591, která předepisuje metody pro návrh a kontrolu přírubových spojů a na vysoké úrovni řeší i těsnost.

Příruba může být podobně jako pláště vystavena vnějšímu a vnitřnímu prostředí. Příruba má 1 port pro připojení k plášti nebo nátrubku a 1 port pro připojení k jiné přírubě.

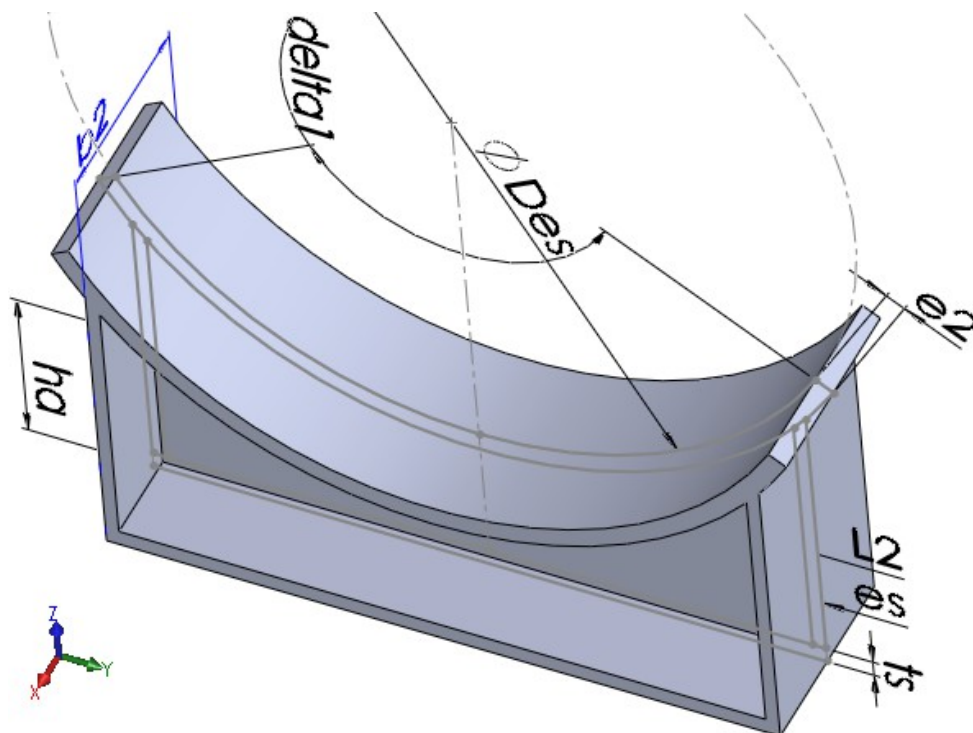
Geometrické parametry		Popis	Jednotka/typ
	B	Vnitřní průměr příruby	mm
	C	Průměr roztečné kružnice šroubů	mm
	A	Vnější průměr příruby	mm
	L	Délka válcového pláště příruby	mm
	g0	Tloušťka válcového pláště	mm
	g1	Tloušťka krku u spojení s listem	mm
	e	Tloušťka listu	mm
	h	Délka krku	mm
	d	Průměr otvoru pro šroub	mm
	n	Počet šroubů	-
Ostatní atributy			
	normalizovaný	Normalizovaný díl	-
	matS	Materiál příruby	Material
	srouby	Šrouby přírubového spoje	Sroub
	tesneni	Těsnění přírubového spoje	Tesneni
	pr_vnitřni	Vnitřní prostředí	Prostredi
	pr_vnejsi	Vnější prostředí	Prostredi
Porty			
	1 x PortPlast	Port pro připojení pláště nebo plášťové příruby	Port
	1 x PortPriruba	Port, ke kterému lze připojit nátrubek (sám o sobě tento port definuje otvor)	Port

Tabulka 7: Přehled atributů prvku krkové příruby

6.5.6 Sedlová podpěra

Sedlové podpěry jsou velmi často používány pro uložení horizontálních výměníků v místě provozu. Nejčastěji se používají ve dvojicích, jen v případě dlouhých nádob může být výhodné použití více podpěr. To však sebou může nést komplikace, například při teplotních dilatacích nádoby. Základní způsob kompenzace dilatací je pevné uložení v místě jednoho sedla a posuvná uložení v místech ostatních sedel.

Sedlové podpěry se vyrábí svařením z několika plechových dílů. Pro zjednodušení je zde předpokládáno, že jsou všechny díly ze stejného materiálu. Geometrické parametry sedlové podpěry jsou patrné z obrázku 19.



Obrázek 19: Geometrické parametry prvku sedlové podpěry

Geometrické parametry		Popis	Jednotka/typ
	Des	Vnější průměr skořepiny	mm
	delta1	Úhel obepnutí sedla	deg
	L2	Šířka sedla (v příčném směru vzhledem ke skořepině)	mm
	b1	Délka plechu sedla	mm
	e2	Tloušťka plechu sedla	mm
	ha	Výška sedlové vzpěry	mm
	es	Tloušťka sedlové vzpěry	mm
	ts	Tloušťka základového plechu	mm
Ostatní atributy			
	normalizovaný	Normalizovaný díl	-
	matS	Materiál sedla	Material
	pr_vnejsi	Vnější prostředí	Prostredi
Porty			
	1 x PortSedlo	Port pro připojení k válcovému plášti	Port
	1 x PortUlozeni	Port pro definici uložení sedla vůči podloží	Port

Tabulka 8: Přehled atributů prvku sedlové podpěry

Sedlová podpora se od dosud uvedených prvků liší tím, že není významně zatěžována tlakem procesního média. Pro účely budoucí práce však může být praktické ponechat zde možnost přiřazení okolního prostředí (to se může hodit například při řešení problémů souvisejících s korozi).

Sedlová podpěra má 2 porty – jeden pro připojení k plášti a druhý pro uložení vůči podloží.

6.6 PORTY

Jak již bylo uvedeno, porty slouží k propojování jednotlivých prvků, ale mohou mít i další uplatnění, v místě portu lze jednoduše definovat lokální zatížení nátrubků. Každý port má definováno relativní umístění vzhledem k rodičovskému prvku. Umístění portu může být částečně nebo úplně nastavitelné. Například při propojování pláště a plášťové příruby lze nastavit úhel vzájemného natočení kolem společné osy.

Kromě definice vazeb lze porty využít také pro zadávání lokálních zatížení, jako jsou silové a momentové účinky od potrubí na nátrubky.

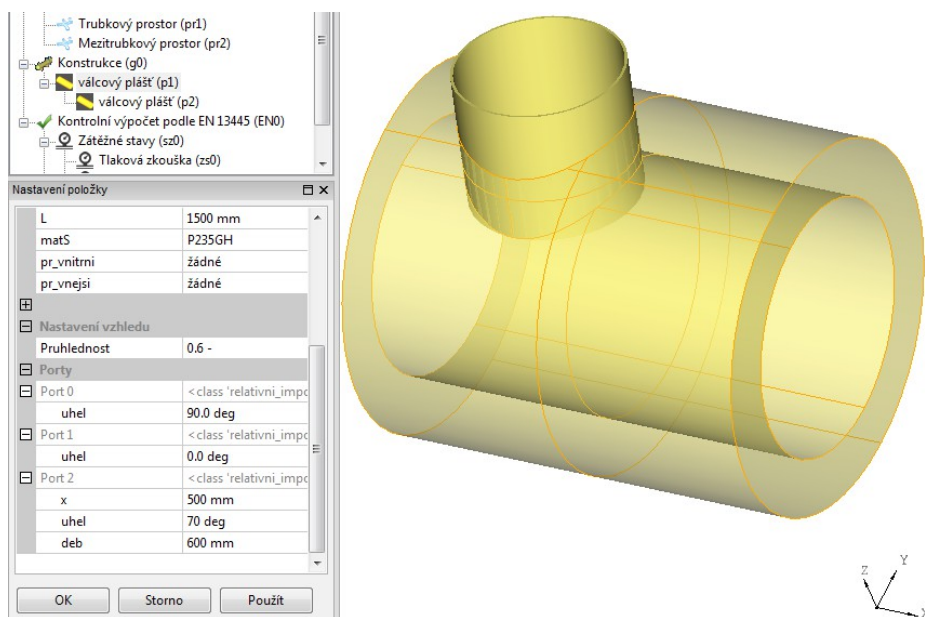
Zde budou podrobněji popsány implementované třídy portů.

6.6.1 Port pláště

Porty určené původně k připojování prvků na koncích válcových plášťů patří do třídy **PortPlast**. Tyto porty našly uplatnění i pro připojování na koncích kuželových plášťů, den a přírub. V zásadě tedy ve všech místech, kde dochází k nerozebíratelnému spoji v osách prvků. Jediným parametrem portu je úhel vzájemného natočení.

6.6.2 Port otvoru

Pro definici připojení nátrubku k válcovému plášti se na plášti používají porty třídy **PortNatrubekVP**. Vedlejší funkcí tohoto portu je definice otvoru. Port je dán 3 parametry:



Obrázek 20: Připojení nátrubku k plášti

délkovou souřadnicí v ose pláště, úhlem natočení kolem osy pláště a průměrem otvoru. Nátrubek lze k tomuto portu připojit formou válcového pláště. Port otvoru má umístění nastavené tak, aby byl vložený nátrubek vsazený, jak je patrné z obrázku 20.

6.6.3 Další porty

Součástí navazující práce bude definice dalších portů tak, aby umožnily snadné provázání všech kompatibilních prvků výměníku.

7 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY PODLE ČSN EN 13445

Norma ČSN EN 13445 [1] popisuje postupy pro pevnostní kontrolu tlakových nádob, mezi které patří i tepelné výměníky se svazkem trubek v plášti. Jednotlivé kapitoly se věnují samostatně třídám částí tlakových nádob, pro výměníky jsou důležité zejména následující: válcové a kuželové pláště, klenutá a plochá dna, trubkovnice, nátrubky, příruby a sedlové podpory. Při pevnostní kontrole konkrétní části je třeba znát jak její parametry, tak i parametry jejího nejbližšího okolí.

Pevnostní výpočty podle [1] jsou velmi rozsáhlé, s čímž je spojen také rozsah implementace, jejíž detailní popis by byl příliš dlouhý. Postupy podle normy jsou však často poměrně přímočaré a jejich popis by nepřinesl nic nového. Obsahem této kapitoly bude řešení problémů, se kterými je možné se setkat při implementaci normovaných výpočtů. U kontrolních výpočtů jednotlivých konstrukčních uzlů budou uvedeny nutné informace o okolí řešeného uzlu, podmínky které je třeba splnit a výstupy, které lze využít v další práci.

7.1 KONCEPCE IMPLEMENTACE NORMOVANÝCH VÝPOČTŮ

Softwarová podpora pro pevnostní kontrolu jednotlivých konstrukčních uzlů je rozdělena na moduly odpovídající jednotlivým kapitolám normy ČSN EN 13445 [1], části 3. Některé části jsou rozšířeny o výpočty podle norem PD 5500 [3] a AD 2000-Merkblatt [4]. Vzhledem k tomu, že norma ČSN EN 13445 vznikla jako kompilát postupů a metod z norem členských států Evropské unie, jsou někdy výpočty v původních normách obsáhlejší.

7.1.1 Platnost a výsledek kontrolního výpočtu

Kontrolní výpočet je obvykle platný jen za určitých podmínek. Jen pokud jsou podmínky platnosti splněny, lze na základě výsledků kontrolních výpočtů určit, jestli má daný konstrukční uzel dostatečnou únosnost. Při kontrole pevnosti je obvykle kontrolováno více různých kritérií. Některá z nich lze vyjádřit ve formě jakéhosi koeficientu vytižení. Koeficient vytižení s hodnotou pod 100 % značí splněnou podmínku.

7.1.2 Záznam průběhu výpočtu

Konvencí v oblasti pevnostních výpočtů tlakových nádob je vytvářet záznam o výpočtu, který je pak součástí návrhové nebo kontrolní dokumentace. Takový záznam je také jedním z výstupů implementovaných kontrolních metod. Ze záznamu lze zjistit také případné nedostatky kontrolovaného konstrukčního uzlu.

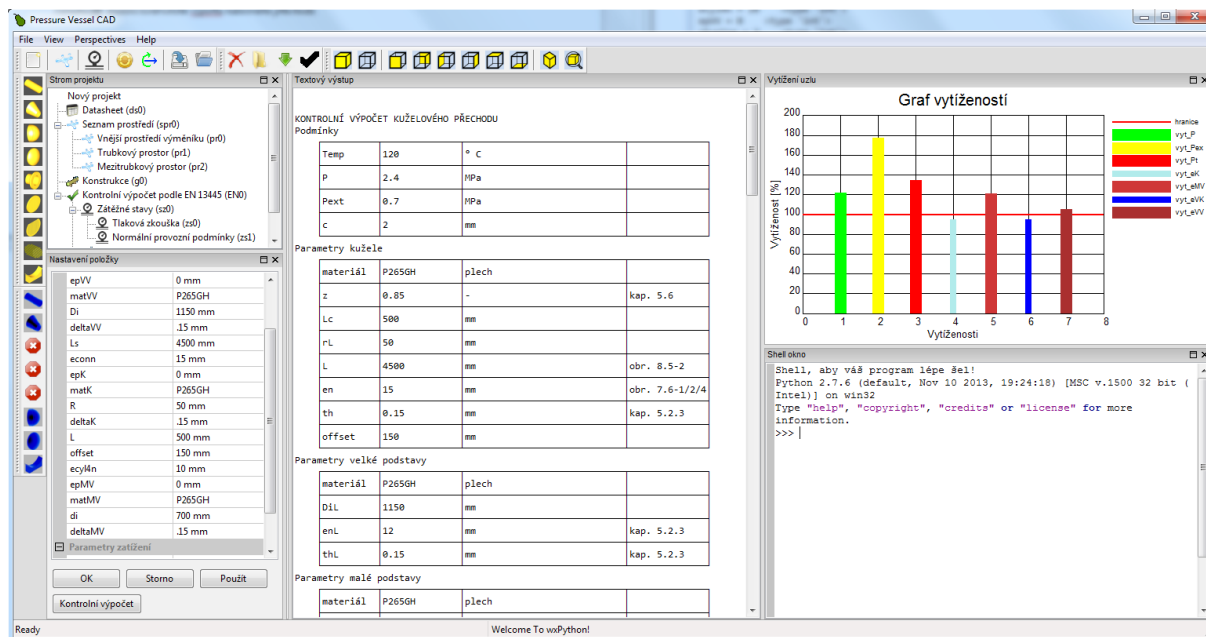
7.1.3 Rozmezí tlaků pro tlakovou zkoušku

Konstrukční uzly zatížené tlakem budou před uvedením nádoby do provozu vystaveny tlakové zkoušce. Kapitola 10 části 5 normy ČSN EN 13445 [1] předepisuje minimální zkušební tlaky pro jednotlivé konstrukční uzly. Zkušební tlaky závisí na dovozených namáháních konstrukčních materiálů při teplotě tlakové zkoušky 20 °C a při provozní teplotě. Protože mohou minimální zkušební tlaky pro různé zátěžné stavy a uzly ve stejném tlakovém prostoru vycházet různě, je pak výsledný minimální zkušební tlak pro daný tlakový prostor roven maximu z těchto zkušebních tlaků. Pak ovšem může nastat situace, kdy některý z uzlů není dostatečně dimenzován, aby dokázal odolat tomuto výslednému zkušebnímu tlaku.

Pro řešení této situace je vhodné při kontrolních výpočtech zátěžných stavů určovat kromě minimálního zkušebního tlaku také maximální zkušební tlak. Maximální zkušební tlak lze

v některých případech určit přímo, obecně je však třeba využít iterační výpočet. Pro formulaci podmínky ukončení iteračního výpočtu lze využít největší vytiženost.

Na obrázku 21 je zobrazeno grafické uživatelské rozhraní softwaru při kontrolním výpočtu konstrukčního uzlu. Výsledky výpočtu lze rychle vyhodnotit v sloupcovém grafu vytižeností, který znázorňuje procentuální vyčerpání únosnosti konstrukčního uzlu z pohledu různých kritérií. Na úrovni 100 % je červenou přímkou vyznačena horizontální hranice. Vytižení nad touto hranicí jsou znázorněny tlustými sloupci a představují nesplněná kritéria. Cílem konstruktéra je nadimenzovat konstrukční uzel tak, aby byly všechny vytiženosti pod hranicí 100 % a aby byly splněny dodatečné podmínky výpočtu.



Obrázek 21: Kontrolní výpočet konstrukčního uzlu v grafickém rozhraní softwaru

7.2 KONSTRUKČNÍ MATERIÁLY

Zcela zásadní vliv na pevnost jednotlivých částí má zvolený konstrukční materiál. Norma ČSN EN 13445 [1] předepisuje dovolené materiály, které lze použít. V příloze O části 3 jsou uvedeny polynomičné závislosti vybraných materiálových charakteristik na teplotě. Jednotlivé závislosti platí vždy pro určité skupiny materiálů. Seznam norem s materiály a jejich pevnostními charakteristikami pro různé tloušťky a teploty je obsažen v části 2 v příloze D.

Protože jsou materiálové charakteristiky závislé také na zpracování, mohou se charakteristiky významně lišit v závislosti na polotovaru. Základními skupinami polotovarů jsou plechy, trubky, výkovky a šrouby. Materiálovým charakteristikám každé z těchto skupin se věnují samostatné normy.

Pro definici materiálových charakteristik v softwaru jsou v současnosti implementovány materiály uvedené v tabulce 9. Některá označení materiálů se objevují u více polotovarů současně. To je dáno tím, že způsob výroby polotovaru má nezanedbatelný vliv na výsledné mechanické vlastnosti.

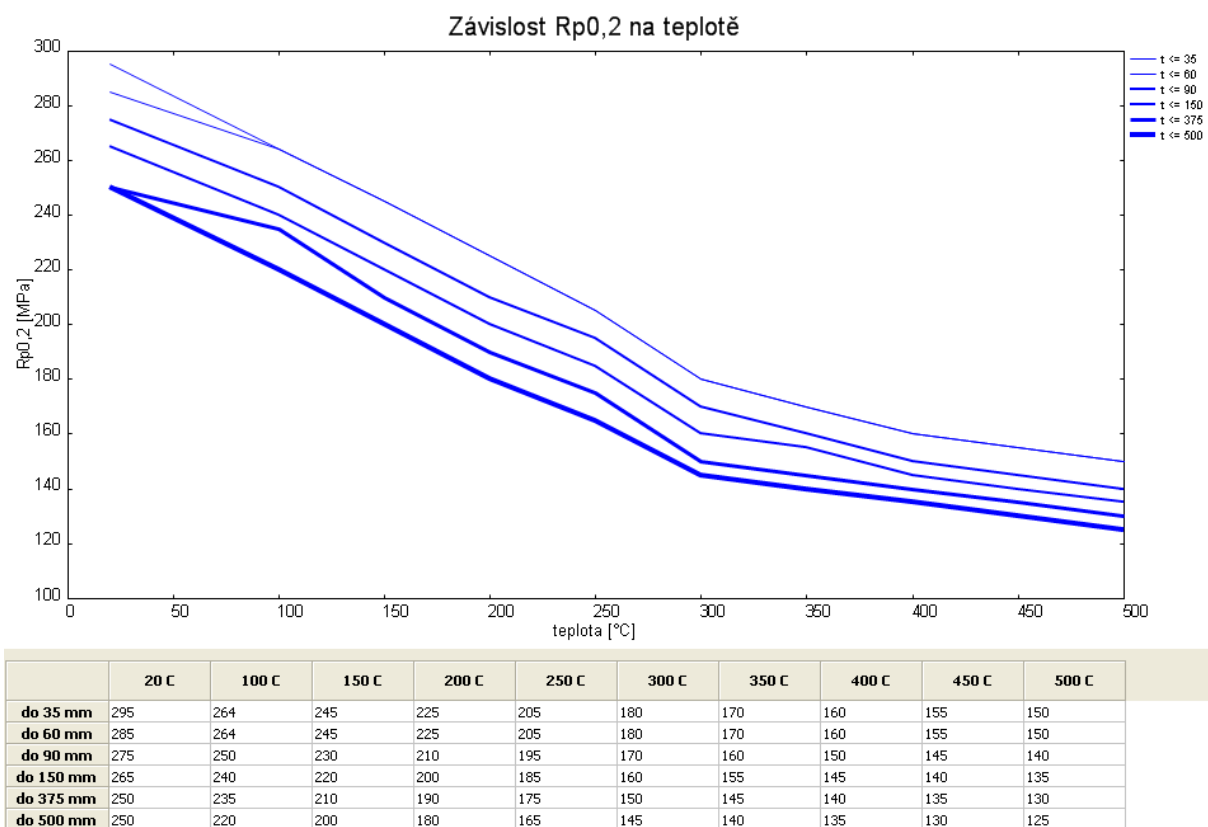
Polotovár	Norma	Označení materiálu
Plech	ČSN EN 10028-2 [46]	P235GH
		P265GH
		P295GH
		P355GH
		13CrMo4-5
		16Mo3
		20MnMoNi4-5
		10CrMo9 10
Trubka	ČSN EN 10216-2+A2 [47]	P235GH
		P265GH
		16Mo3
	ČSN EN 12017-7 [48]	X6CrNiTi18-10
Tyč (polotovár šroubů)	ČSN EN ISO 3506-1 [49]	A2-50
		A2-70
		A3-70
	ČSN EN 10269 [50]	C35+QT
		C35+N
		C45+QT
		C45+N
		25CrMo4+QT
		42CrMo4+QT
		42CrMo5-6+QT
		40CrMoV4-6+QT
Teplosměnná trubka	ČSN EN 10216-5 [51]	X6CrNiTi18-10 (dokončené za studena)
		X6CrNiTi18-10 (dokončené za tepla)
	ČSN EN 10216-2+A2 [47]	16Mo3
		13CrMo4-5
		10CrMo9-10
Výkovek	ČSN EN 10222-2 [52]	P245GH
		P280GH
		16Mo3
		13CrMo4-5

Tabulka 9: Databáze materiálů

Protože se při aktualizacích norem některé charakteristiky mohou změnit, bývají v softwarech používaných v praxi ponechány i „starší materiály“ definované podle dřívějších verzí norem. Ty pak mohou být využity při kontrole zařízení, které bylo navrženo dříve. Je také důležité u každého materiálu uvádět konkrétní vydání normy, ze které byly čerpány jeho charakteristiky.

Pevnostní výpočty mohou požadovat nejrůznější materiálové charakteristiky jako například mez pevnosti, mez kluzu, modul pružnosti nebo tepelnou roztažnost. Tyto charakteristiky jsou často závislé na teplotě a někdy i na tloušťce polotovaru. Obrázek 22 ukazuje závislost smluvní meze kluzu $R_{p0,2}$ na teplotě pro různé rozsahy tlouštěk polotovaru materiálu 16Mo3. Závislost na teplotě je zde po částech lineární a závislost na tloušťce po částech konstantní. Charakteristiky jednotlivých materiálů jsou dány příslušnými normami.

Pro snadnou práci s materiály byla vytvořena třída **Material**. Jednotlivé instance této třídy mají v sobě uložena všechna relevantní data k danému materiálu a disponují metodami, které umožňují snadný přístup k často používaným charakteristikám za zadaných podmínek.



Obrázek 22: Závislost $R_{p0,2}$ na teplotě a tloušťce polotovaru materiálu 16Mo3

Obrázek 22 pochází z modulu softwaru, který umožňuje prohlížet charakteristiky implementovaných konstrukčních materiálů.

7.3 KONTROLNÍ VÝPOČTY KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

V této podkapitole budou představeny vybrané kontrolní výpočty vybraných konstrukčních uzlů podle jednotlivých kapitol ČSN EN 13445 [1] části 3. Protože jsou kontrolní výpočty popsány v normě a s ohledem na budoucí zaměření práce na užší propojení kontrolních výpočtů s datovým modelem a konstrukční návrh, bude popis těchto výpočtů zaměřen především na nutné vstupní a dále využitelné výstupní parametry jednotlivých kontrolních metod.

Některé skupiny vstupních parametrů se vyskytují ve více kontrolních výpočtech. V případě konstrukčních uzlů zatížených tlakem jsou důležitými parametry vnitřní výpočtový tlak, vnější výpočtový tlak a výpočtová teplota, viz tabulka 10.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
P	výpočtový tlak	MPa
P _{ex}	vnější výpočtový tlak	MPa
T	výpočtová teplota	° C

Tabulka 10: Globální zatížení

U otvorů ve skořepinách se může vyskytovat také globální zatížení složkami sil a momentů podle tabulky 11.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
FL	síla působící ve směru osy pláště	kN
FC	síla působící ve směru kolmém na normálu a na podélnou osu pláště	kN
FZ	síla působící ve směru normály pláště	kN
M _x	moment působící ve směru osy pláště	kNm
M _y	moment působící ve směru kolmém na normálu a na podélnou osu pláště	kNm
M _t	moment působící ve směru normály pláště	kNm

Tabulka 11: Parametry lokálního zatížení pláště v místě otvoru

Obvykle mají prvky v kontrolovaném konstrukčním uzlu stejnou zkušební skupinu svarů a přídavek na korozi, tyto parametry jsou uvedeny v tabulce 12.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
skupina	zkušební skupina svarů (1, 2, 3, 4)	<i>int</i>
ckor	přídavek na korozi	mm

Tabulka 12: Obecné konstrukční parametry

7.3.1 Kuželový přechod zatížený tlakem

Kuželový plášť se obvykle používá jako přechod mezi válcovými plášti různých průměrů, které mají rovnoběžné osy. Kontrolní pevnostní výpočet je složen ze tří částí:

- 1) Kontrola osamoceného kuželového pláště
- 2) Kontrola přechodu kuželového a válcového pláště u větší podstavy kužele
- 3) Kontrola přechodu kuželového a válcového pláště u menší podstavy kužele

Přechody mezi plášti mohou mít zvýšenou tloušťku. To je v současnosti pro zjednodušení zanedbáno a uvažují se konstantní tloušťky v rámci jednotlivých plášťů. Také se uvažuje stejná zkušební skupina svarů a přídavek na korozi pro oba válcové pláště a kuželový plášť podle tabulky 12.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Di	vnitřní průměr válcové skořepiny	mm
ecyl1n	jmenovitá tloušťka válcové skořepiny	mm
epVV	tloušťka polotovaru válcové skořepiny	mm
matVV	materiál válcové skořepiny	Material
deltaVV	záporná výrobní tolerance plechu	mm
Ls	nevyztužená délka válcové skořepiny	mm

Tabulka 13: Parametry prvku válcového pláště u větší podstavy kuželového přechodu

V tabulce 13 jsou uvedeny vstupní parametry kontrolního výpočtu, které lze získat z prvku válcového pláště, který se nachází u větší podstavy kuželového přechodu. Pro určení parametru *Ls* je třeba analyzovat umístění prvků připojených k tomuto prvku.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
di	vnitřní průměr válcové skořepiny	mm
ecyl4n	jmenovitá tloušťka válcové skořepiny	mm
epMV	tloušťka polotovaru válcové skořepiny	mm
matMV	materiál válcové skořepiny	Material
deltaMV	záporná výrobní tolerance plechu	mm

Tabulka 14: Parametry prvku válcového pláště u menší podstavy kuželového přechodu

Vstupní parametry získané z prvku válcového pláště u menší podstavy jsou uvedeny v tabulce 14.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
econn	jmenovitá tloušťka kuželové skořepiny	mm
epK	tloušťka polotovaru kuželové skořepiny	mm
matK	materiál kuželové skořepiny	Material
deltaK	záporná výrobní tolerance plechu	mm
R	poloměr zaoblení přechodu u větší podstavy	mm
L	délka kuželové skořepiny	mm
offset	vzdálenost os válcových plášťů	mm

Tabulka 15: Parametry prvku kuželového přechodu

Posledními konstrukčními parametry pro kontrolní výpočet jsou parametry kuželového přechodu, které jsou uvedeny v tabulce 15 a obecné konstrukční parametry uvedené v tabulce 12.

Kromě konstrukčních parametrů jsou důležité parametry zatížení tlaky při dané teplotě, tedy parametry uvedené v tabulce 10.

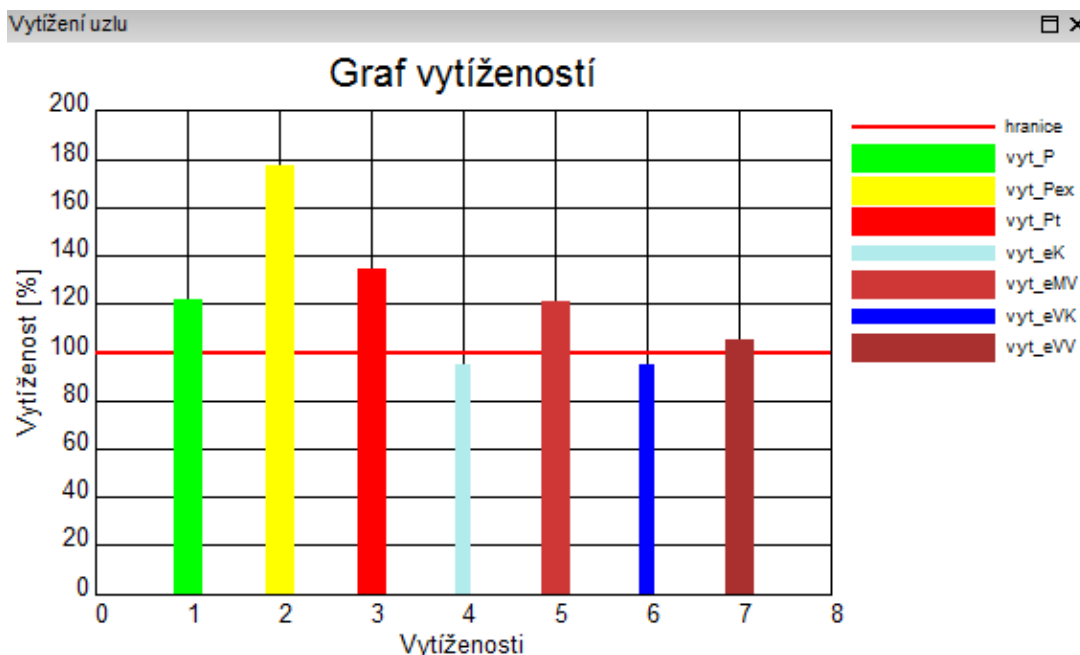
Příklad kontrolního výpočtu kuželového přechodu

V tabulce 16 je uvedeno zadání parametrů kuželového přechodu včetně zatížení pro účely ukázkového kontrolního výpočtu. Tloušťky polotovarů není třeba zadávat, pokud se shodují s odpovídajícími nominálními tloušťkami.

Obecné parametry		Velká podstava		Malá podstava		Kužel	
Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
skupina	3	Di	1150 mm	di	700 mm	L	450 mm
P	2.4 MPa	ecyl1n	12 mm	ecyl4n	10 mm	econn	15 mm
Pext	.7 MPa	epVV	-	epMV	-	epK	-
T	120 °C	matVV	P265GH	matMV	P265GH	matK	P265GH
ckor	2 mm	deltaVV	0.15 mm	deltaMV	0.15 mm	deltaK	.15 mm
		Ls	4500 mm			R	50 mm
						offset	150 mm

Tabulka 16: Zadání kontrolního výpočtu kuželového přechodu

Na obrázku 23 je přehled důležitých parametrů, které jsou výsledkem ukázkového výpočtu.



Obrázek 23: Přehled výsledků kontrolního výpočtu kuželového přechodu

Parametry vyt_P a vyt_Pt odpovídají vytižením provozního a zkušebního tlaku. Parametr vyt_Pex odpovídá vytižení vnějšího tlaku. Ostatní parametry odpovídají vytižením tlouštěk na místech kuželového pláště (vyt_eK), válcového pláště u menší podstavy (vyt_eMV), přechodu kuželového a válcového pláště u velké podstavy (vyt_eVK), válcového pláště u větší podstavy (vyt_eVV). Kromě vytižení je třeba zkontrolovat splnění dalších podmínek výpočtu v protokolu o výpočtu. Protokol k ukázkovému výpočtu je uveden v příloze 1.

7.3.2 Otvory ve válcových pláštích a nátrubky zatížené tlakem a lokálním zatížením

Pláště a klenutá dna mohou mít otvory, které způsobují lokální zeslabení, jehož únosnost je třeba zkontrolovat. Kontrolu otvorů pro zatížení tlakem lze provést podle kapitoly 9 části 3 normy [1]. Na otvory mohou prostřednictvím nátrubků působit také síly a momenty. Toto přidavné zatížení lze kontrolovat podle kapitoly 16 části 3 normy [1] a podle kapitol G.4 a B.3.2 normy [3].

Vzhledem k rozsahu vstupních dat bude jejich přehled rozdělen do více tabulek a to podle toho, kde se jednotlivé parametry nachází v datovém modelu. Základním vstupem jsou obecné konstrukční parametry uvedené v tabulce 12. Tyto parametry lze získat z jakéhokoli prvku v kontrolovaném konstrukčním uzlu.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Des	vnější průměr válcové skořepiny	mm
ens	jmenovitá tloušťka válcové skořepiny	mm
epS	tloušťka polotovaru válcové skořepiny	mm
matS	materiál válcové skořepiny	Material
deltaS	záporná výrobní tolerance plechu	mm
Ln	vzdálenost mezi hrdlem a tupým svarem skořepiny	mm
esap	délka vsazení hrdel (pouze pro částečně vsazená hrdla)	mm
fipr	úhel natočení osy otvoru v příčném řezu válcového pláště vzhledem k jeho normále	deg
fipo	úhel natočení osy otvoru v podélném řezu válcového pláště vzhledem k jeho normále	deg
ridiciSvar	protíná řídící svar pláště otvor? (True/False)	bool

Tabulka 17: Parametry, které lze získat z prvku válcového pláště

V tabulce 17 jsou uvedeny parametry válcového pláště, které jsou nezbytné pro kontrolní výpočet otvoru v plášti.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
typB	typ hrdla (None, ‚nasazene‘, ‚vsazene‘)	NoneType/ str
deb	vnější průměr hrdla nebo průměr otvoru	mm
enb	jmenovitá tloušťka stěny hrdla	mm
epB	tloušťka polotovaru stěny hrdla	mm
matB	materiál hrdla	Material
deltaB	záporná výrobní tolerance tloušťky plechu nebo trubky hrdla	mm
Lb	délka vnější části hrdla měřená od pláště	mm
Lbi	délka vnitřní části hrdla měřená od pláště	mm
Leb	délka stěny hrdla s konstantní tloušťkou	mm
theta	úhel natočení roviny podélného svaru hrdla vůči podélné rovině skořepiny	deg
zb	součinitel svarového spoje hrdla	-
viko	poloha víka otvoru (‚uvnitř‘, ‚venku‘)	str

Tabulka 18: Parametry prvku nátrubku

V tabulce 18 jsou uvedeny parametry prvku hrdla, které jsou potřebné ke kontrolnímu výpočtu otvoru s hrdlem. Pokud plášť obsahuje otvor bez hrdla, je hodnota parametru *typB*

nastavena na „None“, hodnota *deb* se vezme z portu prvku pláště a ostatní parametry z této tabulky se nezadávají.

V tabulce 10 jsou uvedena globální zatížení v nejbližším okolí otvoru. Parametry zatížení mohou být definovány v grafickém uživatelském rozhraní softwaru pomocí přidání položky zatížení stavem prostředí do příslušného zátěžného stavu ve stromu projektu.

Protože na nátrubek mohou působit síly a momenty od připojených zařízení, je třeba je ve výpočtu zohlednit. Tabulka 11 předepisuje parametry silového a momentového zatížení, která jsou dána v souřadnicích otvoru. Tato zatížení lze také nastavit pomocí grafického uživatelského rozhraní a to přidáním položky lokálního zatížení do příslušného zátěžného stavu ve stromu projektu.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Ls	vzdálenost mezi vnější stěnou hrdla a nejbližší diskontinuitou na válcovém plášti	mm
wa	vzdálenost mezi hrdlem a spojením s klenutým nebo polokulovým dnem, s velkou podstavou kuželové skořepiny, s rovným dnem, s trubkovnicí nebo přírubou	mm
wb	vzdálenost mezi hrdlem a spojením s malou podstavou kuželové skořepiny, s kulovou skořepinou konvexní k válcovému plášti nebo s jinou válcovou skořepinou s rozdílnou osou	mm
wc	vzdálenost mezi hrdlem a spojením s kompenzátorem	mm
C4	součinitel (1.1 nebo 1.0)	-
Lz	vzdálenost k nejbližšímu lokálnímu zatížení	mm

Tabulka 19: Parametry, které lze získat analýzou okolí prvků pláště a nátrubku

Zbývající vstupy do kontrolního výpočtu otvorů ve skořepinách s lokálním zatížením jsou specifikovány v tabulce 19. Tyto parametry je možné určit analýzou okolí konstrukčního uzlu v datovém modelu. Prvek válcového pláště má mezi svými atributy i všechny porty, pomocí kterých mohou být připojené jiné prvky. Protože mají porty dané lokální umístění v rámci rodičovského prvku, lze snadno analýzou portů pláště určit parametry *Ls*, *wa*, *wb* a *wc*. Parametr *C4* závisí na typu prvku, který je připojen k nátrubku. Parametr *Lz* lze určit jako minimum z vzdáleností k ostatním lokálním zatížením v rámci kontrolovaného zátěžného stavu.

Příklad kontrolního výpočtu otvoru ve válcovém plášti

V kontrolním výpočtu otvoru ve válcové skořepině podle kapitoly 9 v [1] se kontroluje velikost ploch podílející se na vyztužení otvoru a to v podélném řezu, v případech kdy hrdlo není kolmo ke skořepině je však třeba kontrolovat i příčný řez. V tabulce 20 je uvedeno zadání příkladu kontrolního výpočtu.

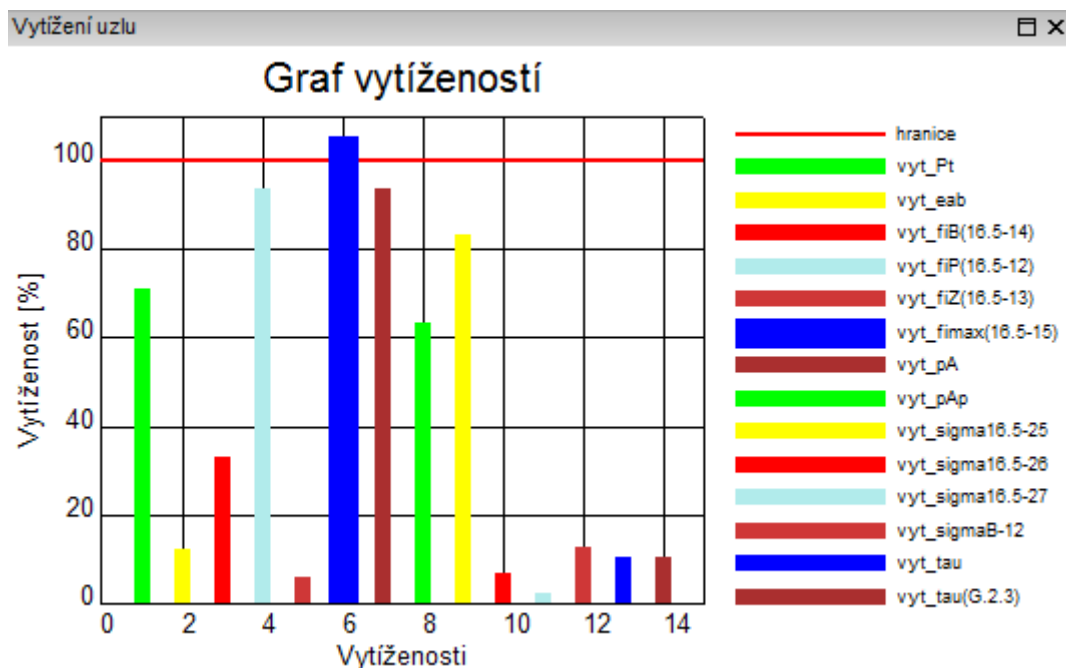
Zatížení		Válcová skořepina		Nátrubek		Okolí	
Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
skupina	3	Des	1174 mm	typB	„vsazene“	Ls	300 mm
P	2.4 MPa	ens	12 mm	deb	250 mm	wa	300 mm
Pext	.7 MPa	epS	-	enb	24 mm	wb	3950 mm
T	120 °C	matS	P265GH	epB	-	wc	-
ckor	2 mm	deltaS	0.15 mm	matB	P235GH	C4	1
		Ln	0 mm	deltaB	0.1 mm	Lz	300 mm
FL	3 kN	esap	0 mm	Lb	220 mm		
FC	1 kN	fipr	40 deg	Lbi	0 mm		
FZ	2 kN	fipo	10 deg	Leb	220 mm		
Mx	1 kNm	ridiciSvar	True	theta	0 deg		
My	2 kNm			zb	1		
Mt	10 kNm			viko	„venku“		

Tabulka 20: Zadání ukázkového kontrolního výpočtu otvoru ve válcovém plášti

Na obrázku 24 je zobrazen přehled parametrů vytížení z kontrolního výpočtu otvoru. Vytížením vzhledem k přípustným provozním tlakům v podélném respektive příčném řezu odpovídají sloupce *vyt_{pA}* a *vyt_{pAp}*. Parametr *vyt_{Pt}* se vztahuje k vytížení vzhledem ke zkušebnímu tlaku. Vytížení tloušťky nátrubku pokud je uvažován jako válcová skořepina zatížená tlakem vyjadřuje *vyt_{eab}*.

Ostatní vytížení se vztahují k lokálnímu zatížení pláště v místě otvoru. U některých vytížení je v závorce uvedeno označení konkrétní podmínky z normy, ke které se tato vytížení vztahují.

Z výsledků kontrolního výpočtu je zřejmé, že okolí otvoru není schopno unést lokální zatížení. Nebylo splněno kritérium vyjádřené parametrem *vyt_{fimax}(16.5-15)*, které omezuje kombinované zatížení od tlaku *P*, normálové síly *FZ* a výslednice ohybových momentů *Mx* a *My*. V podobných případech je obvykle nejlevnější zvýšit tloušťku stěny nátrubku, ta je zde však již na maximální přípustné hodnotě. Jako řešení se dále nabízí použití materiálu s lepšími mechanickými vlastnostmi. Protokol o výpočtu je uveden v příloze 2.



Obrázek 24: Přehled výsledků kontrolního výpočtu otvoru ve válcovém plášti

7.3.3 Otvory v klenutých dnech a nátrubky zatížené tlakem a lokálním zatížením

Výpočet v této části je velmi podobný výpočtu z předchozí kapitoly. Vstupní parametry globálních a lokálních zatížení jsou stejné jako v tabulce 10, respektive 11. Kontrola otvoru podle kapitoly 9 části 3 normy [1] se v případě klenutých dn provádí pouze v příčném řezu. Podobně jako v případě otvoru ve válcovém plášti je i na klenutém dně třeba zajistit vzdálenost otvoru od okraje. Pro tento účel byly vytvořeny procedury, které zohledňují i natočení nátrubku vzhledem k normále dna. Procedura pro kulové dno je složitější, protože se zde vzdálenost měří podél střednicové plochy dna. V případě torosférického dna se tato vzdálenost určuje jako kolmá vzdálenost od osy dna.

Nezbytnými vstupy pro kontrolní výpočet jsou parametry z tabulky 12.

V tabulce 21 jsou uvedeny parametry klenutého dna, které jsou nezbytné pro kontrolní výpočet otvoru a lze je získat z prvku klenutého dna. Tabulka 22 pak obsahuje vstupní parametry výpočtu, které lze získat z prvku nátrubku. Globální a lokální zatížení jsou stejná jako v případě otvoru ve válcovém plášti.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
typD	typ dna („polokulove“, „torosfericke“, „elipticke“)	str
Des	vnější průměr válcové části klenutého dna	mm
R	vnitřní poloměr zaoblení polokulového dna nebo poloměr klenutí torosférického dna nebo největší poloměr zaoblení eliptického dna	mm
ens	jmenovitá tloušťka klenutého dna	mm
epS	tloušťka polotovaru klenutého dna	mm
matS	materiál klenutého dna	Material
deltaS	záporná výrobní tolerance tloušťky dna	mm
Ln	vzdálenost mezi hrdlem a tupým svarem skořepiny	mm
esap	délka vsazení hrdel (pouze pro částečně vsazená hrdla)	mm
fipr	úhel natočení osy otvoru vzhledem k normále dna	deg
ridiciSvar	protíná řídící svar pláště otvor? (True/False)	bool
rb	vzdálenost mezi osou otvoru/hrdla a osou skořepiny (měřeno kolmo na osu skořepiny)	mm

Tabulka 21: Parametry, které lze získat z prvku klenutého dna

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
typB	typ hrdla (None, „nasazene“, „vsazene“)	NoneType/ str
deb	vnější průměr hrdla nebo průměr otvoru	mm
enb	jmenovitá tloušťka stěny hrdla	mm
epB	tloušťka polotovaru stěny hrdla	mm
matB	materiál hrdla	Material
deltaB	záporná výrobní tolerance tloušťky plechu nebo trubky hrdla	mm
Lb	délka vnější části hrdla měřená od pláště	mm
Lbi	délka vnitřní části hrdla měřená od pláště	mm
Leb	délka stěny hrdla s konstantní tloušťkou	mm
zb	součinitel svarového spoje hrdla	-
viko	poloha víka otvoru („uvnitř“, „venku“)	str

Tabulka 22: Parametry prvku nátrubku

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Ls	vzdálenost mezi vnější stěnou hrdla a nejbližší diskontinuitou na skořepině	mm
Lz	vzdálenost k nejbližšímu lokálnímu zatížení	mm

Tabulka 23: Parametry, které lze získat analýzou okolí prvku klenutého dna

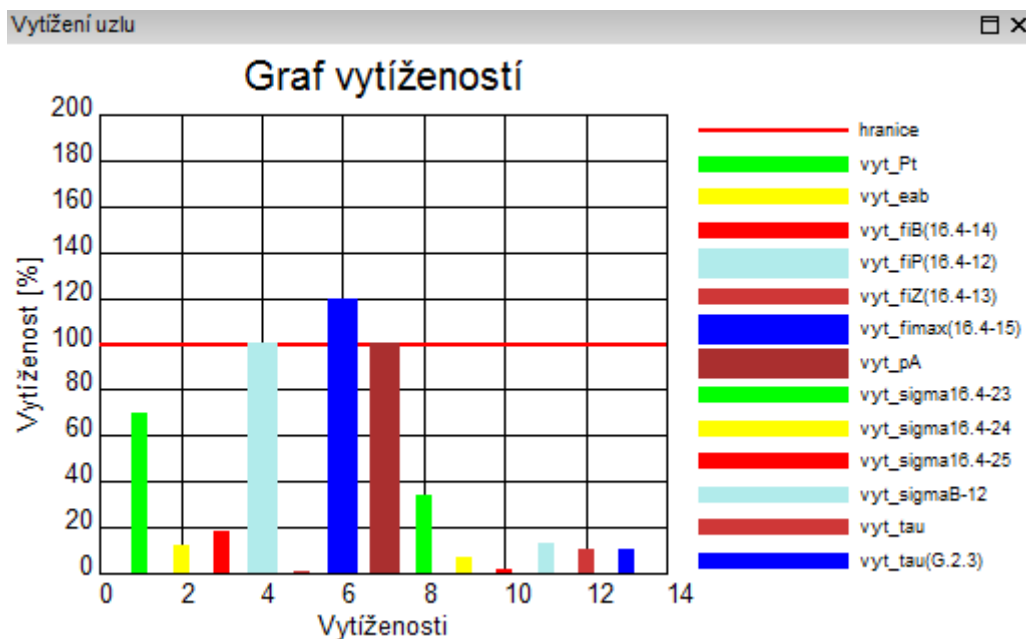
Zbývající vstupy do kontrolního výpočtu otvorů ve skořepinách s lokálním zatížením jsou specifikovány v tabulce 23. Tyto parametry je možné určit analýzou okolí konstrukčního uzlu v datovém modelu obdobně jako v případě válcového pláště.

Příklad kontrolního výpočtu otvoru v torosférickém dně

V případě otvorů v klenutých dnech se kontroluje únosnost pouze v jednom řezu, protože lze kritický řez jednoznačně identifikovat. Zadání ukázkového kontrolního výpočtu únosnosti otvoru s nátrubkem v torosférickém dně je uvedeno v tabulce 24. Toto zadání je záměrně velmi podobné zadání v předchozím případě, aby bylo možné porovnat odlišnosti v únosnostech otvorů ve válcových skořepinách a torosférických dnech.

Zatížení		Válcová skořepina		Nátrubek		Okolí	
Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
skupina	3	typD	„torosfericke“	typB	„vsazene“	Ls	300 mm
P	2.4 MPa	Des	1174 mm	deb	250 mm	Lz	300 mm
Pext	.7 MPa	R	939.2 mm	enb	24 mm		
T	120 °C	ens	12 mm	epB	-		
ckor	2 mm	epS	-	matB	P235GH		
		matS	P265GH	deltaB	0.1 mm		
FL	3 kN	deltaS	0.15 mm	Lb	220 mm		
FC	1 kN	Ln	0 mm	Lbi	0 mm		
FZ	2 kN	esap	0 mm	Leb	220 mm		
Mx	1 kNm	fipr	10 deg	zb	1		
My	2 kNm	ridiciSvar	True	viko	„venku“		
Mt	10 kNm	rb	200 mm				

Tabulka 24: Zadání ukázkového kontrolního výpočtu otvoru v torosférickém dně

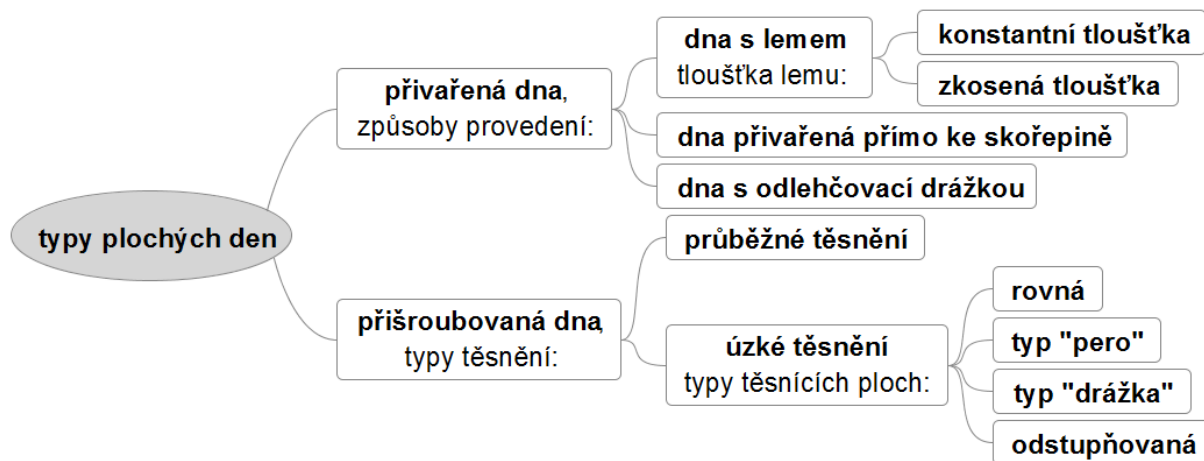


Obrázek 25: Přehled výsledků kontrolního výpočtu otvoru v torosférickém dně

Výsledky výpočtu na obrázku 25 jsou podobné jako v předchozím případě. Oblast kolem otvoru je tentokrát poddimenzována i na samotné působení tlakem, jak ukazuje parametr *vyt_pA*.

7.3.4 Plochá dna zatížená tlakem

Tento typ dna umožňuje lépe využít prostor, je však méně výhodný z pevnostního hlediska. U výměníků se většinou používají plochá dna ve vstupní komoře. Plochá dna se podle normy [1] rozdělují na více typů, jejichž přehled je na obrázku 26.



Obrázek 26: Rozdělení typů plochých den

Celkem je tedy uvažováno 9 typů plochých den. Protože mají výpočty jednotlivých typů plochých den mnoho společného, byly implementovány v rámci jedné výpočtové procedury. Z pohledu únosnosti je nejvýhodnější typ s odlehčovací drážkou, u kterého vhodná volba

parametrů drážky způsobuje výhodnou distribuci napětí a výhodné místo vzniku plastického kloubu v mezním stavu plasticity. V tabulce 25 jsou uvedeny parametry, které jsou společné pro všechny typy plochých dna.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
end	tloušťka plochého dna	mm
epD	tloušťka polotovaru plochého dna	mm
matD	materiál plochého dna	Material
deltaD	záporná výrobní tolerance dna	mm

Tabulka 25: Obecné parametry prvku plochého dna

Dna spojená se skořepinou svarem

Kontrolní výpočet těchto dna vyžaduje parametry válcové skořepiny uvedené v tabulce 26.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Des	vnější průměr válcové skořepiny	mm
ens	jmenovitá tloušťka válcové skořepiny	mm
epS	tloušťka polotovaru válcové skořepiny	mm
matS	materiál válcové skořepiny	Material
deltaS	záporná výrobní tolerance plechu skořepiny	mm

Tabulka 26: Parametry prvku válcové skořepiny

Dna s lemem s konstantní tloušťkou mají parametry dané tabulkou 27. U tohoto typu dna je tloušťka dna shodná s tloušťkou skořepiny.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Llem	délka válcového lemu	mm
r	poloměr zaoblení lemu	mm

Tabulka 27: Specifické parametry dna s lemem s konstantní tloušťkou

Dna s lemem se zkosenou tloušťkou mají ve válcové části dna sníženou tloušťku na tloušťku navazující skořepiny. To je sice výrobně náročnější než předchozí typ, ale z pohledu únosnosti je to výhodné, protože ploché dno potřebuje pro únosnost zatížení tlakem vyšší tloušťku než válcová skořepina. Specifické parametry tohoto dna jsou uvedeny v tabulce 28.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Llem	délka válcového lemu	mm
Lp	délka přechodu lemu	mm
Ls	délka válcového lemu s tloušťkou ens	mm
r	poloměr zaoblení lemu	mm

Tabulka 28: Specifické parametry dna s lemem se zkosenou tloušťkou

Dna přivařená přímo ke skořepině mají válcový lem délky *Llem* s tloušťkou *ens*. Tato dna jsou nevýhodná z pohledu únavy, protože v přechodu dna a válcového lemu se nachází koncentrátor napětí.

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly 7.3.4, dna s odlehčovací drážkou představují nejlepší typ z pohledu únosnosti i únavy. Specifické parametry pro dna tohoto typu jsou uvedeny v tabulce 29.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Llem	délka válcového lemu	mm
r	poloměr zaoblení odlehčovací drážky	mm
enr	tloušťka dna v místě odlehčovací drážky	mm
hw	vzdálenost mezi vnější stěnou dna a svarem na skořepině	mm

Tabulka 29: Specifické parametry dna s odlehčovací drážkou

Přišroubovaná dna

Přišroubovaná dna mají společné parametry související se šrouby. Tyto parametry jsou uvedeny v tabulce 30.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
G	průměr na němž se nachází působiště reakční síly těsnění	mm
C	průměr roztečné kružnice šroubů	mm
db	vnější průměr šroubu	mm
b	účinná šířka těsnění	mm
m	součinitel těsnění	-
W	konstrukční zatížení šroubů pro montážní podmínky	N
n	počet šroubů	<i>int</i>

Tabulka 30: Společné parametry pro přišroubovaná plochá dna

Přišroubovaná dna s úzkým těsněním, která mají rovnou těsnicí plochu nebo těsnicí plochu typu „pero“ nevyžadují žádné dodatečné parametry.

Zbývající typy přišroubovaných dn s úzkým těsněním, tedy typy s odstupňovanou těsnicí plochou a těsnicí plochou typu „drážka“ vyžadují specifikaci dodatečného parametru *en1*, který označuje sníženou tloušťku dna v místě odstupňování respektive drážky.

Přišroubovaná dna s průběžným těsněním vyžadují dodatečné vstupní parametry uvedené v tabulce 31.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
en1	snížená tloušťka dna v místě těsnění	mm
B	průměr na němž se nachází přechod tlouštěk end a en1	mm

Tabulka 31: Specifické parametry přišroubovaného dna s průběžným těsněním

Otvory v plochých dnech

V plochých dnech mohou být otvory, které snižují únosnost a je třeba je zohlednit při výpočtu. V současné verzi je možné počítat pouze s jedním otvorem v plochém dně. Dodatečné parametry pro kontrolní výpočet otvoru v plochém dně jsou uvedeny v tabulce 32.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
typB	typ hrdla (None, „nasazene“, „vsazene“)	<i>NoneType/ str</i>
deb	vnější průměr hrdla nebo průměr otvoru	mm
enb	jmenovitá tloušťka stěny hrdla	mm
epB	tloušťka polotovaru stěny hrdla	mm
matB	materiál hrdla	<i>Material</i>
deltaB	záporná výrobní tolerance tloušťky plechu nebo trubky hrdla	mm
Lbo	délka vnější části hrdla měřená od pláště	mm
Lbi	délka vnitřní části hrdla měřená od pláště	mm
rb	vzdálenost středu otvoru od středu dna	mm

Tabulka 32: Dodatečné parametry pro kontrolu otvoru v plochém dně

Obecné parametry výpočtu

Obecné konstrukční parametry z tabulky 12 jsou nezbytné pro výpočet. Zatížení plochých dn je dáno parametry globálního zatížení, uvedenými v tabulce 10. Metodu pro kontrolu otvorů lokálně zatížených silami a momenty norma [1] neobsahuje.

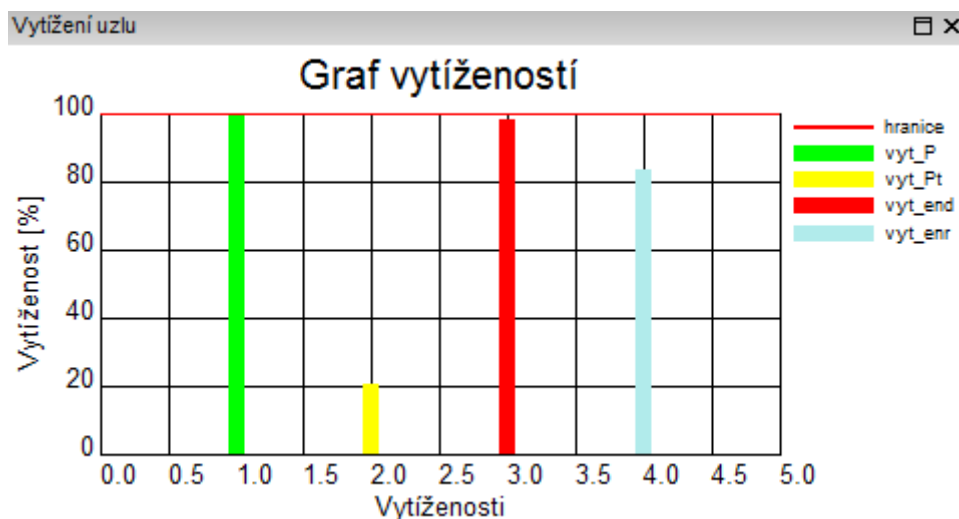
Příklad kontrolního výpočtu plochého dna

V tabulce 33 je uvedeno zadání ukázkového příkladu kontrolního výpočtu plochého dna s odlehčovací drážkou.

Obecné parametry		Parametry pláště		Parametry dna		Specifické parametry	
Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
skupina	3	Des	1150 mm	end	142 mm	Llem	150 mm
P	2.4 MPa	ens	12 mm	epD	-	r	50 mm
Pext	.7 MPa	epS	-	matD	P265GH	enr	18 mm
T	120 °C	matS	P265GH	deltaD	0.15 mm	hw	200 mm
ckor	2 mm	deltaS	0.15 mm				

Tabulka 33: Zadání ukázkového kontrolního výpočtu

Podle přehledu výsledků výpočtu na obrázku 27 je zřejmé, že uvažované ploché dno má dostatečnou únosnost. Detailní protokol o výpočtu je uveden v příloze 4.



Obrázek 27: Přehled výsledků kontrolního výpočtu plochého dna

Vytižení vyt_P a vyt_{Pt} se se vztahují k maximálním přípustným tlakům při provozních podmínkách a tlakové zkoušce. vyt_{end} ukazuje vytižení tloušťky dna. Parametr vyt_{enr} je specifický pro dno s odlehčovací drážkou, vyjadřuje vytižení tloušťky v místě odlehčovací drážky.

7.3.5 Sedlové podpěry a jejich působení na válcový plášť zatížený tlakem

Sedlové podpěry jsou nejčastějším prostředkem uložení výměníků. Norma [1] kontroluje pouze únosnost pláště v místě sedlové podpěry, výpočet je součástí kapitoly 16 v části 3. Výpočet samotné podpěry lze provést podle norem [4] a [3].

Nezbytným vstupem pro kontrolní výpočet sedlové podpěry jsou obecné konstrukční parametry z tabulky 12. Příklad na korozi *ckor* je použit jen u válcového pláště, u sedlové podpěry se neuvažuje.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
delta2	úhel opásání podložného plechu	deg
b2	axiální šířka podložného plechu	mm
e2	jmenovitá tloušťka podložného plechu	mm
epP	tloušťka polotovaru podložného plechu	mm
matP	materiál podložného plechu	Material
deltaP	záporná výrobní tolerance tloušťky podložného plechu	mm
plechP	použití podložného plechu	bool

Tabulka 34: Parametry podložného plechu sedla (součást prvku sedlové podpěry)

V tabulce 34 jsou uvedeny parametry podložného plechu sedlové podpěry. Tento plech je možné použít pro lokální vyztužení válcové skořepiny v místě sedlové podpěry. Zbývající parametry prvku sedlové podpěry jsou uvedeny v tabulce 35.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
epSed	tloušťka polotovaru materiálu sedla	mm
matSed	materiál sedla	Material
delta	vnitřní úhel sedlové podpěry	deg
b1	axiální rozměr sedlové podpěry (v ose pláště)	mm
est	tloušťka plechu podélného žebra sedlové podpěry	mm
n	počet svislých žebířků sedla	-
ew	tloušťka příčného žebra sedlové podpěry	mm
eb	tloušťka základového plechu sedlové podpěry	mm
Hs	výška sedlové podpěry	mm

Tabulka 35: Parametry prvku sedlové podpěry

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Des	vnější průměr válcové skořepiny	mm
ens	jmenovitá tloušťka válcové skořepiny	mm
epS	tloušťka polotovaru válcové skořepiny	mm
matS	materiál válcové skořepiny	Material
deltaS	záporná výrobní tolerance plechu skořepiny	mm
wl	poměr úchyly od přesného tvaru a délky kontrolní šablony	-
Ls	vzdálenost k nejbližšímu lokálnímu zatížení	mm
obvodSvar	sedlo v oblasti s obvodovým svarem na skořepině	bool
a1	vzdálenost sedla od přilehlého konce válcového pláště	mm
Lmezi	vzdálenost mezi sedly	mm

Tabulka 36: Parametry získané z prvku válcové skořepiny

V tabulce 36 jsou uvedeny parametry válcového pláště, který sedlová podpěra podpírá. Plášť je zatěžován tlakem a navíc lokálně sedlovými podpěrami. U tohoto způsobu zatěžování hrozí nebezpečí ztráty stability. Na stabilitu má kromě tohoto zatížení velký význam také vnější tlak. Důležitým vstupem pro kontrolní výpočet je parametr *Pexmax*, který vyjadřuje kritický vnější tlak při jehož dosažení hrozí ztráta stability pláště. Tento parametr patří do skupiny parametrů, které lze z datového modelu získat analýzou okolních prvků pláště, viz tabulka 37.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
L	délka válcové části nádoby (včetně válcových částí den)	mm
Pexmax	maximální přípustný vnější tlak válcového pláště	MPa
my	koeficient tření mezi základovým plechem a základem	-
Fba	dovolený tlak na základ	MPa

Tabulka 37: Parametry, které lze určit analýzou okolních prvků pláště a podpěry

Do výše zmíněné skupiny parametrů patří i silové a momentové zatížení sedla uvedené v tabulce 38. Tyto parametry se zdánlivě podobají lokálnímu zatížení z tabulky 11, kde se však jedná o externí zatížení. Lokální zatížení sedla je naproti tomu dáno z velké části tíhou celé nádoby včetně pracovních médií a umístěním jednotlivých sedel. Do lokálního zatížení sedel se mohou přičítat i další vlivy, jako třeba lokální zatížení nátrubků nebo zatížení větrem (zatížení větrem není možné v současném datovém modelu specifikovat). Z výše uvedeného je zřejmé, že pro získání zatížení sedla je třeba provést důkladnou analýzu celé nádoby včetně jednotlivých zatížení v rámci řešeného zátěžného stavu.

Název parametru	Popis/ možnosti výběru	Jednotka/ <i>Typ</i>
Mi	globální ohybový moment všech vnějších sil vzhledem ke středu specifikovaného příčného řezu skořepiny v místě sedla	kNm
Mij	maximální ohybový moment mezi sedly i a j	kNm
Qi	maximální posouvající síla v místě sedla i	kN
Fi	vertikální síla na sedlovou podpěru i	kN
Fht	příčná síla na sedlovou podpěru i	kN
Fha	axiální síla na sedlovou podpěru i	kN

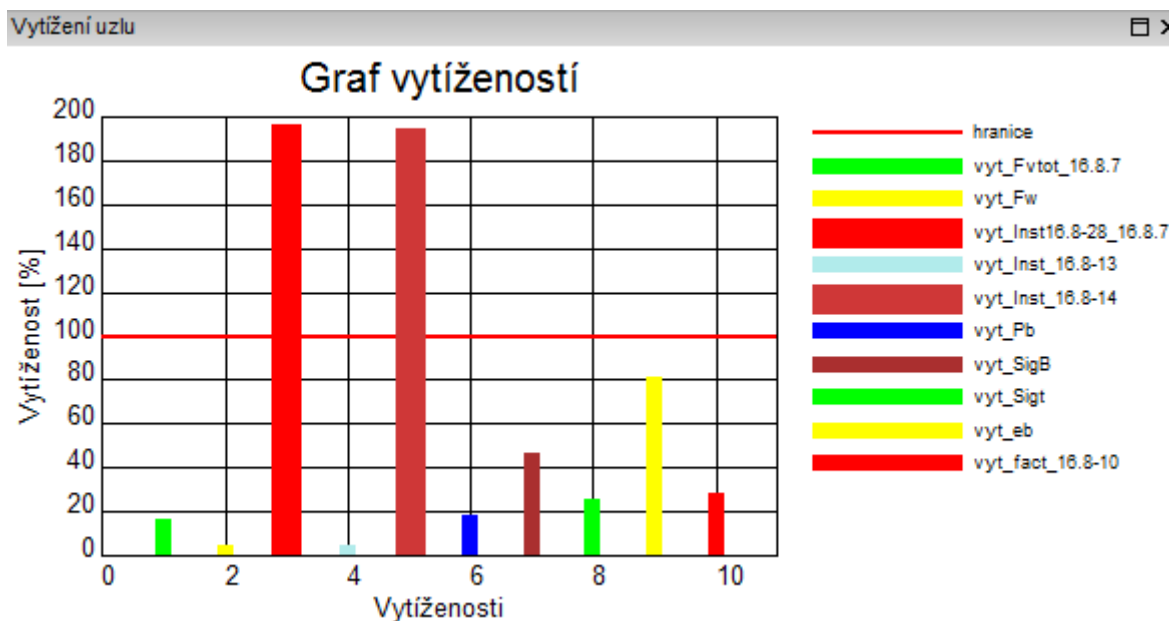
Tabulka 38: Lokální síly a momenty působící na sedlo

Příklad kontrolního výpočtu sedlové podpěry

Zadání ukázkového kontrolního výpočtu sedlové podpěry je uvedeno v tabulce 39. Z protokolu kontrolního výpočtu kuželového přechodu, který je součástí válcové skořepiny, lze vyčíst maximální přípustný vnější tlak 0.37 MPa. Vzhledem k tomu, že maximální provozní vnější tlak kontrolované nádoby je 0.7 MPa, nemá válcová skořepina dostatečnou odolnost vůči ztrátě stability a lokální zatížení od sedlové podpěry situaci jenom zhoršuje. Tato skutečnost je patrná také z přehledu výsledků na obrázku 28, kde vytížení *vyt_Inst16.8-28_16.8.7* a *vyt_Inst_16.8.14* dosahují téměř dvojnásobku přípustné hodnoty.

Zatížení		Válcová skořepina		Sedlová podpěra		Podložný plech a okolí	
Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota	Parametr	Hodnota
skupina	3	Des	1174 mm	epSed	-	delta2	130 deg
P	2.4 MPa	ens	12 mm	matSed	P265GH	b2	220 mm
Pext	.7 MPa	epS	-	delta	120 deg	e2	14 mm
T	120 °C	matS	P265GH	b1	200 mm	epP	-
ckor	2 mm	deltaS	0.15 mm	est	20 mm	matP	P355GH
		wl	0.2	n	2	deltaP	0.5 mm
Mi	100 kNm	Ls	1000 mm	ew	15 mm	plechP	True
Mij	120 kNm	obvodSvar	True	eb	10 mm		
Qi	50 kN	a1	1000 mm	Hs	400 mm	L	3950 mm
Fi	80 kN	Lmezi	2000 mm			Pexmax	.37 MPa
Fht	100 kN					my	0
Fha	60 kN					Fba	3 MPa

Tabulka 39: Zadání ukázkového kontrolního výpočtu sedlové podpěry



Obrázek 28: Přehled výsledků kontrolního výpočtu sedlové podpěry

7.4 PROBLÉMY S NÁVRHOVÝMI VÝPOČTY KONSTRUKČNÍCH UZLŮ

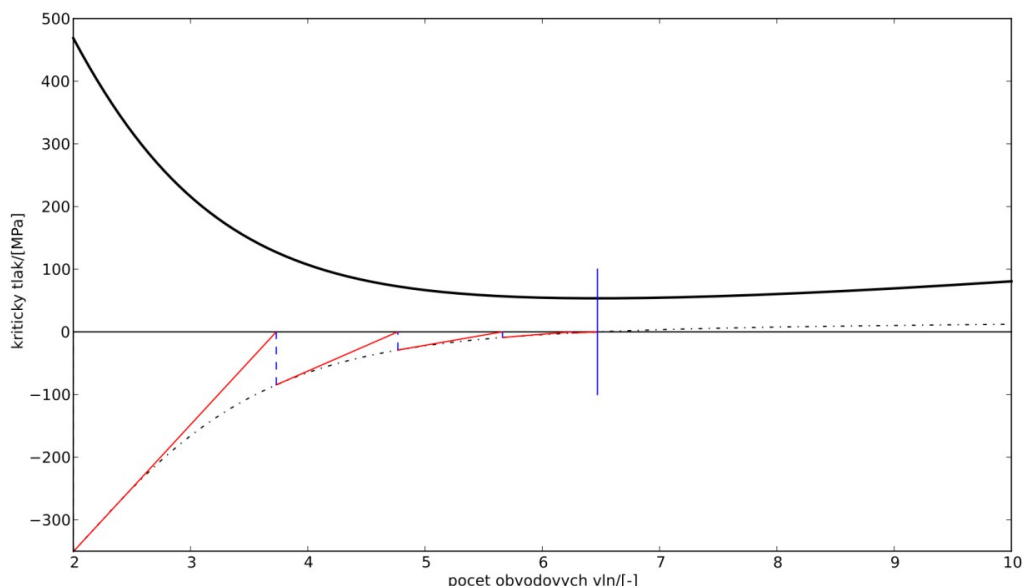
Tato část je věnována problematice přímého návrhu neznámých parametrů konstrukčních uzlů. Jak je patrné z kapitol věnovaných kontrolním výpočtům, pro ověření jednoho konstrukčního uzlu je třeba znát podstatné parametry sousedních konstrukčních uzlů. Ty však na začátku konstrukčního návrhu nemusí být známy. Konstrukční návrh pak nevyhnutelně probíhá metodou pokus-omyl, kdy jsou navrženy neznámé parametry a celá konstrukce se ověří kontrolními výpočty.

Některé výpočty nevyžadují znalost parametrů navazujících prvků – patří sem například výpočty plášťů a klenutých den pro zatížení tlakem. V praxi tyto kontroly samotné často nestačí, protože tlakové nádoby a zvláště pak výměníky obsahují i další konstrukční uzly, které je třeba ověřit. Tloušťky plášťů a klenutých den lze tedy navrhnout pro zatížení tlakem a pokud je třeba ověřovat ještě další konstrukční uzly závislé na těchto prvcích, lze takto navržené tloušťky použít alespoň jako spodní omezení. Více o možnostech omezení neznámých parametrů bez ohledu na navazující prvky bude pojednáno v kapitole 8. Pro ilustraci návrhových výpočtů tloušťek plášťů je v následující podkapitole uveden příklad s válcovým pláštěm.

7.4.1 Návrh minimálních tloušťek válcových plášťů pro zatížení tlakem

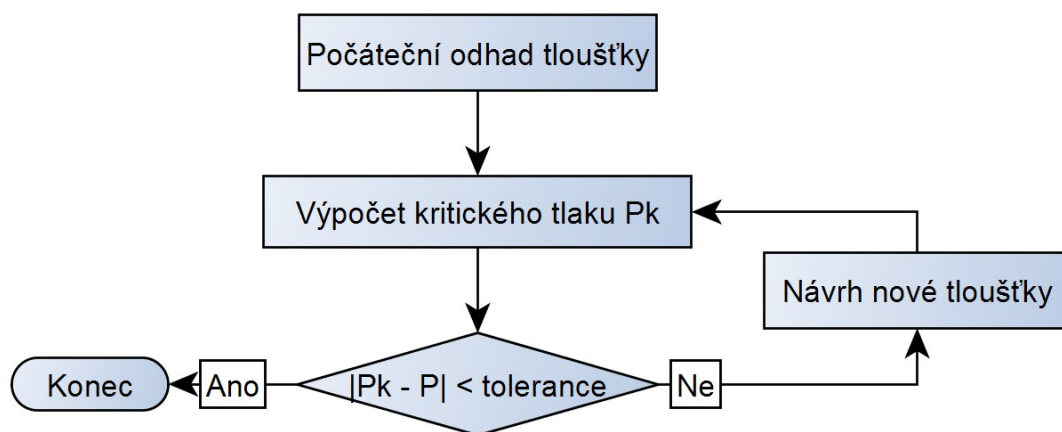
Pokud je válcový plášť zatížen pouze vnitřním tlakem, lze jeho tloušťku přímo navrhnout. Pro zatížení vnějším tlakem však norma [1] obsahuje pouze postup k ověření navržené tloušťky. Tento postup předpokládá zborcený tvar (po ztrátě stability), který je dán počtem obvodových vln. Na základě této hodnoty lze určit kritický tlak. Nejpravděpodobnější tvar zborcení je ten, který má nejnižší kritický tlak. Závislost kritického tlaku na počtu obvodových vln zborceného tvaru má jedno minimum. Pomocí upravené Newtonovy metody lze toto minimum nalézt a určit tak maximální přípustný vnější tlak. Vizualizace hledání

maximálního přípustného tlaku je uvedena na obrázku 29. Plná křivka představuje závislost kritického tlaku na počtu obvodových vln, čárkovaná křivka je pak první derivací této závislosti. Červené úsečky jsou tečnami k první derivaci a jsou z nich patrné jednotlivé kroky Newtonovy metody.



Obrázek 29: Hledání kritického vnějšího tlaku Newtonovou metodou

Při návrhu tloušťky pro zatížení vnějším tlakem lze použít iterační algoritmus, který tloušťku postupně upravuje, dokud není spočtený kritický tlak roven požadovanému. Jako počáteční odhad tloušťky lze použít návrh pro zatížení vnitřním tlakem, který je roven požadovanému vnějšímu tlaku. Algoritmus pro návrh tloušťky je uveden na obrázku 30.



Obrázek 30: Algoritmus návrhu minimální tloušťky válcového pláště pro zatížení vnějším tlakem

8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH VÝMĚNÍKU V SOULADU S ČSN EN 13445 [1]

V praxi se konstrukční návrh provádí metodou pokus-omyl, kdy konstruktér navrhne určité řešení, které pak může zkontrolovat pomocí metod popsanych v normě [1]. Konstruktér při tom vychází z intuice a zkušenosti, které lze jen stěží převést do podoby počítačového programu.

8.1 OBECNÁ STRATEGIE ALGORITMIZACE KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU VÝMĚNÍKU

Výhodou počítačového programu může být schopnost vyzkoušet během stejné doby mnohem větší počet řešení než by zvládl konstruktér. Vzhledem k tomu, že jsou výměníky popsány mnoha spojitými i diskrétními parametry a pro každou situaci existuje nekonečný počet řešení, není výše popsaná schopnost dostačující. Pro praktické řešení konstrukčního návrhu výměníku s využitím výpočetní techniky je třeba udělat další kroky, například:

8.1.1 Omezení návrhového prostoru

Jak již bylo uvedeno, norma [1] neposkytuje procedury pro přímý návrh ideálních rozměrů tlakové nádoby. Avšak obsahuje užitečné podmínky, které mohou omezit rozměry některých parametrů a tím zmenšit rozsah možných řešení. To je velmi důležité, protože konstrukční řešení výměníku je popsáno mnoha parametry, což znamená výpočtově náročnou optimalizaci. Omezení hodnot mnoha parametrů lze docílit použitím existujících polotovarů a standardizovaných dílů, z nichž může být v praxi dostupná jen podmnožina, což vede k dalšímu snížení možností.

8.1.2 Seřazení možných řešení

Navrhovaným řešením, která je třeba následně kontrolovat podle [1], lze podle nějaké heuristiky udělit prioritu. Například by mohla mít největší prioritu ta řešení, která jsou nejlevnější. První řešení jehož kontrola by dopadla úspěšně by pak bylo současně nejlevnější použitelné řešení.

8.1.3 Rychlá identifikace nevhodných řešení

Při kontrole řešení je třeba zkontrolovat velké množství konstrukčních uzlů. V momentě, kdy kontrola jednoho uzlu odhalí jeho nedostatečnou únosnost, může být navrhované řešení okamžitě zamítnuto.

Proces kontroly lze urychlit přednostní kontrolou uzlů, jejichž kontrolní metody jsou nejméně výpočtově náročné. U různých řešení se může stát, že budou mít kontrolní metody některých uzlů stejné vstupy. Aby se nemusela kontrola provádět znova, může se u některých uzlů vyplatit uchování zadání a výsledků kontrol. V případě provádění kontrolních metod se pak řešení napřed hledá v dříve řešených kontrolách a až v případě, že není nalezeno, provede se kontrola s aktuálními vstupy.

8.1.4 Paralelizace kontrolních výpočtů

V současnosti je i na běžných počítačích zpravidla dostupných více procesorových jader, na kterých lze počítat současně samostatné výpočty. Vzhledem k tomu, že jsou kontroly

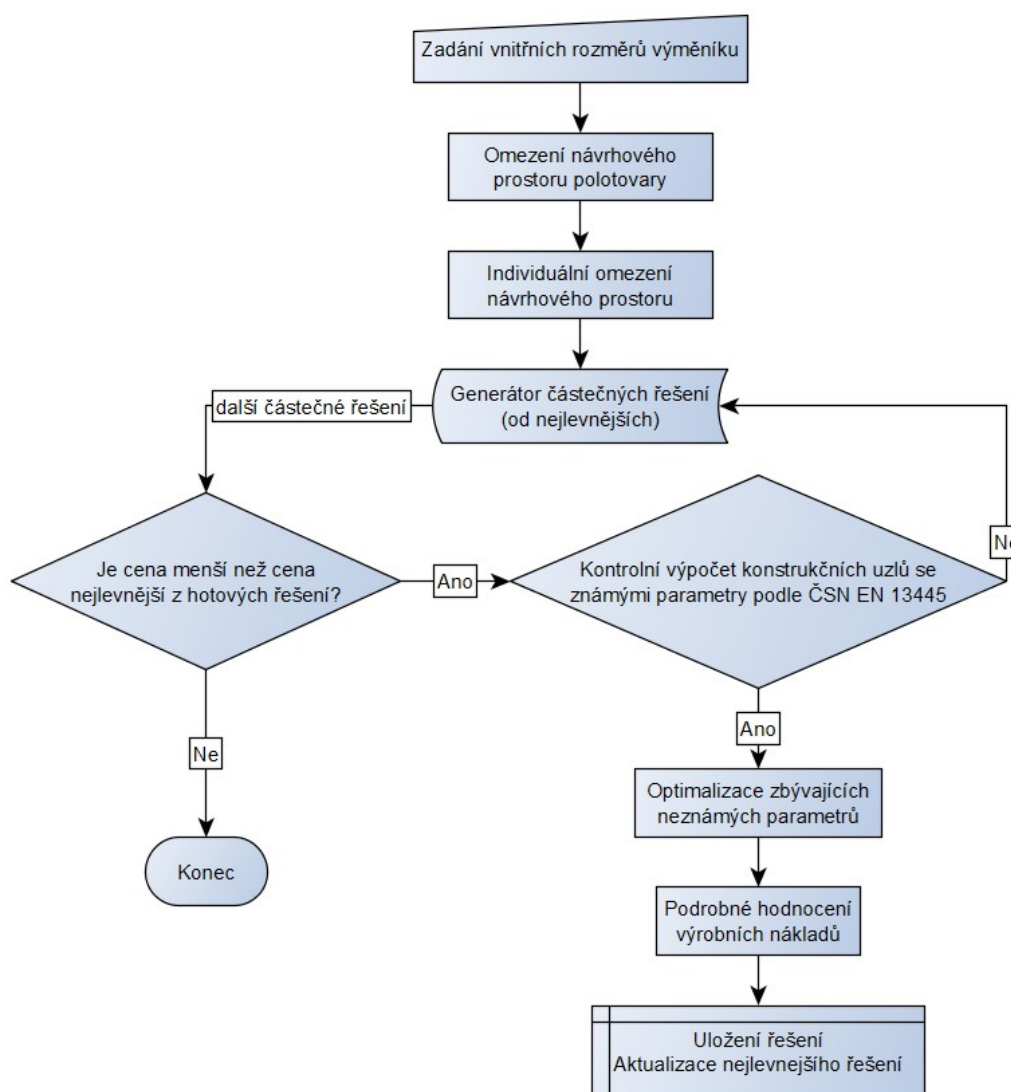
navrhovaných řešení konstrukčních návrhů výměníků na sobě nezávislé, lze na jednotlivých jádrech kontrolovat různá řešení současně.

8.2 VYMEZENÍ ÚLOHY KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Výměník jde obvykle do konstrukčního návrhu se zadanými rozměry vnitřních pracovních prostorů. Během konstrukčního návrhu je pak třeba nalézt optimální tloušťky plášťů den a plechů sedel, parametry přírub a trubkovnic. Předmětem této kapitoly bude co nejobecnější řešení výše specifikované úlohy. V praxi může během konstrukčního návrhu dojít i k úpravám rozměrů pracovních prostorů, což však opět vyžaduje řešení výše zmíněné úlohy.

8.3 ALGORITMUS KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Ideový návrh algoritmu konstrukčního návrhu je schématicky znázorněn na obrázku 31.



Obrázek 31: Vývojový diagram konstrukčního návrhu

Omezení návrhového prostoru polotovary

Neznámé parametry jako jsou tloušťky pláště jsou omezeny konečnou množinou dostupných plechových polotovarů, ze kterých mohou být tyto pláště vyrobeny. Neznámé tloušťky pláště lze tedy považovat za diskrétní parametry s konečnou množinou možných hodnot.

Individuální omezení návrhového prostoru

Hodnoty neznámých parametrů lze v některých případech omezit bez ohledu na ostatní prvky. Příkladem jsou minimální tloušťky pláště a den, které lze poměrně snadno navrhnout s ohledem pouze na zatížení tlakem a mají obecnou platnost pro všechna uvažovaná řešení.

Generátor částečných řešení

Pojmem „částečné řešení“ je zde myšleno takové řešení, jehož neznámé diskrétní parametry jsou definovány. Protože jsou s polotovary spojeny jejich ceny, lze přednostní volbou levnějších polotovarů jednoduše „generovat“ částečná řešení od nejlevnějšího až po nejdražší.

Porovnání cen řešení

Pokud je cena zvolených polotovarů nově vygenerovaného řešení větší než cena nejlevnějšího kompletního řešení, nemá již význam dále generovat a optimalizovat drahá částečná řešení a optimalizace končí.

Kontrolní výpočet uzlů se známými parametry

Pokud některý z uzlů nemá dostatečnou únosnost, je částečné řešení nevyhovující a je třeba vygenerovat další.

Optimalizace zbývajících neznámých parametrů

V této fázi je třeba nalézt zbývajících neznámé parametry přírubových spojů, sedlových podpěr, případně dalších prvků. Může se stát, že se nepodaří nalézt přípustné parametry a v takovém případě je třeba vygenerovat nové částečné řešení.

Podrobné hodnocení výrobních nákladů a zápis do databáze

V momentě kdy je řešení kompletně navrženo, lze provést podrobné hodnocení výrobních nákladů a zapsat řešení spolu s jeho cenou do databáze.

8.4 SKUPINY PRVKŮ PODLE POLOTOVARŮ A NORMALIZOVANÝCH DÍLŮ

Prvky lze podle vlivu polotovarů a normalizovaných rozměrů na omezení jejich rozměrů rozdělit do 2 skupin:

a) Prvky částečně dané polotovary:

- válcové pláště
- kuželové pláště

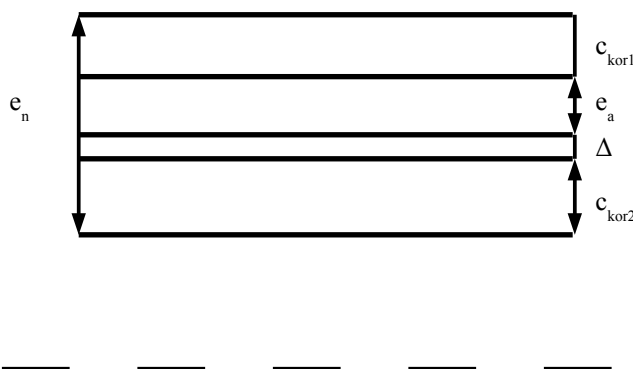
- polokulová dna
- některá plochá dna
- sedlové podpěry
- trubky (nátrubky a trubkové svazky)

b) Prvky dané normalizovanými díly nebo vlastním řešením:

- příruby
- torosférická dna
- některá plochá dna

8.5 OMEZENÍ HODNOT NEZNÁMÝCH PARAMETRŮ VYBRANÝCH PRVKŮ

Tlaková nádoba jde do konstrukčního návrhu s tím, že některé parametry jsou pevně dány a úkolem je určit ty zbývající. Většinou jsou zadány vnitřní rozměry pracovních (tlakových) prostorů – délky a vnitřní rozměry plášťů a den.



Obrázek 32: Složky jmenovité tloušťky pláště

Při kontrolních výpočtech únosnosti plášťů se používá analyzovaná tloušťka plášťů e_a podle obrázku 32. Tato tloušťka tvoří nejmenší část nominální tloušťky e_n , kterou bude mít plášť podle předpokladů při daném zatížení.

Pro tlakovou zkoušku:

$$e_a = e_n - \Delta \quad (5)$$

Pro normální provozní podmínky:

$$e_a = e_n - \Delta - c_{kor1} - c_{kor2} \quad (6)$$

Přídavek na korozi bývá na pláštích tlakových nádob obvykle z jedné strany, v případě výměníků je třeba uvažovat korozi z obou stran u trubkovnic, přepážek, trubek a dělicích desek.

V této kapitole budou rozebrány jednotlivé prvky s výčtem faktorů, které mohou mít za následek jakákoli omezení hodnot parametrů definujících tyto prvky. Neznámé parametry prvků mohou být omezeny rozměry polotovarů, pevnostními podmínkami a podmínkami použitelnosti výpočtů a dále také některými rozměry navazujících prvků.

8.5.1 Válcové pláště

Neznámým parametrem je obvykle tloušťka. Tloušťka válcového pláště závisí na mnoha faktorech, mezi které patří zatížení vnitřním a vnějším tlakem, na lokálních zatíženích a také na navazujících prvcích.

Omezení tloušťky bez ohledu na sousední prvky

Pokud jsou zanedbány navazující prvky a zatížení, která by na plášť přenášely, zůstane plášti pouze zatížení tlakem. Z pohledu normy [1] a předpokládaného zatížení vnitřním tlakem lze určit minimální tloušťku pláště e_{min} použitím „kotlového vzorce“ (7) (vzorec 7.4-1, [1]):

$$e_{min} = \frac{P \cdot D_i}{2f \cdot z - P} + c_{kor1} + c_{kor2} + \Delta \quad (7)$$

kde:

e_{min}	minimální tloušťka skořepiny	[mm]
P	výpočtový tlak	[MPa]
D_i	vnitřní průměr pláště	[mm]
f	dovolené namáhání	[MPa]
z	součinitel svarového spoje	[-]
c_{kor1}	přídavek na korozi z vnitřní strany pláště	[mm]
c_{kor2}	přídavek na korozi z vnější strany pláště	[mm]
Δ	záporná výrobní tolerance tloušťky pláště	[mm]

Protože dovolené namáhání závisí na tloušťce polotovaru, která se s navrženou tloušťkou může měnit, může být třeba výpočet zopakovat. Za účelem získání dolní meze tloušťky pod kterou nelze jít však lze předpokládat minimální tloušťku polotovaru, což obecně povede k vyšší nebo stejné hodnotě dovoleného namáhání a nižší hodnotě výsledné minimální tloušťky.

Uvedený vzorec je velmi přesný pro tenkostěnné skořepiny, s rostoucí tloušťkou stěny přestávají platit předpoklady jeho odvození a přestože dává konzervativní výsledky, omezuje norma [1] jeho použití následující podmínkou v kapitole 7.4.1:

$$e_{max}=0.16 \cdot D_e \quad (8)$$

z čehož vyplývá:

$$e_{max}=\frac{0.16}{1-2 \cdot 0.16} \cdot D_i \approx 0.2353 \cdot D_i \quad (9)$$

Norma [1] dovoluje i použití větších tloušťek, je však třeba provést podrobnou únavovou analýzu. Přímý návrh tloušťky pro zatížení vnějším tlakem není předmětem [1], pro tento účel však lze použít algoritmus z kapitoly 7.4.1 této práce.

Omezení tloušťky polotovarem

Válcové pláště se obvykle svařují z plechů normalizovaných rozměrů. Pláště menších průměrů mohou být vyrobeny z normalizovaných trubek. Úloha optimalizace tloušťky je pak dána výběrem z tloušťek dostupných polotovarů.

Omezení tloušťky sousedními prvky

Na koncích válcového pláště mohou být přivařeny jiné pláště, dna nebo plášťové příruby. V místě obvodového svaru nemusí mít válcové části spojovaných prvků totožné průměry a tloušťky, část 4 normy [1] pro tyto případy předepisuje tolerance pro vzdálenost střednicových ploch spojovaných plechů. Pokud mají spojované plechy rozdílné tloušťky, je také třeba zajistit plynulý přechod mezi tloušťkami s úkosem 1:4 (pro malé relativní rozdíly tloušťek toho lze docílit svarem).

Tloušťka pláště může být omezena tloušťkami připojených nátrubků podle diagramu na obrázku 9.4-15 v [1].

$$pro \frac{d_i}{2 \cdot r_i} < 0.3; e_{minl} = \frac{1}{3} \cdot e_{ab} \quad (10)$$

$$pro 0.3 \leq \frac{d_i}{2 \cdot r_i} < 0.8; e_{minl} = \left(-4 \cdot \frac{d_i}{2 \cdot r_i} + 2.85 \right) \cdot e_{ab} \quad (11)$$

$$pro 0.8 \leq \frac{d_i}{2 \cdot r_i} < 1; e_{minl} = e_{ab} \quad (12)$$

kde:

d_i vnitřní průměr nátrubku [mm]

r_i vnitřní poloměr skořepiny v místě otvoru [mm]

e_{ab} analyzovaná tloušťka skořepiny [mm]

Kromě tloušťky je nátrubky omezen i průměr pláště. Minimální hodnota průměru pláště musí být větší nebo rovna průměru největšího z jeho nátrubků. Zde je třeba dodat, že obvykle jsou nejprve dány rozměry pláště a ty pak omezují rozměry jeho nátrubků.

Shrnutí

Bez ohledu na navazující prvky musí tloušťka pláště ležet v konečném intervalu a v praxi bude vybírána z tlouštěk dostupných polotovarů.

8.5.2 Kuželové pláště

Kuželový plášť se často používá jako přechodný člen mezi dvěma válcovými plášti, jejichž osy jsou rovnoběžné. Tvar kužele je zachován jen v případě, že jsou osy sousedních válcových plášťů totožné, přesto se pevnost tohoto prvku počítá i v ostatních případech jako by se jednalo o kužel. Kuželový plášť může být složen ze segmentů s různými tloušťkami, to však pro zjednodušení v této práci bude zanedbáno. Podobně jako v případě válcového pláště je i u kuželového pláště nejčastěji neznámá tloušťka.

Omezení tloušťky bez ohledu na sousední prvky

Podobně jako u válcového pláště lze při uvažování pouze zatížení vnitřním tlakem vypočítat minimální tloušťku hlavní části kuželového pláště z upraveného kotlového vzorce (7.6-2) z [1]. Výpočet je stejný jako pro oskulační válec uvažovaného kužele s největším průměrem.

$$e_{K,min} = \frac{P \cdot D_i}{2f \cdot z - P} \cdot \frac{1}{\cos(\alpha)} + c_{kor1} + c_{kor2} + \Delta \quad (13)$$

Za D_i lze podle poznámky v kapitole 7.6.4 z [1] dosadit DK , které lze určit ze vztahu (vychází pak menší minimální tloušťka):

$$D_K = D_i - 2 \cdot R(1 - \cos(\alpha)) - L_2 \cdot \sin(\alpha) \quad (14)$$

L_2 závisí na e_2 což je maximum z e_j a e_K . Díky závislosti na e_K je obecně třeba iterovat.

Kromě toho je však třeba určit minimální tloušťky kuželového pláště v místech napojení na válcové pláště. To lze provést iteračně.

Pro návrh tloušťky kuželového pláště pro zatížení vnějším tlakem lze použít podobný algoritmus jako pro válcový plášť.

Omezení tloušťky polotovarem

Norma neudává pro tloušťku kuželového pláště horní omezení. V praxi je však kuželový plášť stejně jako válcový plášť svařen z plechových polotovarů. Výsledná tloušťka tedy musí být vybrána z tlouštěk polotovarů plechů.

Omezení tloušťky sousedními prvky

Pro omezení tloušťky kuželového pláště od navazujících prvků platí podobná pravidla jako pro válcový plášť.

Shrnutí

Tloušťka kuželového pláště bude vybírána z dostupných polotovarů, které budou mít větší tloušťku než je minimální přípustná tloušťka pro zatížení tlakem.

8.5.3 Polokulová dna

Neznámým parametrem polokulové skořepiny je obvykle tloušťka. Její hodnota může být ovlivněna zatížením vnitřním a vnějším tlakem, lokálními zatíženími a navazujícími prvky.

Omezení tloušťky bez ohledu na sousední prvky

Tloušťku polokulového dna lze bez ohledu na další prvky zdola omezit pomocí kotlového vzorce (15) (vzorec 7.4-4, [1]) podobně jako v případě válcového pláště:

$$e_{min} = \frac{P \cdot D_i}{4f \cdot z - P} + c_{kor1} + c_{kor2} + \Delta \quad (15)$$

Omezení tloušťky polotovarem

Polokulové skořepiny se vyrábí svařováním z plechových segmentů, jejich tloušťky jsou tedy omezeny polotovary stejně jako tloušťky válcových a kuželových plášťů.

Omezení tloušťky sousedními prvky

Sousedními prvky polokulových dn mohou být nátrubky a válcový plášť. Pro omezení tloušťky těmito prvky platí stejná pravidla jako v případě válcového pláště.

8.5.4 Torosférická a plochá dna

Tyto typy dn jsou u výměníků nejpoužívanější.

Omezení tloušťky bez ohledu na sousední prvky

Pro torosférická i plochá dna lze učit minimální tloušťky pro zatížení tlakem. Postupy jsou iterační a kvůli rozsahu zde nebudou uvedeny.

Omezení parametrů normami

Většinou se používají normalizovaná torosférická dna podle norem DIN 28011 (Klöppler) a DIN 28013 (Korbbogen). Tato dna jsou často chybně označována jako eliptická. Přišroubovaná plochá dna mohou být také normalizována, například podle normy DIN 2527.

8.5.5 Příruby

Pokud není zadán typ příruby, je třeba jej vhodně vybrat. V závislosti na typu mají příruby různé parametry.

Omezení parametrů normami

V praxi jsou upřednostňovány standardizované příruby, jejichž rozměry jsou dány normami (například ASME/ANSI B16.5, DIN) pro určité průměry plášťů a tlaková zatížení a teplotní podmínky. Zvolením standardizované příruby jsou přesně dány všechny její parametry.

V praxi jsou příruby obecně zatěžovány silami a momenty, na které standardizované příruby nemusí být dimenzovány, což se u výměníků projevuje zejména u plášťových přírub. V takových případech je nutné navrhnout přírubu na míru daným požadavkům.

8.5.6 Sedlové podpěry

V případě sedlových podpěr jsou nejčastěji zadány výška podpěry a vnější průměr pláště. Také lze předpokládat často používanou hodnotu úhlu opásání 120° . Sedlová podpěra je svařena z plechů různých tloušťek. Sedlová podpora je zatěžována navazujícím prvkem – válcovým pláštěm.

Omezení polotovary

Sedlová podpora je svařena z plechů, které budou vybírány z omezeného sortimentu, takže tloušťky plechových částí sedlové podpěry mohou nabývat pouze diskrétních hodnot.

Omezení sousedními prvky

Výpočet sedlových podpěr vyžaduje, aby byly všechny ostatní prvky definovány, protože od jejich tíhy se odvíjí hlavní část zatížení sedlových podpěr.

8.6 OPTIMALIZACE PRVKŮ

Jak již bylo dříve uvedeno, tloušťky plášťů a klenutých desek budou voleny na základě omezeného množství polotovarů plechů. Některé zbývající prvky lze vybírat z normalizovaných dílů nebo použít vlastní řešení.

Vývoj algoritmů optimalizace jednotlivých prvků pro tyto specifické podmínky bude předmětem navazující práce.

9 IMPLEMENTACE METOD PRO HODNOCENÍ A PREDIKCI POŠKOZOVÁNÍ V BUDOUCÍ PRÁCI

Tepelný výměník je zařízení pro efektivní přenos tepla mezi médii. Média se nachází v oddělených tlakových prostorech, přes jejichž společnou stěnu dochází k přenosu tepla z jednoho média na druhé. Plocha společné stěny, která je označována jako teplosměnná plocha, je důležitým parametrem výměníku a pro účinný přenos tepla je nutné ji maximalizovat. Geometrie tepelného výměníku je vždy určitým kompromisem mezi tímto požadavkem a konstrukční jednoduchostí. Předmětem této práce jsou výměníky typu svazek trubek v plášti. Jedná se o geometricky spíše jednodušší skupinu výměníků, jejichž konstrukce je vhodná i pro vysoké tlaky a může spolehlivě fungovat desítky let. Proto jsou výměníky tohoto typu preferovány ve většině aplikací v průmyslu.

V této kapitole budou postupně rozebrány jednotlivé mechanismy, které se současně podílí na poškození a nejčastější formy a způsoby poškozování výměníků, jejich příčiny a prevence. Poškozování je v této práci chápáno jak ve smyslu poškozování materiálu, tak ve smyslu poškozování funkce zařízení.

9.1 MECHANISMY POŠKOZOVÁNÍ

Předmětem této podkapitoly jsou jednotlivé mechanismy poškozování, které se mohou podílet na poškození výměníku. Zásadní vliv na funkci výměníku má dosažení příslušných mezních stavů podle [53].

9.1.1 Poškozování deformací

Odolnost vůči dosažení mezních stavů deformace je společným požadavkem při návrhu různých druhů zařízení. Tepelné výměníky patří mezi tlakové nádoby. U zařízení tohoto typu může vést překročení meze pevnosti nejen k nenávratnému poškození samotného zařízení, ale také k ohrožení okolí. To je velmi nežádoucí, lze tomu však předcházet dodržením normativních požadavků. Mezi ně patří pevnostní návrh dle normy, použití normalizovaných materiálů, polotovarů s předepsanými vlastnostmi, dodržení předepsaných tolerancí při výrobě a úspěšná tlaková zkouška. V praxi tak k poškození tímto způsobem dochází prakticky jenom za mimořádných provozních podmínek (např. při nějaké havárii).

9.1.2 Poškozování lomem

Křehký a houževnatý lom

Tyto lomy nastávají jako důsledek monotónně rostoucího tahového zatížení. Ke křehkému lomu dochází po malé plastické deformaci v případech, kdy je v tělese akumulována dostatečná energie [53]. Rychlost šíření trhliny je velmi vysoká. Porušování křehkým lomem u výměníků většinou nehrozí, protože pracují za zvýšených teplot. Z tohoto pohledu může být nejnebezpečnější tlaková zkouška, která probíhá za normální teploty a za zvýšeného tlaku. Při houževnatém lomu dochází ke stabilnímu růstu trhliny, pokud dojde v jeho průběhu k poklesu zatížení, růst trhliny se zastaví.

Únavový lom

K únavě materiálu dochází vlivem opakované plastické deformace, způsobené cyklickým zatěžováním. To zpravidla vede ke vzniku únavových trhlin, které se při dalších zatěžovacích

cyklech zvětšují. Po dosažení kritické velikosti trhliny dochází k únavovému lomu. Podle velikosti oblasti cyklické plastické deformace se úrava dělí na nízkocyklovou a vysokocyklovou.

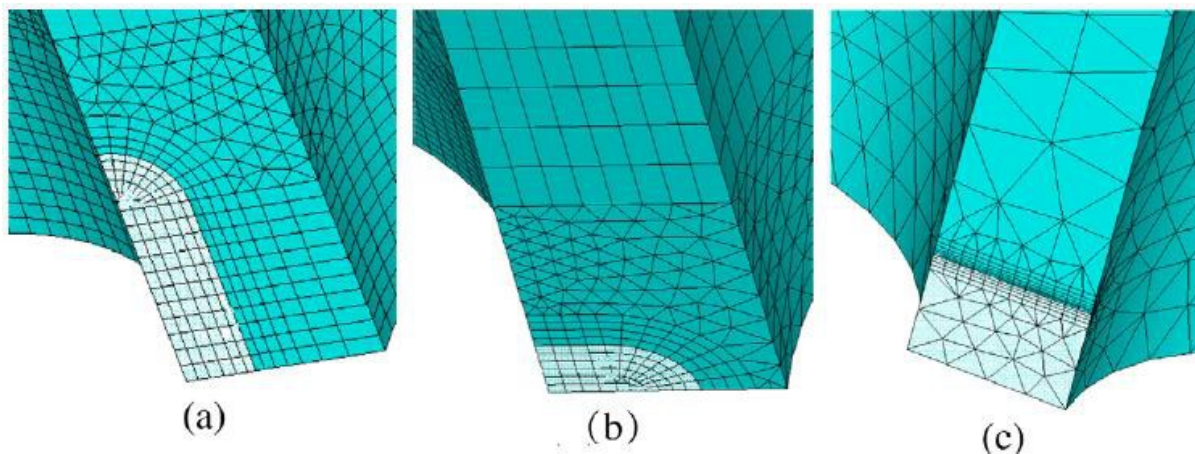
Při nízkocyklové únavě je tato plastická deformace ve větší oblasti. Trhlina se šíří po hranicích zrn a k lomu dochází po 10^2 až 10^5 cyklů. Předpokládaný počet cyklů do lomu lze určit pomocí Manson-Coffinovy křivky materiálu pokud je známé elastické a plastické přetvoření ve vyšetřovaném místě.

Při vysokocyklové únavě dochází k plastickému přetvoření ve velmi malé oblasti na povrchu. Nerovnosti povrchu mohou působit jako koncentrátoři napětí, proto má kvalita povrchu velký vliv na únavu. Nepříznivě působí také zbytková povrchová tahová napětí. Iniciace a počáteční růst trhlín se odehrávají ve skluzových rovinách krystalů. K lomu dochází při 10^4 a více cyklech. Životnost lze určit z Wöhlerovy křivky materiálu, která udává závislost velikosti amplitudy napětí na počtu cyklů do lomu.

U výměníků dochází častěji k nízkocyklové únavě, protože frekvence změn provozních podmínek je nízká. Podle normy [1] jsou nádoby navrženy bez ohledu na únavu schopné vydržet minimálně 500 cyklů. Pokud se předpokládá větší počet cyklů a také při použití některých návrhových postupů u některých komponentů, je třeba vyhodnotit únavu buď zjednodušenou ([1], kapitola 17), nebo úplnou metodou ([1], kapitola 18).

Úrava má velký význam při určování zbytkové životnosti. Zbytkovou životnost je vhodné určovat podle norem, v souladu se kterými bylo zařízení navrženo. Vzhledem k velké životnosti některých zařízení to však může vést k používání zastaralých metod a většinou ke konzervativním výsledkům. S tímto se lze setkat například v jaderných elektrárnách. V [54] autoři popisují, jak se s těmito problémy vyrovnávají ve společnosti AREVA. Únavu zde kontrolují postupně zjednodušeným způsobem, podle norem a s využitím výsledků detailních elasto-plastických analýz. Poslední metoda se kvůli náročnosti používá jen při periodických bezpečnostních prohlídkách (jednou za 10 let).

Směr šíření trhliny je prakticky jednoznačný u jednoduchých případů, jako jsou pláště namáhané tlakem. Naproti tomu v případě komplikovaných geometrií a zatížení, které jsou charakteristické zejména pro trubkovnice, nelze směr šíření trhliny jednoduše určit a navíc se může v průběhu růstu měnit. Pro podrobné zkoumání tohoto problému lze využít MKP. V [55] autoři zkoumají důležité faktory pro růst tří různě orientovaných trhlín, které mohou být iniciovány v oblasti mezi dvěma sousedními trubkami na straně trubkového prostoru. Z obrázku 33 jsou patrné použité výpočtové modely a orientace jednotlivých trhlín. Byl zkoumán vliv tlaků v trubkovém a mezitrubkovém prostoru a reziduálního napětí od zaválcování trubek. Hlavním faktorem je zpočátku tlak v mezitrubkovém prostoru, po prohloubení trhliny hraje hlavní roli reziduální napětí.



Obrázek 33: Výpočtové modely pro MKP analýzu šíření trhlin (zdroj [55])

9.1.3 Poškozování úbytkem materiálu

Do této oblasti patří různé formy koroze, eroze a abraze. Někdy se tyto formy poškozování označují obecně pojmem koroze, např. v [1]. Pro zjednodušení bude stejná konvence použita i v tomto pojednání.

Význam koroze

Podle [56] byly v roce 1998 v USA odhadnuty ztráty způsobené korozí na 6 % hrubého domácího produktu. Přestože je výsledkem koroze tepelného výměníku často pouze úbytek poměrně malého množství materiálu, důsledky pro funkci zařízení mohou být velmi závažné. Obzvláště nebezpečné formy koroze, jako např. důlková koroze nebo koroze pod napětím mohou způsobovat iniciaci a růst podpovrchových trhlin. Trhliny představují nebezpečí především kvůli riziku křehkého lomu a pro možnost úniku nebezpečných látek při porušení pláště výměníku. Zásadním problémem koroze je komplikovaná předvídatelnost. Forma a rychlost koroze závisí na mnoha faktorech, zejména na vlastnostech konstrukčních materiálů, na provozních podmínkách a na vlastnostech pracovních médií výměníku.

Snaha o spolehlivou predikci lokálních forem koroze selhává zejména na velkém množství důležitých faktorů, které ji ovlivňují. Podle [56] mezi ně patří zejména následující:

- Povaha kovu nebo slitiny
- Přítomnost vměstků nebo jiného cizího materiálu na povrchu
- Homogenita kovové struktury
- Povaha korozivního prostředí
- Náhodné odchylky vlastností prostředí – koncentrace rozpuštěného kyslíku, teploty, relativní rychlosti pohybu prostředí
- Napětí – zbytkové, od zatížení, konstantní nebo proměnné
- Vrstvy oxidů – souvislé nebo přerušované

- Přítomnost usazenin na površích
- Přiléhající povrchy – možnost vzniku korozních štěrbin
- Galvanické účinky mezi nestejnými kovy
- Občasná přítomnost zbloudilých elektrických proudů z externích zdrojů

Existující modely se zaměřují na jednotlivé formy poškozování. Většinou zohledňují jen některé faktory a jsou použitelné jen pro určité specifické podmínky.

V [57] je popisována simulacemi růstu důlku při důlkové korozi. Simulace probíhají ve 2D prostředí, s použitím celulárního automatu a metody Monte Carlo. Perspektivněji působí využití celulárního automatu, pomocí kterého se tvoří důlky odpovídající v základních rysech realitě.

Jiný přístup je použit v [58]. Pomocí čtyř parametrů je modelována důlková koroze v trubkách parního generátoru. Dva parametry definují iniciaci důlků, která má charakter Poissonova rozložení, a další dva parametry určují jejich růst, který má charakter gama rozložení. Model dobře simuluje korozi niklové slitiny 690 v přítomnosti FeCl_3 .

Druhy koroze

I když se koroze může projevovat velmi individuálně, často ji lze pozorovat v několika typických formách nebo jejich kombinacích. Odborné publikace se při dělení koroze shodují na několika základních typech, jako jsou rovnoměrná koroze, galvanická koroze, důlková koroze, štěrbinová koroze, další typy závisí na užším zaměření konkrétní publikace. Základní dělení je podle [59] na chemickou a elektrochemickou. Podle [56] je koroze téměř vždy elektrochemický děj a lze ji rozdělit do čtyř podskupin: rovnoměrná koroze, lokalizovaná koroze, koroze způsobená proudícím médiem a koroze s podporou mechanického působení.

- Rovnoměrná koroze: Při rovnoměrné korozi dochází k největšímu úbytku materiálu, tato koroze je však snadno rozpoznatelná a předvídatelná a proto není nebezpečná jako ostatní typy. V případě některých materiálů má rovnoměrná koroze dokonce pozitivní efekt – dochází při ní k tvorbě nepropustné vrstvičky produktů (pasivace), která dalšímu působení koroze zamezí.
- Lokalizovaná koroze: Do skupiny lokalizované koroze patří důlková koroze, štěrbinová koroze, galvanická koroze, mezikrystalová koroze, selektivní koroze, vodíkové praskání a tvorba puchýřů působením vodíku. Tyto formy koroze jsou závislé na specifických lokálních podmínkách.
- Koroze způsobená proudícím médiem: Tato skupina je tvořena erozní korozí a kavitací. Procesy úbytku materiálu jsou způsobovány nebo podporovány interakcí povrchu materiálu s proudícím médiem.
- Koroze s podporou mechanického působení: Do této skupiny patří koroze pod napětím, korozní únava a korozní fretting (kombinace abraze s malými posuvy a koroze).

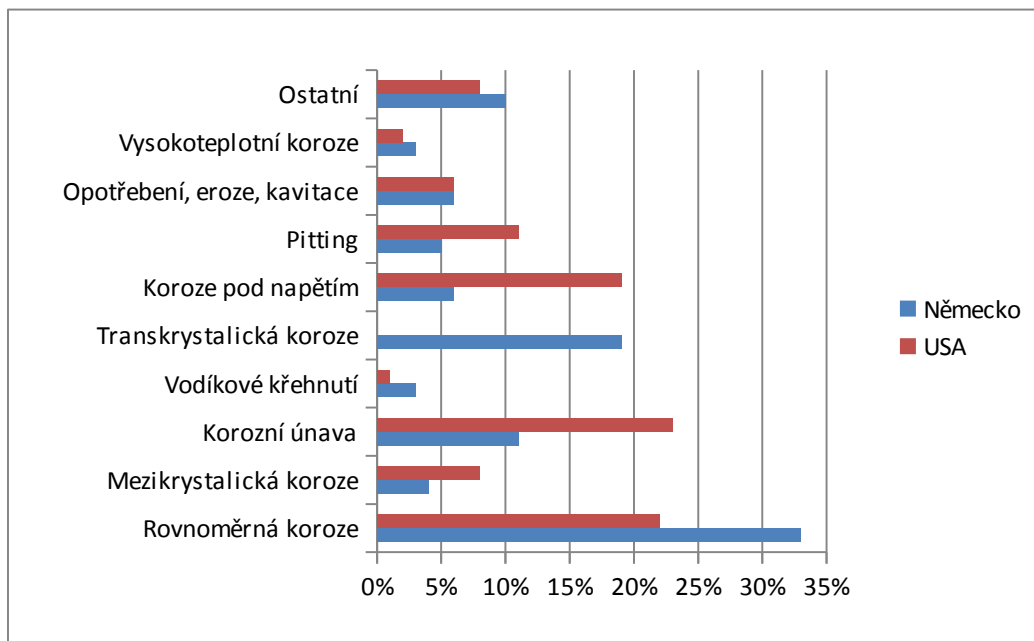
Nejčastější typy koroze v tepelných výměnících jsou podle [60] rovnoměrná koroze, galvanická koroze, důlková koroze, koroze pod napětím, erozní koroze, štěrbinová koroze a selektivní koroze.

Prevence koroze

Vzhledem k možnému poškození korozí je vhodné věnovat pozornost prevenci. Korozi je často nemožné zcela zastavit, její rychlost však lze vhodnými prostředky snížit na zanedbatelnou úroveň. Podle [60] lze předcházet jednotlivým typům koroze následovně:

- Rovnoměrná koroze: použití inhibitorů, povrchových úprav, katodické ochrany
- Galvanická koroze: v případě použití různých materiálů, které budou ve vzájemném kontaktu, by tyto měli být co nejbližší v galvanické řadě, izolace nestejných materiálů, povrchové úpravy, inhibitory, anodická ochrana
- Důlková koroze: je těžké ji omezit i s použitím inhibitorů, vyhnout se materiálům se známou náchylností k tomuto typu koroze
- Koroze pod napětím: výběr materiálu, snížení tažných napětí, odstranění nebezpečných složek média (demineralizace, odplynění), katodická ochrana, inhibitory
- Eroze: výběr materiálu méně náchylného k erozi, zrovnoměnění vstupního proudu, omezení maximálních rychlostí média (např. korozivzdorná ocel 316 odolává erozi mezi trubkami při 3x větších rychlostech jako ocel nebo měď)
- Štěrbinová koroze: omezení stagnačních zón média ostrých rohů, možnost úplného odvodnění při odstávkách, trubky by měly být v trubkovnici zavařeny namísto zaválcování
- Selektivní koroze: přídavné legury (např. arsen nebo cín do mosazi)

Na obrázku 34 je uveden podíl jednotlivých typů koroze na poruchách zařízení v chemických závodech v Německu a USA. Nejčastěji se zde vyskytuje rovnoměrná koroze, korozní únava, transkrystalická koroze a koroze pod napětím



Obrázek 34: Statistika poruch ve velkých chemických závodech v Německu a USA ([56])

9.2 NEŽÁDOUCÍ POŠKOZENÍ FUNKCE VÝMĚNÍKU

Konstrukce výměníku je namáhána tlakem a teplotou a je vystavena proudům médií s určitým složením. K poškození tedy dochází působením kombinace napětí, teploty, koroze a eroze. Tyto faktory působí současně, ale nerovnoměrně. Jejich podíl na poškozování závisí na konkrétním zařízení a jeho provozních podmínkách a na fázi, ve které se poškození nachází. Může také dojít k situaci, kdy je poškození od současného působení více faktorů větší, než součet poškození od jednotlivých faktorů působících samostatně.

Jevy, narušující správnou funkci výměníku:

- Porušení integrity tlakového prostoru
- Nepřípustné deformace
- Zanešení

9.2.1 Porušení integrity tlakového prostoru

K porušení integrity může dojít v zásadě dvěma způsoby: lokálním snižováním tloušťky pláště a prostřednictvím vzniku trhliny. Opět lze konstatovat, že oba mechanismy poškození působí současně, s proměnlivou intenzitou. Snižování tloušťky pláště je způsobováno zejména korozi a erozí. Pokud k tomu dochází velmi lokálně, může dojít ke vzniku koncentrátorů napětí, které jsou náchylné k iniciaci trhlin. Iniciaci a růst trhlin v těchto místech může podporovat také únava. V případě že jsou oba faktory významné, jedná se o obzvlášť nebezpečnou formu poškozování – korozi pod napětím.

K porušení integrity dochází nejčastěji v oblastech spojení trubek s trubkovnicí, v místech kontaktů přepážek a trubek a v místech, kde je příliš rychlé (eroze) nebo naopak příliš pomalé (štěrbínová koroze) proudění.

V [61] a [62] je popisováno korozní poškození titanových trubek mořskou vodou. Titan je v tomto prostředí korozivzdorný do 70 °C, zde však došlo k porušení už při 35-40 °C, a to za přispění galvanické koroze a šterbinové koroze v místě spojení trubky s trubkovnicí.

Z hlediska integrity je nebezpečné poškozování frettingem. Proudící médium způsobuje vibrace trubek a přepážek, čímž se dostávají do vzájemného kontaktu a posuvu pod napětím. Nežádoucím důsledkem pak může být opotřebení trubek v místech kontaktů s přepážkami. Experimentálním výzkumem frettingu se zabývají autoři v [63]. Uvádí, že frettingu je těžké zabránit, protože k němu dochází už při velmi malých amplitudách posuvu ($< 200 \mu\text{m}$). I když je zpravidla k opotřebení třeba vysoký počet cyklů, v případě vibrací s vysokou frekvencí může nastat velmi brzo. Poškozování urychlují úlomky materiálu nebo nečistoty, které se zdržují v místě kontaktu.

K porušení integrity může dojít i v důsledku odstávky, jak dokumentuje [64]. Zde došlo po krátkém provozu po odstávce k praskání trubek ve výměníku s u-trubkami. Výměník pracoval s médiem obsahujícím sirovodík. Při odstávce došlo v obrátové části trubek k tvorbě kyseliny polythionové z usazenin síry a zkondenzované páry. Při následném provozu trubky v těchto místech popraskaly v důsledku koroze pod napětím.

9.2.2 Nepřípustné deformace

Může dojít ke ztrátě stability trubek vlivem teplotních dilatací nebo vnějšího přetlaku, k prohnutí trubkovnice vlivem teploty a tlaku nebo už během výroby při zaválcování trubek.

Trubkovnice

Trubkovnice jsou komponenty výměníku, které mohou výrazně ovlivnit jeho cenu. Tenčí trubkovnice usnadňuje vrtání děr pro trubky a také vede k úspoře materiálu.

Možnosti návrhu části výměníku, zahrnující trubkovnici jsou řešeny např. v [65]. Je zde porovnáno několik metod podle norem [1] a [6]. Tyto normy připouští tři základní způsoby návrhu. Nejjednodušší je návrh pomocí vzorců, který má v [1] navíc alternativní postup v příloze J. Z těchto postupů vede k nejmenším tloušťkám trubkovnic postup podle přílohy J, který ale vyžaduje podrobné hodnocení únavy. Úplně nejmenší tloušťky trubkovnice lze dosáhnout přímou metodou, autoři doporučují tu podle [1] příloha B. Tento postup vyžaduje elasto-plastickou analýzu, jejíž provedení je nejnáročnější, a proto jsou v praxi často preferovány dříve zmíněné jednodušší alternativy. Podle [66] závisí v současné době používaná kritéria pro hodnocení limitního zatížení při elasto-plastické analýze na lokálních parametrech a mohou se lišit od skutečných hodnot. Autoři proto navrhnou nové kritérium, založené na změně křivosti plastické práce celého analyzovaného modelu.

9.2.3 Zanešení

Zanášení samo o sobě nepoškozuje materiál výměníku, narušuje však jeho funkci a poškozuje ho tedy jako celek. Díky zanášení dochází ke změně tepelně-hydraulických podmínek a to může podpořit poškozování. Například v [61] a [62] je mimo jiné popisována eroze uvnitř trubek výměníku v místech, kde byly částečně zaneseny, což vedlo k lokálnímu zvýšení rychlosti proudění média.

9.2.4 Omezení poškození výměníku

[60] poskytuje za účelem omezení poškozování výměníků následující obecná doporučení:

- Používání korozivzdorných materiálů a vyložení
- Přidávání korozních inhibitorů do médií
- Omezení štěrbin a zón stagnujícího proudění
- Optimální a rovnoměrné rychlosti proudění
- Použití pevných neabsorbujících těsnění, např. z teflonu
- Minimalizace tahových a zbytkových napětí na površích
- Zohlednění režimů najíždění a odstávky při návrhu
- Výběr vhodných materiálů s ohledem na galvanickou řadu
- Povrchové nátěry a úpravy, elektrochemická ochrana
- Udržování čistoty povrchů (pravidelné čištění) i médií (filtry)

- Vyhnout se použití hliníkových slitin pokud hrozí erozní koroze

Poškození zařízení může mít závažné důsledky v klíčových a potenciálně nebezpečných provozech jako jsou jaderné elektrárny. Proto je výzkumu poškození v této oblasti věnována značná pozornost a vznikají velké mezinárodní projekty jako např. NURESIM [31] nebo NULIFE³⁵, které tuto problematiku řeší velmi komplexně a do hloubky.

9.3 ANALÝZY POMOCÍ MKP

Jak již bylo zmíněno dříve, není ještě rozhodnuto, která technologie bude pro MKP výpočty použita. Na obecný postup to však nemá vliv. V následujícím textu budou popsány základní analýzy, s nimiž se v navrhovaném softwaru počítá.

Norma [1] umožňuje jako alternativu k návrhu pomocí vzorců návrh pomocí analýzy. Při tom se používají dva základní přístupy - metoda založená na kategorizaci napětí a přímá metoda. V této práci bude použita metoda založená na kategorizaci napětí, a to zejména z důvodu menší výpočtové náročnosti vyžadovaných analýz.

Metoda založená na kategorizaci napětí

Tato metoda byla vyvinuta pro hodnocení výsledků lineárních statických analýz s použitím lineárně elastického materiálu. Tyto analýzy se díky své jednoduchosti používají nejčastěji. Nevýhodou je nepřesnost simulace s ohledem na reálné podmínky. Tepelné výměníky a procesní aparáty jsou často navrhovány tak, že je na některých místech při provozním zatížení překračována mez kluzu a materiál se chová plasticky. Zohlednění plasticity v MKP analýze však vede na nelineární výpočet, který je náročnější. Plastické chování materiálu lze však přibližně zohlednit při hodnocení výsledků elastické analýzy právě pomocí kategorizace napětí.

Hodnocené napětí se dělí podle potenciální nebezpečnosti do několika kategorií. Základní dělení zahrnuje následující tři kategorie:

- Primární napětí: Toto napětí je v rovnováze s působícími zatíženími. Pokud dojde ke zvětšení zatížení a je dosaženo plasticity, nemůže dojít k prospěšné redistribuci napětí, primární napětí tedy není samo-omezující. Toto napětí má lineární průběh po tloušťce a lze jej rozdělit na membránovou a ohybovou složku. Membránová složka může mít globální nebo lokální charakter.
- Sekundární napětí: Toto napětí vzniká v oblastech geometrických diskontinuit a při použití materiálů s různými moduly pružnosti nebo tepelnými roztažnostmi. Ustoupení materiálu v plastickém stavu působícímu zatížení vede k poklesu tohoto zatížení, sekundární napětí je tedy samo-omezující. Toto napětí má stejně jako primární lineární průběh po tloušťce a je dáno membránovou a ohybovou složkou.
- Špičkové napětí: Tato napětí představují většinou povrchové odchylky od lineárního průběhu napětí v diskontinuitách. Nezpůsobují pozorovatelné deformace, ale mohou vést k únavě.

Nejvíce nebezpečné je primární globální membránové napětí. Vzniká jako odezva na zatížení tlakem, ze kterého se dá určit jeho minimální hodnota. Proto jsou i při použití návrhu podle analýzy nejmenší přípustné tloušťky plášťů dány návrhem podle vzorců, které vychází

³⁵ <http://www.vtt.fi/proj/nulife/>

ze zatížení tlakem. U aparátů mají tloušťky plášťů zásadní vliv na výrobní cenu. Díky výše zmíněnému pravidlu nelze u těchto zařízení čekat velké úspory materiálu při použití MKP. V případě výměníků lze použitím pokročilejších metod snížit tloušťku trubkovnic, což vede nejen k úspoře materiálu, ale i k celkovému zjednodušení výroby.

Pro výpočet elastických napětí tlakových nádob lze použít zjednodušený skořepinový model. Při použití skořepinového modelu mohou být výsledné hodnoty napětí v uzlech zkreslené. Napětí v těchto místech jsou nezbytná pro podrobné posouzení na únavu, pokud se nejedná o svary. Ke zjištění potřebných hodnot napětí lze využít „submodeling“. Jedná se o způsob detailního výpočtu napětí v podoblasti spočteného globálního modelu. Tato podoblast je namodelována detailněji než globální model, pro přesnější určení napětí a deformací je vhodné použít objemový submodel. Na hranice submodelu jsou jako okrajové podmínky interpolovány posuvy a natočení uzlů podle příslušných posuvů a natočení z globálního modelu. Také je třeba zadat stejné zatížení jako v případě globálního modelu.

V této práci se počítá s globálním modelem, který bude kombinací trubkových elementů pro reprezentaci trubek a skořepinových elementů pro reprezentaci ostatních komponentů. „Submodeling“ bude využit především za účelem přesného výpočtu špičkových napětí v uzlech, např. v nátrubcích a trubkovnicích. O něco jednodušší byl přístup použitý v [67], kde byla trubkovnice s pláštěm modelována objemovými prvky a trubky trubkovými prvky.

10 ZÁVĚR

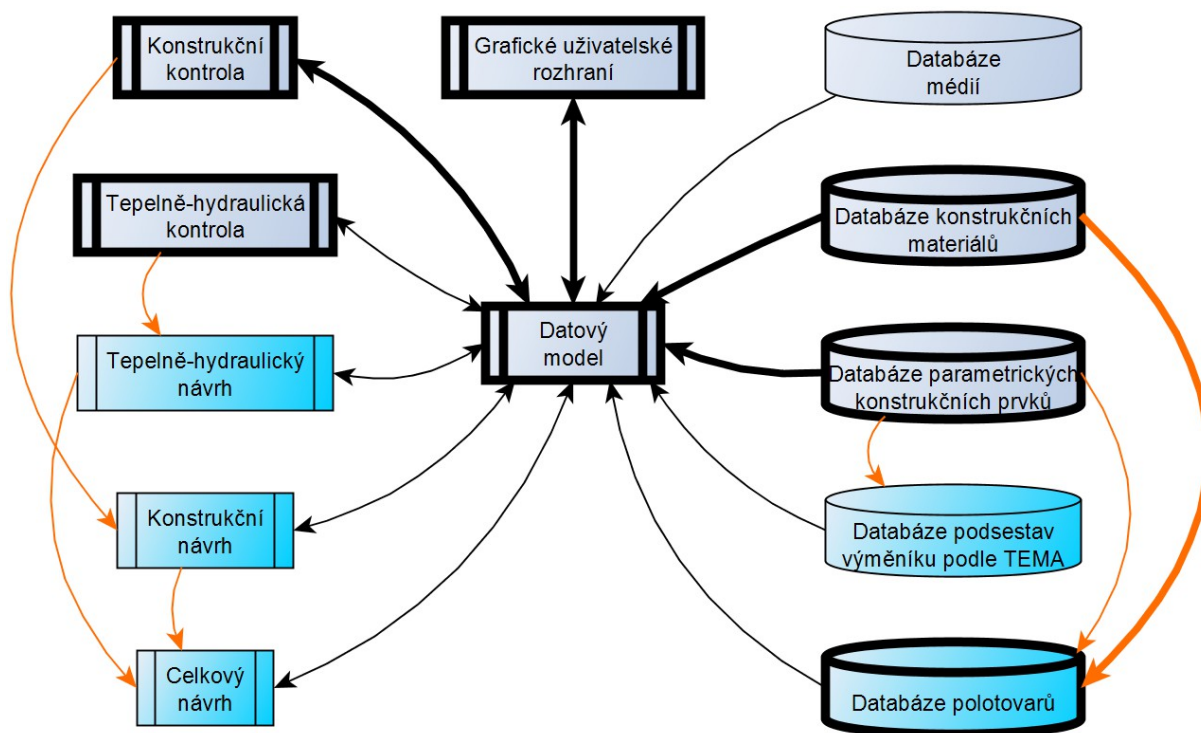
Tato práce je zaměřena na vývoj softwaru pro podporu konstrukčních návrhů a kontrol výměníků tepla se svazkem trubek v plášti. Návrhové postupy jsou v současné době velmi dobře algoritmizované v případě tepelně-hydraulického návrhu, konstrukční návrh je však algoritmizován pouze částečně a jeho efektivita i kvalita výsledného návrhu jsou závislé na zkušenostech konstruktéra. Metody použité v softwaru jsou navrženy tak, aby návrh i kontrola splňovaly požadavky normy ČSN EN 13445 [1].

10.1 SOUHRN DOSAVADNÍ PRÁCE

Protože by bylo příliš náročné tvořit celý software od základu, byly zmapovány dostupné softwary a knihovny, které by mohly být využity. Jako nejperspektivnější se jeví řešení pomocí programovacího jazyka Python s následujícími rozšířeními:

- wxPython pro grafické uživatelské rozhraní
- PythonOCC pro tvorbu a zobrazování 3D modelů výměníků

V rámci práce byly prozkoumány možnosti spolupráce mezi uvedenými softwary a knihovnami. Přehled vypracovaných částí softwaru ukazuje obrázek 35, kde jsou tlustými čarami zvýrazněné zpracované moduly a jejich integrace do softwaru. Kvalitu kódu nelze jednoduše změřit, rozsah zdrojového kódu je přes 19 000 řádků.



Obrázek 35: Schéma současného stavu softwaru

Souhrn práce:

- Koncepční návrh softwaru

- Vývoj a implementace datového modelu výměníku
- Návrh a tvorba databáze konstrukčních materiálů
- Implementace kontrolních výpočtů podle [1]
- Návrh a realizace grafického uživatelského rozhraní
- Vývoj algoritmů pro optimalizaci konstrukčních návrhů výměníků

Zmíněné části práce bylo třeba realizovat paralelně, aby spolu tvořily prakticky použitelný celek. Moduly pro kontrolní výpočty byly původně navrženy pro samostatné použití a současný způsob jejich integrace do prostředí softwaru není dokonalý.

V současné době lze software použít pro kontrolní výpočty konstrukčních uzlů v souladu s ČSN EN 13445 a pro rychlou tvorbu geometrie.

10.1.1 Datový model

Nejnáročnější částí práce byla tvorba datového modelu, obzvláště část popisující konstrukci výměníku, na kterou byly kladeny vysoké nároky. Měla umožnit, aby byly výměníky modelovány kombinací jednoduchých parametrických prvků. Geometrie výměníku je modelována jako víceúrovňová sestava, kde jsou jednotlivé prvky propojovány pomocí portů. Jednodušší alternativou k tomuto řešení by byla tvorba parametrických modelů výměníků jednotlivých typů, software by však mohl řešit jenom implementované typy výměníků. Použité řešení naproti tomu umožňuje vytvářet libovolné konstrukce, které jsou omezené pouze použitím implementované palety parametrických prvků a možnostmi jejich vzájemného spojení. S každou novou třídou prvků se tak významně rozšiřují možnosti softwaru.

Datový model výměníku a jeho okolí má význam i pro implementace metod hodnocení výměníku po nejrůznějších stránkách, protože obsahuje významnou část vstupních dat pro tyto metody.

10.1.2 Grafické uživatelské rozhraní

V současné době jsou výměníky navrhovány a kontrolovány ve specializovaných softwarech, kde má velký význam na efektivitu práce i grafické uživatelské rozhraní. Nutnost práce s mnoha parametry s sebou nese nároky na uživatelské rozhraní, které by mělo uživateli zajistit přehled nad všemi důležitými parametry a možnost nastavení nezávislých parametrů.

10.1.3 Databáze konstrukčních materiálů

V pevnostních výpočtech hrají důležitou roli materiálové charakteristiky, které se v profesionálních softwarech většinou nepoužívají izolovaně, ale ve formě objektové reprezentace jednotlivých materiálů. Uživatel tak pouhým výběrem materiálu definuje všechny potřebné charakteristiky pro výpočet, které s materiálem souvisí. Také v softwaru, který je předmětem této práce byla vytvořena malá databáze konstrukčních materiálů. Způsob definice hlavní třídy materiálů umožňuje velmi snadnou práci s materiálovými charakteristikami.

10.1.4 Databáze parametrických konstrukčních prvků

Pro účely definice konstrukce výměníku byly vytvořeny parametrické prvky, které odpovídají jednotlivým dílům výměníků. Podstatnou část jednotlivých parametrických prvků tvoří geometrie, kterou lze exportovat ve formátu STEP. Mezi implementované parametrické prvky patří válcový a kuželový plášť, polokulové a torosférické dno, krková příruba, trubkovnice, přepážka, trubkový svazek s rovnými trubkami a sedlová podpora. V navazující práci bude tato databáze rozšířena o další prvky.

10.1.5 Databáze polotovarů

Tato databáze je v počáteční fázi vývoje, byly zpracovány třídy pro plechové a trubkové polotovary, které lze přiřazovat konstrukčním prvkům. Databáze polotovarů je důležitá pro budoucí práci, zejména pro optimalizaci konstrukčních řešení výměníků.

10.1.6 Konstrukční kontrola

Pro účely práce byly implementovány metody pro kontrolní výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů v souladu s ČSN EN 13445 [1]. Integraci těchto modulů do softwaru je možné vylepšit, což bude součástí navazující práce.

10.1.7 Tepelně-hydraulická kontrola

Byl vytvořen jednoduchý modul pro účely kontrolních tepelně-hydraulických výpočtů výměníků podle příkladů v [18]. Integrace tohoto modulu do softwaru bude součástí budoucí práce.

10.2 BUDOUCÍ PRÁCE

Náplň budoucí práce bude zaměřena na dokončování a ladění vypracovaných částí softwaru a jejich propojení. Další práce pak bude zaměřena na vývoj zbývajících částí softwaru podle obrázku 35.

Normalizované postupy umožňují splnění základních předpokladů pro provozuschopnost výměníku, nepostihují však některé formy poškození, jako např. různé druhy koroze. Vyvinutý software tak představuje jakýsi základ, který bude možné v budoucnu snadno rozšiřovat o metody hodnocení těchto forem poškození. Dlouhodobým cílem je vývoj metod pro multidisciplinární optimalizace a pokročilé hodnocení zbytkové životnosti výměníků.

LITERATURA

- [1] ČSN EN 13445 *Netopené tlakové nádoby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
- [2] *Directive of the European Parliament and of the Council on the approximation of the laws of the Member States concerning pressure equipment*. 1997, p. 68p.
- [3] *PD 5500 Specification for unfired fusion welded pressure vessels*. British Standards Institution, 2012.
- [4] *AD 2000-Merkblatt*. Berlin: Beuth, 2004.
- [5] ČSN 690010 *Tlakové nádoby stabilní - Technická pravidla*. Praha: Vydavatelství norem, 1991.
- [6] ASME Boiler and Pressure Vessel Committee, American Society of Mechanical Engineers, ASME Boiler and Pressure Vessel Committee, and Subcommittee on Pressure Vessels, *Rules for construction of pressure vessels. an international code VIII, Division 1 VIII, Division 1*. New York, N.Y.: American Society of Mechanical Engineers, 2010.
- [7] TEMA, "Standards of the tubular exchanger manufacturers association," Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th ed, 2007.
- [8] R. C. Carbonari, P. A. Muñoz-Rojas, E. Q. Andrade, G. H. Paulino, K. Nishimoto, and E. C. N. Silva, "Design of pressure vessels using shape optimization: An integrated approach," *Int. J. Press. Vessels Pip.*, vol. 88, no. 5–7, pp. 198–212, May 2011.
- [9] Liu, J.-S., Parks, G.T., and Clarkson, P.J., "Shape optimisation of axisymmetric cylindrical nozzles in spherical pressure vessels subject to stress constraints," *Int. J. Press. Vessels Pip.*, vol. 78, pp. 1–9, 2001.
- [10] W.-S. Choi, T.-W. Kim, and K.-S. Seo, "Shape optimization of a perforated pressure vessel cover under linearized stress constraints," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 238, no. 9, pp. 2468–2472, Sep. 2008.
- [11] J. E. Kelly, *IBM's Watson and the era of cognitive computing*. New York: Columbia Business School Publishing, 2014.
- [12] A. O. Adelaja, S. J. Ojolo, and G. M. Sobamowo, "Computer Aided Analysis of Thermal and Mechanical Design of Shell and Tube Heat Exchangers," *Adv. Mater. Res.*, vol. 367, pp. 731–737, Oct. 2011.
- [13] "Future of Open Source Survey: OSS Powering New Technologies, Creating New Economics | North Bridge." [Online]. Available: <http://www.nbvp.com/future-open-source-survey-oss-powering-new-technologies-creating-new-economics>. [Accessed: 27-Apr-2014].
- [14] K. K. P., "Demonstrating the Usefulness of CAELinux for Computer Aided Engineering using an Example of the Three Dimensional Reconstruction of a Pig Liver," *ArXiv12108418 Phys.*, Oct. 2012.
- [15] G. F. Hewitt, Ed., *Heat exchanger design handbook, 1998*. New York: Begell House, 1998.
- [16] A. Şencan Şahin, B. Kılıç, and U. Kılıç, "Design and economic optimization of shell and tube heat exchangers using Artificial Bee Colony (ABC) algorithm," *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 11, pp. 3356–3362, Oct. 2011.
- [17] P. Stehlik, J. Kohoutek, and J. Němčanský, *TEPELNÉ POCHODY Výpočet výměníku tepla*, UČEBNÍ TEXTY VYSOKÝCH ŠKOL. Nakladatelství VUT Brno.
- [18] G. F. Hewitt, *Process heat transfer*. Boca Raton: CRC Press : Begell House, 1994.
- [19] "Pressure Vessel Design Software | Heat Exchanger, Air Cooler, Tank." [Online]. Available: <http://www.bentley.com/en-US/Products/Bentley+AutoPIPE+Vessel/>. [Accessed: 06-May-2014].
- [20] "CEA Systems | CodeX - Software for Pressure Vessel Design." [Online]. Available: <http://www.ceasystems.com/4d-mechanical-engineering/codex-2/>. [Accessed: 06-May-2014].
- [21] "COMPRESS | ASME Pressure Vessel Design Software | Codeware." [Online]. Available: <https://www.codeware.com/compress/>. [Accessed: 06-May-2014].
- [22] "thinkCEI - DesignCalcs." [Online]. Available: <http://www.thinkcei.com/products/designcalcs>. [Accessed: 06-May-2014].
- [23] "Lauterbach Verfahrenstechnik - Software and Engineering for Pressure Vessel Design and Heat Exchanger Design." [Online]. Available: <http://www.lv-soft.com/software/fachbereiche/apparate/index.htm>. [Accessed: 06-May-2014].
- [24] "Intergraph PV Elite - Pressure Vessel and Heat Exchanger Analysis and Design." [Online]. Available: <http://www.coade.com/products/pv-elite>. [Accessed: 06-May-2014].
- [25] "Sage - Strength Calculations." [Online]. Available: <http://www.sage.cz/calculation.html>. [Accessed: 06-May-2014].
- [26] "Sant'Ambrogio Servizi Industriali - Pressure vessels software and design." [Online]. Available: <http://www.sant-ambrogio.it/?lang=en>. [Accessed: 24-May-2014].

- [27] “Product information / OhmTech - OhmTech.” [Online]. Available: http://www.ohmtech.no/index.php/ohmtech/product_information. [Accessed: 06-May-2014].
- [28] “Acquisition History.” [Online]. Available: <http://investors.ansys.com/company-information/acquisition-history.aspx>. [Accessed: 02-May-2014].
- [29] N. Rappin, *wxPython in action*. Greenwich, CT: Manning Pub, 2006.
- [30] “Code_Aster: Analysis of Structures and Thermomechanics for Studies & Research.”
- [31] C. Chauliac, J.-M. Aragonés, D. Bestion, D. G. Cacuci, N. Crouzet, F.-P. Weiss, and M. A. Zimmermann, “NURESIM – A European simulation platform for nuclear reactor safety: Multi-scale and multi-physics calculations, sensitivity and uncertainty analysis,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 241, no. 9, pp. 3416–3426, Sep. 2011.
- [32] *ANSYS Parametric Design Language Guide*. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2011.
- [33] *UIDL Programmer's Guide*. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2005.
- [34] *ANSYS Mechanical APDL Programmer's Manual*. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2011.
- [35] *Workbench Scripting Guide*. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2011.
- [36] *ANSYS Workbench External Connection Add-In Guide*. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2011.
- [37] *ČSN EN 764-1 Tlaková zařízení - Část 1: Terminologie - Tlak, teplota, objem, jmenovitá světlost*. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [38] X. Chen, S. Gao, Y. Yang, and S. Zhang, “Multi-level assembly model for top-down design of mechanical products,” *Comput.-Aided Des.*, vol. 44, no. 10, pp. 1033–1048, Oct. 2012.
- [39] H. A. van der Meiden and W. F. Bronsvort, “A non-rigid cluster rewriting approach to solve systems of 3D geometric constraints,” *Comput.-Aided Des.*, vol. 42, no. 1, pp. 36–49, Jan. 2010.
- [40] “Cheetah, Creo, and 2D geometric constraint solvers.” [Online]. Available: <http://www.3dcadworld.com/cheetah-creo-2d-geometric-constraint-solvers/>. [Accessed: 16-Apr-2014].
- [41] “Cloud Invent - beyond parametrics with Cheetah Solver.” [Online]. Available: <http://www.cloud-invent.com/Cheetah.aspx>. [Accessed: 16-Apr-2014].
- [42] R. Mantripragada and D. D. E. Whitney, “The Datum Flow Chain: A systematic approach to assembly design and modeling,” *Res. Eng. Des.*, vol. 10, no. 3, pp. 150–165, Sep. 1998.
- [43] R. Anantha, G. A. Kramer, and R. H. Crawford, “Assembly modelling by geometric constraint satisfaction,” *Comput.-Aided Des.*, vol. 28, no. 9, pp. 707–722, Sep. 1996.
- [44] C.-F. Chang and D.-B. Perng, “Assembly-part automatic positioning using high-level entities of mating features,” *Comput. Integr. Manuf. Syst.*, vol. 10, no. 3, pp. 205–215, Jul. 1997.
- [45] P. Singh and B. Bettig, “Port-Compatibility and Connectability Based Assembly Design,” *J. Comput. Inf. Sci. Eng.*, vol. 4, no. 3, p. 197, 2004.
- [46] *ČSN EN 10028-2 Ploché výrobky z oceli pro tlakové nádoby a zařízení - Část 2: Nelegované a legované oceli se stanovenými vlastnostmi pro vyšší teploty*. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [47] *ČSN EN 10216-2+A2 Bezešvé ocelové trubky pro tlakové nádoby a zařízení - Technické dodací podmínky - Část 2: Trubky z nelegovaných a legovaných ocelí se zaručenými vlastnostmi při zvýšených teplotách*. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [48] *ČSN EN 10217-7 Svařované ocelové trubky pro tlakové účely - Technické dodací podmínky - Část 7: Trubky z korozivzdorných ocelí*. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [49] *ČSN EN ISO 3506-1 Mechanické vlastnosti korozně odolných spojovacích součástí z korozivzdorných ocelí - Část 1: Šrouby*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.
- [50] *ČSN EN 10269 Oceli a niklové slitiny na upevňovací prvky pro použití při zvýšených a/nebo nízkých teplotách*. Praha: Český normalizační institut, 2001.
- [51] *ČSN EN 10216-5 Bezešvé ocelové trubky pro tlakové nádoby a zařízení - Technické dodací podmínky - Část 5: Trubky z korozivzdorných ocelí*. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [52] *ČSN EN 10222-2 Ocelové výkovky pro tlakové nádoby a zařízení - Část 2: Feritické a martenzitické oceli pro použití při vyšších teplotách*. Praha: Český normalizační institut, 2002.
- [53] P. Janíček, *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: Hledání souvislostí*. Brno: CERM, 2007.
- [54] J. Rudolph, S. Bergholz, B. Heinz, and B. Jou, “AREVA Fatigue Concept - A Three Stage Approach to the Fatigue Assessment of Power Plant Components,” in *Nuclear Power Plants*, S. H. Chang, Ed. InTech, 2012.
- [55] H. F. Li, C. F. Qian, and Q. B. Yuan, “Cracking simulation of a tubesheet under different loadings,” *Theor. Appl. Fract. Mech.*, vol. 54, no. 1, pp. 27–36, Aug. 2010.
- [56] P. R. Roberge, *Corrosion engineering: principles and practice*. New York: McGraw-Hill, 2008.
- [57] B. Malki and B. Baroux, “Computer simulation of the corrosion pit growth,” *Corros. Sci.*, vol. 47, no. 1, pp. 171–182, Jan. 2005.

- [58] B. H. Zhou and Z. Q. Zhai, "Failure probabilistic analysis of steam generator heat-transfer tubing with pitting corrosion," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 18, no. 5, pp. 1333–1340, Jul. 2011.
- [59] J. Koutský, *Degradační procesy a predikce životnosti*. Plzeň: Západočeská univerzita, 1995.
- [60] R. K. Shah, *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003.
- [61] Z.-G. Yang, Y. Gong, and J.-Z. Yuan, "Failure analysis of leakage on titanium tubes within heat exchangers in a nuclear power plant. Part I: Electrochemical corrosion," *Mater. Corros.*, vol. 63, no. 1, pp. 7–17, Jan. 2012.
- [62] Y. Gong, Z.-G. Yang, and J.-Z. Yuan, "Failure analysis of leakage on titanium tubes within heat exchangers in a nuclear power plant. Part II: Mechanical degradation," *Mater. Corros.*, vol. 63, no. 1, pp. 18–28, Jan. 2012.
- [63] M. Del Giacco, A. Weisenburger, P. Spieler, F. Zimmermann, F. Lang, A. Jianu, and G. Mueller, "Experimental equipment for fretting corrosion simulation in heavy liquid metals for nuclear applications," *Wear*, vol. 280–281, pp. 46–53, Mar. 2012.
- [64] H. M. Tawancy, "Failure of hydrocracker heat exchanger tubes in an oil refinery by polythionic acid-stress corrosion cracking," *Eng. Fail. Anal.*, vol. 16, no. 7, pp. 2091–2097, Oct. 2009.
- [65] K. Behseta and S. Schindler, "On the design of the tubesheet and the tubesheet-to-shell junction of a fixed tubesheet heat exchanger," *Int. J. Press. Vessels Pip.*, vol. 83, no. 10, pp. 714–720, Oct. 2006.
- [66] K. Behseta, D. Mackenzie, and R. Hamilton, "Plastic load evaluation for a fixed tube sheet heat exchanger subject to proportional loading," *Int. J. Press. Vessels Pip.*, vol. 92, pp. 11–18, Apr. 2012.
- [67] W. Jin, Z. Gao, L. Liang, J. Zheng, and K. Zhang, "Comparison of two FEA models for calculating stresses in shell-and-tube heat exchanger," *Int. J. Press. Vessels Pip.*, vol. 81, no. 6, pp. 563–567, Jun. 2004.

Seznam publikací autora

- [1] T. Létal, “Stabilita v procesním průmyslu,” in *Konference ANSYS 2009*, Praha, 2009, pp. 229–236.
- [2] T. Létal, “Stability of construction in process industry,” in *Computational mechanics 2009*, Plzeň, 2009, pp. 45–46.
- [3] T. Létal and R. Nekvasil, “Stress corrosion of heat exchanger,” in *Developments in Machinery Design and Control*, Bydgoszcz, 2009, pp. 61–62.
- [4] T. Létal and R. Nekvasil, “Stress corrosion of partially immersed heat exchanger u-tubes,” in *Materials of the 19th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2010 and the 7th European Congress of Chemical Engineering ECCE-7*, Praha, 2010, pp. 1205–1205.
- [5] P. Lošák, T. Létal, and R. Nejezchleb, “Damage of tubular equipment in process industry,” *An international Journal of Science, Engineering and Technology World Academy of Science Engineering and Technology*, vol. 2011, no. 59, pp. 610 – 612, Nov. 2011.
- [6] R. Nekvasil, Z. Jegla, T. Létal, and P. Lošák, “Analýza poškození zařízení pro výrobu páry,” *All for Power*, vol. 5, no. 2, pp. 114 – 116, Jan. 2011.
- [7] T. Létal, “Software Tool for Creating and Modifying Parametric Shell and Tube Heat Exchanger Geometry“, *Chemical Engineering Transactions*, Accepted, awaiting press, 2014.

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Protokol kontrolního výpočtu kuželového přechodu

Příloha 2: Protokol kontrolního výpočtu otvoru ve válcovém plášti

Příloha 3: Protokol kontrolního výpočtu otvoru v torosférickém dně

Příloha 4: Protokol kontrolního výpočtu plochého dna s odlehčovací drážkou

Příloha 5: Protokol kontrolního výpočtu sedlové podpěry

Příloha 6: CD

- Elektronická verze práce
- Software pro pevnostní kontrolu výměníků

Příloha 1: Protokol kontrolního výpočtu kuželového přechodu

KONTROLNÍ VÝPOČET KUŽELOVÉHO PŘECHODU

Podmínky

Temp	120	° C	
P	2.4	MPa	
Pext	0.7	MPa	
c	2	mm	

Parametry kužele

materiál	P265GH	plech	
z	0.85	-	kap. 5.6
Lc	500	mm	
rL	50	mm	
L	4500	mm	obr. 8.5-2
en	15	mm	obr. 7.6-1/2/4
th	0.15	mm	kap. 5.2.3
offset	150	mm	

Parametry velké podstavy

materiál	P265GH	plech	
DiL	1150	mm	
enL	12	mm	kap. 5.2.3
thL	0.15	mm	kap. 5.2.3

Parametry malé podstavy

materiál	P265GH	plech	
DiS	700	mm	
enS	10	mm	kap. 5.2.3
thS	0.15	mm	kap. 5.2.3

Kontrolní výpočet otvoru ve válcovém plášti pro podmínky návrhu

*****KUŽELOVÝ PŘECHOD - Vnitřní tlak*****

Kuželový přechod - kontrola zatížení vnitřním tlakem při provozu

Dovolená namáhání; velká podstava, kužel, malá podstava

fVv	155.867	MPa	tab. 6-1
fK	155.867	MPa	tab. 6-1
fMV	155.867	MPa	tab. 6-1

Podmínka: $\alpha \leq 75$, $37.833 < 75$ OK

Podmínka: $e_{\text{cona}} \cdot \cos(\alpha) / D_c > 0.001$, $0.0087502 > 0.001$ OK

Podmínka: $e_{\text{cona}} \cdot \cos(\alpha) / d_c > 0.001$, $0.014338 > 0.001$ OK

Podmínka: $L_{3n} \geq L_3$, $150.24 = 150.24$ OK

Podmínka: $L_{4n} \geq L_4$, $74.543 = 74.543$ OK

7.6.4: Poslední iterace návrhu e_{min}

L2	133.708	mm	vz. 7.6-10)
Dk	1046.97	mm	vz. 7.6-8
e_{min}	12.1165	mm	vz. 7.6-2

Zadaná hodnota e_{min} = 15 mm, minimální přípustná hodnota e_{min} = 14.267 mm

vytíženost: 95.11 % OK

7.6.7.2: Poslední iterace návrhu e_j

e_{cylL}	10.5113	mm	vz. 7.4-1)
D_c	1160.51	mm	
r_o	0.2361	-	vz. 7.6-18
γ_a	1.10652	-	vz. 7.6-19
β_a	1.18914	-	vz. 7.6-17
e_j	9.60177	mm	vz. 7.6-20

Zadaná hodnota e_{minL} = 12 mm, minimální přípustná hodnota e_{minL} = 12.661 mm

vytíženost: 105.51 % NOT OK

Podmínka: $L_{1n-x} \geq 0.5 \cdot L_1$, $132.5 > 53.443$ OK

Podmínka: $L_{2n-x} \geq 0.7 \cdot L_2$, $252.11 > 134.62$ OK

Zadaná hodnota $e_{2\text{minL}}$ = 15 mm, minimální přípustná hodnota $e_{2\text{minL}}$ = 14.267 mm

vytíženost: 95.11 % OK

7.6.8.2: Poslední iterace návrhu e_{minS}

e_{cylS}	6.39821	mm	vz. 7.4-1)
e_{2S}	12.85	mm	kap. 5.2.3
D_{cS}	706.398	mm	
τ	2.47493	-	vz. 7.6-23/24

betaH	1.55696	-	vz. 7.6-25
e1S	9.96177	mm	vz. 7.6-26*

*odvozeno

Zadaná hodnota e1minS = 10 mm, minimální přípustná hodnota e1minS = 12.112 mm
vytíženost: 121.12 % NOT OK

7.6.7.1 a - plynulý přechod anuloidu do plášťů:

Podmínka: e1n = e2n, 12 < 15 NOT OK

7.6.7.1 b - podmínka zakřivení anuloidu:

Podmínka: $R < 0.3 \cdot D_c$, $50 < 348.63$ OK

Zadaná hodnota cPmax = 2.4 MPa, maximální přípustná hodnota cPmax = 2.2452 MPa
vytíženost: 106.89 % NOT OK

Zadaná hodnota dPmax = 2.4 MPa, maximální přípustná hodnota dPmax = 2.5439 MPa
vytíženost: 94.344 % OK

7.6.7.3: Maximální přípustný tlak v přechodu s anuloidem

ea	9.85	mm	
Pmaxc	2.54389	MPa	kap. 7.6.7.3 d

7.6.7.3: Maximální přípustný tlak v přechodu s anuloidem u velké podstavy

ej	9.85	mm	
PcylL	2.24521	MPa	kap. 7.6.7.3 c
ro	0.232946	-	vz. 7.6-18
gamma1	1.10445	-	vz. 7.6-19
Pmax1L	2.48765	MPa	kap. 7.6.7.3 f
PmaxL	2.24521	MPa	

Zadaná hodnota fPmax = 2.4 MPa, maximální přípustná hodnota fPmax = 2.4876 MPa
vytíženost: 96.477 % OK

Zadaná hodnota aPmax = 2.4 MPa, maximální přípustná hodnota aPmax = 2.9214 MPa
vytíženost: 82.152 % OK

Zadaná hodnota cPmax = 2.4 MPa, maximální přípustná hodnota cPmax = 1.9657 MPa
vytíženost: 122.1 % NOT OK

7.6.8.3: kontrola přechodu u malé podstavy a maximální přípustný tlak

PcylS	2.92141	MPa	vz. 7.4-3
s	1.63694	-	vz. 7.6-22
tau	2.95273	-	vz. 7.6-24
betaH	1.498	-	vz. 7.6-25

Pmax1S	1.96567	MPa	vz. 7.6-27
Pmax	1.96567	MPa	kap. 7.6

Zadaná hodnota P = 2.4 MPa, maximální přípustná hodnota P = 1.9657 MPa
vytíženost: 122.1 % NOT OK

Některé podmínky platnosti výpočtu nebyly splněny!

Pevnost komponentu je nedostatečná, maximální vytížení dosahuje 122.1 %.

*****KUŽELOVÝ PŘECHOD - Vnější tlak*****

8.6.1: Podmínky platnosti

Podmínka: $\alpha \leq 75^\circ$, $37.833 < 75$

OK

8: Předběžné výpočty

S	1.5	-	vz. 8.4.4-1/2
Rmean	470.635	mm	obr. 8.6-3
Rmax	591.27	mm	obr. 8.6-3
Sige	233.8	MPa	vz. 8.4.2-1

nejnebezpečnější počet vln $n = 2$, $\epsilon = 0.00022243$

8.6.3: Zborcení mezi výztuhami

py	4.01308	MPa	vz. 8.6.3-1
Z	0.2595	mm	vz. 8.5.2-7
n	2	-	
pm	1.18267	MPa	vz. 8.6.3-2
Pmax	0.394703	MPa	

Zadaná hodnota Pmax = 0.7 MPa, maximální přípustná hodnota Pmax = 0.3947 MPa
vytíženost: 177.35 % NOT OK

Všechny podmínky platnosti výpočtu byly splněny.

Přehled tlaků

Studený stav

Pmax	2.54707	MPa	
------	---------	-----	--

Provozní stav

Pmax	1.96567	MPa	
------	---------	-----	--

Tlaková zkouška

--	--	--	--

Pmax	2.54707	MPa	
------	---------	-----	--

Zkušební tlaky

Ptmin	3.432	MPa	
Ptmax	2.54707	MPa	

Zadaná hodnota Pt = 3.432 MPa, maximální přípustná hodnota Pt = 2.5471 MPa
vytíženost: 134.74 % NOT OK

Příloha 2: Protokol kontrolního výpočtu otvoru ve válcovém plášti

KONTROLNÍ VÝPOČET OTVORU ve VÁLCOVÉ SKOŘEPINĚ

Podmínky

Temp	120	° C	
P	2.4	MPa	
Pext	0.7	MPa	
c	2	mm	
skupina	3		

Parametry válcové skořepiny

materiál	P265GH	plech	
z	0.85	-	kap. 5.6
Des	1174	mm	
en	12	mm	
th	0.15	mm	kap. 5.2.3
Ls	300	mm	
Ln	0	mm	

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0425, P265GH, plech, 120°C

polotovár=12 mm

Rm=410 MPa, Rp0,2=265 MPa, Rp0,2t=234 MPa, Rp1,0=0 MPa, Rp1,0t=0 MPa

f=155.87 MPa, fA=170.83 MPa, ftest=252.38 MPa, E=204576 MPa

Parametry hrdla

typ hrdla	vsazene	-	
materiál	P235GH	plech	
z	1	-	
deb	250	mm	
enb	24	mm	
th	0.1	mm	kap. 5.2.3
Lb	220	mm	
fipr	40	°	
fipo	10	°	
ridSvar	True		

theta	θ	$^{\circ}$	
esap	θ	mm	
Lbi	θ	mm	
viko	venku	str	umístění víka
wa	300	mm	9.7.2.1a
wb	3950	mm	9.7.2.1b
wc	inf	mm	9.7.2.1c

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0345, P235GH, plech, 120°C

polotovár=24 mm

Rm=360 MPa, Rp0,2=225 MPa, Rp0,2t=199 MPa, Rp1,0=0 MPa, Rp1,0t=0 MPa

f=132.67 MPa, fA=150 MPa, ftest=214.29 MPa, E=204576 MPa

Kontrolní výpočet otvoru ve válcovém plášti pro podmínky návrhu

*****OTVOR VE VÁLCOVÉ SKOŘEPINĚ*****

Zadaná hodnota eab = 21.9 mm, minimální přípustná hodnota eab = 2.6323 mm

vytíženost: 12.02 % OK

9.7 Otvory v blízkosti diskontinuit skořepiny

Podmínka: w >= wmin, 300 > 29.55 OK

Podmínka: w >= wmin, 3950 > 110.76 OK

Podmínka: w >= wmin, inf > 29.55 OK

9.4.6 Efektivní tloušťka hrdel

Podmínka: enb/eas <= eab/eas(dib/2ris), 2.4365 > 2 NOT OK

Podmínka: eab/eas <= eab/eas(di/2ri), 2.2234 < 3 OK

Jedna z následujících dvou podmínek musí být splněna:

Podmínka: Ln > min(.5deb+2eas,.5deb+40), 0 < 144.7 NOT OK

Podmínka: Ln < dib/6, 0 < 34.367 OK

9.5 Osamocené otvory

Rádus ovlivněné oblasti skořepiny je 232.084 mm

Nejedná se o malý otvor podle 9.5-18.

Zadaná hodnota pA = 3.4407e+05 N, maximální přípustná hodnota pA = 3.6663e+05

N

vytíženost: 93.847 % OK

Kontrola v podélném řezu

fs	155.867	MPa	
fb	132.667	MPa	
fob	132.667	MPa	
Lbo	70.6781	mm	9.5-76
Lbap	70.6781	mm	9.5-82
a	126.928	mm	9.5-90/108
ris	577.15	mm	9.5-91
Lso	107.084	mm	9.5-92

Lsap	107.084	mm	9.5-93
Aps	135060	mm ²	9.5-94
Apfi	0	mm ²	9.5-112
Lbiap	0	mm	9.5-77
Afb	1547.85	mm ²	9.5-78
Afs	1054.77	mm ²	9.5-79
Apb	8302.44	mm ²	9.5-84
силаP	344070	N	9.5-7
силаF	366629	N	9.5-7
Pmax	2.55594	MPa	9.5-10/12

Podmínka: $f_i \leq \text{asin}(1-\text{delta}f_i)$, $40 < 51.744$

OK

Kontrola v příčném řezu

deltafi	0.214749	-	9.5-107
rms	582.075	mm	9.5-110
deltafi	0.214749	-	9.5-111
a	171.171	mm	9.5-109
Apfi	17838.6	mm ²	9.5-112
Aps	79617.8	mm ²	9.5-115
силаP	232415	N	9.5-7
силаF	366629	N	9.5-7
Pmax	3.76756	MPa	9.5-10/12

Zadaná hodnota $p_{Ap} = 2.3242e+05$ N, maximální přípustná hodnota $p_{Ap} = 3.6663e+05$ N

vytíženost: 63.392 %

OK

Zadaná hodnota $P = 2.4$ MPa, maximální přípustná hodnota $P = 2.5559$ MPa

vytíženost: 93.899 %

OK

KONTROLA PODLE ČSN EN 13445-3 16.5

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0425, P265GH, plech, 120.0°C

polotovár=12 mm

$R_m=410$ MPa, $R_{p0.2}=265$ MPa, $R_{p0.2t}=234$ MPa, $R_{p1.0}=0$ MPa, $R_{p1.0t}=0$ MPa

$f=155.87$ MPa, $f_A=170.83$ MPa, $f_{test}=252.38$ MPa, $E=204576$ MPa

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0345, P235GH, plech, 120.0°C

polotovár=24 mm

$R_m=360$ MPa, $R_{p0.2}=225$ MPa, $R_{p0.2t}=199$ MPa, $R_{p1.0}=0$ MPa, $R_{p1.0t}=0$ MPa

$f=132.67$ MPa, $f_A=150$ MPa, $f_{test}=214.29$ MPa, $E=204576$ MPa

9: Předběžné výpočty

z	0.85	-	viz. 5.6
z _b	1	-	viz. 5.6
e _{as}	9.85	mm	-
e _{ab}	21.9	mm	-
f _s	132.487	MPa	
f _b	132.667	MPa	

Lokální zatížení nátrubku

FL	3	kN	
FC	1	kN	
FZ	2	kN	
M _x	1	kNm	
M _y	2	kNm	
M _t	10	kNm	

16.5 Předběžné výpočty

e _c	9.85	mm	16.4-2
d	228.1	mm	
D	1164.15	mm	
λ_C	2.13011	-	16.4-5

16.5.3 Podmínky platnosti

- a)
Podmínka: $0,001 \leq e_a/D \leq 0,1$, $0.001 < 0.0084611 < 0.1$ OK
- b)
Podmínka: $\lambda_C \leq 10$, $2.1301 < 10$ OK
- c)
Podmínka: $L_z \geq (D \cdot e_c)^{0.5}$, $300 > 107.08$ OK
- d)
Podmínka: $L_{eb} \geq (d \cdot e_{ab})^{0.5}$, $220 > 70.678$ OK

16.5.5 Maximální dovolená zatížení

F _{Zmax}	33.9157	kN	16.5-3
M _{xmax}	3.81008	kNm	16.5-5

Mymax	9.85494	kNm	16.5-7
-------	---------	-----	--------

PD5500:2003, G.2.3.6.3 Shear stress formulae

τ_{Mt}	10.341	MPa	G.2.3-8
τ_{FL}	0.775577	MPa	G.2.3-9
τ_{FC}	0.258526	MPa	G.2.3-10
τ	11.1586	MPa	
$\Phi\tau$	0.10528	-	

Napětí $\tau = 11.159$ MPa, maximální přípustná hodnota $0,8 \cdot f = 105.99$ MPa
vytíženost: 10.528 % OK

16.5.6 Kombinace vnějších zatížení a vnitřního tlaku

ΦP	0.938989	-	16.5-9
ΦZ	0.0589698	-	16.5-10
ΦB	0.331771	-	16.5-11

Spočtený poměr pro $|\Phi P| = 0.93899$, přípustná hodnota $1,0 = 1$
vytíženost: 93.899 % OK

Spočtený poměr pro $|\Phi Z| = 0.05897$, přípustná hodnota $1,0 = 1$
vytíženost: 5.897 % OK

Spočtený poměr pro $|\Phi B| = 0.33177$, přípustná hodnota $1,0 = 1$
vytíženost: 33.177 % OK

Napětí $\tau = 11.159$ MPa, maximální přípustná hodnota $0,8 \cdot f = 105.99$ MPa
vytíženost: 10.528 % OK

Spočtený poměr pro $\{[\max(|\Phi P/C4 + \Phi Z|; |\Phi Z|;$
 $|\Phi P/C4 - 0,2\Phi Z|)]^2 + |\Phi B|^2 + |\Phi\tau|^2\}^{.5} = 1.0569$, přípustná hodnota $1,0 = 1$
vytíženost: 105.69 % NOT OK

16.5.7 Rozkmity napětí a jejich kombinace

ΔP	2.4	MPa	16.5-16
ΔFC	1	kN	16.5-17*
ΔFL	3	kN	16.5-17*
ΔFZ	2	kN	16.5-17
ΔM_x	1	kNm	16.5-18
ΔM_y	2	kNm	16.5-19
ΔMt	10	kNm	16.5-19*
$\Delta\tau$	3.16228	kN	

σ_P	282.866	MPa	16.5-21
σ_{FZ}	17.5786	MPa	16.5-22
σ_{Mx}	78.2384	MPa	16.5-23
σ_{My}	60.4965	MPa	16.5-24
σ_T	0	MPa	(G.4)
τ_{FL}	0.775577	MPa	
τ_{FC}	0.258526	MPa	
τ_{Mt}	10.341	MPa	
τ	11.1586	MPa	

Napětí $|\sigma_T + ((\sigma_P + \sigma_{FZ})^2 + (\sigma_{Mx} + \sigma_{My})^2)^{.5}| = 330.93$ MPa, maximální přípustná hodnota $3f = 397.46$ MPa

vytíženost: 83.261 %

OK

16.5.8 Podélná napětí v hrdle

(Tento článek může být ignorován u hrdel, která jsou určena pro spojení s potrubím stejné pevnosti (tloušťka vynásobená dovoleným namáháním).)

Napětí $P \cdot d / (4 \cdot eab) + 4 \cdot (M_x^2 + M_y^2)^{.5} / (\pi \cdot d^2 \cdot eab) + FZ_{plus} / (\pi \cdot d \cdot eab) = 8.8754$ MPa, maximální přípustná hodnota $f_b = 132.67$ MPa

vytíženost: 6.69 %

OK

16.14 Globální zatížení - limity F_{max} a M_{max}

σ_E	199	MPa	8.4.2-1
E	204576	MPa	
K	119.428	-	16.14-15
alfa	0.809197	-	16.14-16
DELTA	0.648965	-	16.14-19
σ_{Call}	129.144	MPa	16.4-20
F_{tmax}	2082	kN	16.14-1
F_{cmax}	2026.72	kN	16.14-2
M_{max}	115.574	kNm	16.14-3

Spočtený poměr pro $MB/M_{max} + |FZ|/F_{max} = 0.019348$, přípustná hodnota $1,0 = 1$
vytíženost: 1.9348 %

OK

PD5500 B.3.2 Stress components in nozzle neck

τ_{Mth}	5.58709	MPa	B-5
--------------	---------	-----	-----

τ_{FLh}	0.382324	MPa	G.2.3-9*
τ_{FCh}	0.127441	MPa	G.2.3-10*
τ_h	5.99009	MPa	
σ_Φ	11.2986	MPa	B-3
σ_{ZA}	7.73298	MPa	B-4
σ_{ZB}	2.73574	MPa	B-4

f1A1	15.7656	MPa	B-1
f1B1	14.3801	MPa	B-1
f1A2	3.26603	MPa	B-2
f1B2	-0.345692	MPa	B-2
f _m A	16.9656	MPa	B-12
f _m B	15.5801	MPa	B-12

Napětí $\max(f_{mA}, f_{mB}) = 16.966$ MPa, maximální přípustná hodnota $f_b = 132.67$ MPa

vytíženost: 12.788 %

OK

Některé podmínky platnosti výpočtu nebyly splněny!

Pevnost komponentu je nedostatečná, maximální vytížení dosahuje 105.69 %.

Přehled tlaků

Studený stav

P _{max}	2.98493	MPa	
------------------	---------	-----	--

Provozní stav

P _{max}	2.55594	MPa	
------------------	---------	-----	--

Tlaková zkouška

P _{max}	4.82706	MPa	
------------------	---------	-----	--

Zkušební tlaky

P _{tmin}	3.432	MPa	
P _{tmax}	4.82706	MPa	

Zadaná hodnota $P_t = 3.432$ MPa, maximální přípustná hodnota $P_t = 4.8271$ MPa

vytíženost: 71.099 %

OK

Příloha 3: Protokol kontrolního výpočtu otvoru v torosférickém dně

KONTROLNÍ VÝPOČET OTVORU V KLENUTÉM DNĚ

Podmínky

Temp	120	° C	
P	2.4	MPa	
Pext	0.7	MPa	
c	2	mm	
skupina	3		

Parametry klenutého dna

materiál	P265GH	plech	
z	0.85	-	kap. 5.6
R	939.2	mm	
Des	1174	mm	
en	12	mm	
th	0.15	mm	kap. 5.2.3
Ls	300	mm	
Ln	0	mm	

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0425, P265GH, plech, 120°C

polotovár=12 mm

R_m=410 MPa, R_{p0.2}=265 MPa, R_{p0.2t}=234 MPa, R_{p1.0}=0 MPa, R_{p1.0t}=0 MPa

f=155.87 MPa, f_A=170.83 MPa, f_{test}=252.38 MPa, E=204576 MPa

Parametry hrdla

typ hrdla	vsazene	-	
materiál	P235GH	plech	
z	1	-	
deb	250	mm	
enb	24	mm	
th	0.1	mm	kap. 5.2.3
Lb	220	mm	
fipr	40	°	
rb	200	°	

ridSvar	True		
esap	0	mm	
Lbi	0	mm	
viko	venku	str	umístění víka

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0345, P235GH, plech, 120°C

polotovary=24 mm

Rm=360 MPa, Rp0,2=225 MPa, Rp0,2t=199 MPa, Rp1,0=0 MPa, Rp1,0t=0 MPa

f=132.67 MPa, fA=150 MPa, ftest=214.29 MPa, E=204576 MPa

Kontrolní výpočet otvoru ve válcovém plášti pro podmínky návrhu

*****OTVOR V TOROSFÉRICKÉM DNĚ*****

9: Připojení hrdla

Hrdlo protíná řídicí svar svar skořepiny (9.5.2.3.2.1)

Afw	0	mm2	zjednodušení
Phi	40	°	zadáno

Podmínka: $eab/eas \leq eab/eas(dib/2ris)$, $2.4365 > 2$

NOT OK

Podmínka: $eab/eas \leq eab/eas(di/2ri)$, $2.2234 < 3$

OK

Jedna z následujících dvou podmínek musí být splněna:

Podmínka: $Ln > \min(.5deb+2eas, .5deb+40)$, $0 < 144.7$

NOT OK

Podmínka: $Ln < dib/6$, $0 < 34.367$

OK

(Rádus ovlivněné oblasti skořepiny je 261.52 mm)

Nejedná se o malý otvor podle 9.5-18.

Zadaná hodnota eab = 21.9 mm, minimální přípustná hodnota eab = 2.6323 mm

vytíženost: 12.02 %

OK

9: Předběžné výpočty

eas	9.85	mm	
eab	21.9	mm	
Ris	941.2	mm	vz. 9.5-4
dib	206.2	mm	
fs	132.487	MPa	
fb	132.667	MPa	
fob	132.487	MPa	

Předpokládá se, že víko otvoru není uvnitř skořepiny.

9.7.2.4 Otvory v eliptických a torosférických dnech

Podmínka: $w \geq w_{min}$, $136.45 > 0$

OK

9.7.3 Pravidla pro wp

Podmínka: $w \leq wp$, $136.45 < 136.52$

OK

=>Hodnota Ls byla snížena na 136.445 mm!

9.5.2.4.5.6 Všeobecně pro hrdla šikmá ke kulovým skořepinám a klenutým dnům
Podmínka: $f_i \leq \text{asin}(1-\text{delta}f_i)$, $40 < 60.213$ OK

Lbo	70.6781	mm	9.5-76
Lbap	70.6781	mm	9.5-82
Lso	136.523	mm	9.5-100
Lsap	136.445	mm	9.5-101
rms	946.125	mm	9.5-118
deltafi	0.132118	-	9.5-117
a	165.857	mm	9.5-119
Lbiap	0	mm	9.5-77

Kontrola v řezu
Vsazené hrdlo

Aps	141523	mm ²	9.5-42
Apfi	17838.6	mm ²	9.5-112
Apb	8302.44	mm ²	9.5-84
силаP	380986	N	9.5-7

Afw	0	mm ²	
Afb	1547.85	mm ²	9.5-78
Afs	1343.98	mm ²	9.5-79
силаF	379659	N	9.5-7

Pmax	2.39171	MPa	9.5-10/12
------	---------	-----	-----------

Zadaná hodnota $F = 3.8099\text{e}+05$ N, maximální přípustná hodnota $F = 3.7966\text{e}+05$ N
vytíženost: 100.35 % NOT OK

KONTROLA PODLE ČSN EN 13445-3 16.4

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0425, P265GH, plech, 120.0°C
polotovarovar=12 mm

$R_m=410$ MPa, $R_{p0.2}=265$ MPa, $R_{p0.2t}=234$ MPa, $R_{p1,0}=0$ MPa, $R_{p1,0t}=0$ MPa
 $f=155.87$ MPa, $f_A=170.83$ MPa, $f_{test}=252.38$ MPa, $E=204576$ MPa

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0345, P235GH, plech, 120.0°C
polotovarovar=24 mm

$R_m=360$ MPa, $R_{p0.2}=225$ MPa, $R_{p0.2t}=199$ MPa, $R_{p1,0}=0$ MPa, $R_{p1,0t}=0$ MPa
 $f=132.67$ MPa, $f_A=150$ MPa, $f_{test}=214.29$ MPa, $E=204576$ MPa

9: Předběžné výpočty

z	0.85	-	viz. 5.6
zb	1	-	viz. 5.6
eas	9.85	mm	-
eab	21.9	mm	-
fs	132.487	MPa	
fb	132.667	MPa	

Lokální zatížení nátrubku

FL	3	kN	
FC	1	kN	
FZ	2	kN	
Mx	1	kNm	
My	2	kNm	
Mt	10	kNm	

16.4 Předběžné výpočty

ec	9.85	mm	16.4-2
R	951.05	mm	
d	228.1	mm	

16.4.3 Podmínky platnosti

a)

Deformace stěny nesmí být větší než polovina tloušťky stěny!

Podmínka: $0,001 \leq ea/R \leq 0,1$, $0.001 < 0.010357 < 0.1$ OK

b)

Podmínka: $Lz \geq (R \cdot ec)^{.5}$, $300 > 96.788$ OK

c)

Podmínka: $Leb \geq (d \cdot eab)^{.5}$, $220 > 70.678$ OK

16.4.5 Maximální dovolená zatížení

κ	1	-	16.4-4
λS	2.35671	-	16.4-5
Pmax	2.39171	MPa	16.4-6
FZmax	191.182	kN	16.4-7
MBmax	12.1826	kNm	16.4-8

PD5500:2003, G.2.3.6.3 Shear stress formulae

τ_{Mt}	10.341	MPa	G.2.3-8
τ_{FL}	0.775577	MPa	G.2.3-9
τ_{FC}	0.258526	MPa	G.2.3-10
τ	11.1586	MPa	

Napětí $\tau = 11.159$ MPa, maximální přípustná hodnota $0,8 \cdot f = 105.99$ MPa
vytíženost: 10.528 % OK

16.4.6 Kombinace vnějších zatížení a vnitřního tlaku

ΦP	1.00346	-	16.4-9
ΦZ	0.0104612	-	16.4-10
ΦB	0.183546	-	16.4-11

Spočtený poměr pro $|\Phi P| = 1.0035$, přípustná hodnota $1,0 = 1$
vytíženost: 100.35 % NOT OK

Spočtený poměr pro $|\Phi Z| = 0.010461$, přípustná hodnota $1,0 = 1$
vytíženost: 1.0461 % OK

Spočtený poměr pro $|\Phi B| = 0.18355$, přípustná hodnota $1,0 = 1$
vytíženost: 18.355 % OK

Napětí $\tau = 11.159$ MPa, maximální přípustná hodnota $0,8 \cdot f = 105.99$ MPa
vytíženost: 10.528 % OK

Spočtený poměr pro $\max(|\Phi P + \Phi Z|; |\Phi Z|; |\Phi P - 0,2 \Phi Z|) + |\Phi B| = 1.1975$, přípustná hodnota $1,0 = 1$
vytíženost: 119.75 % NOT OK

16.4.7 Rozkmity napětí a jejich kombinace

ΔP	2.4	MPa	16.4-16
ΔFZ	2000	kN	16.4-17
ΔMB	2.23607e+06	kNm	16.4-18

e_{eq}	9.85	mm	(16.4.7.2)
e_{bec}	2.22335	mm	
$pruchozi$	ne	-	

scf_P	0.519656	-	gr. 16.4-3/4
scf_Z	2.24173	-	gr. 16.4-7/8
scf_M	2.09461	-	gr. 16.4-5/6

σ_P	60.2094	MPa	16.4-20
σ_{FZ}	6.24145	MPa	16.4-21
σ_{MB}	114.339	MPa	16.4-22
σ_T	0	MPa	BS5500G.4

Napětí $|\sigma_T + (\sigma_P^2 + (\sigma_{FZ} + \sigma_{MB})^2)^{.5}| = 134.78$ MPa, maximální přípustná hodnota

$3f = 397.46$ MPa

vytíženost: 33.91 %

OK

16.4.8 Podélná napětí na hrdle

(Tento článek může být ignorován u hrdel, která jsou určena pro spojení s potrubím stejné pevnosti (tloušťka vynásobená dovoleným namáháním).)

Napětí $P \cdot d / (4 \cdot e_{ab}) + 4 \cdot MB / (\pi \cdot d^2 \cdot e_{ab}) + FZ_{plus} / (\pi \cdot d \cdot e_{ab}) = 8.8754$ MPa,

maximální přípustná hodnota $f_b = 132.67$ MPa

vytíženost: 6.69 %

OK

16.14 Globální zatížení - limity F_{max} a M_{max}

σ_{E}	199	MPa	8.4.2-1
E	204576	MPa	
K	119.428	-	16.14-15
alfa	0.809197	-	16.14-16
DELTA	0.648965	-	16.14-19
σ_{Call}	129.144	MPa	16.4-20
F_{tmax}	2082	kN	16.14-1
F_{cmax}	2026.72	kN	16.14-2
M_{max}	115.574	kNm	16.14-3

Spočtený poměr pro $MB/M_{max} + |FZ|/F_{max} = 0.019348$, přípustná hodnota $1,0 = 1$

vytíženost: 1.9348 %

OK

PD5500 B.3.2 Stress components in nozzle neck

τ_{Mth}	5.58709	MPa	B-5
τ_{FLh}	0.382324	MPa	G.2.3-9*
τ_{FCh}	0.127441	MPa	G.2.3-10*
τ_h	5.99009	MPa	
σ_ϕ	11.2986	MPa	B-3
σ_{ZA}	7.73298	MPa	B-4

σ _{ZB}	2.73574	MPa	B-4
-----------------	---------	-----	-----

f _{1A1}	15.7656	MPa	B-1
f _{1B1}	14.3801	MPa	B-1
f _{1A2}	3.26603	MPa	B-2
f _{1B2}	-0.345692	MPa	B-2
f _{mA}	16.9656	MPa	B-12
f _{mB}	15.5801	MPa	B-12

Napětí max(f_{mA}, f_{mB}) = 16.966 MPa, maximální přípustná hodnota f_b = 132.67 MPa

vytíženost: 12.788 %

OK

Některé podmínky platnosti výpočtu nebyly splněny!

Pevnost komponentu je nedostatečná, maximální vytížení dosahuje 119.75 %.

Přehled tlaků

Studený stav

P _{max}	2.79429	MPa	
------------------	---------	-----	--

Provozní stav

P _{max}	2.39171	MPa	
------------------	---------	-----	--

Tlaková zkouška

P _{max}	4.90467	MPa	
------------------	---------	-----	--

Zkušební tlaky

P _{tmin}	3.432	MPa	
P _{tmax}	4.90467	MPa	

Zadaná hodnota P_t = 3.432 MPa, maximální přípustná hodnota P_t = 4.9047 MPa

vytíženost: 69.974 %

OK

Příloha 4: Protokol kontrolního výpočtu plochého dna s odlehčovací drážkou

*****PLOCHÉ DNO S ODLEHČOVACÍ DRÁŽKOU*****

Podmínky

Temp	120	° C	
P	2.4	MPa	
Pt	0	MPa	
Pext	0.7	MPa	
Pextest	0	MPa	
c	2	mm	

Parametry plochého dna s odlehčovací drážkou

Des	1174	mm	
ens	12	mm	
epS	0	mm	
materiálS	P265GH	plech	
thS	0.15	mm	kap. 5.2.3
end	142	mm	
epD	0	mm	
materiálD	P265GH	plech	
thD	0.5	mm	kap. 5.2.3
z	0.85	-	kap. 5.6
Llem	150	mm	
r	50	mm	
enr	18	mm	
hw	200	mm	

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0425, P265GH, plech, 120°C

polotovár=0 mm

Rm=410 MPa, Rp0,2=265 MPa, Rp0,2t=234 MPa, Rp1,0=0 MPa, Rp1,0t=0 MPa

f=155.87 MPa, fA=170.83 MPa, ftest=252.38 MPa, E=204576 MPa

ČSN EN 10028-2 Leden 2010, 1.0425, P265GH, plech, 120°C

polotovár=0 mm

Rm=410 MPa, Rp0,2=265 MPa, Rp0,2t=234 MPa, Rp1,0=0 MPa, Rp1,0t=0 MPa

f=155.87 MPa, fA=170.83 MPa, ftest=252.38 MPa, E=204576 MPa

Kontrolní výpočet plochého dna pro podmínky návrhu

Základní parametry

z	0.85	-	
eas	9.85	mm	
ead	139.5	mm	
ear	15.5	mm	
Di	1154	mm	
eab	9.9	mm	

Podmínka: $r \geq \max(.25 \cdot eas, 5)$, $50 > 5$

OK

Podmínka: $hw \geq end-2$, $200 > 140$

OK

Ovlivněná délka L_{cyl}

L_{cyl}	107.07	mm	10.4-2
-----------	--------	----	--------

Podmínka: $L_{cyl} \leq L_{lem}$, $107.07 < 150$

OK

Upozornění: V délce $L_{cyl} = 107.07$ mm se nesmí vyskytovat jiný spoj mezi pláštěm a dnem, trubkovnicí, přírubou nebo jinou skořepinou.

Materiálové vlastnosti

μ	0.3	-	
f	117.867	MPa	
f_s	155.867	MPa	
f_{min}	117.867	MPa	10.4-11

Výpočet tloušťky dna

B1	0.99303	-	10.4-6
A1	0.988857	-	10.4-5
C1	0.407147	-	10.4-4
g	0.991537	-	10.4-16
H	0.167234	-	10.4-17
J	117.292	-	10.4-18
U	2.06085	-	10.4-19
f1	0.999716	-	10.4-20
A	-69.9636	-	10.4-21
B	-0.548585	-	10.4-22
F	0.54247	-	10.4-23

G	0.0598851	-	10.4-24
a	0.007841	-	10.4-25
b	-0.0077536	-	10.4-26
c	-0.000855946	-	10.4-27
N	-0.00259137	-	10.4-28
Q	-0.000417822	-	10.4-29
K	-0.0996787	-	10.4-30
S	-0.0933806	-	10.4-32
P/f	0.020362	-	poz. 10.4.4.1
C2	0.837652	-	10.4-33*
e	139.937	mm	10.4-10
er	15.0256	mm	10.4-15
Pmax	2.41214	MPa	10.4-10/12

*výpočet odvozen ze vzorce

Zadaná hodnota enr = 18 mm, minimální přípustná hodnota enr = 15.026 mm

vytíženost: 83.476 % OK

Zadaná hodnota end = 142 mm, minimální přípustná hodnota end = 139.94 mm

vytíženost: 98.547 % OK

Zadaná hodnota P = 2.4 MPa, maximální přípustná hodnota P = 2.4121 MPa

vytíženost: 99.497 % OK

Všechny podmínky platnosti výpočtu byly splněny.

Pevnost komponentu je dostatečná, maximální vytížení dosahuje 99.497 %.

Přehled tlaků

Studený stav

Pmax	3.21388	MPa	
------	---------	-----	--

Provozní stav

Pmax	2.41214	MPa	
------	---------	-----	--

Tlaková zkouška

Pmax	16.7208	MPa	
------	---------	-----	--

Zkušební tlaky

Ptmin1	3.28807	MPa	
Ptmin2	3.432	MPa	
Ptmin	3.432	MPa	

Ptmax	16.7208	MPa	
-------	---------	-----	--

Zadaná hodnota Pt = 3.432 MPa, maximální přípustná hodnota Pt = 16.721 MPa
vytíženost: 20.525 % OK

Příloha 5: Protokol kontrolního výpočtu sedlové podpěry

KONTROLNÍ VÝPOČET SEDLA

Podmínky

Temp	120	° C	
P	2.4	MPa	
Pex	0.7	MPa	
Pexmax	0.37	MPa	
Mi	100	kNm	
Mij	120	kNm	
Qi	50	kN	
Fi	80	kN	
Fht	100	kN	
Fha	60	kN	
Fba	3	kN	
c	2	mm	
skupina	3	-	
test	Ano	-	

Parametry skořepiny

Des	1174	mm	
ens	12	mm	
epS	0	mm	
materiálS	P265GH	plech	
thS	0.15	mm	kap. 5.2.3
z	0.85	-	kap. 5.6
L	3950	mm	
w/l	0.2	-	
Ls	1000	mm	
obvodSvar	Ano	-	

Parametry sedlové podpěry

--	--	--	--

epSed	0	mm	
mat sedla	P265GH	plech	
delta	120	deg	
a1	1000	mm	
b1	200	mm	
est	20	mm	
n	2	mm	
ew	15	mm	
eb	10	mm	
Hs	400	mm	
Lmezi	2000	mm	
my	0	mm	

Parametry podložného plechu

delta2	130	deg	
e2	12	mm	
epP	0	mm	
materiálP	P355GH	plech	
thP	0.5	mm	kap. 5.2.3
z	0.85	-	kap. 5.6

KONTROLA PODLE AD 2000-Merkblatt

Základní parametry

Lsw	1016.71	mm	
Mt	98.7	kNm	
FvMt	0.291232	kN	
Fva	29.61	kN	
Fvtot	109.901	kN	
my	0	-	

ML	30.0933	kNm	
----	---------	-----	--

PD5500 G.3.3.2.6 Napětí ve střední stěně

K9	0.204	-	G.3.3.2.6
fsw	242.857	MPa	
Atot	2935	mm ²	
Sigt	41.7103	MPa	

Zadaná hodnota Sigt = 41.71 MPa, maximální přípustná hodnota Sigt = 161.9 MPa
vytíženost: 25.762 % OK

RKF část 3 BR-B2: 6.1 Napětí od axiálního zatížení

SigBase	112.85	MPa	
---------	--------	-----	--

Zadaná hodnota SigBase = 112.85 MPa, maximální přípustná hodnota SigBase = 242.86 MPa
vytíženost: 46.468 % OK

AD 2000-Merkblatt S3/2 6.1.1 Stabilita příčného žebra

Esed	204576	MPa	
epsilonS	1.18712	%	
be	693.5	mm	
L2	1016.71	mm	
K13	1.99587	-	obr. 7
phi	0.464393	-	6.1.1
F4adm	1719.99	kN	6.1.1-15

Zadaná hodnota F4adm = 80 kN, maximální přípustná hodnota F4adm = 1720 kN
vytíženost: 4.6512 % OK

Tlak na základ

Pbearing	0.540473	MPa	
----------	----------	-----	--

Zadaná hodnota Pbearing = 0.54047 MPa, maximální přípustná hodnota Pbearing = 3 MPa
vytíženost: 18.016 % OK

Minimální tloušťka základového plechu (S3/1)

Lw	1016.71	mm	
K	3	-	

ebmin	8.17094	mm	
-------	---------	----	--

Zadaná hodnota ebmin = 10 mm, minimální přípustná hodnota ebmin = 8.1709 mm
vytíženost: 81.709 % OK

Všechny podmínky platnosti výpočtu podle AD 2000-Merkblatt byly splněny.
Pevnost komponentu je dostatečná, maximální vytížení dosahuje 81.709 %.

KONTROLA PODLE ČSN EN 13445-3 16.8

Základní parametry

eas	11.85	mm	
Dis	1150.3	mm	

16.8.3 Podmínky platnosti

a)

Podmínka: $0,001 \leq \text{ens}/\text{Dis} \leq 0,05$, $0.001 < 0.010432 < 0.05$ OK

Podmínka: $60^\circ \leq \text{delta} \leq 180^\circ$, $60 < 120 < 180$ OK

b)

Podmínka: $e2 \geq \text{ens}$, $14 > 12$ OK

Podmínka: $a2 \geq 0,1 \cdot \text{Dis}$, $10 < 115.03$ NOT OK

--> podložný plech se neuvažuje

c)

Sedla jsou zatížena svisle směrem dolů

d)

Sedla je vhodné k nádobě přivařit. Nicméně, není-li přivaření možné, je třeba zajistit, aby byla nádoba podepřena sedlem rovnoměrně.

e)

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

f)

Vzdálenost od sedla k libovolnému lokálnímu zatížení ve všech směrech by neměla být menší než $(D_i \cdot \text{en})^{0.5} = 117.489 \text{ mm}$.

Podmínka: $L_s \geq (D_i \cdot \text{ens})^{0.5}$, $1000 > 117.49$ OK

Dovolená namáhání

f	252.381	MPa	
f2	338.095	MPa	

16.14 Globální zatížení - limity Fmax a Mmax

D	1162.15	mm	
sigmaE	233.8	MPa	8.4.2-1
E	204576	MPa	
K	10.7957	-	16.14-15

alfa	0.679881	-	16.14-16
DELTA	0.833637	-	16.14-19
sigmaCall	194.904	MPa	16.4-20
Ftmax	10919.1	kN	16.14-1
Fcmax	8432.41	kN	16.14-2
Mmax	2449.93	kNm	16.14-3

16.8.6 Mezní zatížení pro skořepinu mezi sedly

16.8.6.1 Nádoby zatížené vnitřním tlakem nebo bez tlaku

a) Pevnostní výpočet

Podmínka: $PDi/4eas+4|Mij|K12/(easpiDi^2) \leq f_{max}$, $71.39 < 252.38$ OK
Zadaná hodnota $f = 71.39$ MPa, maximální přípustná hodnota $f = 252.38$ MPa
vytíženost: 28.287 % OK

b) Kontrola stability

fmax	252.381	MPa	z 16.8-10
x	3.43389	-	16.8-11
y	97.0717	-	16.8-11
m	1.34923	-	16.8-11
K12	1.34923	-	16.8-11

Podmínka: $|Mij|/M_{max} \leq 1,0$, $0.048981 < 1$ OK
Zadaná hodnota $|Mij|/M_{max} = 0.048981$, maximální přípustná hodnota $|Mij|/M_{max} = 1$
vytíženost: 4.8981 % OK

16.8.6.2 Nádoby zatížené vnějším tlakem

Podmínka: $|P|/P_{max}+|Mij|/M_{max} \leq 1,0$, $1.9409 > 1$ NOT OK
Zadaná hodnota 16.8-14 = 1.9409, maximální přípustná hodnota 16.8-14 = 1
vytíženost: 194.09 % NOT OK

16.8.7 Mezní zatížení v místě sedla (bez výztužného plechu)

Parametry 1)

gama	0.249706	-	16.8-15
beta	1.55886	-	16.8-16

Parametry 2)

rdelta	2.0944	rad	
K3	0.25	-	16.8-17
K4	0.639884	-	16.8-18

K5	0.981495	-	16.8-19
K6	0.346364	-	16.8-20
K7	0.634392	-	16.8-21
K8	0.906244	-	16.8-22
K9	0.858348	-	16.8-23
K10	0.498967	-	16.8-24

Parametry 3)

v1_2	-0.294223	-	tab. 16.8-1
v1_3	-1.4413	-	tab. 16.8-1

Parametry 4)

v21_2	-0.0306425	-	tab. 16.8-1
v21_3	0	-	tab. 16.8-1
v22_2	0.189143	-	tab. 16.8-1
v22_3	0.43957	-	tab. 16.8-1

Parametry 5)

K2	1.05	-	16.6-6
K1_21	1.25879	-	16.6-7
K1_22	1.42131	-	16.6-7
K1_31	0.551672	-	16.6-7
K1_32	0.784254	-	16.6-7

Parametry 6)

sigmaBa_21	333.579	-	16.6-6
sigmaBa_22	376.647	-	16.6-6
sigmaBa2	333.579	-	16.8.7 6)

Parametry 7)

sigmaBa_31	146.193	-	16.6-6
sigmaBa_32	207.827	-	16.6-6
sigmaBa3	146.193	-	16.8.7 6)

Parametry 8) a 9)

F2max	1316.59	kN	16.8-25
F3max	669.975	kN	16.8-26

Kontrola 10)

Podmínka: $F_{vtot} \leq \min(F2_{max}, F3_{max})$, $109.9 < 669.98$ OK

Zadaná hodnota $F_{vtot} = 109.9$ kN, maximální přípustná hodnota $F_{vtot} = 669.98$ kN

vytíženost: 16.404 % OK

Kontrola 11)

Pmax	0.37	MPa	zadáno
Mmax	2449.93	kNm	16.14-3
Fmax	8432.41	kN	16.14-2
Feq	266.942	kN	16.8-29
Qmax	6.54162e+06	kN	16.8-30

Podmínka: $|P|/P_{max} + |M_i|/M_{max} + F_{eq}/F_{max} + (Q_i/Q_{max})^2 \leq 1,0$, $1.9644 > 1,0$ NOT OK

Zadaná hodnota 16.8-29 = 1.9644 , maximální přípustná hodnota 16.8-29 = 1

vytíženost: 196.44 % NOT OK

Některé podmínky platnosti výpočtu podle EN 13445 nebyly splněny!

Pevnost komponentu je nedostatečná, maximální vytížení dosahuje 196.44 %.