

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

**Konstrukční úprava armatury pro nové provozní podmínky
a optimalizace její hmotnosti**

**Structural modification of valve for new operating requirement and
weight optimization**

Diplomová práce

Studijní program: N2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jan Andruš

Pavel Kostecký

Praha 2015



Zadání DP



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Konstrukční úprava armatury pro nové provozní podmínky a optimalizace její hmotnosti“ vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Jana Andruše s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 10. 06. 2015

Pavel Kostelecký



Poděkování

Rád bych touto cestou vyjádřil poděkování panu Ing. Janu Andrušovi, za jeho cenné rady a trpělivost při vedení mé diplomové práce. Rovněž bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za morální podporu a poskytnutí zázemí a podmínek k dokončení mého studia.



Anotační list

Jméno autora: **Pavel KOSTELECKÝ**

Název DP: *Konstrukční úprava armatury pro nové provozní podmínky a optimalizace její hmotnosti*

Anglický název: *Sctructural modification of valve for new operating requirement and weight optimization*

Rok: 2015

Obor studia: **TRANSPORTNÍ TECHNIKA**

Ústav: *Ústav konstruování a částí strojů*

Vedoucí DP: Ing. Jan Andruš

Bibliografické údaje: počet stran 76
počet obrázků 46
počet tabulek 9
počet příloh 2

Klíčová slova: armatura, optimalizace, hmotnost, SolidWorks Designová studie
Keywords: valve, optimization, weight, SolidWorks Design study

Anotace:

Tato diplomová práce se zabývá konstrukční úpravou stávající armatury pro nové provozní podmínky a její optimalizací za účelem snížení hmotnosti. Optimalizace bude provedena za pomoci programu SolidWorks Designová studie.

Abstract:

This master thesis deals with sctructural modification of current valve for new operating requirement and weight optimization. Optimization will be solved by using SolidWorks Design study.



Obsah

1. Úvod.....	9
2. Rešerše na téma armatury	10
2.1 Základní pojmy.....	10
2.1.1 Jmenovitá světlost DN	10
2.1.2 Jmenovitý tlak PN	10
2.1.3 Pracovní teplota t	10
2.1.4 Zkušební přetlak p_{zk}	10
2.2 Základní rozdělení.....	10
2.3 Ventily.....	12
2.4 Šoupátka	13
2.5 Kohouty.....	13
2.6 Klapky.....	14
2.7 Filtry	14
2.8 Tlakové zámky	15
3. Creep a způsoby jeho vyhodnocování	16
3.1 Zkoušky creepu materiálu	17
3.1.1 Larson-Millerův parametr.....	18
4. Materiály armatur a potrubí.....	20
5. Konstrukční optimalizace	23
5.1 Metodický postup konstrukční optimalizace	24
5.1.1 Technická formulace konstrukčních cílů a fáze postupu optimalizace	24
5.1.2 Seznámení s vnějšími podmínkami – fáze I.	26
5.1.3 Stanovení kritérií určení optima – fáze II.	26
5.1.4 Specifikace formy a volba návrhových proměnných – fáze III.	27
5.1.5 Stanovení vedlejších podmínek – fáze IV.	28
5.1.6 Sestavení matematického modelu fyzikálně zjednodušené úlohy – fáze V.	29
5.1.7 Vlastní optimalizace.....	30
5.1.8 Výběr vhodné matematické optimalizační metody – fáze VI.	31
5.1.9 Matematická řešení formalizované extrémální úlohy – fáze VII.	31



5.1.10 Technická interpretace získaného řešení – fáze VIII.	32
6. Technické normy	33
6.1 Česká technická norma.....	33
6.2 Normy pro návrh armatur	33
7. Výpočet napjatosti pomocí metody konečných prvků	37
7.1 Úvod.....	37
7.2 Analýza stávající parovodní armatury	37
7.2.1 Okrajové podmínky výpočtu.....	38
7.2.2 Aplikace zatížení	39
7.2.3 Síťování modelu.....	40
7.2.4 Vlastnosti materiálu.....	42
7.2.5 Výsledky numerické simulace původní armatury	43
8. Optimalizace hmotnosti armatury	46
8.1 SolidWorks design study.....	46
8.2 Příprava modelu na optimalizaci	48
8.3 Výběr vhodných geometrických parametrů (proměnných)	49
8.4 Formulace úlohy	49
8.5 Volba vhodných geometrických parametrů (proměnných)	50
8.5.1 Geometrický parametr P_1	50
8.5.2 Geometrický parametr P_2	51
8.5.3 Geometrický parametr P_3	52
8.5.4 Geometrický parametr P_4	52
8.5.5 Geometrický parametr P_5	53
8.5.6 Geometrický parametr P_6	53
8.5.7 Geometrický parametr P_7	54
8.5.8 Množství simulovaných variant	54
8.6 Volba omezení korektních výsledků	55
8.7 Volba cílů optimalizace	56
8.8 Výsledky optimalizace	56
8.8.1 Nejlehčí konstrukční varianta tělesa armatury	57
8.8.2 Nejtěžší konstrukční varianta tělesa armatury.....	58



8.8.3 Porovnání průměrného napětí jednotlivých konstrukčních variant	59
8.8.4 Optimální konstrukční varianta tělesa armatury	60
8.8.5 Porovnání původní a optimální konstrukční varianty	64
8.9 Analytická kontrola navržené konstrukce	66
9. Závěr	68
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	70
Knihy	70
Normy	70
Elektronické zdroje	70
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	72
SEZNAM OBRÁZKŮ	74
SEZNAM TABULEK	75
SEZNAM GRAFŮ	76
SEZNAM PŘÍLOH	76



1. Úvod

V dnešní době, kdy si už většina z nás nedokáže představit den bez vodovodního potrubí, kanalizace, stálého přístupu k elektrické energii a dalším zdrojům energie (plyn, ropa), představují armatury nepostradatelnou součást každodenního života. Ať už v energetickém, potravinářském nebo například chemickém průmyslu se tyto armatury zprostředkovávají našeho každodenního života dotýkají.

Neustále rostou požadavky na jejich životnost, spolehlivost, schopnost pracovat se stále vyššími tlaky a teplotami a také na jejich minimální hmotnost, která by usnadňovala jejich transport, montáž a méně by namáhala okolní konstrukci. S nižší hmotností armatury jdou také ruku v ruce menší rozměry polotovaru armatury a z toho vyplývající nižší náklady za materiál. Pouze výrobce, který kromě vyhovujícího konstrukčního řešení nabídne i úměrně nízkou cenu, má vyšší šanci se na dnešním přesyceném trhu uplatnit.

Po celém světě pracují miliony podobných armatur a i dalších strojních či jiných zařízení, které by mohly využívat svou konstrukci účinněji. V tom případě by bylo možné snížit či ustálit spotřebu materiálu a energií. Takováto redukce spotřeby by mohla, s přihlédnutím na rostoucí ceny komodit, celosvětově snížit náklady na výrobu až o biliony. Budoucnost výroby je v optimalizaci.

Za pomoci analýzy stávající konstrukce a volbou vhodného optimalizačního kritéria je možné snížit hmotnost tělesa armatury při zachování její životnosti, spolehlivosti a ekvivalentní hladiny napětí.

Tato diplomová práce se zabývá konstrukční úpravou stávající armatury pro nové provozní podmínky a její optimalizací za účelem snížení hmotnosti při zachování životnosti a spolehlivosti.



2. Rešerše na téma armatury

Průmyslová armatura je potrubní mechanické zařízení, které umožňuje provoz, spouštění a odstavování průmyslových celků, rozvodů energie, plynů a vody. Dále zajišťuje jejich bezpečnost, regulaci a řadu dalších funkcí. Toho lze dosáhnout otevřením, zavřením nebo částečným uzavřením průtočného kanálu nebo oddělením, případně směšováním pracovních látek. Na spolehlivosti armatury je ve velké míře závislá spolehlivost i hospodárnost celého provozu. [1][2]

2.1 Základní pojmy

2.1.1 Jmenovitá světlost DN

Jmenovitá světlost je parametr používaný pro systémy potrubí, který udává přibližný vnitřní průměr vstupního a výstupního hrdla armatury. Jednotlivé normy však tento parametr vykládají rozdílně. [3]

2.1.2 Jmenovitý tlak PN

Jmenovitý tlak charakterizuje tlakovou třídu armatury. Označuje největší pracovní přetlak při teplotě pracovního prostředí 20 °C, při kterém je zabezpečena požadovaná životnost. [3]

2.1.3 Pracovní teplota t

Je předepsaná nebo smluvená teplota provozního média, která má být v potrubí při provozu udržována. Uvádí se ve °C. [3]

2.1.4 Zkušební přetlak p_{zk}

Jedná se o přetlak zkušební kapaliny (voda, suchý vzduch, inertní plyn), kterým se zkouší pevnost a těsnost potrubí a armatur. Zkušební přetlak musí být minimálně 1,5 násobkem dovoleného tlaku při pokojové teplotě. Uvádá se v MPa. [3]

2.2 Základní rozdělení

Vlastnosti a oblast použití každé armatury jsou dány mnoha různými vlivy. Mezi tyto vlivy patří například použité materiály, konstrukční uspořádání, nadimenzování hlavních dílů a filosofie ovládní.



Z hlediska funkčnosti lze armatury dělit na:

- uzavírací – používají se k zastavení toku provozního média,
- regulační – používají se k regulaci průtoku nebo tlaku proudícího média,
- zpětné – používají se k samočinnému zamezení zpětného toku provozního média,
- redukční – snižují vstupní tlak přiváděného média na požadovaný vstupní tlak,
- pojistné – používají se jako ochrana potrubního systému před zvýšením tlaku,
- odvaděče kondenzátu – používají se k odvádění zkondenzované vodní páry z potrubí,
- filtrační – používají se k zachytávání nečistot obsažených v pracovním médiu,
- speciální – určené pro specifické využití (chem. průmysl, ropovody, jaderná energetika atd.). [3]

Z hlediska konstrukce lze armatury dělit na:

- ventily,
- šoupátka,
- kohouty,
- klapky,
- tlakové zámky,
- filtry,
- ostatní.

Z hlediska způsobu připojení lze armatury dělit na:

- přírubové,
- přivařované,
- závitové.

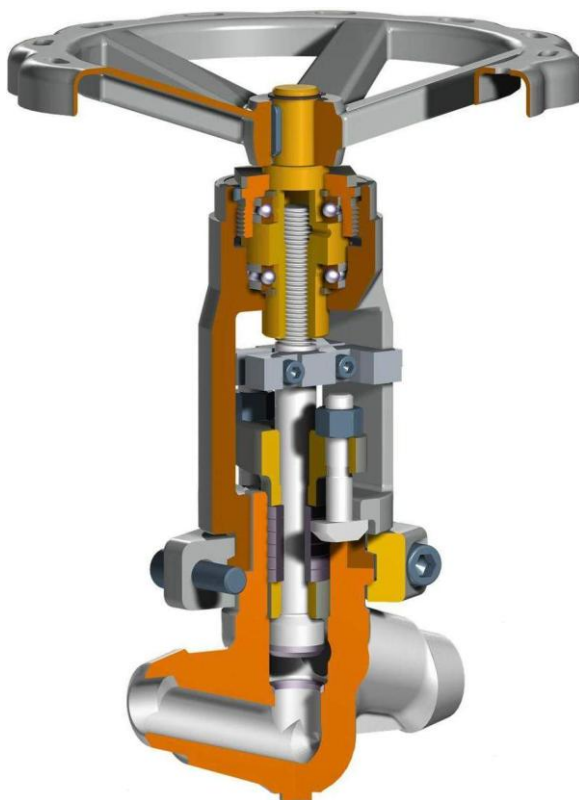
Z hlediska ovládání lze armatury dělit na:

- ručně ovládané,
 - ručním kolem,
 - řetězem,
 - vratidlem,

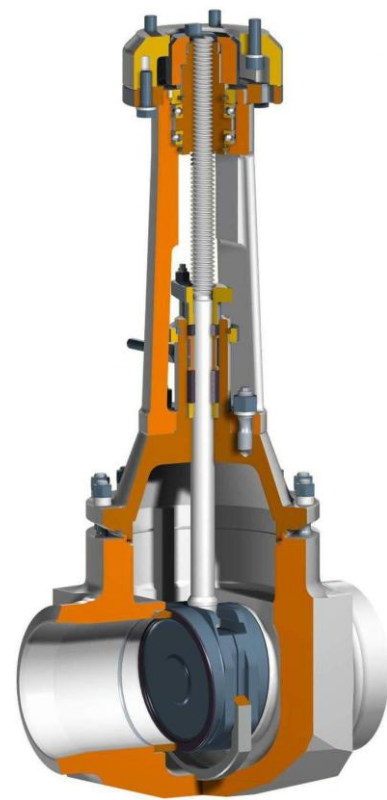
- pákou,
- ozubeným převodem,
- dálkově ovládané,
 - pneumaticky,
 - hydraulicky,
 - elektromechanicky,
 - elektrohydraulicky.

2.3 Ventily

Ventily patří mezi nejpoužívanější druh průmyslových armatur. Jejich konstrukce je charakteristická posuvným pohybem kuželky vůči sedlu, který je rovnoběžný se směrem toku provozního média. Kuželka a sedlo spolu dohromady tvoří těsnící plochu. Sedlem a kuželkou je těleso ventilu rozděleno na vstupní a výstupní prostor. Ventily se vyznačují svou odolností proti nečistotám v médiu a poměrně přesně definovanou ovládací silou, ale kvůli svému tvaru mají vyšší tlakové ztráty. [1][4]



Obr. 1: Uzavírací ventil K01 [12]



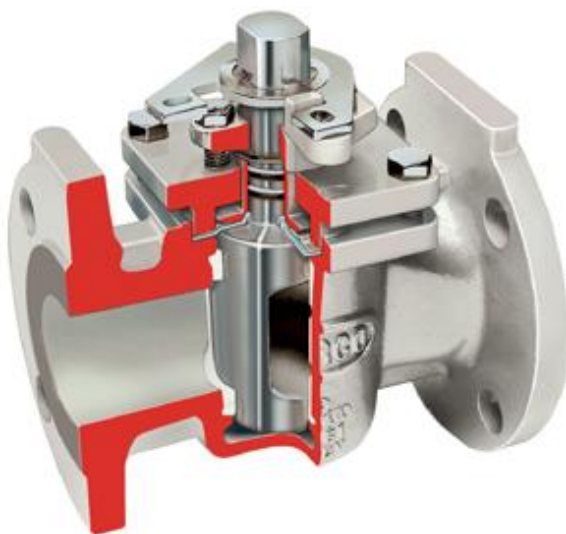
Obr. 2: Šoupátko A00 [12]

2.4 Šoupátka

Šoupátka se používají jako uzavírací či vypouštěcí orgán pro pracovní média, nedají se však používat pro regulaci průtoku. Jako uzavírací prvek šoupátka se používá klín nebo paralelní desky, které svým posuvným pohybem, který je kolmý na směr toku provozního média, dosedají na dvojici sedlových kroužků v tělese. Konstruují se pro všechny tlaky a nejrůznější druhy médií (kapaliny, plyny, páry, sypké hmoty). Mezi výhody šoupátka patří menší hydraulické ztráty než v případě ventilů a možnost oboustranného průtoku. Je vhodné pro husté a viskózní kapaliny. Nevýhodou je větší stavební výška, a tím pádem i hmotnost. [1][4]

2.5 Kohouty

Kohouty jsou pro svou jednoduchost, malé stavební rozměry, rychlou manipulaci a malé tlakové ztráty s výhodou používány jako uzavírací orgány. Pro plynulou regulaci se však nehodí. Jejich uzavírací element se otáčí kolem své osy, která je kolmá na směr proudění provozního média. V otevřeném stavu látka protéká tímto elementem. Vyrábějí se dva základní typy kohoutů, a to kuželové a kulové. Provedení může být přímé, trojcestné nebo vícecestné. Nevýhodou však je snadné porušení těsnosti. Úplné otevření nebo uzavření kohoutu zpravidla nastane po otočení ovládacího prvku o 90°. [1][4]



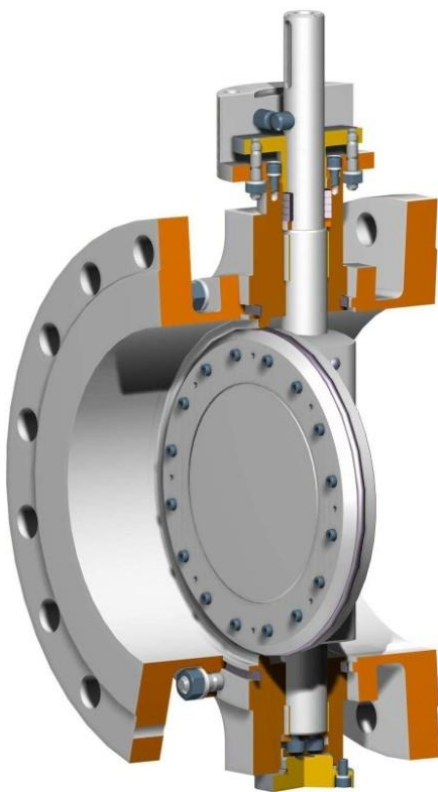
Obr. 3: Kuželový kohout [13]



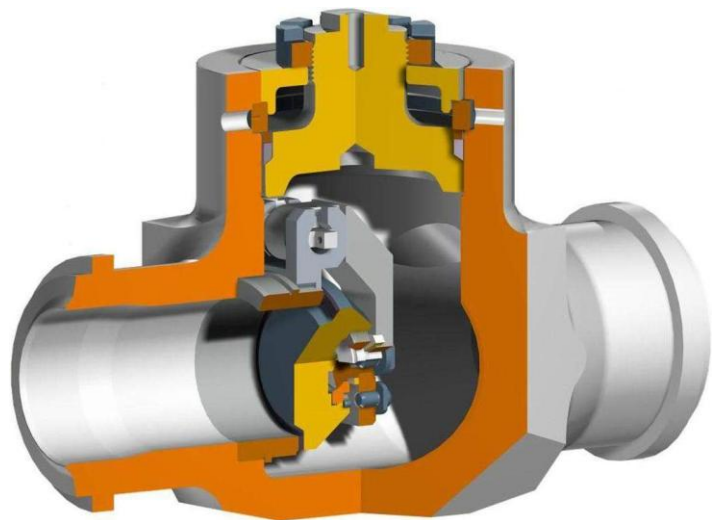
Obr. 4: Kulový kohout [13]

2.6 Klapky

Klapky jsou armatury, které se používají jako uzavírací, vypouštěcí a regulační orgán nebo k zamezení zpětného toku pracovního média. Uzavíracím prvkem klapky je talíř, který postupným otáčením kolem své osy v rozsahu 0 - 90° škrtní průtok média až k jeho úplnému zastavení. V otevřeném stavu proudí pracovní médium kolem uzavíracího prvku. Mezi výhody klapky patří rychlé otevření nebo zavření průtoku, nízká cena a váha armatury. Nevýhodou jsou pak velké tlakové ztráty, které jsou způsobeny neustálou přítomností talíře v toku proudícího média. [2][4]



Obr. 5: Uzavírací klapka K06 [12]



Obr. 6: Zpětná klapka K05 [12]

2.7 Filtry

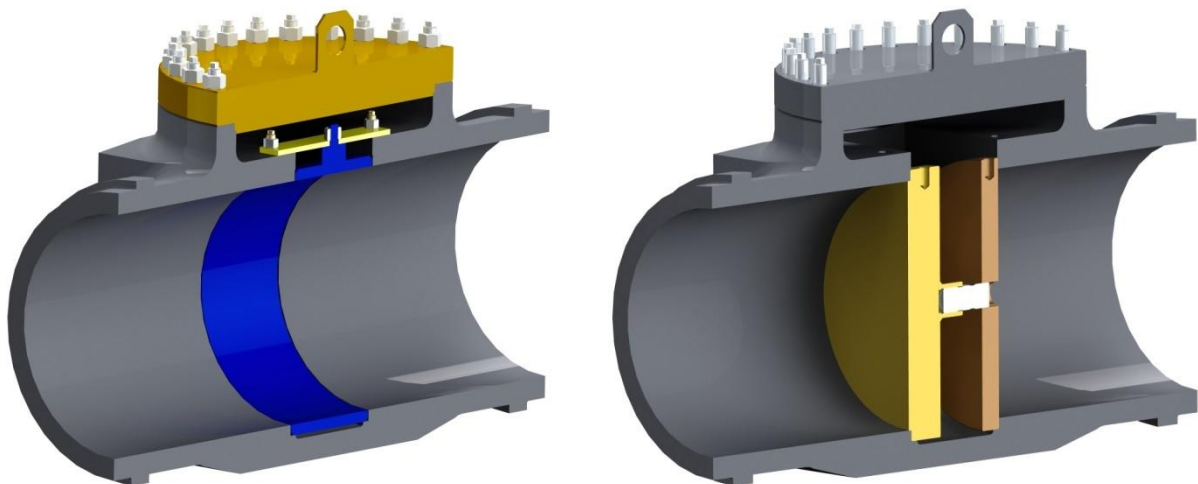
Filtry jsou potrubní prvky sloužící k zachytávání mechanických nečistot, které jsou obsažené v pracovním médiu. Tato činnost je důležitá pro zajištění správné funkce a životnosti ostatních armatur. Ve většině případů se jedná o filtraci pomocí filtračního elementu (sítka, textilie) za využití gravitační nebo odstředivé síly pracovního média uvnitř tělesa filtru. Většina filtrů umožňuje demontáž a následné vyčištění filtračního elementu. Montáž filtru se doporučuje před každou citlivou armaturou (redukční ventil, vodoměr). [1][4]



Obr. 7: Filtr [14]

2.8 Tlakové zámky

Jedná se o speciální armatury, které slouží k zajištění průtoku pracovního média, provádění chemického čištění nebo tlakové zkoušky potrubních systémů. Pro každou z těchto činností je zapotřebí tlakový zámek přestavět na vhodnou konstrukční konfiguraci, což je nutno provádět bez přístupu pracovního média. Tlakové zámky se montují ve vodorovné pozici.

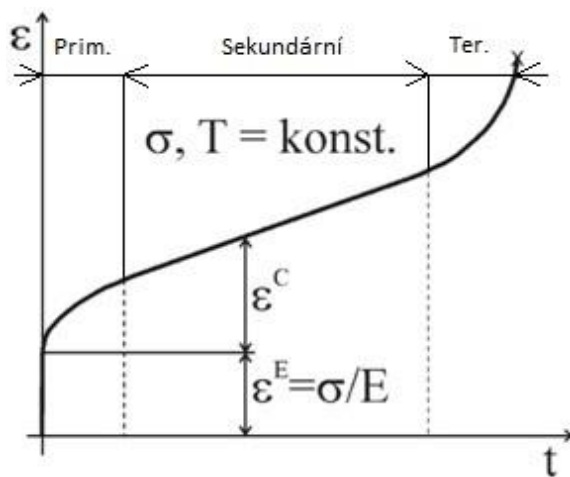


Obr. 8: Tlakový zámek – konfigurace pro průtok a tlakování

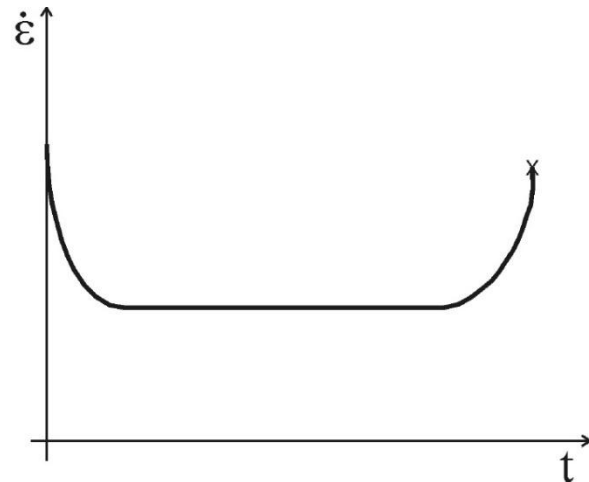
3. Creep a způsoby jeho vyhodnocování

Většina armatur musí pracovat dlouhodobě za zvýšených teplot. Při tom dochází k nárůstu plastické deformace, nastává creep (tečení) materiálu. Creep je tedy časově závislou plastickou deformací, která nabývá významu zvláště v případě dlouhodobého zatěžování za zvýšených teplot. Významné deformace se objevují od 0,33 až 0,57 násobku teploty tání. Creepová deformace s časem roste až do možného lomu součásti. [5][10]

Na obr. 9 je vidět typická křivka závislosti deformace na čase pro případ jednoosého zatížení zkušebního vzorku konstantní silou při konstantní teplotě. V okamžiku aplikace napětí se objeví počáteční deformace, která odpovídá elastické nebo elastoplastické deformaci podle velikosti zatížení.



Obr. 9: Creepová křivka deformace – čas [10]



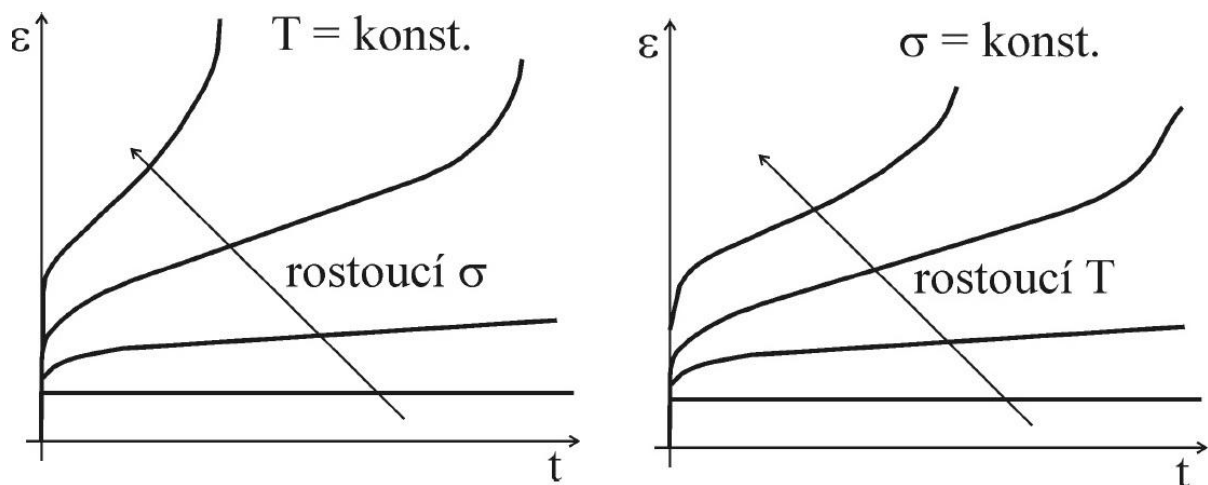
Obr. 10: Creepová křivka rychlost deformace – čas [10]

Na obr. 10 je znázorněna křivka odpovídající závislosti rychlosti deformace na čase. S rostoucím časem rychlost deformace $\dot{\epsilon}$ klesá a následně se ustálí na konstantní hodnotě, což je nazýváno sekundární creep. Po určité době začne rychlost deformace opět narůstat a dochází k nestabilnímu chování, jež vede k lomu. Creepová křivka se tedy dá rozdělit na tři stádia:

- primární (tranzitní) – na počátku je rychlost deformace vysoká, s rostoucím časem však materiál zpevňuje a dochází k jejímu snížení. Toto stádium je relativně krátké.
- sekundární (stacionární) – charakteristická konstantní rychlostí deformace. Je rozhodující z hlediska životnosti součásti za podmínek creepu. Jedná se o provozní stádium součásti.

- terciální – dochází k nárůstu rychlosti deformace zapříčiněné poškozením materiálu, a tím pádem i k zeslabování nosného průřezu vzorku. Jedná se o nestabilní stádium, které končí lomem. [5][10]

Creepové křivky jsou silně závislé na velikosti napětí a teplotě. Creepová deformace při zvyšujícím se napětí a teplotě roste. V případě konstantní teploty existuje napětí, při kterém lze vliv creepu zanedbat, protože deformace s časem neroste. Stejně tak při konstantním napětí existuje teplota, při které je efekt creepu zanedbatelný, viz obr. 11.[10]



Obr. 11: Creepové křivky při konstantní teplotě a napětí [10]

Podle charakteru lze křivky rozdělit na:

- nízkoteplotní creep – probíhá do 0,2 až 0,3 násobku teploty tání. Terciální stádium creepu zcela chybí. V tomto případě creep nekončí lomem.
- vysokoteplotní creep – probíhá při 0,3 až 0,5 násobku teploty tání. Obsahuje všechny stádia creepu.
- difúzní creep – probíhá při 0,5 až 0,9 násobku teploty tání. Primární stádium creepu může přecházet přímo v terciální stádium. [5][10]

3.1 Zkoušky creepu materiálu

Zkoušky creepu materiálu jsou časově velice náročné a mívají značný rozptyl naměřených hodnot. Trvají 10^2 až 10^5 hodin a jejich rozptyl se pohybuje od ± 10 až $\pm 50\%$ ze střední hodnoty R_{mT} . Existují dva následující směry vyhodnocování výsledků:

- určování časové závislosti do lomu či do určité hodnoty plastické deformace. Je-li tato závislost zjištěna pro více teplot, lze stanovit například aktivační energii creepu či časové závislosti R_{mT} či R_T a z jejich trendu extrapolovat tyto charakteristiky pro 10^5 hodin.
- použití extrapolačních metod, které pomocí parametrických rovnic umožňují korelaci mezi napětím, teplotou a časem. Velmi známá je aplikace Larson-Millerova parametru. [5]

3.1.1 Larson-Millerův parametr

Larson-Millerův model se využívá k určení životnosti součástí, které pracují za zvýšených teplot. Larson-Millerův parametr vyjadřuje závislost napětí při creepu na obou zbývajících veličinách, tedy času a teplotě. Pro jeho stanovení je zapotřebí provést sérii měření creepové deformace. Výsledky těchto měření se v grafickém znázornění prokládají křivkou, která charakterizuje chování dané slitiny při různých teplotách a dobách zkoušek.

Hodnota Larson-Millerova parametru P_{LM} je vyjádřena jako:

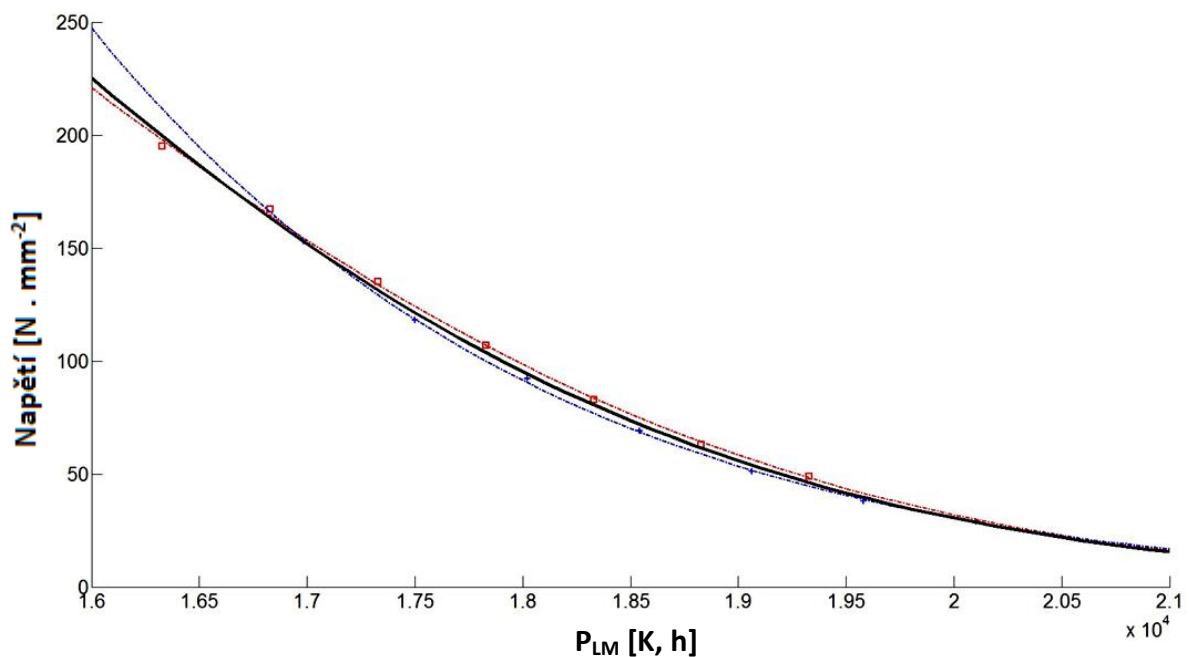
$$P_{LM} = T(C + \log t) \quad (1)$$

kde:

C [-] – materiálová konstanta, která pro ocel nabývá hodnot od 15 až do 25,

t [h] – zkušební doba/předpokládaná životnost,

T [K] – teplota. [5][10]



Graf. 1: Larson-Millerův diagram oceli 22K



V grafu č. 1 je znázorněn Larson-Millerův diagram, který byl zkonstruován pomocí údajů z materiálových listů (pro materiál 22K) v programu Matlab R2014a. Tento diagram je vytvořen pro materiál, který byl použit na výrobu armatury, která je řešena v praktické části práce. Materiálová konstanta pro výpočet Larson-Millerova parametru byla zvolena $C = 20$.



4. Materiály armatur a potrubí

Poznámka: Tato kapitola je stručným shrnutím poznatků čerpaných ze zdrojů [1][2].

Vždy platí zásada, že materiál armatur a potrubí musí být zvolen tak, aby byla zajištěna požadovaná spolehlivost a bezpečnost provozu. Volba materiálu závisí převážně na provozních podmínkách, to znamená na typu namáhání, umístění armatury a typu média. Mezi hlavní typy namáhání patří:

- mechanické namáhání vnitřním přetlakem,
- namáhání teplotou,
- namáhání vyvozené roztažností materiálu armatur,
- namáhání vyvozené vlastní hmotností armatur,
- namáhání vyvozené hmotností pracovního média,
- namáhání vyvozené dynamickými účinky pracovního média,
- namáhání vyvozené vibracemi.

Armatury se vyrábějí z materiálů kovových i nekovových. Z kovových materiálů se nejčastěji využívá šedá litina, tvárná litina, ocelolitina, kovaná ocel, litá nerezová ocel, konstrukční oceli uhlíkové i legované, oceli žárovečné a žáruvzdorné, oceli nerezové kované, hliníkové slitiny, slitiny mědi i barevné kovy. Nekovové materiály jsou zastoupeny zejména plasty, sklem, sklolaminátovými materiály, kameninovými materiály a betonovými materiály.

Litiny se vyznačují vysokým obsahem uhlíku a poněkud horšími mechanickými vlastnostmi než oceli. Vysoký obsah uhlíku způsobuje malou pevnost a křehkost litin. Maximální obsah uhlíku litin je 4,3%. Litiny se označují podle normy ČSN šestimístným číslem začínajícím číslicí 42.

Oceli se vyrábějí postupným zušlechťováním z litiny, u které je snižován obsah uhlíku. Maximální obsah uhlíku u ocelí je 2,14%. Oceli mohou mít podle obsahu uhlíku různé vlastnosti. Konstrukční oceli (obsah uhlíku do 0,8%) jsou houževnaté a dobře obrobitelné. Nástrojové oceli (obsah uhlíku od 0,8% do 2,14%) jsou tvrdé a dobře kalitelné.

Ocelolitina se používá pro vysoké tlaky a teploty. Výhodou ocelolitin jsou dobré mechanické vlastnosti a možnost spojování svařováním. Nevýhodou je vyšší cena.

Litá nerezová ocel se používá v těch případech, kdy jsou zadány požadavky na odolnost proti korozi a zpřísněné hygienické požadavky. Je vhodná pro vysoké tlaky a teploty. Nevýhodou litých nerezových ocelí je jejich vysoká cena.

Žáropevné oceli se používají zejména v energetice a chemickém průmyslu pro mechanicky a teplotně velmi namáhané součásti armatur a potrubí. Jedná se o vysoce legované oceli. Žáropevné oceli snášejí vysoké teploty do 520 až 570 °C.

Korozivzdorné oceli se používají zejména v chemickém a potravinářském průmyslu, zdravotnictví a všude tam, kde jsou zvýšené požadavky na hygienu a odolnost proti korozi. Korozivzdorné oceli snášejí vysoké teploty do 600 až 650 °C a splňují požadavky na spolehlivý provoz při kombinovaném zatížení.

Hliníkové slitiny se používají na výrobu málo mechanicky a teplotně namáhaných součástí armatur.

Slitiny mědi se používají na výrobu méně mechanicky a teplotně namáhaných armatur. Nejznámějšími slitinami mědi jsou bronz a mosaz. Z mosazi se vyrábějí méně tlakově a teplotně namáhané armatury (PN 16 a teploty do 200°C), stejně tak i z bronzu (PN 16, PN 25 a maximální teploty do 260 °C).



Obr. 12: Šoupátko z litiny a z mosazi [15]



Plasty se stávají důležitým materiálem v potrubní technice i při výrobě armatur (těsnění). Výhodami plastů je korozní odolnost a hladké stěny potrubí, na kterých nedochází k tvorbě nánosů usazenin. Plasty snášejí menší teploty a tlaky než kovové materiály a mají větší teplotní roztažnost, se kterou se musí při návrhu počítat. Životnost plastů závisí na kombinaci vnitřního přetlaku a teploty látky, která proudí potrubím.

Sklo se využívá pro výrobu potrubí v potravinářském a chemickém průmyslu, kde jsou kladeny přísné požadavky na hygienické hledisko nebo je vyžadována dobrá odolnost proti agresivním chemickým látkám. Sklo se velmi často využívá na výrobu různých druhů průhledítek. Skleněné potrubí má velmi hladký povrch a nepodléhá korozi.

Sklolaminátová potrubí mají oproti skleněným potrubím zlepšenou teplotní a tlakovou odolnost při zachování stejné hladkosti stěn, odolnosti proti korozi a odolnosti proti agresivním látkám. Nevýhodou je vysoká cena.

Kameninová potrubí se používají na beztlaká horizontální kanalizační potrubí. Mají dobrou odolnost proti vlivům agresivních chemických látek, a proto se též používají v chemickém průmyslu. Kameninová potrubí mají také dobrou odolnost proti otěru.

Betonová potrubí větších rozměrů se používají jako beztlaká horizontální potrubí dešťové kanalizace. Někdy se také používají železobetonová potrubí, která mají lepší mechanické vlastnosti. Maximální rychlost proudění v potrubí je $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, jinak existuje riziko eroze.



5. Konstrukční optimalizace

Poznámka: Tato kapitola je stručným shrnutím poznatků čerpaných ze zdroje [6].

Jedním z hlavních úkolů inženýra je návrh konstrukcí, při kterém tvoří systém vyhovující určitým požadavkům (např. pevnostním podmínkám) při současném minimalizování faktorů, které zmenšují efektivitu systému (např. hmotnost).

Konstruktér při návrhu většinou netvoří něco úplně nového, ale má možnost studovat minulá a stávající díla, z kterých vybírá a kombinuje potřebné informace. Tento proces se nazývá syntéza. Syntéza je racionální přístup ke konstruování, při kterém konstruktér nakládá se známými skutečnostmi, myšlenkami, možnostmi a dalšími informacemi tak, aby dosáhl svého konstrukčního záměru. Znalost těchto informací představuje analytickou schopnost určit a změnit navrhované proměnné tak, aby byl brán zřetel na jejich vliv z hlediska efektivity navrhovaného systému.

Bez těchto schopností je konstruování empirický a částečně i evoluční proces. V dřívějších dobách byly konstrukční systémy tvořeny metodou pokusu a omylu (tzn. bez použití analytických podkladů), než se tvůrčím základem konstruování staly výpočetní nástroje. Metodou pokusu a omylu se však v určité míře konstruuje i v dnešní době. Konstruktér stále vychází z existujících skutečností, které si upraví tak, aby dosáhl požadovaných vlastností. Vytvořený návrh se posléze analyzuje, zda vyhovuje určeným požadavkům. Tomuto konstruování se říká evoluční.

Tento způsob konstruování nelze zcela odstranit, a to z toho důvodu, že nikdo není schopný uvědomit si všechny souvislosti a vnější či vnitřní vlivy, které ovlivňují výslednou konstrukci. Tyto vlivy lze zjistit pouze opakovaným užíváním konstrukce. V době moderního strojírenství se empirické a evoluční konstruování stává doplňkem k racionálnímu pojetí navrhování konstrukcí. Toto racionální pojetí se nazývá konstrukční optimalizace.

Princip konstrukční optimalizace spočívá v takové volbě změnitelných faktorů, aby efektivita systému byla maximální při současném splnění požadavku účelovosti.

Teorie výpočetního konstruování (provádění pevnostních a tuhostních výpočtů) se většinou soustředí na určení optimálních rozměrů při daném zatížení. V posledních desetiletích se však dosáhlo značných pokroků také v oblasti materiálu, tvaru a topologie formy.

Proces konstrukční optimalizace se skládá z více fází, které zahrnují poznání vnějších podmínek a stanovení kritérií určení optima. Optimální uspořádání konstrukce (její tvar, Optimalizace hmotnosti stávající armatury pro nové provozní podmínky



topologie a rozměry) je takové uspořádání, které je dle zvoleného hlediska to nejlepší ze všech uspořádání, která jsou přijatelná při daných podmínkách pro splnění daného účelu. Další fází návrhového procesu je specifikace formy (topologie a tvar konstrukce). Tato fáze patří z hlediska aplikování analytického postupu mezi nejobtížnější. Poté, co je forma konstrukce vybrána, je zapotřebí provést volbu návrhových proměnných. Souběžně s předcházejícími fázemi probíhá též stanovení vedlejších podmínek. To zahrnuje například pevnostní podmínky, podmínky maximální povolené deformace či geometrické podmínky.

Předchozí fáze lze také shrnout pod označení technická formulace konstrukčních cílů a sestavení matematického modelu fyzikálně zjednodušené technické úlohy. Poté následuje vlastní optimalizace, kterou lze rozdělit do více jednotlivých kroků. Nejdříve je nutné vybrat vhodnou matematickou optimalizační metodu a formulovat extrémální úlohu ve vhodném tvaru. Matematických optimalizačních metod je velké množství a většinou jen jejich úzká skupina je vhodná k řešení dané úlohy. Každá z těchto metod obecně vyžaduje jiný tvar extrémální úlohy. Následuje matematické řešení extrémální úlohy. Pro takto získané řešení matematické úlohy je nutno provést technickou interpretaci získaného řešení.

5.1 Metodický postup konstrukční optimalizace

V této kapitole bude popsána formulace obecného postupu, jímž se vytváří návrh konstrukce v případě využití optimalizačních metod. Dále bude též popsán metodologický postup optimalizačního konstruování ve formě systematické krokové procedury rozdělené do osmi fází.

5.1.1 Technická formulace konstrukčních cílů a fáze postupu optimalizace

Na počátku návrhu se konstruktér seznamuje s daným konstrukčním problémem a s cíli, jichž má být dosaženo, dále s funkcí daného zařízení a s pracovníkem, který s ním bude pracovat.

Další fází je to, že konstruktér prohledá své podklady, podklady svých kolegů nebo případně navštíví nějakou technickou instituci/knihovnu. Po zkompletování všech těchto podkladů existuje několik různých možností.

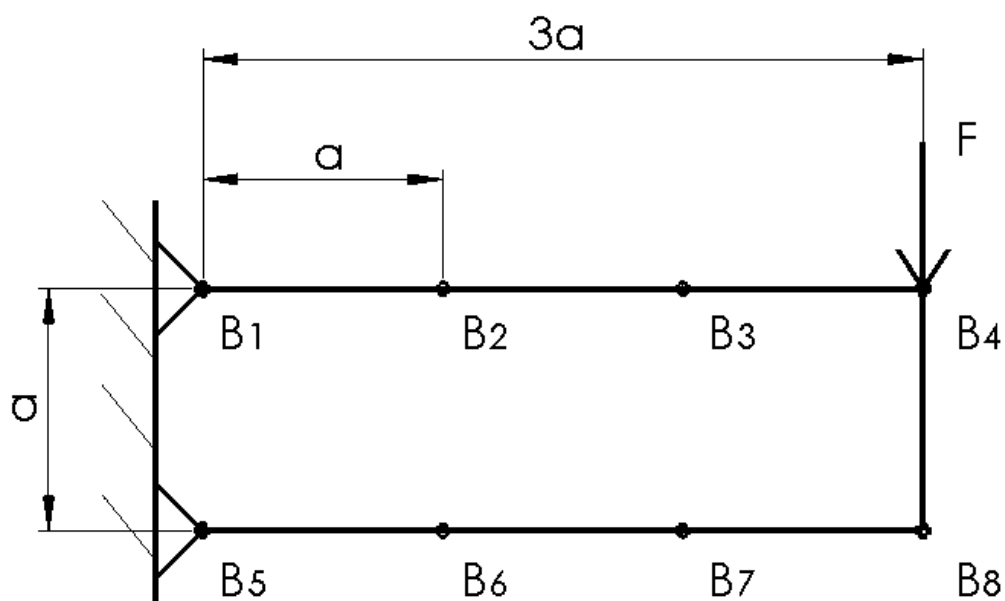
1. Konstrukční úloha je v literatuře podrobně zpracována a je pro ni nalezeno dostatečně obecné a přiměřené řešení.

2. Literatura obsahuje zpracované řešení podobných úloh. V tomto případě je možné se inspirovat.
3. Konstrukční úloha není obsažena v žádné dostupné literatuře. Jedná se o nejpracnější a nejzodpovědnější případ, při kterém však má konstruktér největší tvůrčí volnost.

Ať však nastane libovolná popsaná situace, tak se konstruktér, který se chce řídit pravidly konstrukční optimalizace, nevyhne následujícím fázím optimalizačního návrhového postupu. Tyto fáze návrhu konstrukce, které jsou shrnuté pod společným označením „technická formulace konstrukčních cílů“, jsou chápány jako samostatné a odlišné kroky, přestože se běžně překrývají.

Kroky metodického postupu konstrukční optimalizace budou ilustrovány na jednoduchém příkladě. Zadáním příkladu je návrh rámové konstrukce, která bude mít minimální hmotnost a přitom neporuší podmínku únosnosti danou mezním stavem únosnosti. Tato rámová konstrukce musí splňovat základní rozměrové požadavky, viz obr. 13, a jednotlivé vnitřní prvky se mohou stýkat jen v naznačených místech. Počet, umístění, tvar průřezu a rozměr průřezu jednotlivých prvků není jiným způsobem určen.

Předepsaná konstrukce je zatížena v pravém horním rohu silou F . V této úloze jde především o způsob propojení předepsaných stykových bodů jednotlivými prvky a o určení tvaru a velikosti jednotlivých průřezů. Tvar a velikost průřezu bude dán velikostí průřezových charakteristik.



Obr. 13: Zadání příkladu [6]

5.1.2 Seznámení s vnějšími podmínkami – fáze I.

Počáteční fází každého návrhu je seznamovací fáze, která zahrnuje seznámení s vnějšími podmínkami a faktory účelovosti. Vnějšími podmínkami rozumíme takové podmínky, za kterých bude daná konstrukce existovat a sloužit svému účelu. Faktorem účelovosti se označují činitele, dle kterých je možné hodnotit, jestli daná konstrukce dokáže či nedokáže sloužit svému účelu.

Výstupem této fáze návrhu je soubor požadavků kladených na daný systém a soubor parametrů popisující vnější podmínky. O tomto souboru mluvíme jako o systémovém prostředí a označujeme ho jako množinu veličin P_S . V našem případě můžeme systémové prostředí dané konstrukce vyjádřit jako množinu:

$$P_S = \{a, F, B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6, B_7, B_8, \}$$
 (2)

V tomto případě je požadavkem účelovosti zabezpečit nosnost konstrukce pro danou sílu F .

5.1.3 Stanovení kritérií určení optima – fáze II.

V této fázi návrhu jsou hledány činitele, dle kterých lze hodnotit kvalitu konstrukce. Dosáhne-li tento činitel kvality konstrukce svého extrému, lze říct, že je dosaženo optimálního stavu.

Optimální uspořádání konstrukce je takové uspořádání, které je, dle určitého způsobu zavedeného hlediska, nejlepší z množiny možností, které jsou přijatelné při daných vedlejších podmínkách.

Základnu pro porovnání této množiny nazýváme kritérium. Kritérium definuje míru kvality, a tím nám dává schopnost rozhodnout, jaké uspořádání je nejlepší.

Často se však stává, že si jednotlivá kritéria odporují. To se týká například kritérií minimální hmotnost a minimální cena. V tomto případě je nutno přistoupit k nějakému kompromisu, a to např. stanovením maximální přípustné ceny materiálu.

Stanovení kritérií je obvykle výsledkem vyhodnocení požadavků a cílů kladených na daný systém. Vedle hlavních kritérií existují ještě kritéria, která se nedají vyjádřit analyticky, ale i přes to výrazně ovlivňují fáze návrhu a specifikaci formy. Příkladem může být například výrobní proveditelnost konstrukce a design.

5.1.4 Specifikace formy a volba návrhových proměnných – fáze III.

Fáze návrhového procesu zahrnující specifikaci formy patří z hlediska aplikování analytického postupu mezi nejnáročnější.

Při výběru správné formy musí konstruktér umět předpovědět možné chování rozličných typů konstrukcí při daném zátěžovém stavu a využít při tom své předcházející zkušenosti s podobným návrhovým problémem.

Výběr alternativ musí být založen především na logickém vyhodnocování povahy vnějších podmínek a kritérií. Je-li hlavním kritériem například cena, bude se forma skládat z minimálního počtu členů a bude snadno výrobitelná. Je-li naopak hlavním kritériem minimální hmotnost, může být považována za vhodný opak předchozího. Za zmínku zde stojí existence metod řešících úlohu vícekritériální optimalizace.

Po uvážení všech kritérií může přicházet v úvahu několik různých variant forem. V těchto případech by měla být každá forma optimalizována a výsledky srovnány kvantitativně.

Poté, co dojde ke specifikaci formy, se následně volí proměnné tak, aby popisovaly rozměry, vzájemnou orientaci a materiálové charakteristiky jednotlivých prvků. Definují se tři typy návrhových proměnných označené jako soubory proměnných x_r , x_t a x_m . Ty se nazývají rozměrové proměnné, tvarové proměnné a materiálové proměnné. Tyto návrhové proměnné se pak souhrnně značí sloupcovým vektorem:

$$x_N = \begin{pmatrix} x_m \\ x_t \\ x_r \end{pmatrix} \in E^n \quad (3)$$

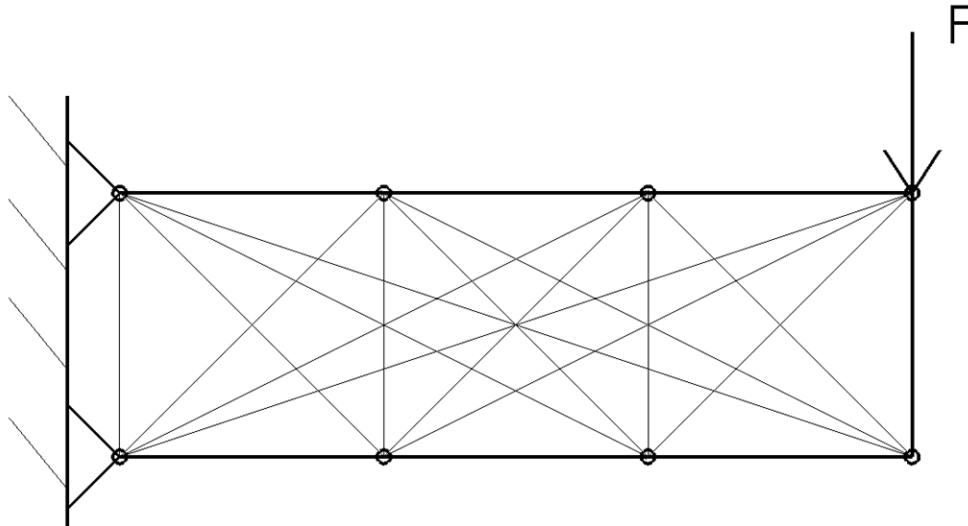
Rozměrové proměnné definují jednotlivé rozměry specifikované formy, a to například tloušťku, šířku a délku rovinných prvků nebo poloměr křivosti skořepin.

Tvarové proměnné definují prostorové uspořádání systému prvků jako například počet uzlů sítě rámové konstrukce nebo úhly mezi členy prutové konstrukce.

Materiálové proměnné definují mechanické vlastnosti použitých materiálů, jako například modul pružnosti, mez kluzu, hustotu či charakteristiky definující kompozitní materiál.

V našem příkladě je forma z určité části specifikovaná zadáním. Pro znázornění různých variant formy je potřeba uvažovat prvky konstrukce mezi všemi uzlovými body viz obr. 14.

V případě, že budou některé prvky konstrukce označeny jako neúčelné, je možné jejich vypuštění.



Obr. 14: Základní forma s naznačením možných prvků [6]

5.1.5 Stanovení vedlejších podmínek – fáze IV.

Jsou-li uvažovány návrhové proměnné v úloze vystupující jako osy n -dimenzionálního prostoru, potom každý bod v tomto takzvaném návrhovém prostoru představuje návrh, který přichází v úvahu. Který z těchto návrhů představuje lepší návrh, lze zjistit dosazením příslušných souřadnic do cílové funkce a porovnáním jejich hodnot. Toto porovnání má však smysl pouze tehdy, reprezentují-li tyto body návrh, který je přijatelný. Návrhový bod je přijatelný, pokud při daných vnějších podmínkách nenastane některý z mezních stavů konstrukce nebo se neporuší jiné dané podmínky (např. vlastní frekvence).

Podmínka, kdy přijatelné návrhové body odpovídají konfiguraci konstrukce, pro kterou nenastane žádný z mezních stavů, je nazývána podmínkou pevnostní. Tato podmínka je určena soustavou nerovnic, které vyjadřují, že napětí v žádném ze subsystémů nesmí překročit napětí, které by znamenalo poškození konstrukce. Případně, že tuhost neklesne pod přijatelnou mez. Daná pevnostní podmínka je funkcí rozměrů prvků konstrukce, materiálových proměnných, tvarových proměnných a vnějších podmínek. Za vedlejší podmínky je nutné považovat vztahy popisující chování konstrukce, jako jsou například rovnice rovnováhy a deformační podmínky.

Vedlejší podmínky můžeme obecně zapsat ve tvaru:

$$\bar{g}_l(x_N) \leq 0, \quad (l = 1, 2, \dots, k) \quad (4)$$

$$\bar{h}_l(x_N) = 0, \quad (l = 1, 2, \dots, K) \quad (5)$$

V našem případě bude mít při uvažování pevnostní podmínky jedna z rovnic konkrétní tvar:

$$|\sigma(x_N)| \leq \sigma_D \quad (6)$$

Omezení, aby přijatelné návrhové body neobsahovaly souřadnice, které nerespektují zvolené hodnotové limity proměnných, je vyjádřeno geometrickými vedlejšími podmínkami. Jedná se o podmínky, které jsou zapisovány ve tvaru:

$$a_l \leq x_a \leq a_u \quad (7)$$

kde x_a představuje vektor těch proměnných, jejichž požadovaná hodnota je omezena zespodu hodnotou a_l a shora hodnotou a_u .

V ilustračním případě máme geometrické vedlejší podmínky:

$$A_i^{pl} \leq A_{\max}^{pl} \quad (8)$$

$$W_i^{pl} \leq W_{\max}^{pl} \quad (9)$$

kde A_{\max}^{pl} a W_{\max}^{pl} reprezentují maximální hodnoty příslušných průřezových charakteristik.

Na rozdíl od geometrických vedlejších podmínek, které jsou voleny, jsou pevnostní vedlejší podmínky dány povahou působení vnějších sil na specifickou formu. Základní úlohou této fáze je tudíž detailní poznání mezních stavů či jinak uvažovaných omezení analytického popisu chování konstrukce a jejich matematické vyjádření. Úplnost tohoto poznání závisí na kvalitativní úrovni analýzy konstrukce.

5.1.6 Sestavení matematického modelu fyzikálně zjednodušené úlohy – fáze V.

Tato fáze návrhu není zařazena do předchozích z důvodu odlišného pojetí a přístupu, přestože ve skutečnosti probíhá ve stejný čas.

V průběhu analýzy a syntézy je zřejmé, že proměnných v úloze figuruje více nežli jen námi zvolené návrhové proměnné x_N . Tyto proměnné jsou zařazeny do společné skupiny tzv. analytických proměnných a sestavují se do vektoru analytických proměnných x_{AM} . Jedná se o veličiny, které jsou získány na základě analytického rozboru navržené konstrukce. Tyto fyzikální veličiny mají charakter složek tenzoru napětí či deformací, změny tvaru, vlastní frekvence atd. Jelikož v průběhu optimalizačního procesu dochází k vyhodnocení také těchto analytických

proměnných, tak se někdy hovoří o souběžné analýze a optimalizačním procesu. Spolu s vektorem návrhových proměnných x_N tvoří vektor analytických proměnných x_{AN} vektor proměnných úlohy.

$$x = \begin{pmatrix} x_N \\ x_{AN} \end{pmatrix} \in E^p \quad (10)$$

Z toho důvodu, že může existovat více řešení mající požadované chování, musí být syntéza založena na zavedené míře efektivnosti (kvality), dle níž může být mnohonásobný systém řešení tříděn. Zde bude míra efektivnosti na základě analytického rozboru zjednodušeného modelu daného problému (s využitím známých a ověřených fyzikálních hypotéz) vyjádřena v konečné formě matematického výrazu.

$$f = f(x) \quad (11)$$

Na stejném základě byly v kompaktním tvaru matematicky korektně vyjádřeny vedlejší podmínky, které již byly zmíněny v předchozí kapitole.

V případě ilustrační úlohy bude cílová funkce ve tvaru:

$$f(A_i^{pl}, W_i^{pl}) = \sum_{i=1}^n (A_i^{pl} L_i + \alpha_i W_i^{pl} L_i) \quad (12)$$

kde α_i jsou jistým způsobem volené parametry a L_i představuje délky jednotlivých prutů.

5.1.7 Vlastní optimalizace

Tato fáze obsahuje rozšíření matematické formulace dané úlohy. Lze říct, že pro známé prostředí a specifikovanou formu konstrukce bude mít návrhový vektor x optimální nastavení \hat{x} , pokud (v případě hledání maxima):

$$f(\hat{x}) = \max_{x \in \mathcal{G}} f(x) \quad (13)$$

kde množina \mathcal{G} je množina všech přístupných návrhových bodů, tedy množina všech x , která vyhovují formulovaným vedlejším podmínkám.

Tuto úlohu je také možné zapsat jinými způsoby, například:

$$\hat{x} = \arg \max_{x \in \mathcal{G}} f(x) \quad (14)$$

Termín optimalizace označuje různé matematické metody, které minimalizují (maximalizují) cílovou funkci při dodržení vedlejších podmínek. Těchto metod je velké

množství a jejich teorií se zabývá obsáhlá matematická disciplína, která se nazývá matematická teorie optimálních procesů.

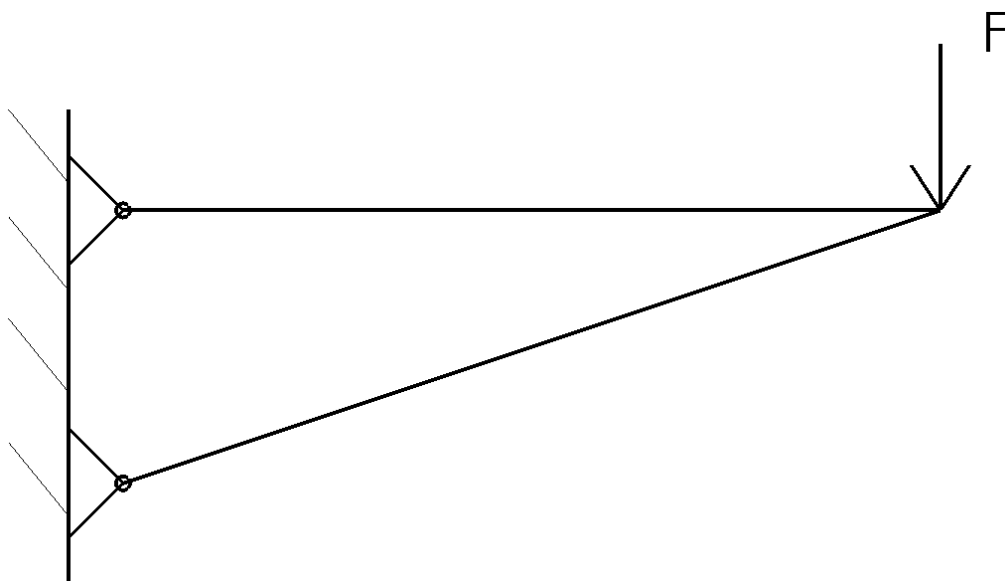
5.1.8 Výběr vhodné matematické optimalizační metody – fáze VI.

Zmíněných matematických optimalizačních metod existuje velké množství a liší se od sebe mnoha způsoby. Každá optimalizační metoda vyžaduje svým určitým způsobem formalizovanou extrémální úlohu popsanou v obecném tvaru. Například metoda, která se nazývá lineární programování, vyžaduje, aby všechny výrazy v problému vystupující byly lineární. Toho není možné vždy dosáhnout. Naopak ne každý je schopný použít libovolnou optimalizační metodu, a to z důvodu nedostatečného programového a matematického zázemí. Dalším důležitým faktorem při výběru optimalizační metody je dostupný čas a zhodnocení náročnosti metody. Z toho vyplývá, že je potřeba zvolit metodu, která má dostatečně přesné výsledky v přípustném čase.

5.1.9 Matematická řešení formalizované extrémální úlohy – fáze VII.

V této fázi návrhu dochází k matematickému zpracování formalizované optimalizační úlohy. Postup tohoto zpracování ve značné míře závisí na tvaru formalizované úlohy a na zvolené metodě řešení úlohy.

Na obr. 15 lze vidět optimalizované řešení ilustračního příkladu, kde jsou oba členy navržené konstrukce namáhány pouze osovými silami.



Obr. 15: Řešení úlohy s naznačením prvků [6]



5.1.10 Technická interpretace získaného řešení – fáze VIII.

Je zřejmé, že výsledné řešení optimalizační úlohy je třeba upravit tak, aby mu rozuměl technicky vzdělaný pracovník, či ho případně upravit pro praktické použití. Snahou optimalizačního pracovníka je tuto poslední fázi redukovat na minimum. Naopak snahou konstruktéra je vybírat jednotlivé díly z normalizovaných prvků, mít hladké tvary hraničních křivek, apod. To vše je však možné zahrnout do vlastního optimalizačního návrhového postupu.

V případě ilustračního příkladu vybereme takový normalizovaný průřez, který se nejvíce blíží vypočítaným charakteristikám a provedeme kontrolu navržené konstrukce tak, aby výsledný návrh odpovídal příslušné normě.



6. Technické normy

Norma je veřejně dostupný dokument, který je vyjádřením požadavků na to, aby výrobek, proces nebo služba byly za specifických podmínek vhodné pro daný účel. Stanovuje základní požadavky na kvalitu, bezpečnost, slučitelnost, zaměnitelnost a ochranu zdraví i životního prostředí. V současné době je technická norma kvalifikované doporučení, které není závazné. Podle rozsahu platnosti lze normy rozdělit na:

- mezinárodní a regionální – ISO, EN, ETSI aj.,
- národní – ČSN, DIN, GOST, ANSI aj.,
- podnikové (PN) – jsou vydávány výrobcem nebo závody pro vlastní potřebu. [11]

6.1 Česká technická norma

Česká technická norma je dokument schválený pověřenou právní osobou pro opakované nebo stálé použití, který je vytvořený podle zákona a označený zkratkou ČSN. [11]

Tvorbu a vydávání ČSN v současné době zajišťuje Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví ÚNMZ. Vydání normy je zveřejněno ve Věstníku Úřadu pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. [11]

V roce 1989 začal proces postupného přebírání evropských norem, které pod označením ČSN EN xxxxx nahrazují původní ČSN normy. Tento proces je pro Českou republiku stejně jako pro ostatní členy Evropské unie povinný. Naopak Česká republika není povinna přebírat mezinárodní normy ISO. Převzetí mezinárodních norem do soustavy norem ČSN se řídí pouze národními potřebami. [11]

Nové původní české technické normy se mohou vytvářet pouze v oblastech, ve kterých neexistují normy evropské nebo mezinárodní. [11]

6.2 Normy pro návrh armatur

Normy, které se zabývají návrhem armatur, lze nalézt pod souhrnným názvem „Armatury a potrubí“. Tyto normy se zabývají názvoslovím, volbou parametrů armatur, uložením potrubí a armatur, návrhem a konstrukcí armatur, materiálem armatur atd.

Původní české technické normy, které se zabývají návrhem armatur, mají označení ČSN 13 xxxx. Tyto normy jsou postupně nahrazovány evropskými (např. ČSN EN 1333) nebo mezinárodními (např. ČSN EN ISO 6708) normami.

Tato práce si nedává za cíl detailně probrat technické normy, které slouží k návrhu armatur, ale pouze poukázat na určité rozdíly přístupu při návrhu analytickém a za pomoci metody konečných prvků (MKP).

Analytický návrh armatury je založen na určení tloušťky stěny tělesa. Tato tloušťka však nemůže být vypočítána přímo, protože se skládá z někdy poměrně složitých geometrických dutých tvarů. Výpočet se proto podle normy ČSN EN 12516-2 provádí ve dvou krocích.

Prvním krokem výpočtu je idealizace některých částí tělesa armatury do hladké trubky bez otvorů a výřezů. U takto idealizované trubky se pak tloušťka stěny e_c určí za pomoci následujících vztahů:

$$e_c^* = \frac{d \cdot p}{(2 \cdot \sigma_{ref} - p) \cdot k_c} \quad (15)$$

kde:

e_c^* [mm] – výpočtová stěna tloušťky bez přídaveků,

d [mm] – vnitřní průměr idealizované trubky,

p [MPa] – jmenovitý tlak,

σ_{ref} [N · mm⁻²] – maximální dovolené napětí při teplotě t ,

k_c [-] – svarový součinitel (pro těleso bez svaru je $k_c = 1$). [9]

$$e_c' = e_c^* + c_1 + c_2 \quad (16)$$

kde:

e_c' [mm] – minimální nominální tloušťka stěny s přídávky,

c_1 [mm] – korozní přídavek,

c_2 [mm] – záporná tolerance na tloušťku stěny. [9]

Hrdla armatur jsou různými způsoby připevněna k navazujícímu potrubí, a tím pádem je nutné tloušťku stěny přizpůsobit normalizovaným rozměrům.

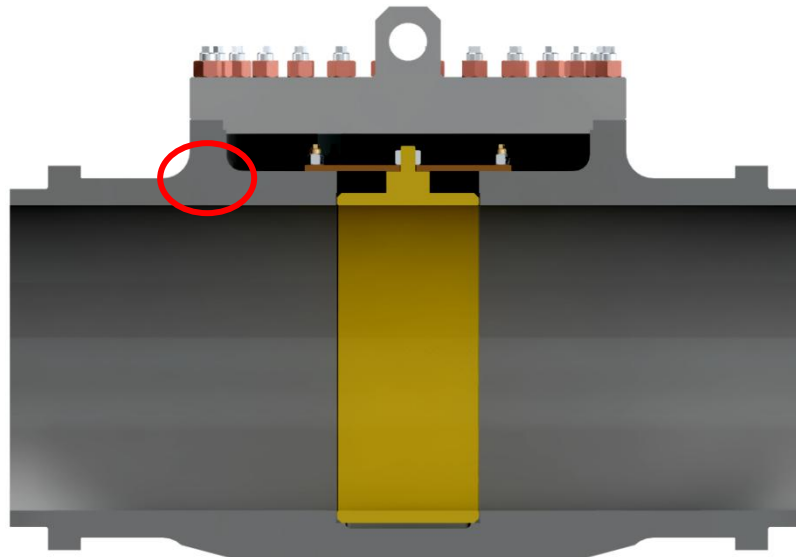
$$e_c = \frac{(D_t - 2 \cdot t_t) \cdot p}{(2 \cdot \sigma_{ref} - p) \cdot k_c} \quad (17)$$

kde:

D_t [mm] – vnější průměr trubky podle ČSN EN 10220,

t_t [mm] – tloušťka stěny trubky podle ČSN EN 10220. [9]

Druhým krokem výpočtu je určení tloušťky stěny v místě rozsochy. V této oblasti však není možné tloušťku stěny přímo vypočítat, ale musí být nejdříve navržena a posléze zkontrolována s uvažováním rovnováhy sil.



Obr. 16: Tlakový zámek s vyznačenou oblastí rozsochy

$$p \cdot A_p = \sigma_{ref} \cdot A_f \cdot k_c \quad (18)$$

kde:

A_p [mm²] – tlakem zatěžovaná plocha průřezu,

A_f [mm²] – účinná plocha průřezu. [9]

$$p \cdot \left(\frac{A_p}{A_f \cdot k_c} \right) \leq \sigma_{ref} \quad (19)$$

Jak je z obou těchto kroků patrné, návrh je z velké části závislý na koeficientech a referenčním napětí. Referenční napětí lze najít v normě ČSN 13 0010. Tato norma však nebere zřetel na moderní materiály a je z tohoto pohledu příliš konzervativní. Návrh tloušťky stěny tělesa tak může být při použití moderních materiálů zbytečně předimenzovaný.



Další nevýhodou analytického řešení oproti metodě konečných prvků je návrh a kontrola tloušťky stěny jen v určitých místech tělesa. Špička napětí tak může nepozorovaně vzniknout v jiných místech konstrukce. Naopak metoda konečných prvků dokáže zjistit jednotlivé špičky napětí v celé konstrukci a lze pomocí ní určit potřebné tloušťky tělesa v celém rozsahu. Její nevýhodou jsou však vyšší pořizovací náklady softwaru a nutnost vyškoleného pracovníka, který dokáže simulaci vhodně nastavit a následně i správně vyhodnotit výsledek. Z toho vyplývá nutnost existence zkušenosti s tímto MKP návrhem, kterou mají ovšem v držení firmy.

7. Výpočet napjatosti pomocí metody konečných prvků

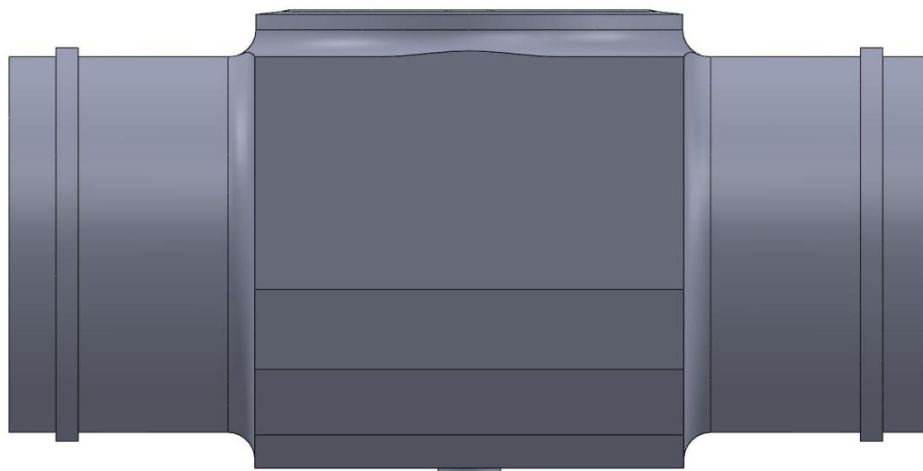
7.1 Úvod

Analýza za pomoci metody konečných prvků (MKP) se využívá v různých vědních oborech při řešení široké škály problémů. Nezbytným předpokladem pro získání relevantních výsledků s dobrou vypovídací hodnotou je formulace okrajových podmínek a dále vytvoření kvalitního geometrického modelu, definování materiálových charakteristik a tvorba dostatečně husté a kvalitní sítě. Jednotlivé části simulace jsou sestupně seřazeny podle jejich vlivu na kvalitu a relevantnost výsledků.

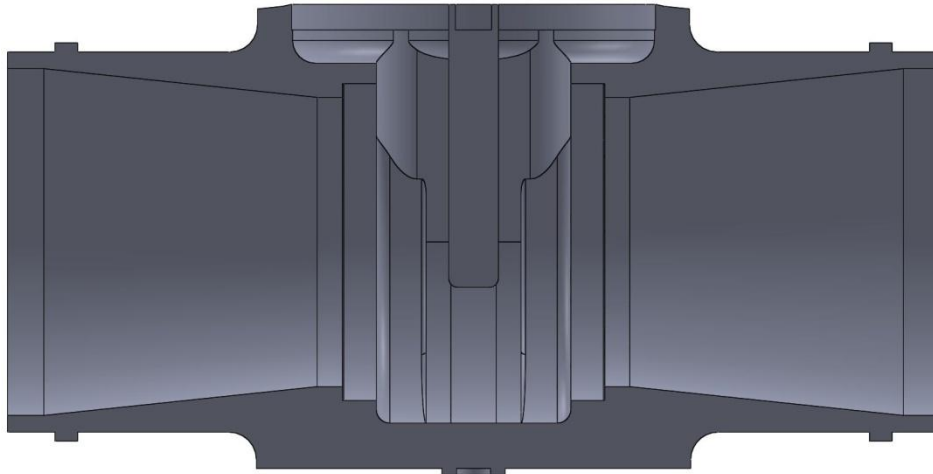
7.2 Analýza stávající parovodní armatury

V této kapitole bude proveden MKP výpočet napjatosti stávající parovodní armatury, který bude následně analyzován. Pomocí této analýzy budou navrženy vhodné geometrické parametry, které poslouží k optimalizaci za účelem snížení hmotnosti armatury. Bez této analýzy by nebylo možné určit předdimenzovaná místa armatury a výběr geometrických parametrů pro optimalizaci by byl čistě náhodný. Provozní podmínky a vlastnosti parovodní armatury jsou následující:

- materiál armatury 22K (norma GOST),
- teplota pracovního média $t_{c1} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$,
- pracovní tlak $p_{p1} = 10 \text{ MPa}$,
- předpokládaná doba životnosti $t = 200\,000 \text{ hod.}$



Obr. 17: Těleso armatury

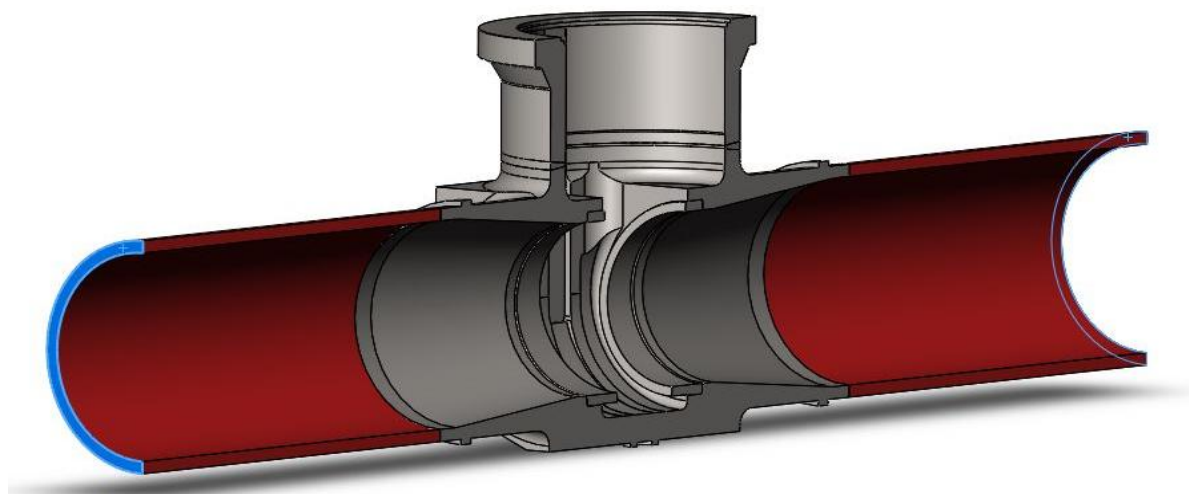


Obr. 18: Těleso armatury - řez

7.2.1 Okrajové podmínky výpočtu

V některých případech je z důvodu šetření počtu elementů sítě a z toho vyplývajícího šetření výpočetního času vhodné využít rovinu symetrie, která též odebírá 1° volnosti. Tímto způsobem řešení MKP úloh se nedopouštíme žádné chyby nebo zjednodušení, ale pouze s výhodou využíváme geometrických vlastností jednotlivých součástí. V našem případě byla využita jedna rovina symetrie, ačkoli by bylo možné využít dvou.

Uložení armatury tak, aby co nejméně odpovídalo reálnému uložení a přitom neovlivňovalo výsledek simulace, bylo docíleno tím způsobem, že se k základnímu modelu připojilo z obou stran pomocné potrubí. Toto pomocné potrubí má za úkol odvádět napětí, které vzniká od uložení, mimo vyhodnocovaný model. Z toho důvodu musí být potrubí dostatečně dlouhé a musí mít také stejný vnitřní a vnější průměr jako samotná armatura.



Obr. 19: Model armatury s pomocným potrubím

Na obr. 19 je znázorněn model armatury, kde je červenou barvou zvýrazněno výše zmíněné pomocné potrubí, které je pevně připojeno k tělesu armatury. Na plochy, které jsou zabarveny modře, je aplikována fixní vazba, která armatuře zabraňuje v pohybu tím, že odebírá 6° volnosti.

7.2.2 Aplikace zatížení

Armatura je reálně zatížena kombinací napětí od teplotního gradientu a vnitřního přetlaku, přičemž teplota do výpočtu z důvodu jednoduchosti vstupuje pouze prostřednictvím snížených materiálových charakteristik. V opačném případě by v tělese armatury vznikalo přídavné napětí působením teplotní roztažnosti (dilatace) materiálu. Vnitřní přetlak je aplikován na vybrané plochy tělesa armatury, pomocného potrubí, nátrubků, návarku a hrdla.

Vnitřní přetlak, který působí na armaturu, není z důvodu absence víka v rovnováze. Kvůli tomu dochází k průhybu a tento průhyb částečně znehodnocuje mapu napětí. Proto je do děr na šrouby aplikována stabilizační síla, která nahrazuje tlak, který by působil na víko armatury. Tato síla je aplikována do děr na šrouby právě proto, aby bylo víko armatury nahrazeno s co největším ohledem na jeho skutečné silové působení. Jednodušší, ale méně přesnou variantou, by byla aplikace síly na celou horní plochu hrdla armatury.

Výpočet stabilizační síly:

$$F_s = p_{p1} \cdot S = p_{p1} \cdot \pi \cdot \frac{r_s^2}{2} = 10 \cdot \pi \cdot \frac{402^2}{2} = 2\,538\,469,70 \text{ N} = 2\,538,47 \text{ kN} \quad (20)$$

kde:

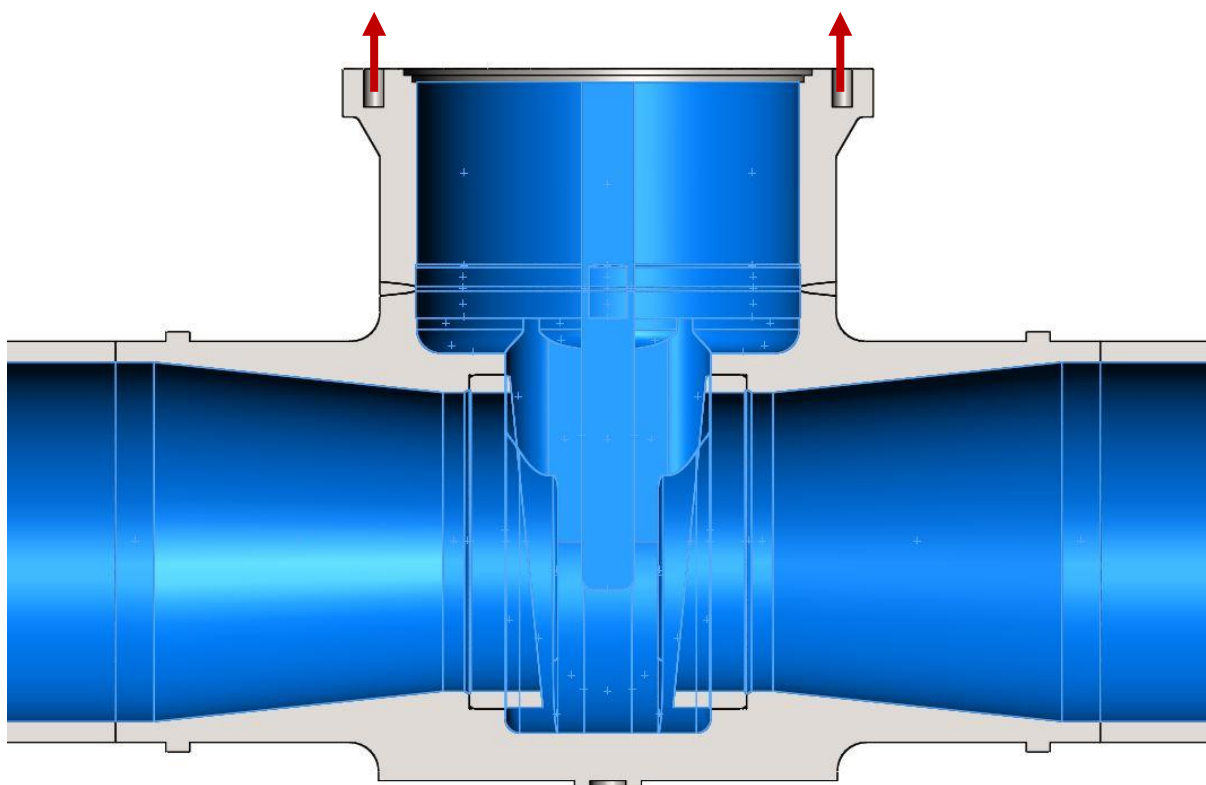
F_s [N] – stabilizační síla,

p_{p1} [MPa] – pracovní tlak,

S [mm²] – plocha víka,

r_s [mm] – poloměr víka.

V tomto vztahu je kvadrát poloměru víka dělen proto, aby byla brána v potaz výše zmíněná rovina symetrie.



Obr. 20: Aplikace jednotlivých zatížení na armaturu

Na obr. 20 je zřetelná aplikace jednotlivých zatížení na armaturu. Plochy, na které je aplikován vnitřní přetlak, mají modrou barvu. Stabilizační síla je znázorněna šipkami.

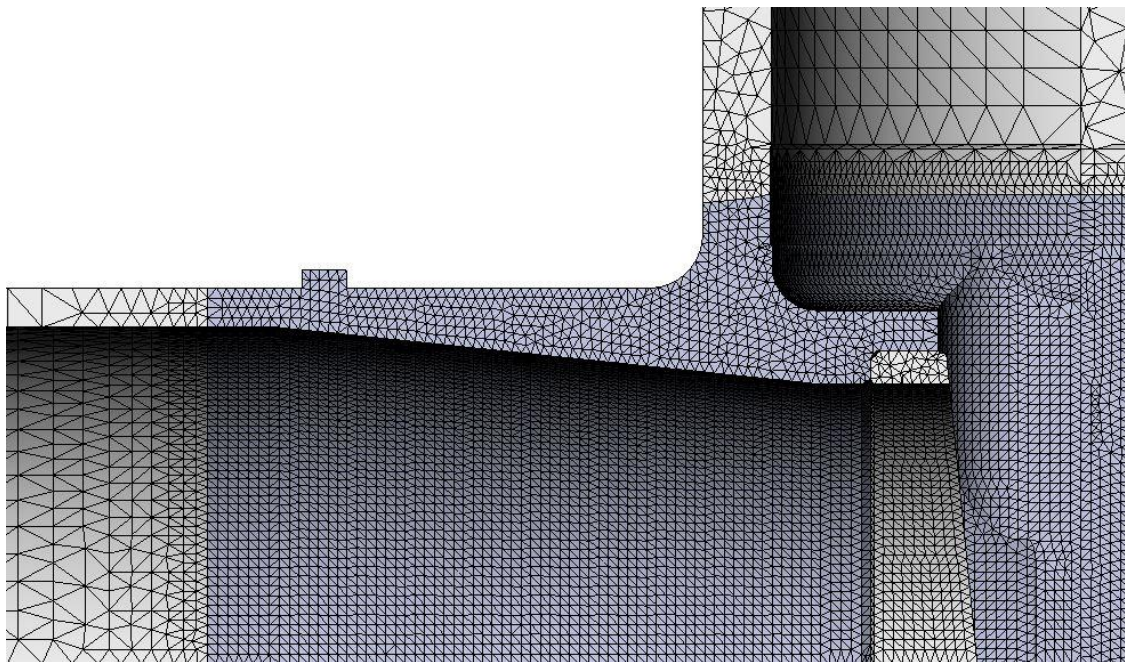
7.2.3 Síťování modelu

Program SolidWorks simulation, stejně jako ostatní MKP řešiče implementované v CAD programech, pracuje jen s jedním typem elementu objemové sítě. Tímto typem je tetrahedrální element (čtyřstěn), přesněji čtyřstěnný element druhého řádu o 10 uzlech označovaný jako C3D10.

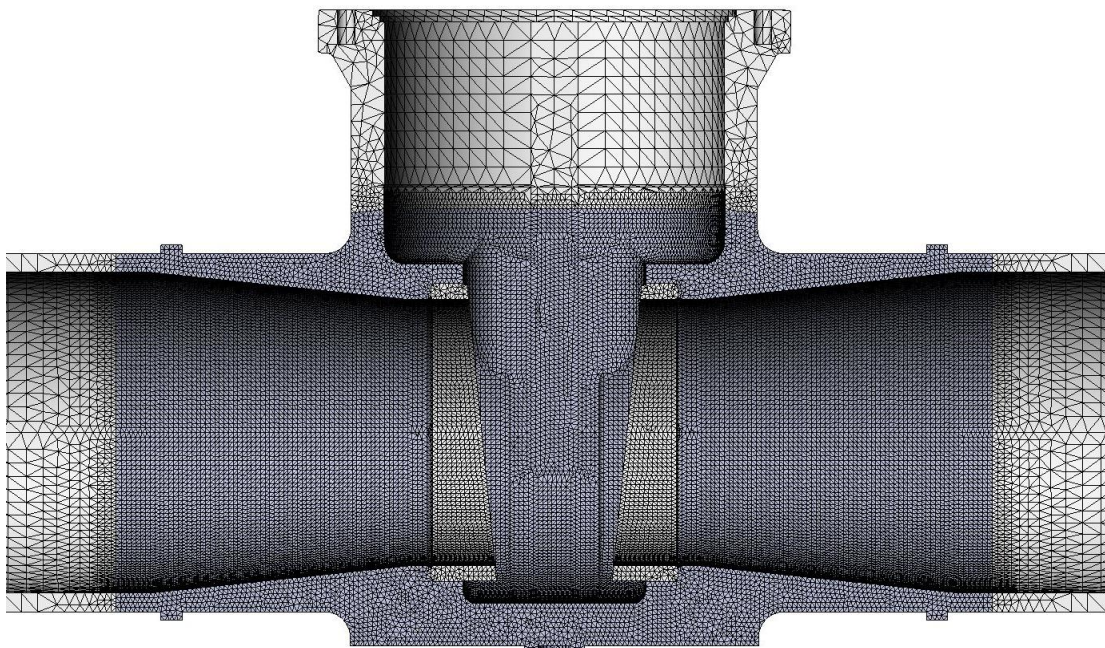
Tvorba sítě armatury probíhala ve dvou fázích, kde první fáze byla zaměřena na takové části armatury, které nejsou z hlediska této práce důležité. V této oblasti byla vygenerována hrubší síť s velikostí elementu 44 mm , a to z důvodu šetření výpočetního času. V druhé fázi byla generována jemnější síť pro, z hlediska této práce, zajímavější části armatury. Velikost elementu těchto částí armatury byla zvolena 11 mm , a to z toho důvodu, aby bylo dosaženo minimálně čtyř elementů po tloušťce stěny. Celkový počet elementů sítě je v tomto případě 1 307 459.

tab. 1: Detaily vysíťování armatury

Část armatury	Typ elementu	Velikost elementu [mm]	Počet elementů [-]
Těleso	C3D10	11	1 172 800
Hrdlo	C3D10	44	25 687
Návarek	C3D10	11	12 064
Nátrubek	C3D10	11	22 906
Potrubí	C3D10	44	25 548



Obr. 21: Detail vysíťování armatury



Obr. 22: Vysíťování armatury

Na obr. 21 a obr. 22 je zřetelný rozdíl velikostí elementů v důležitých a méně důležitých částech armatury. Dále je zde dobře viditelný pozvolný přechod v hustotě vysíťování mezi jednotlivými prvky sítě.

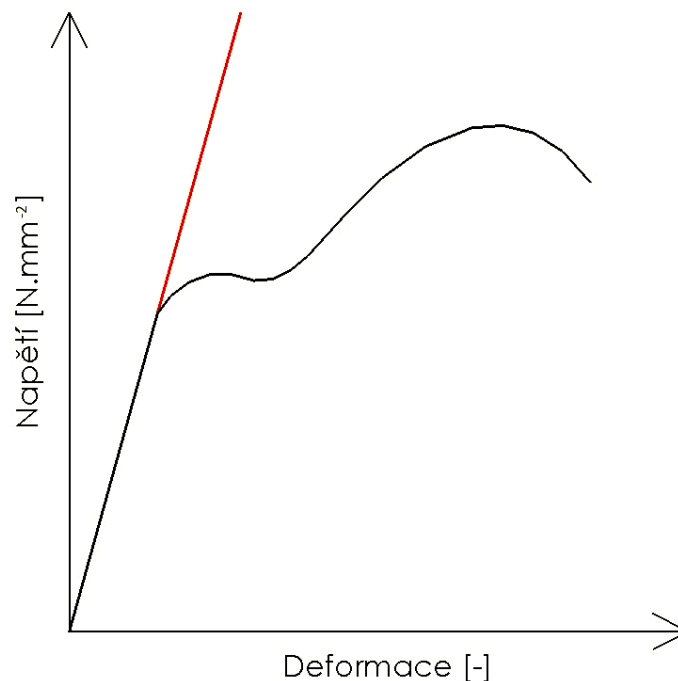
7.2.4 Vlastnosti materiálu

Materiál 22K (označení podle normy GOST) je nízkouhlíková žárovečná feritická ocel. Využívá se na výrobu výkrovků a tlakových zařízení. Je podmíněčně vhodná ke svařování.

tab. 2: Chemické složení materiálu 22K

Prvek	C	Si	Mn	P	S	Cr	Al
Obsah [%]	0,17-0,23	max 0,60	1,00-1,50	max 0,035	max 0,030	max 0,30	0,015-0,050

Z hlediska MKP (metody konečných prvků) se jedná o elastický lineární isotopický materiálový model. To znamená, že je platnost Hookova zákona neomezená v celém rozsahu.



Obr. 23: Tahový diagram oceli

Na obr. 23 je znázorněn tahový diagram oceli s červeně naznačenou linearitou materiálového modelu.

tab. 3: Vybrané vlastnosti materiálu 22K při různých teplotách

Materiálové charakteristiky	Při teplotě 20°C	Při teplotě 300°C
Youngův modul E [$N \cdot mm^{-2}$]	207 000	196 000
Mez kluzu $R_p 0,2$ [$N \cdot mm^{-2}$]	295	195
Mez pevnosti R_m [$N \cdot mm^{-2}$]	490 - 610	412

Larson-Millerův parametr:

$$P_{LM} = T(C + \log t) = 573,15 \cdot (20 + \log 200\,000) = 14\,501,29 \text{ K} \cdot h \quad (21)$$

kde:

P_{LM} [$K \cdot h$] – Larson-Millerův parametr,

C [-] – materiálová konstanta, která pro ocel nabývá hodnot od 15 až do 25,

t [h] – zkušební doba/předpokládaná životnost,

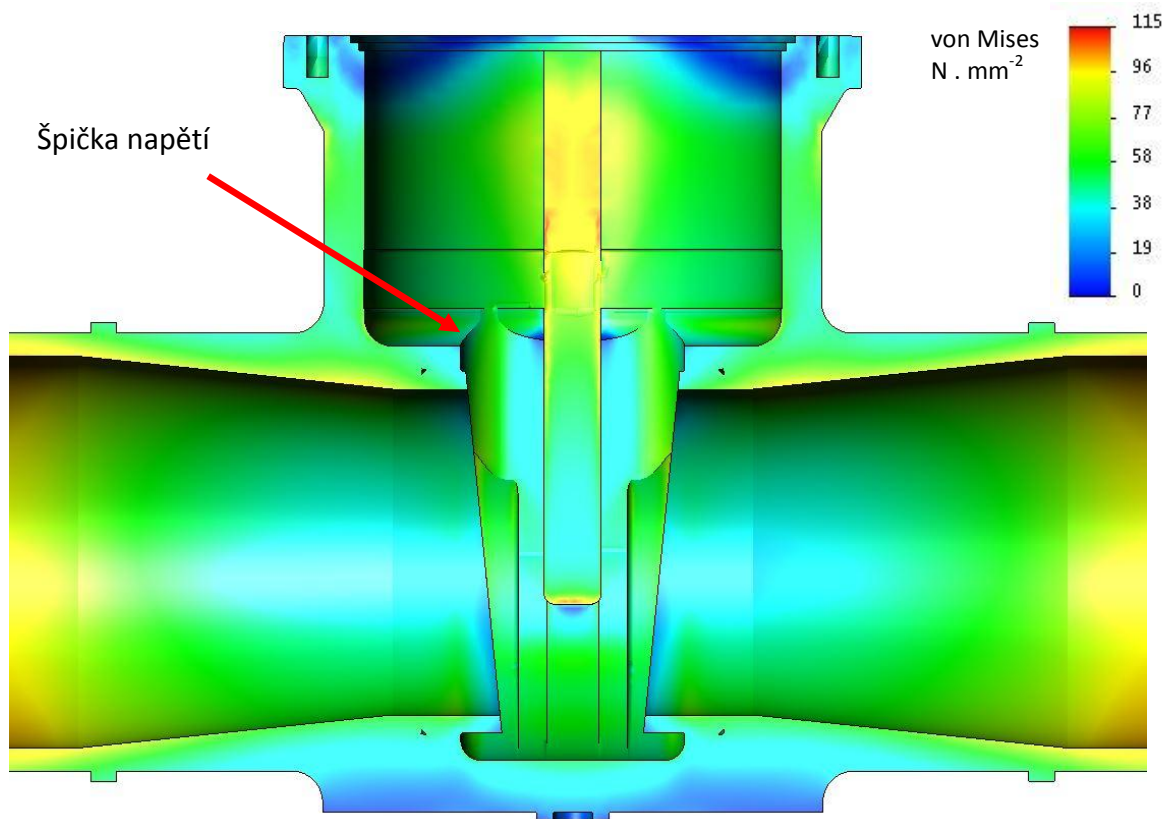
T [K] – teplota. [5][10]

Z grafu č. 1 (kapitola 3.1.1) lze vyčíst, že hodnotě $P_{LM} = 14\,501,29 \text{ K} \cdot h$ by odpovídalo napětí nad $225 \text{ N} \cdot mm^{-2}$. Z toho důvodu bude brána jako relevantní podmínka mez kluzu materiálu 22K při teplotě $t_{c1} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$, jejíž hodnota je $195 \text{ N} \cdot mm^{-2}$.

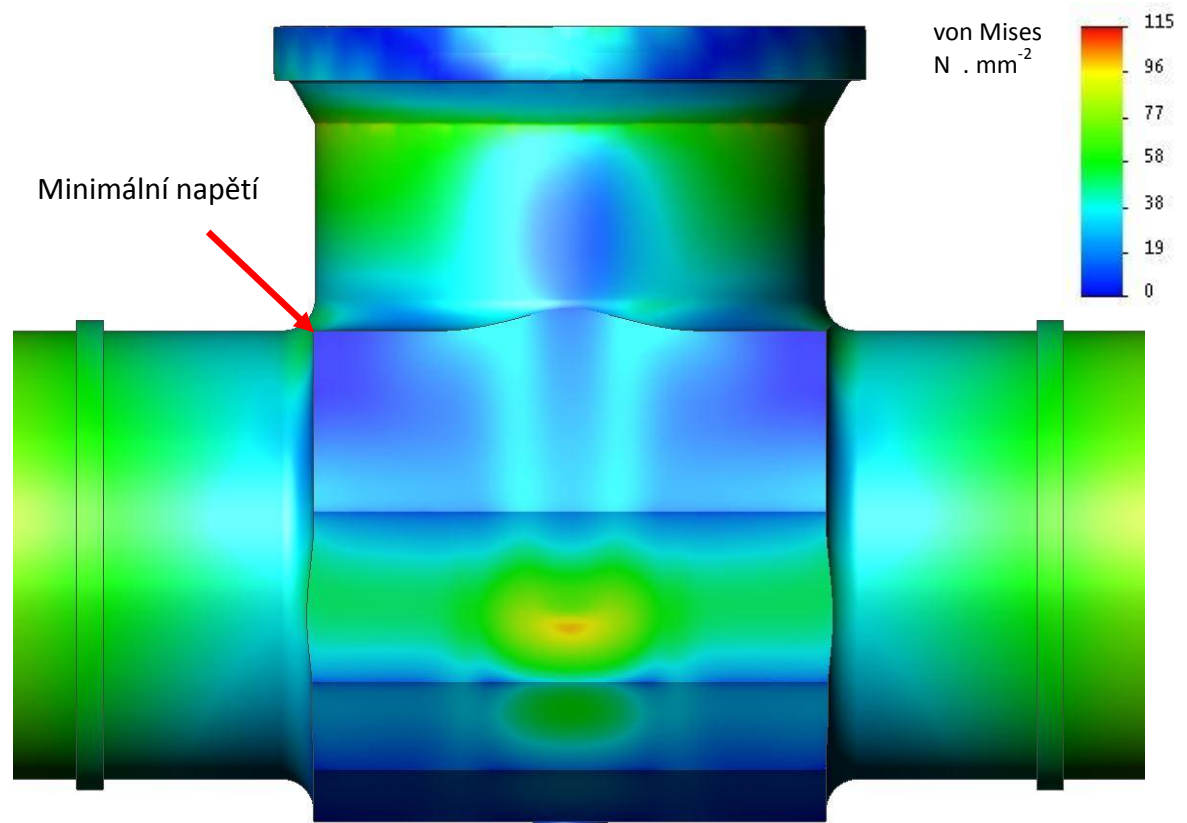
7.2.5 Výsledky numerické simulace původní armatury

Při takto definovaných okrajových podmínkách, geometrickém modelu, materiálových charakteristikách a síti trvá numerický výpočet v programu SolidWorks cca 10 minut. Propojení mezi jednotlivými tělesy je řešeno pomocí vazby „bonded“, která zabraňuje vzájemnému pohybu těles, a tím pádem věrně simuluje svařenou konstrukci. Síť se v tomto případě chová jako pevně spojená. Takto navržená armatura je podle výsledků simulace předimenzovaná a její hmotnost je tím pádem zbytečně vysoká, viz obr. 24 a obr. 25. Těleso armatury při takto definovaném geometrickém modelu a hustotě materiálu $\rho = 7\,850 \text{ kg} \cdot m^{-3}$ váží $m_p = 4\,440,9 \text{ kg}$.

Na obr. 24 a obr. 25 je možné vidět rozložení napjatosti v armatuře. Špička napětí geometrického modelu armatury je podle výsledků simulace umístěna na hraně mezi dvěma plochami uvnitř armatury. Tato napěťová špička se však v modelu reálně nevyskytuje, jelikož se jedná o napěťovou singularitu, proto lze tuto špičku považovat za „fiktivní“. Maximální napětí v armatuře bude tím pádem o něco nižší, než naznačuje tab. 4. Minimální hodnota napětí je lokalizována na vnějším plášti armatury.



Obr. 24: Rozložení napjatosti v původní armatuře - řez



Obr. 25: Rozložení napjatosti v původní armatuře



tab. 4: Hodnoty napětí v armatuře

Maximální napětí [N.mm ⁻²]	Minimální napětí [N.mm ⁻²]	Průměrné napětí [N.mm ⁻²]
104,09	0,03	39,76

Z obr. 24 a obr. 25 je možné podle rozložení napjatosti vytipovat místa, která jsou předdimenzovaná. V těchto místech bude provedena za pomoci vhodných geometrických parametrů a stávajících metod obrábění redukce objemu armatury. Toto obrábění sice zvýší počet operací a upnutí, ale snížení váhy armatury tento nárůst obráběcího času a ceny vynahradí.

Současným trendem nejen v technických oborech je snaha o snížení hmotnosti výrobku při zachování či zlepšení ostatních jeho parametrů. Tímto snížením hmotnosti lze dosáhnout snazšího transportu výrobku, jednodušší montáže, menšího zatížení okolní konstrukce a případně také snížení nákladů na výrobu (např. volbou menšího polotovaru).

8. Optimalizace hmotnosti armatury

8.1 SolidWorks design study

Pro optimalizaci hmotnosti armatury byl zvolen komerční matematický aparát Design study, který je integrovaný přímo v prostředí CAD modeláře SolidWorks.

Designová studie v programu SolidWorks primárně slouží k optimalizaci a vyhodnocování modelů. V této studii se definují proměnné a hodnoty, kterých mohou tyto proměnné nabývat (určuje se rozmezí a krok nebo diskrétní hodnoty). Těmito proměnnými jsou jednotlivé rozměry modelu, které jsou vybírány přímo v grafickém rozhraní, a kterým se přiřazují jedinečné názvy. Po nadefinování všech proměnných, jejich rozmezí a kroků lze zjistit celkový počet aktivních scénářů, což odpovídá celkovému počtu všech simulovaných variant. Počet těchto variant je libovolný a může nabývat hodnot od jednotek až po tisíce. Počtu variant je však přímo úměrný čas, který zabere samotná optimalizace, a také datová náročnost.

Na obr. 26 je znázorněn příklad, kde je definováno 5 proměnných, z jejichž rozmezí a kroků vyplývá počet simulovaných variant, který je v tomto případě roven hodnotě 405.

zaoblení	Rozmezí a krok ▼	Min: 20mm ▲▼	Max: 60mm ▲▼	Krok: 20mm ▲▼
délka dutiny	Rozmezí a krok ▼	Min: 650mm ▲▼	Max: 670mm ▲▼	Krok: 10mm ▲▼
vnější rozměr	Rozmezí a krok ▼	Min: 760mm ▲▼	Max: 800mm ▲▼	Krok: 10mm ▲▼
zkosení_1	Rozmezí a krok ▼	Min: 25mm ▲▼	Max: 75mm ▲▼	Krok: 25mm ▲▼
zkosení_2	Rozmezí a krok ▼	Min: 25mm ▲▼	Max: 75mm ▲▼	Krok: 25mm ▲▼
Klepnutím sem přidejte Proměnné ▼				

Obr. 26: Ukázka definice proměnných v programu SolidWorks design study

Dalším krokem v designové studii je definice omezení. Tato omezení pracují s různými typy čidel. Čidlo je nástroj, který sleduje vybrané vlastnosti dílů a sestav a upozorní uživatele, když se hodnoty odchýlí od limitů, které určil. Čidla dělíme podle způsobu jejich použití na:

- fyzikální vlastnosti,
 - hmotu,
 - objem,
 - plochu,
 - polohu těžiště (souřadnice x, y, z),

- kótu,
- detekci kolizí,
- měřítko,
- blízkost,
- data simulace,
 - napětí,
 - poměrné deformace,
 - posun,
 - frekvenci,
 - kritický koeficient bezpečnosti,
 - sílu spojky,
 - sílu v pevném spoji těl,
 - teplotu,
 - rychlost,
 - zrychlení,
 - napětí nosníku,
 - faktor bezpečnosti.

Z hlediska této práce je nejzajímavějším typem čidla "data simulace". Toto čidlo je přímo propojeno s již provedeným MKP výpočtem, a tím pádem bere v potaz okrajové podmínky, definici zatížení, materiálové charakteristiky, geometrii a vysíťování modelu. Definicí omezení může být v tomto případě například maximum, minimum nebo rozmezí hodnot napětí na tělese či ploše. Každý scénář simulace, jehož extrém je větší nebo menší než požadovaná hodnota je následně vyloučen z přijatelných výsledků.

Napětí	Je menší než	Max:	100 N/mm ²	MKP výpočet
Poměrné deformace1	Je menší než	Max:	0.01	MKP výpočet
Klepnutím sem přidat Omezení				

Obr. 27: Ukázka definice omezení v programu SolidWorks design study

Na obr. 27 je jako omezení definováno maximální napětí, jehož hodnota může dosáhnout nejvýše $100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, a maximální poměrná deformace, která může dosahovat nejvýše 0,01.

Posledním krokem před spuštěním samotné optimalizace je stanovení cílů. Tyto cíle mohou mít, stejně jako omezení, více typů čidel. Typy čidel v sekci cíle a omezení jsou totožné. Cílů optimalizace může být i více než jeden, ale v tom případě je zapotřebí nastavit váhu jednotlivých cílů. Cíle mohou mít nastavenou jak stejnou váhu, když jsou shledány stejně důležitými, tak váhu rozdílnou. Jak už bylo zmíněno v kapitole č. 5, některé cíle (kritéria) si mohou navzájem odporovat. To je například případ snahy o minimalizaci hmotnosti, ale ve stejném okamžiku i snahy o co nejmenší průměrné napětí v konstrukci. V těchto případech je nejlepší zvolit si pomocí váhy cíle (kritéria) jeden cíl, který bude upřednostňován. Takto upřednostňovanému cíli bude přiřazena větší váha.

$$f = 5x + y \quad (22)$$

V předcházející rovnici označuje písmeno x , v souladu s obr. 28, minimální koeficient bezpečnosti a písmeno y posun. Jedná se jen o ilustrační příklad.

Minimální koeficient bezpečnosti1	Maximalizovat ▼	Hmotnost:	5.00 ▲▼	MKP výpočet ▼
Posun1	Minimalizovat ▼	Hmotnost:	1.00 ▲▼	MKP výpočet ▼
Klepnutím sem přidat Cíle ▼				

Obr. 28: Ukázka definice cílů v programu SolidWorks design study

Na obr. 28 je jako cíl definován maximální koeficient bezpečnosti součásti, jehož váha v tomto případě činí 5. Jako druhý cíl je definován minimální posun konstrukce, kde je váha parametru nastavena jako 1.

8.2 Příprava modelu na optimalizaci

Tvorba tvarové a rozměrové optimalizace v principu představuje hledání optimálních tvarů a rozměrů. Je tedy založena na změnách rozměrů, jejichž cílem je dosažení optimálních parametrů součásti. Jedním ze základních předpokladů pro tvorbu optimalizací je jednoznačnost definice modelu, a to jak po rozměrové, tak tvarové stránce.

Potřebné změny tvaru součásti, které vedou k dosažení optimálního stavu, mohou způsobit nestabilitu modelu. Jednotlivé operace tvorby modelu jsou seřazeny ve stromu operací, kde je každá operace kromě první závislá na některé z předchozích operací. Z tohoto důvodu vždy existuje hrozba nestability modelu, pokud je upravována některá operace, která není ve stromu operací zařazena jako poslední. Východiskem je každou operaci, která následuje po předchozí, definovat vůči souřadnému systému nebo některé ploše (rovině,



křivce), která s jistotou, ani po změně tvaru způsobené optimalizací, nezmění svou polohu nebo velikost. V opačném případě následuje po úpravě operace nutnost předefinovat operace následující, a to může být v určitých případech obtížnější, než tvorba úplně nového modelu. Bez takovéto úpravy geometrického modelu je nemožné započít samotnou optimalizaci.

8.3 Výběr vhodných geometrických parametrů (proměnných)

Jako vhodný geometrický parametr bude v následujícím textu nazýván takový parametr, za pomoci kterého je možné odebrat co největší objem tělesa armatury a současně lze dosáhnout jeho odebrání za pomoci stávajících metod obrábění.

Modifikované budou, až na výjimky, jen vnější tvary a rozměry tělesa armatury. Je to z toho důvodu, aby po optimalizaci hmotnosti tělesa nebylo zapotřebí konstrukčně upravit i ostatní části armatury. Stejně tak z obdobných důvodů nebudou změněny připojovací rozměry tělesa armatury.

Vhodná místa k odebrání materiálu jsou vytipována na základě lidského úsudku za pomoci rozložení napjatosti na obr. 24 a obr. 25. Z konstrukčního uspořádání tělesa armatury je též možné určit vhodné metody obrábění vzhledem k předchozím způsobům upnutí tělesa armatury.

8.4 Formulace úlohy

Pomocí libovolného počtu vhodných parametrů geometrie optimalizujte tvar tělesa armatury za účelem snížení její hmotnosti. Vhodná místa k odebrání materiálu vytipujte pomocí analýzy původní armatury.

Polotovarem tělesa armatury je kvádrový výkovek, který byl posléze pomocí různých typů odebrání materiálu obrobena do finální podoby. Z toho vyplývá i charakteristický tvar tělesa armatury a musí se tomu přizpůsobit obrábění. Stejně jako u původní armatury jsou známy následující parametry:

- materiál armatury 22K (norma GOST),
- teplota pracovního média $t_{c2} = 330 \text{ }^{\circ}\text{C}$,
- pracovní tlak $p_{p2} = 11 \text{ MPa}$,
- předpokládaná doba životnosti $t = 200\,000 \text{ hod.}$

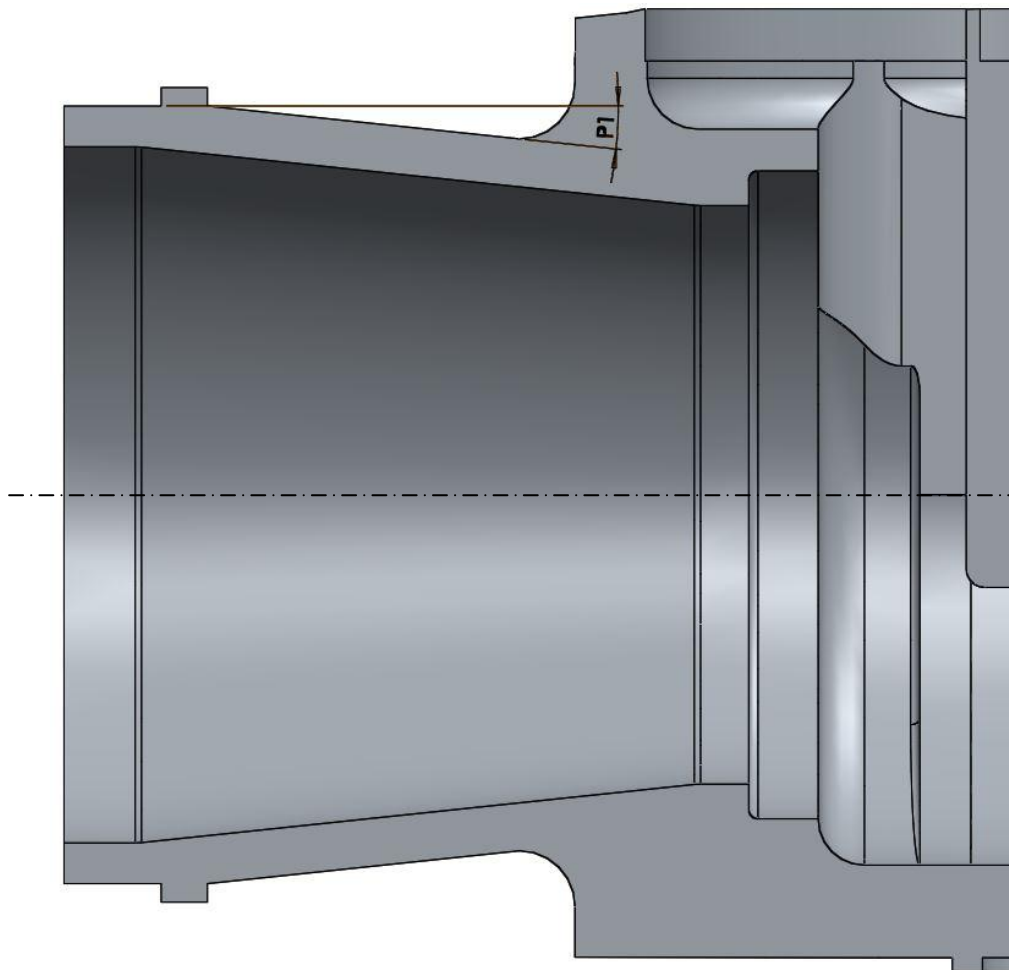
8.5 Volba vhodných geometrických parametrů (proměnných)

V následujícím textu budou popsány a znázorněny vybrané geometrické parametry, pomocí kterých bude redukována hmotnost tělesa armatury. V některých případech půjde jen o změnu velikosti stávajících parametrů, v jiných případech však o úplně novou operaci. Vhodné geometrické parametry byly zvoleny za pomoci vyhodnocení napjatosti v původní armatuře.

8.5.1 Geometrický parametr P_1

Parametr P_1 upravuje úhel vnější potrubní části tělesa armatury. Jedná se pouze o úpravu stávajícího obrábění, takže nebude nutné přistoupit k dalšímu upnutí obrobku. Parametr P_1 má nadefinované následující omezení:

$$P_1 \in \langle 0 ; 6 \rangle^\circ \text{ s krokem } 2^\circ$$

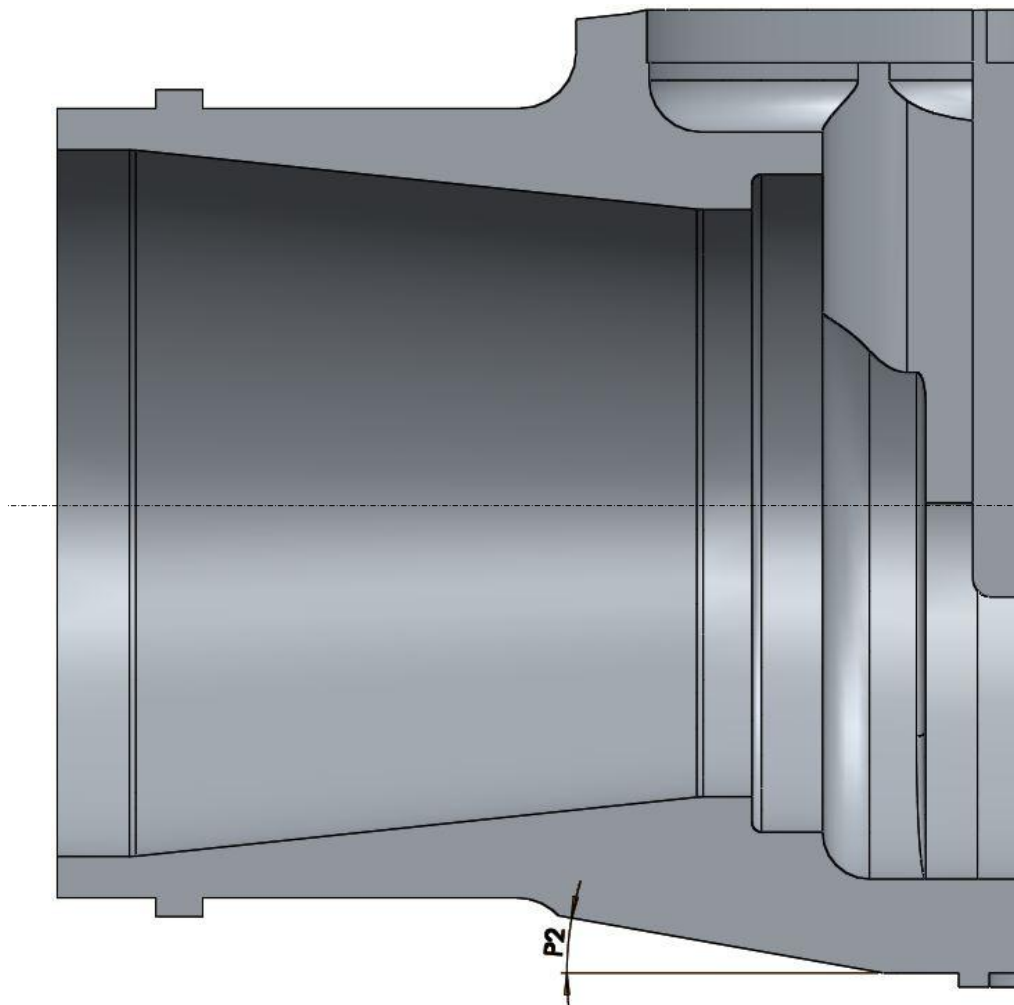


Obr. 29: Parametr P_1

8.5.2 Geometrický parametr P_2

Parametr P_2 mění úhel podstavy tělesa armatury. Jedná se pouze o úpravu stávajícího obrábění, takže není nutné přistoupit k dalšímu upnutí obrobku. Parametr P_2 je ve své horní mezi částečně závislý na předchozím parametru P_1 . Když je velikost úhlu parametru P_1 u své spodní hranice, je možné nastavit větší rozsah omezení parametru P_2 , než když je parametr P_1 u své horní meze. Z důvodu sjednocení nastavení parametru P_2 je tedy jeho horní mez nastavena konzervativně, a to s ohledem na spodní mez parametru P_1 . Tímto nastavením se zabrání vzniku vrubu na vnější potrubní části tělesa armatury, a tím pádem i znehodnocení této konstrukční varianty. V opačném případě by vrubové napětí neúměrně zvýšilo špičku napětí v tělese armatury. Parametr P_2 má nadefinované následující omezení:

$$P_2 \in \langle 1; 10 \rangle^\circ \text{ s krokem } 5^\circ$$

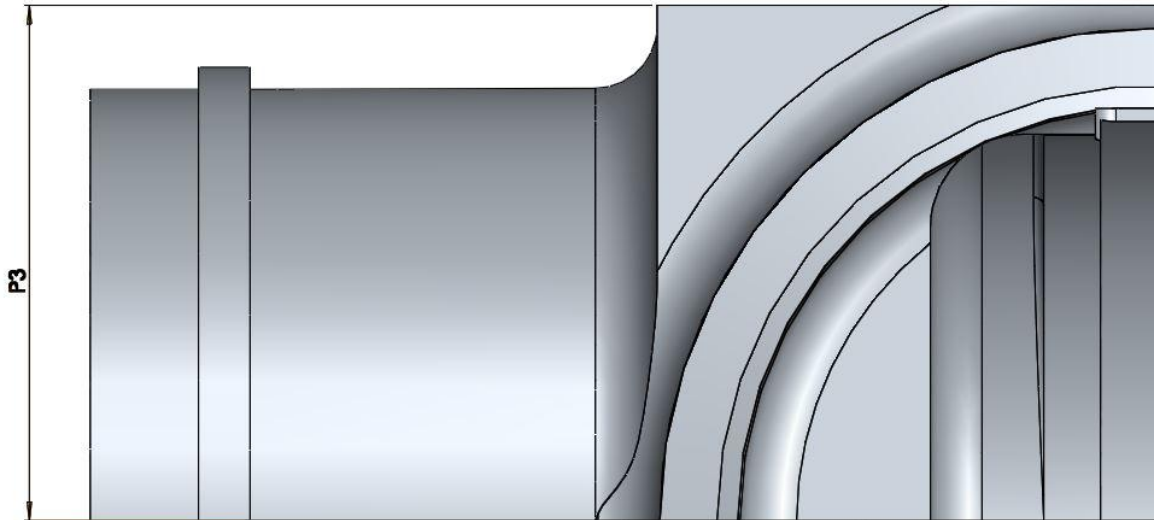


Obr. 30: Parametr P_2

8.5.3 Geometrický parametr P_3

Parametr P_3 mění šířku tělesa armatury. Jedná se pouze o úpravu stávajícího obrábění, takže nebude nutné přistoupit k dalšímu upnutí obrobku. Tento parametr je z důvodu stability modelu nadefinován k rovině symetrie. Parametr P_3 má nadefinované následující omezení:

$$P_3 \in \langle 960 ; 1000 \rangle \text{ mm s krokem } 15 \text{ mm}$$

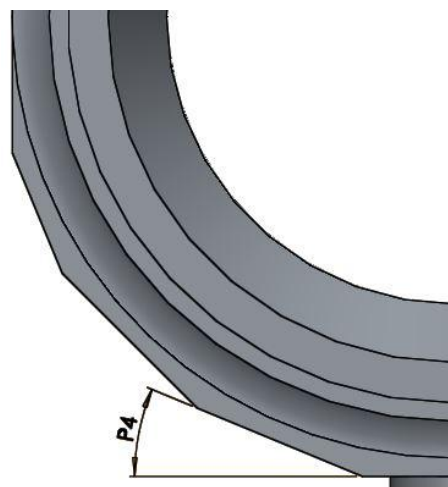


Obr. 31: Parametr P_3

8.5.4 Geometrický parametr P_4

Parametr P_4 mění boční úhel podstavy tělesa armatury. Jedná se pouze o úpravu stávajícího obrábění, takže není nutné přistoupit k dalšímu upnutí obrobku. Parametr P_4 má nadefinované následující omezení:

$$P_4 \in \langle 22,5 ; 30 \rangle ^\circ \text{ s krokem } 4^\circ$$

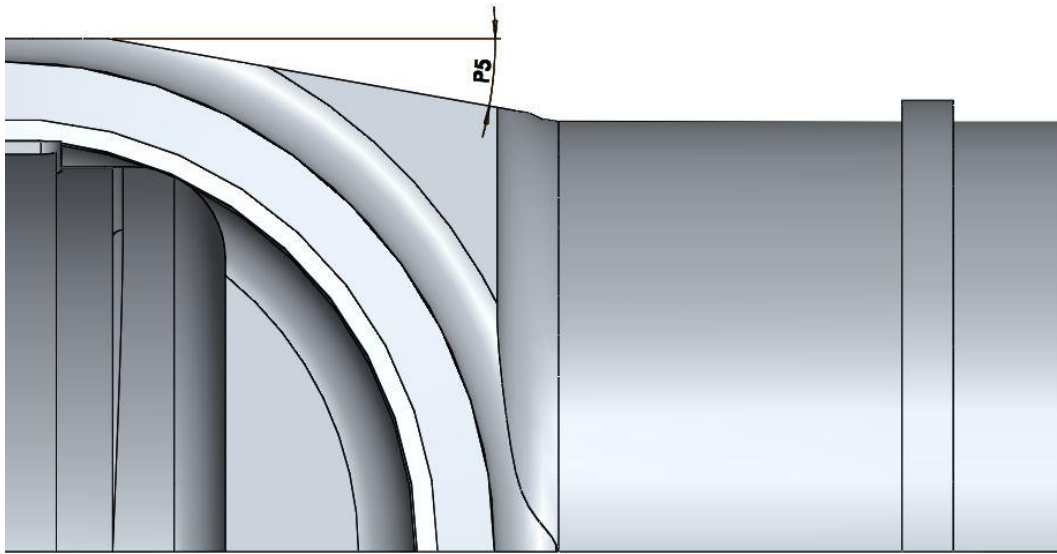


Obr. 32: Parametr P_4

8.5.5 Geometrický parametr P_5

Parametr P_5 mění boční úhel tělesa armatury. Jedná se o nové obrábění, takže je nutné přistoupit k dalšímu upnutí obrobku. Parametr P_5 je stejně jako parametr P_2 závislý na spodní mezi parametru P_1 . Parametr P_5 má nadefinované následující omezení:

$$P_5 \in \langle 4 ; 10 \rangle ^\circ \text{ s krokem } 2^\circ$$

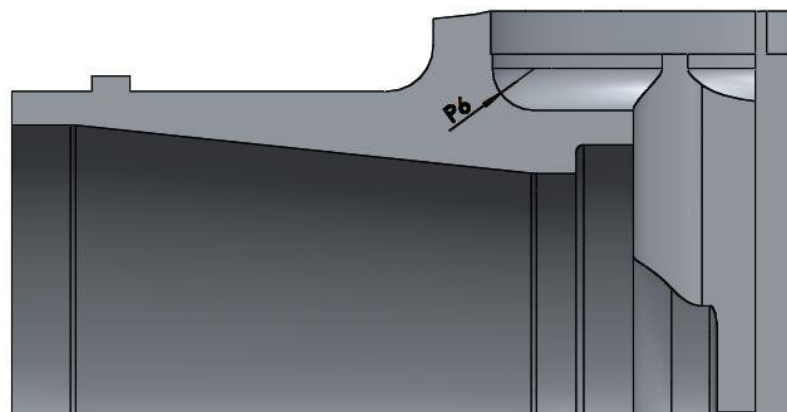


Obr. 33: Parametr P_5

8.5.6 Geometrický parametr P_6

Parametr P_6 mění jeden z vnitřních rádiusů tělesa armatury. Jedná se pouze o úpravu stávajícího obrábění, takže není nutné přistoupit k dalšímu upnutí obrobku. Tato konstrukční úprava nemá za cíl snížení hmotnosti armatury, ale snížení napjatosti. Parametr P_6 má nadefinované následující omezení:

$$P_6 \in \langle 55 ; 65 \rangle \text{ mm s krokem } 5 \text{ mm}$$

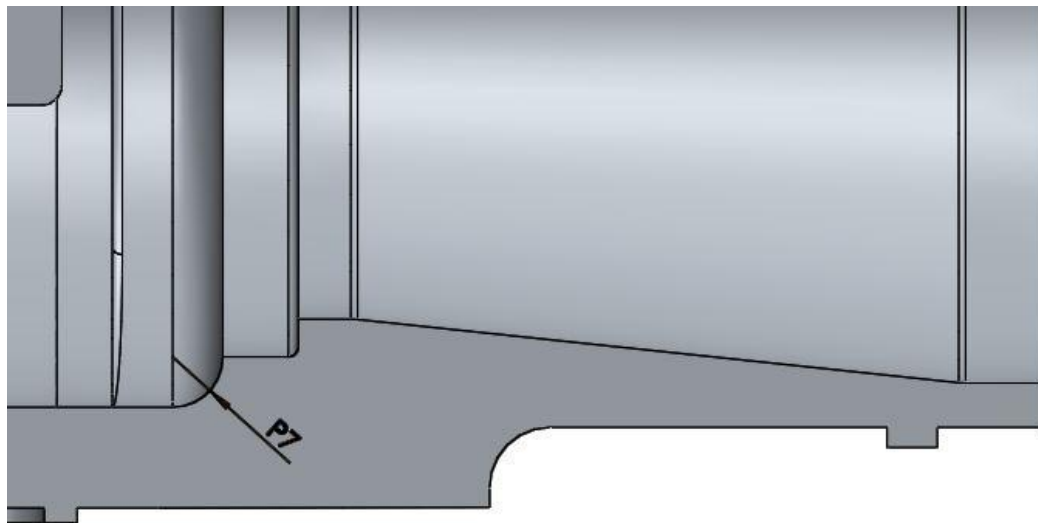


Obr. 34: Parametr P_6

8.5.7 Geometrický parametr P_7

Parametr P_7 mění jeden z vnitřních rádiusů tělesa armatury. Jedná se pouze o úpravu stávajícího obrábění, takže není nutné přistoupit k dalšímu upnutí obrobku. Tato konstrukční úprava nemá, stejně jako u parametru P_6 , za cíl snížení hmotnosti armatury, ale snížení napjatosti. Parametr P_7 má nadefinované následující omezení:

$$P_7 \in \langle 40 ; 50 \rangle \text{ mm s krokem } 5 \text{ mm}$$



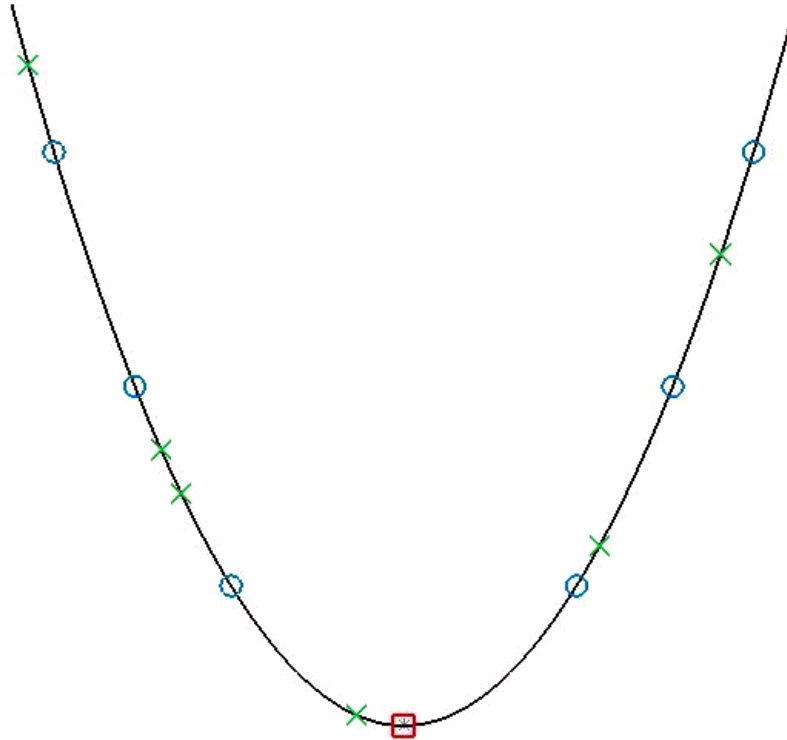
Obr. 35: Parametr P_7

8.5.8 Množství simulovaných variant

Z množství geometrických parametrů (proměnných) a jejich rozmezí a kroků se dá vypočítat celkový počet simulovaných variant. V tomto případě je počet simulovaných variant roven číslu 3 888. Řešení takto rozsáhlé optimalizační úlohy by však zabralo obrovské množství času a jeho řešení neodpovídá inženýrským zvyklostem (192 variant trvá přibližně 13 hodin a datová náročnost je 300 GB). Z toho důvodu bylo v programu Matlab R2014a za pomoci funkce na principu „random“, která generuje náhodná čísla bez opakování, vybrán vzorek 400 náhodných kombinací jednotlivých geometrických parametrů. Tyto náhodně vybrané kombinace budou následně v programu SolidWorks design study použity na výpočet optimalizační úlohy.

Tímto postupem ovšem nebude s největší pravděpodobností vybrána neoptimálnější varianta ze všech 3 888 možností, protože tato varianta nemusí být zahrnuta v tomto zmenšeném osudí. Výsledná varianta by se však tomuto optimálnímu řešení měla blížit více,

než kdyby byly rozmezí a kroky jednotlivých proměnných nastaveny tak, aby celkový počet variant bez ředění dat byl též roven číslu 400.



Obr. 36: Příklad cílové funkce

Na obr. 36 je znázorněn příklad cílové funkce, kde červený čtverec označuje neoptimálnější řešení této funkce. Modré kružnice představují klasické rozložení zkoumaných variant při určitém nastavení řešiče a zelené křížky znázorňují možné řešené varianty při náhodném výběru kombinací. Z důvodu názornosti byla tato funkce a její rozložení cíleně zkonstruována tak, aby ilustrovala negativní případ pro klasické rozložení zkoumaných variant. Skutečná cílová funkce naší optimalizační úlohy by byla z důvodu množství geometrických variant nepoměrně složitější než tato ilustrační.

8.6 Volba omezení korektních výsledků

Pro tuto optimalizační úlohu byla zvolena jako omezení maximální hodnota (špička) napětí na tělese armatury a z toho vyplývající čidlo „data simulace“ viz kapitola 8.1. Tato maximální hodnota odpovídá referenčnímu napětí, které pro součásti potrubí a armatur z tvářených ocelí podle normy ČSN 13 0010 činí $\sigma_{ref} = 115 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Všechny varianty řešení, které překročí tuto mez, budou automaticky vyřazeny.

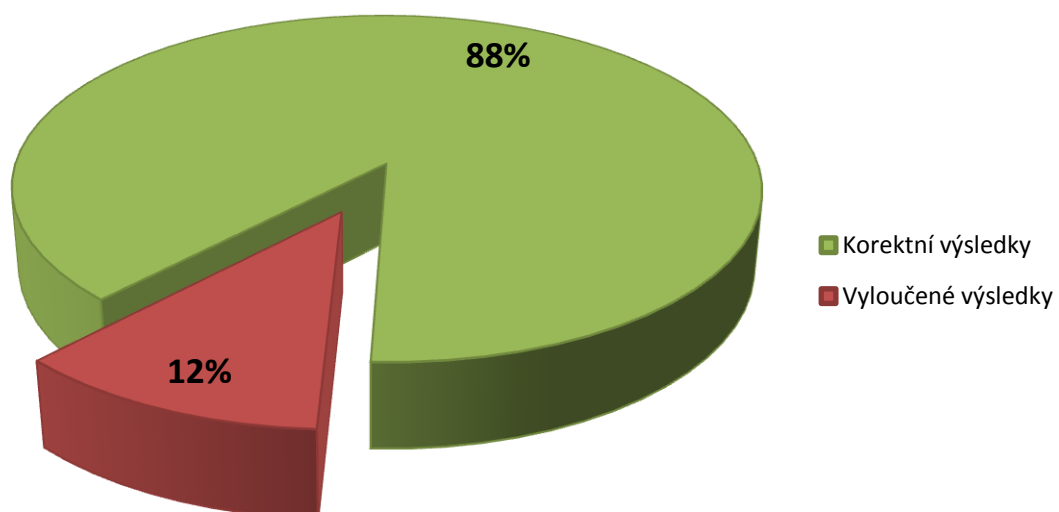
8.7 Volba cílů optimalizace

Jako cíl optimalizace bude v našem případě zvolena minimální hmotnost tělesa armatury s váhou parametru 1, viz kapitola 8.1, a dále minimální průměrné napětí v tělese armatury s váhou parametru 35. Tento rozdíl ve vahách jednotlivých parametrů je způsoben tím, že hmotnost tělesa armatury se mění, v závislosti na kombinaci geometrických parametrů, v řádu stovek kilogramů, ale průměrné napětí jen v řádu jednotek $N \cdot mm^{-2}$. Z toho vyplývá, že kdyby byly váhy parametrů nastaveny na stejnou hodnotu, tak by parametr „průměrné napětí“ neměl vůbec žádný vliv na výsledek optimalizace.

8.8 Výsledky optimalizace

Výpočet takto definované úlohy trval přibližně 26 hodin a datová náročnost byla 620 GB. Z toho vyplývá, že výpočet plně definované úlohy s 3 888 simulovanými variantami by trval přibližně 253 hodin a datová náročnost by byla 6,03 TB. Jak už bylo zmíněno v kapitole 8.5.8, tak řešení takto rozsáhlé optimalizační úlohy se neslučuje s inženýrskými zvyklostmi, protože čas investovaný do tohoto výpočtu by velmi zdržel řešení celé této úlohy.

Ze 400 řešených variant jich 52 nesplnilo nadefinované omezení, čímž je maximální hodnota napětí v tělese armatury $\sigma_{ref} = 115 N \cdot mm^{-2}$. Tyto varianty byly posléze vyjmuty z řešení a do následujících výpočtů z důvodu šetření výpočetního času a místa nebyly zařazeny. Tím se výpočetní čas snížil na 22 hodin a vygenerovaná data měla velikost 539 GB.



Graf. 2: Porovnání složek výsledku

Tento výpočet musel být opakován tolikrát, než byl nalezen ideální poměr mezi váhami jednotlivých parametrů. To je způsobené tím, že program SolidWorks design study nepodporuje změnu váhy parametru mimo samotný výpočet. Naopak je nutné po každé změně váhy parametru započít výpočet nový. Tento fakt negativně ovlivnil dobu trvání optimalizačního procesu. Z tohoto důvodu musel být celý optimalizační výpočet zopakován vícekrát, než by bylo v ideálním případě potřeba.

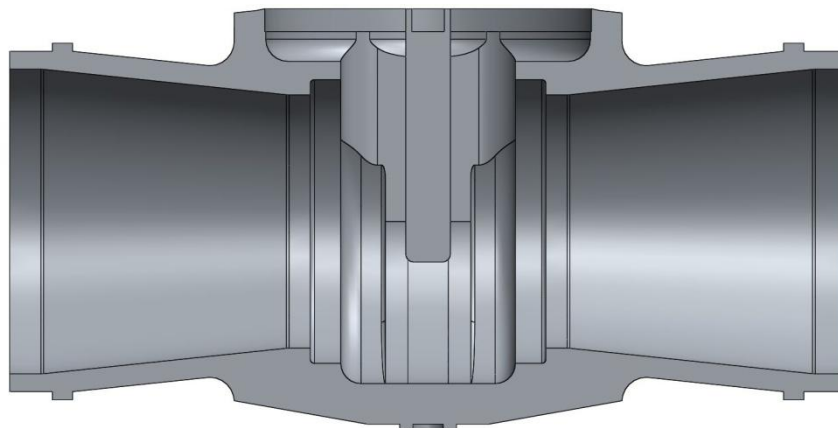
8.8.1 Nejlehčí konstrukční varianta tělesa armatury

Rozdíl mezi jednotlivými zkoumanými variantami byl z hlediska hmotnosti tělesa armatury výrazný. Z těch výsledků, které vyhovovaly nadefinovanému omezení, měla nejnižší hmotnost varianta č. 164, a to $m_l = 3\,622,15\text{ kg}$. Tato varianta má následující geometrické parametry:

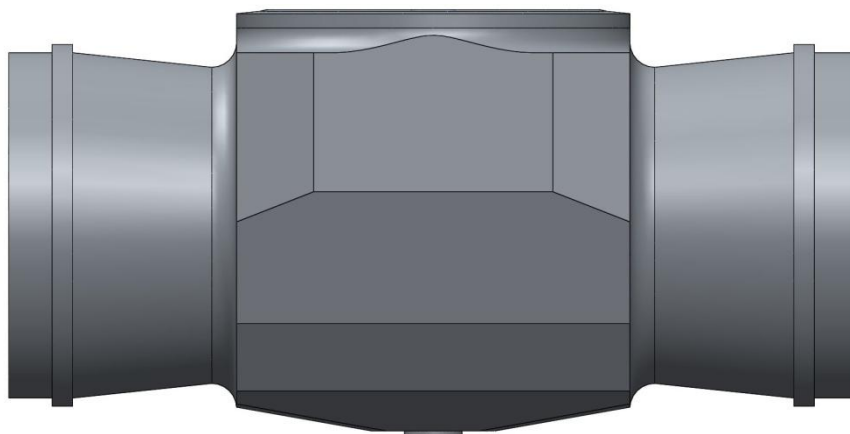
tab. 5: Specifikace varianty č. 164

Geometrický parametr	Hodnota
P ₁	6°
P ₂	10°
P ₃	960 mm
P ₄	30°
P ₅	6°
P ₆	65 mm
P ₇	45 mm

V porovnání s původní armaturou je konstrukční varianta č. 164 lehčí o 818,75 kg. Tato změna hmotnosti převedená na procenta činí 18,44 %.



Obr. 37: Konstrukční varianta č. 164 - řez (nejlehčí)



Obr. 38: Konstrukční varianta č. 164 (nejlehčí)

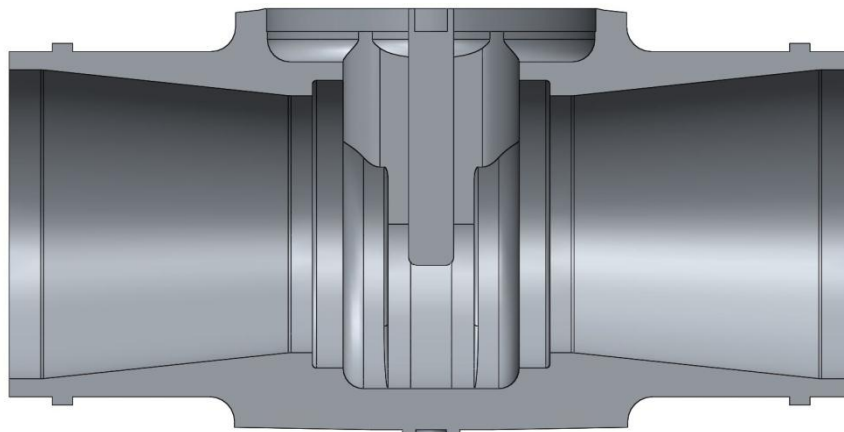
8.8.2 Nejtěžší konstrukční varianta tělesa armatury

Naopak nejvyšší hmotnost má varianta č. 282, jejíž hmotnost činní $m_t = 4\,363,86\text{ kg}$ a jejíž geometrické parametry jsou:

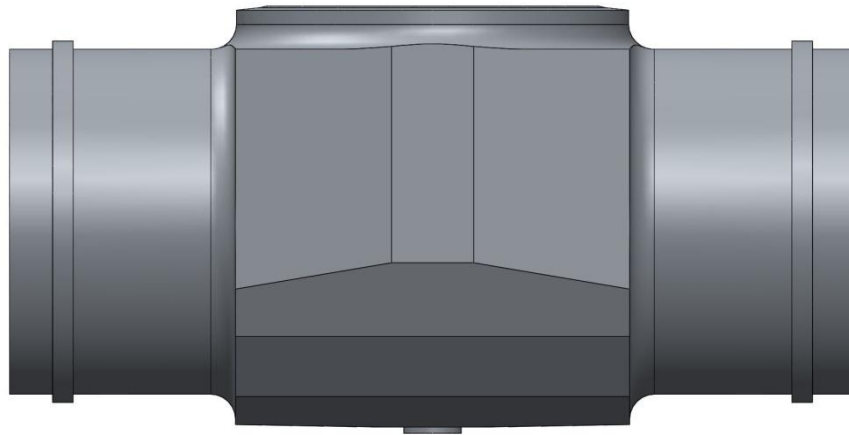
tab. 6: Specifikace varianty č. 282

Geometrický parametr	Hodnota
P ₁	0°
P ₂	1°
P ₃	1000 mm
P ₄	22,5°
P ₅	4°
P ₆	65 mm
P ₇	45 mm

V porovnání s původní armaturou je konstrukční varianta č. 282 lehčí o 77,04 kg. Tato změna hmotnosti převedená na procenta činní 1,73 %.

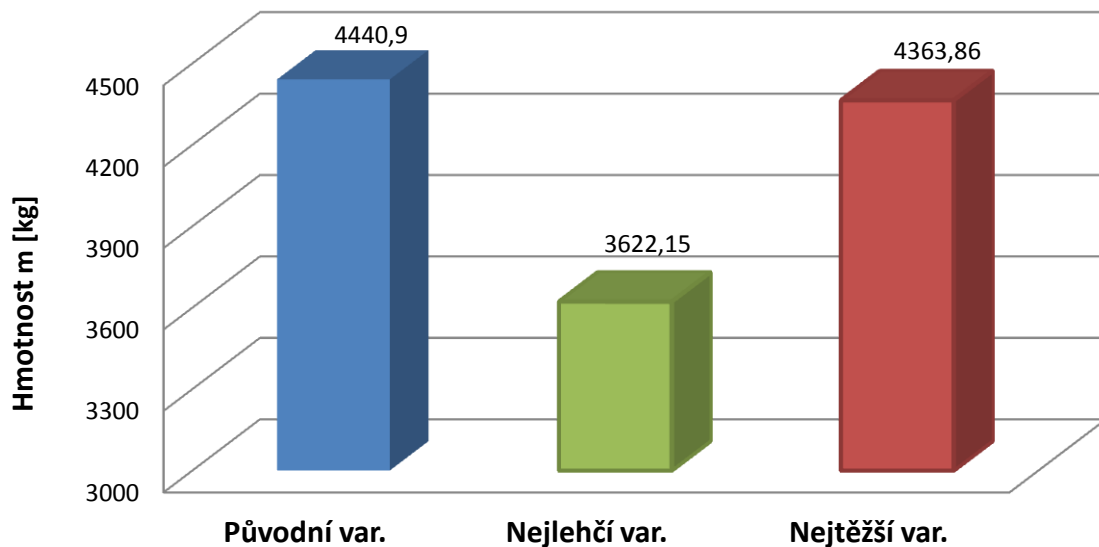


Obr. 39: Konstrukční varianta č. 282 - řez (nejtěžší)



Obr. 40: Konstrukční varianta č. 282 (nejtěžší)

V grafu č. 3 je znázorněna hmotnost tří variant tělesa armatury. Jedná se o původní konstrukci tělesa armatury, nejlehčí konstrukční variantu (varianta č. 164) a nejtěžší konstrukční variantu (varianta č. 282). Pro větší názornost začíná svislá osa grafu na hodnotě 3 000 kg.

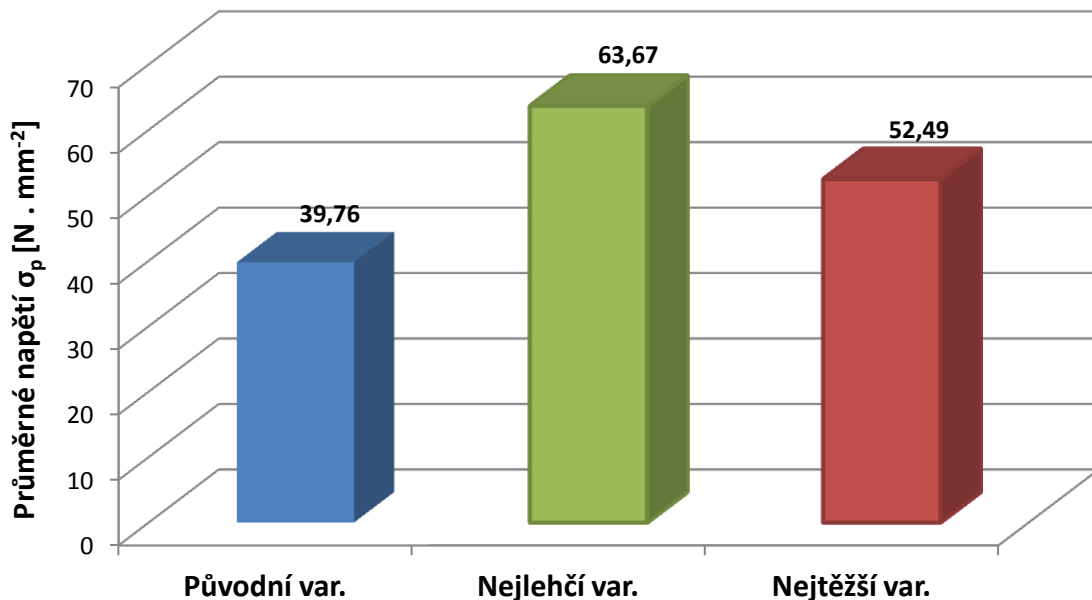


Graf. 3: Porovnání hmotností jednotlivých variant armatury

8.8.3 Porovnání průměrného napětí jednotlivých konstrukčních variant

Průměrné napětí tělesa armatury se v nejtěžší a nejlehčí konstrukční variantě také liší, ne však tak výrazně. U nejlehčí varianty tělesa je průměrné napětí $\sigma_{pt} = 63,67 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a u nejtěžší $\sigma_{pt} = 52,49 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Větší rozdíl je pak patrný mezi původní armaturou a nejlehčí variantou. To je způsobené odstraněním předem vytipovaných míst armatury, kde bylo

napětí armatury nejnižší, a tím pádem snižovalo průměrné napětí nejvýrazněji a dále nastavením nižšího tlaku, se kterým byla původní armatura počítána.



Graf. 4: Porovnání průměrného napětí jednotlivých variant armatury

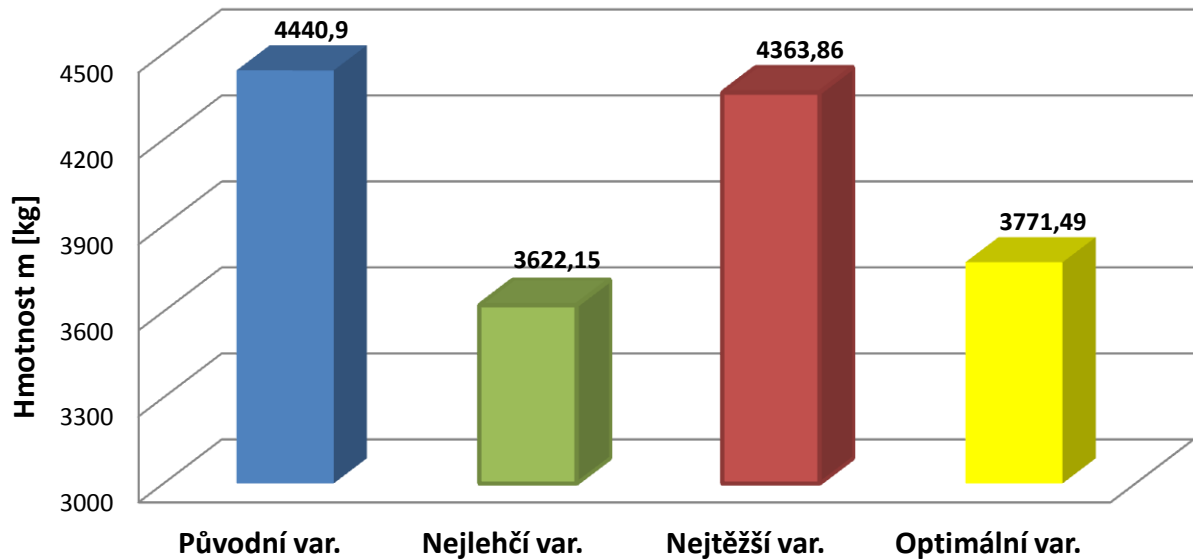
8.8.4 Optimální konstrukční varianta tělesa armatury

Program SolidWorks design study vyhodnotil podle výše definovaného nastavení jako neoptimalnější konstrukční variantu č. 234. Tato varianta má následující geometrické parametry:

tab. 7: Specifikace varianty č. 234

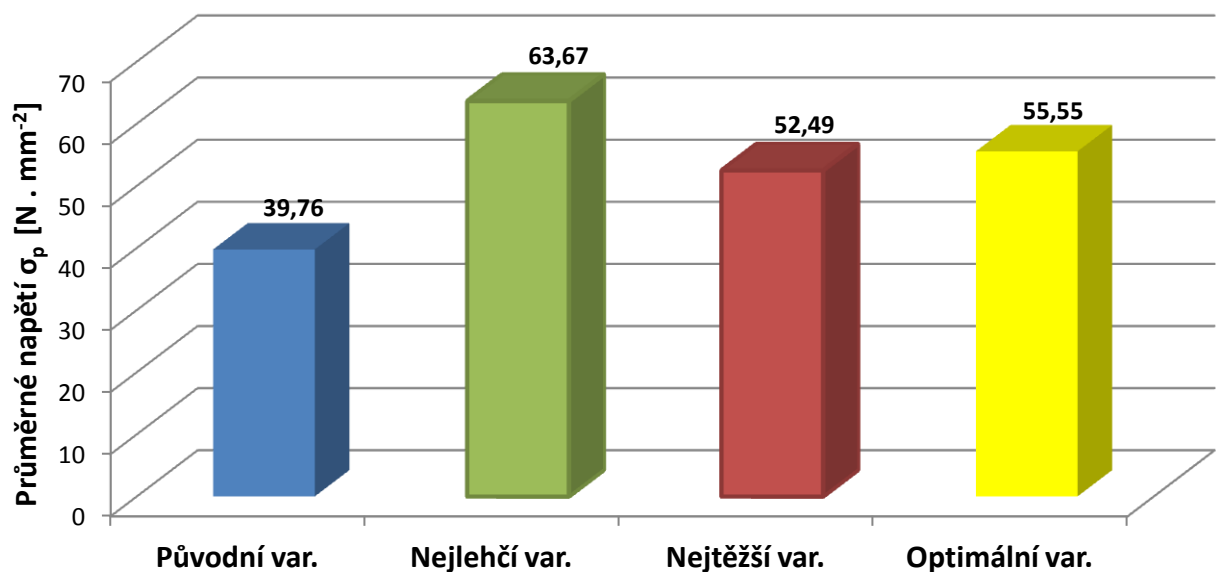
Geometrický parametr	Hodnota
P ₁	0°
P ₂	10°
P ₃	960 mm
P ₄	30°
P ₅	10°
P ₆	55 mm
P ₇	50 mm

Hmotnost této varianty je $m_o = 3\,771,49\text{ kg}$. V porovnání s variantou č. 164, která má nejnižší hmotnost, je těžší o $149,34\text{ kg}$. Tento rozdíl v procentech činí $4,12\%$. V porovnání s původní armaturou je tato konstrukční varianta lehčí o $669,41\text{ kg}$, což je $15,07\%$.



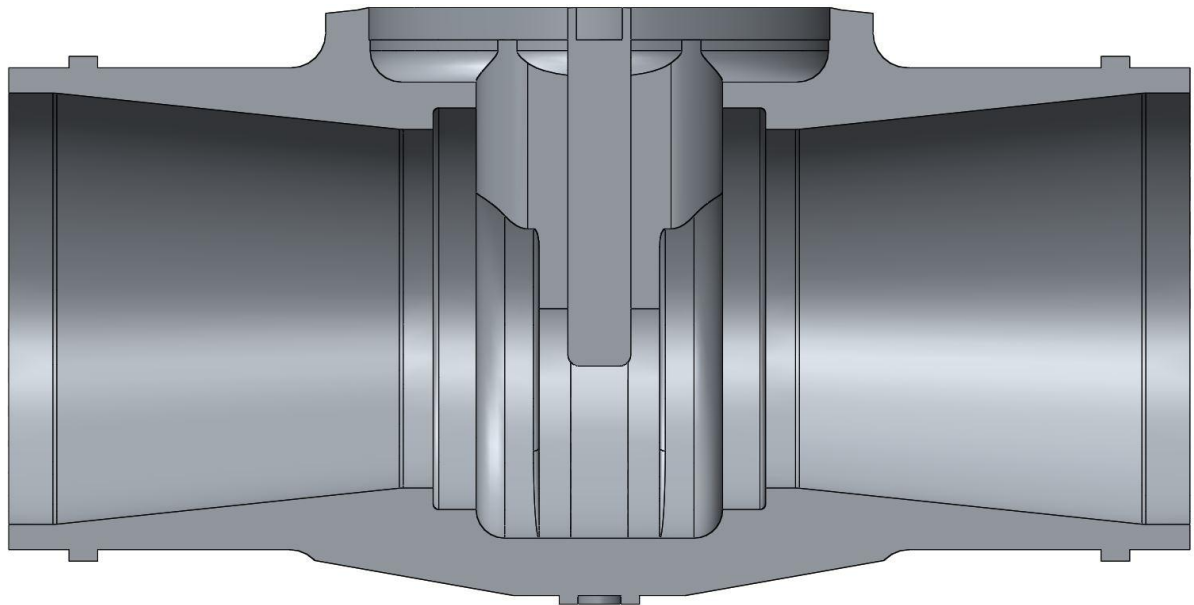
Graf. 5: Porovnání hmotností jednotlivých variant armatury

Průměrné napětí tělesa armatury dosahuje u konstrukčního řešení č. 234 hodnoty $\sigma_{po} = 55,55 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. V porovnání s variantou č. 164 je průměrné napětí tělesa armatury o $8,12 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ nižší. Tento rozdíl přepočítaný na procenta činí 12,75 %. V porovnání s původní armaturou má tato varianta vyšší průměrné napětí, a to o $15,79 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$, což činí 39,71 %. Tento rozdíl je, jak už bylo zmíněno výše, způsoben odstraněním předem vytipovaných míst tělesa armatury a dále nižším tlakem, s kterým byla původní armatury počítána.

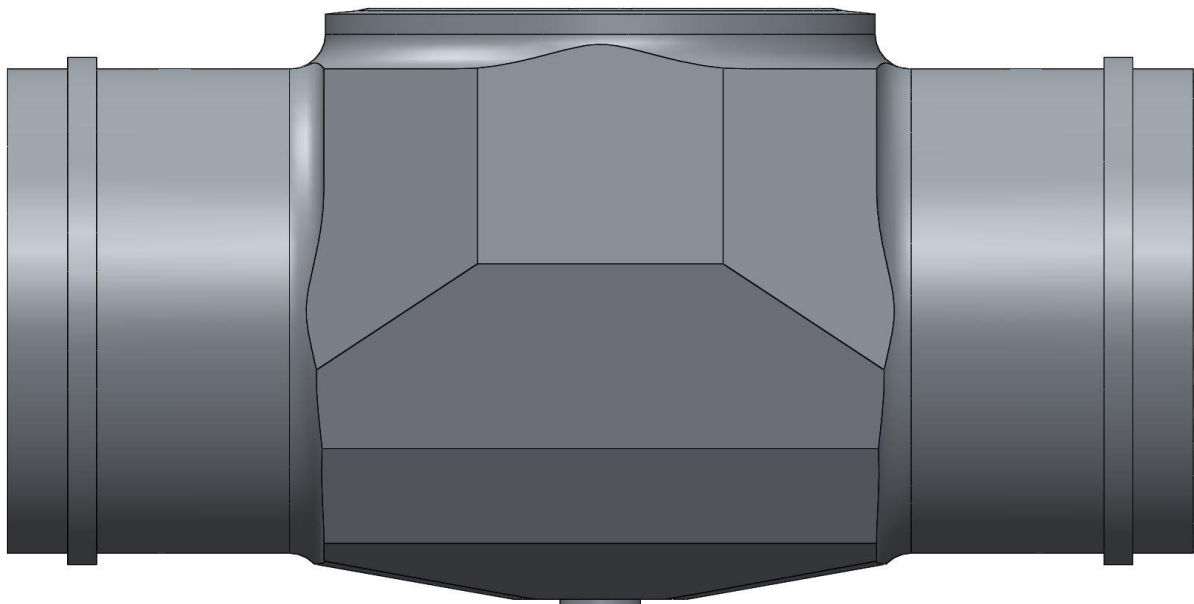


Graf. 6: Porovnání průměrného napětí jednotlivých variant armatury

Z výše uvedených hodnot a grafů vyplývá, že ačkoliv se u optimální konstrukční varianty hmotnost tělesa armatury oproti nejlehčí variantě zvýšila o 4 %, tak průměrné napětí naopak kleslo téměř o 13 %. Z tohoto hlediska je varianta č. 234 (optimum) mnohem výhodnější než varianta č. 164 (nejlehčí varianta).

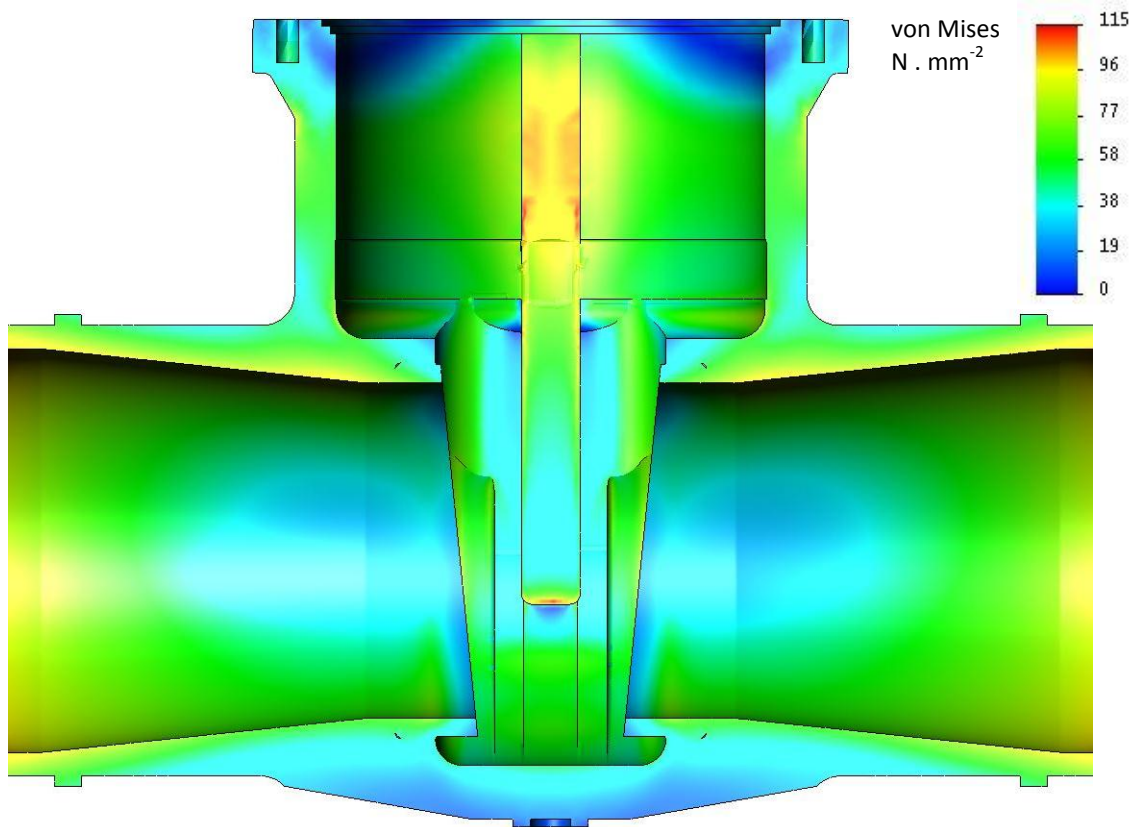


Obr. 41: Konstrukční varianta č. 234 – řez (optimum)

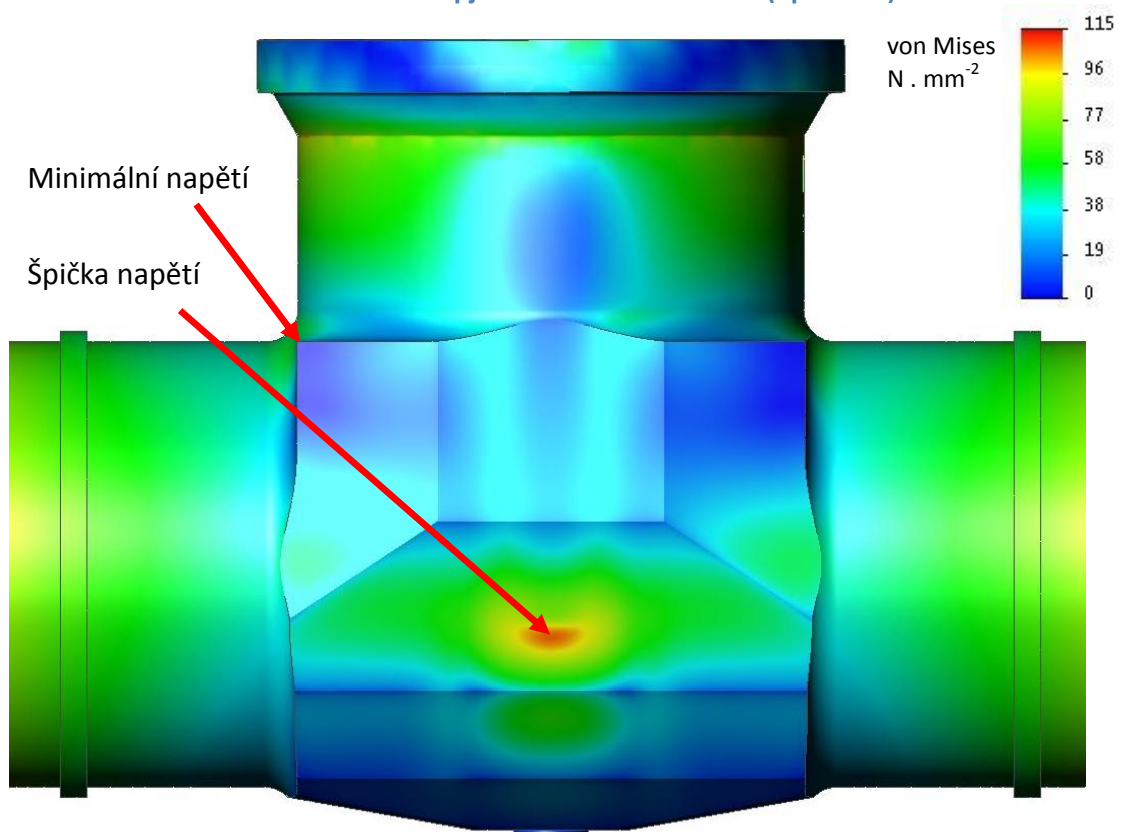


Obr. 42: Konstrukční varianta č. 234 (optimum)

Na obr. 41 a obr. 42 je znázorněna nejvhodnější varianta konstrukční optimalizace tělesa armatury. Výkresová dokumentace je zpracována jako příloha č. 2.



Obr. 43: Rozložení napjatosti v armatuře – řez (optimum)



Obr. 44: Rozložení napjatosti v armatuře (optimum)

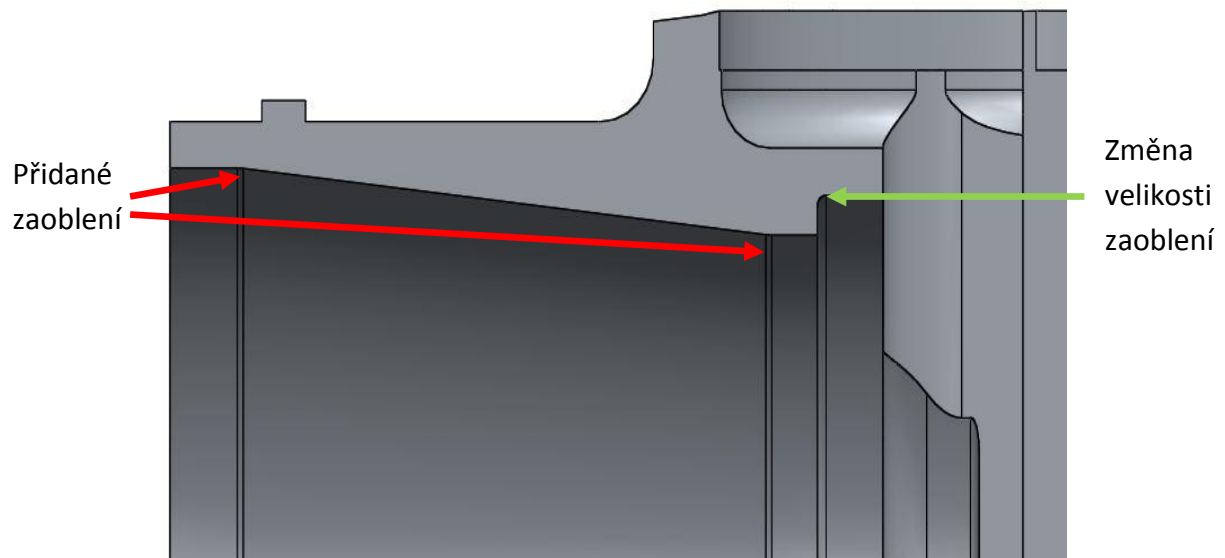
tab. 8: Hodnoty napětí v armatuře

Maximální napětí [N.mm ⁻²]	Minimální napětí [N.mm ⁻²]	Průměrné napětí [N.mm ⁻²]
114,86	0,06	55,55

Z obr. 43 a obr. 44 je patrné, že se špička napětí v tělese armatury oproti původní konstrukční variantě přemístila na vnější stěnu tělesa. To je způsobeno menší tloušťkou stěny tělesa armatury, úpravou vnitřní konstrukce tělesa a také větší hodnotou vnitřního přetlaku. Oblast s minimální hodnotou napětí svou pozici nezměnila. Z předchozích obrázků je též patrné, že konstrukční úprava tělesa armatury nezpůsobila v žádném místě enormní nárůst napětí.

8.8.5 Porovnání původní a optimální konstrukční varianty

Původní armatura se od optimální liší nejen v modifikovaných geometrických parametrech, ale také v některých detailech vnitřní konstrukce, jako jsou například přidaná zaoblení či jejich větší rozměr.



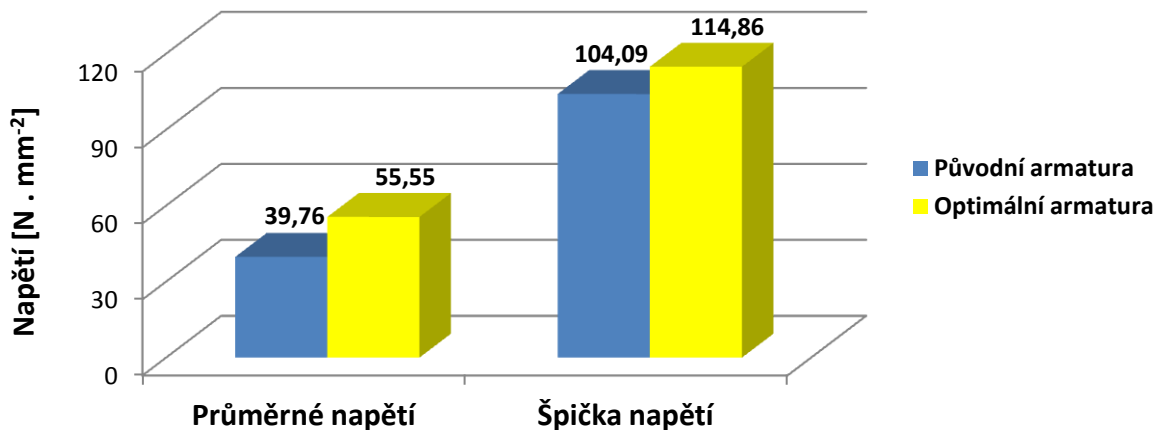
Obr. 45: Změněné parametry ve vnitřní konstrukci tělesa

Kvůli změně velikosti zaoblení ve vnitřní části tělesa armatury (zelená šipka) by musela být provedena konstrukční změna i na navazujícím nátrubku. Pozměnění konstrukce by se v tomto případě skládalo pouze ze zvětšení velikosti zkosení, aby byla sestava armatury dále smontovatelná. Žádné další úpravy ostatních komponent armatury nejsou zapotřebí.

tab. 9: Porovnání geometrických parametrů původní armatury a optima

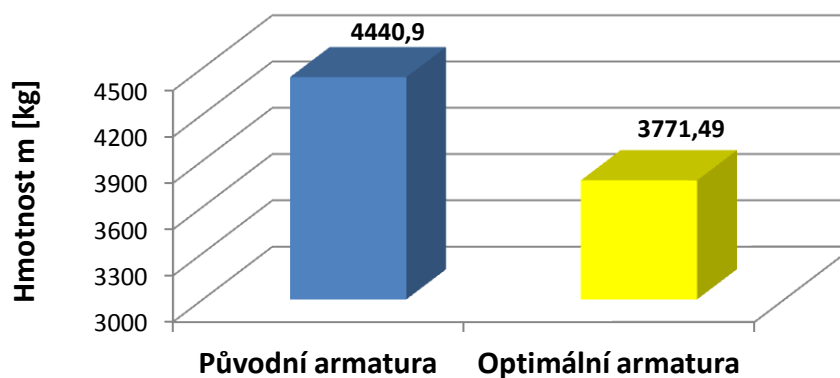
Geometrický parametr	Optimální varianta	Původní varianta
P_1	0°	0°
P_2	10°	0°
P_3	960 mm	1000 mm
P_4	30°	22,5°
P_5	10°	0°
P_6	55 mm	55 mm
P_7	50 mm	40 mm

Z tabulky č. 9 je možné zjistit, že až na geometrický parametr P_1 (úhel vnější potrubní části) a geometrický parametr P_6 (vnitřní rádius tělesa armatury) jsou všechny ostatní parametry svou hodnotou v původní a optimální variantě rozdílné.



Graf. 7: Porovnání hodnot napětí původní armatury a optima

Původní konstrukční řešení armatury má v porovnání s optimem nižší průměrné i špičkové napětí. Tato skutečnost vychází z úpravy geometrie a vyšší hodnoty vnitřního přetlaku, který působí na optimální variantu.



Graf. 8: Porovnání hmotností původní armatury a optima

Hmotnost původní a optimální konstrukční varianty tělesa armatury se liší o 669,41kg, což odpovídá přibližně 15% z původní váhy tělesa.

8.9 Analytická kontrola navržené konstrukce

Výpočet minimální tloušťky stěny v oblasti připojení k potrubí:

$$e_c^* = \frac{d \cdot p}{(2 \cdot \sigma_{ref} - p) \cdot k_c} = \frac{766 \cdot 11}{(2 \cdot 115 - 11) \cdot 1} = 38,48 \text{ mm} \quad (23)$$

kde:

e_c^* [mm] – výpočtová stěna tloušťky bez přídavků,

d [mm] – vnitřní průměr idealizované trubky,

p [MPa] – jmenovitý tlak,

σ_{ref} [N · mm⁻²] – maximální dovolené napětí při teplotě t ,

k_c [-] – svarový součinitel (pro těleso bez svaru je $k_c = 1$). [9]

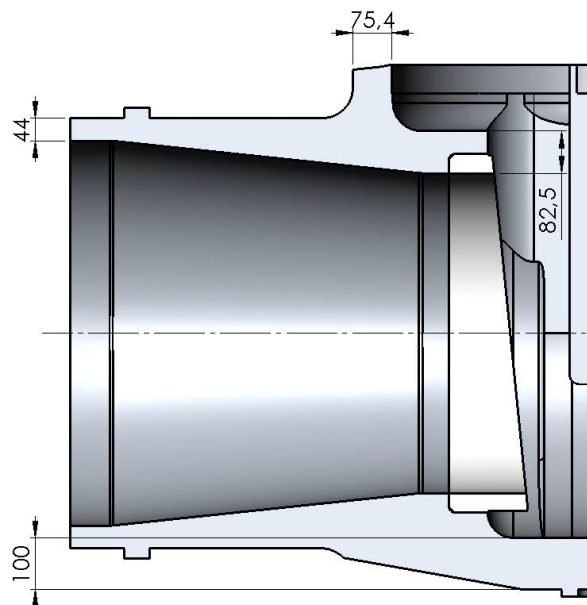
$$e_c' = e_c^* + c_1 + c_2 = 38,48 + 0,1 + 0,7 = 39,27 \text{ mm} \quad (24)$$

kde:

e_c' [mm] – minimální nominální tloušťka stěny s přídavky,

c_1 [mm] – korozní přídavek,

c_2 [mm] – záporná tolerance na tloušťku stěny. [9]



Obr. 46: Zobrazení nejmenších tloušťek v tělese armatury



Z obr. 46 vyplývá, že žádná z tloušťek stěn ve válcové části tělesa armatury nemá menší rozměr než $e'_c = 39,27 \text{ mm}$. Armatura vyhovuje požadavkům dle normy ČSN EN 12516-2.

Výpočet bezpečnosti:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{\max}} = \frac{195}{114,86} = 1,7 \quad (25)$$

kde:

$k [-]$ – bezpečnost,

$R_{p0,2} [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$ – mez kluzu,

$\sigma_{\max} [\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$ – maximální hodnota napjatosti v optimální variantě tělesa armatury.

Součinitel bezpečnosti tělesa armatury odpovídá hodnotě $k = 1,7$. Tento výpočet bere v potaz hodnotu smluvní meze kluzu viz kapitola 7.2.4.

9. Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce byla konstrukční úprava stávající armatury pro nové provozní podmínky a její optimalizace za účelem snížení hmotnosti. Tato úprava a optimalizace byla provedena v souladu s níže uvedenými zdroji a vědomostmi, které jsem za dobu svého studia načerpal.

Práce je systematicky rozdělena do několika kapitol, přičemž první část práce je teoretická a druhá praktická.

Teoretická část práce se zabývá rozdělením armatur, creepem, materiály armatur a potrubí, konstrukční optimalizací a technickými normami.

Stěžejní pasáží práce je praktická část, která zahrnuje vyhodnocení původní konstrukce armatury a její napjatosti, definici okrajových podmínek, zatížení, vysíťování a vlastností materiálu 22K (norma GOST).

Po vyhodnocení napjatosti v původní armatuře byla vytipována vhodná místa k odebrání materiálu a zvoleny vyhovující geometrické parametry, pomocí kterých bylo tohoto odebrání dosaženo. Dále bylo definováno omezení a krok u jednotlivých geometrických parametrů. Kombinací těchto geometrických parametrů a jejich vlastností vzniklo 3 888 variant konstrukce tělesa armatury. Řešení takto rozsáhlé optimalizační úlohy však neodpovídá inženýrským zvyklostem, a proto bylo v programu Matlab R2014 přistoupeno k ředění dat. Pomocí funkce založené na principu „random“ byl vybrán vzorek 400 náhodných kombinací jednotlivých geometrických parametrů, které byly následně použity na výpočet optimalizační úlohy.

Dalším důležitým krokem práce bylo praktické seznámení s prostředím a možnostmi programu SolidWorks design study a aplikace získaných poznatků na reálnou úlohu. Jako omezení optimalizační úlohy byla zvolena maximální hodnota (špička) napětí v tělese armatury, která odpovídá referenčnímu napětí pro součásti potrubí a armatur z tvářených ocelí a jeho hodnota podle normy ČSN 13 0010 činí $\sigma_{ref} = 115 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Všechny varianty řešení, které překročily tuto mez, byly automaticky vyřazeny. Jako cíl optimalizace byla zvolena minimální hmotnost tělesa armatury s váhou parametru 1 a dále minimální průměrné napětí v tělese armatury s váhou parametru 35.



Ze 400 řešených variant, které byly použity pro výpočet optimalizační úlohy, jich 52 nesplnilo nadefinované omezení. Ze zbývajících konstrukčních variant měla nejnižší hmotnost varianta č. 164. Její hmotnost byla $m_l = 3\,622,15\text{ kg}$ a průměrné napětí $\sigma_{pl} = 63,67\text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Nejtěžší variantou byla naopak varianta č. 282, jejíž hmotnost je $m_t = 4\,363,86\text{ kg}$ a průměrné napětí $\sigma_{pt} = 52,49\text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Jako optimální varianta byla za výše zmíněného nastavení vybrána varianta č. 234, jejíž hmotnost je $m_o = 3\,771,49\text{ kg}$ a průměrné napětí $\sigma_{po} = 55,55\text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Z porovnání výše zmíněných parametrů vyplývá, že se hodnoty optimální konstrukční varianty nacházejí v dolním intervalu obou těchto veličin. Oproti původní konstrukční variantě tělesa armatury je nová varianta o $669,41\text{ kg}$ lehčí, což činí přibližně 15% z původní hmotnosti tělesa.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

Knihy

- [1] ROČEK, J. Průmyslové armatury. 1. vydání. Praha: Nakladatelství Informatorium, 2002. 253 s.
- [2] ROČEK, J. Průmyslové armatury – teorie a praxe. 1. vydání. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1975. 291 s.
- [3] ZÝMA, J., NEUŽIL, M. Částí a mechanismy strojů. Potrubí a armatury. 1. vydání. Praha: ČVUT, 1998. 49 s.
- [4] JPS. Průmyslové armatury: připraveno k měření. 1. vydání. Jičín: JPS, 2010. 84 s.
- [5] MACEK, K., ZUNA, P. a kolektiv. Strojírenské materiály. 1. vydání. Praha: ČVUT, 2003. 204 s.
- [6] MAREŠ, T. Konstrukční optimalizace. 1. vydání. Praha: ČVUT, 2007. 106 s.

Normy

- [7] ČSN 13 0010. Potrubí a armatury. Jmenovité tlaky a pracovní přetlaky. Praha: Český normalizační institut, 1990. 24 s.
- [8] ČSN 13 3000. Armatury průmyslové. Názvosloví průmyslových armatur. Praha: Český normalizační institut, 1983. 36 s.
- [9] ČSN EN 12516-2. Průmyslové armatury - Pevnostní návrh pláště - Část 2: Metoda výpočtu pro pláště armatur. Praha: Český normalizační institut, 2005. 84 s.

Elektronické zdroje

- [10] NOVOTNÝ, C. Creep. In: Matmodel – studijní podklady [online]. <http://www.matmodel.cz/content/files/studijni-podklady/Creep> (Access Jan 19, 2015).
- [11] Otázky a odpovědi. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví (ÚNMZ) [online]. <http://www.unmz.cz/urad/otazky-a-odpovedi> (Access Feb 15, 2015).
- [12] MPOWER. Průmyslové armatury – MPOWER Group [online]. <http://www.mpowergroup.eu/produkty-a-sluzby.html> (Access Feb 9, 2015).
- [13] FLOWSERVE. Products – Flowserve Corporation [online]. <http://flowserve.com/Products> (Access Feb 10, 2015).
- [14] IMAHA spol. s. r. o. Filtry - IMAHA spol. s. r. o. [online]. <http://www.imaha.cz/kategorie/filtry> (Access Feb 10, 2015).



[15] NEUMANN S. R. O. Armatury – Brno - Šoupata [online]. <http://neumanns.cz/armatury-soupata.php> (Access Feb 11, 2015).



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A_f	[mm ²]	Účinná plocha průřezu
A_p	[mm ²]	Tlakem zatěžovaná plocha průřezu
C	[-]	Materiálová konstanta
c_1	[mm]	Korozní přídavek
c_2	[mm]	Záporná tolerance na tloušťku stěny
d	[mm]	Vnitřní průměr idealizované trubky
D_t	[mm]	Vnější průměr trubky podle ČSN EN 10220
E	[N . mm ⁻²]	Youngův modul
e_c^*	[mm]	Výpočtová stěna tloušťky bez přídaveků
e_c'	[mm]	Minimální nominální tloušťka stěny s přídavky
F_s	[N]	Stabilizační síla
k	[-]	Bezpečnost konstrukce
k_c	[-]	Svarový součinitel
m_l	[kg]	Hmotnost nejlehčí konstrukční varianty tělesa armatury
m_o	[kg]	Hmotnost optimální konstrukční varianty tělesa armatury
m_p	[kg]	Hmotnost původní konstrukční varianty tělesa armatury
m_t	[kg]	Hmotnost nejtěžší konstrukční varianty tělesa armatury
p	[MPa]	Jmenovitý tlak
P_1	[°]	Geometrický parametr č. 1
P_2	[°]	Geometrický parametr č. 2
P_3	[mm]	Geometrický parametr č. 3
P_4	[°]	Geometrický parametr č. 4
P_5	[°]	Geometrický parametr č. 5
P_6	[mm]	Geometrický parametr č. 6
P_7	[mm]	Geometrický parametr č. 7
P_{LM}	[K . h]	Larson-Millerův parametr
p_{p1}	[MPa]	Pracovní tlak (původní provozní podmínky)
p_{p2}	[MPa]	Pracovní tlak (nové provozní podmínky)
R_m	[N . mm ⁻²]	Mez pevnosti



$R_{p0,2}$	[N . mm ⁻²]	Smluvní mez kluzu
r_s	[mm]	Poloměr víka
S	[mm ²]	Plocha víka
t	[h]	Zkušební doba/předpokládaná životnost
T	[K]	Teplota
t_{c1}	[°C]	Teplota pracovního média (původní provozní podmínky)
t_{c2}	[°C]	Teplota pracovního média (nové provozní podmínky)
t_t	[mm]	Tloušťka stěny trubky podle ČSN EN 10220
x	[-]	Koeficient bezpečnosti
y	[-]	Posun
ρ	[kg . m ⁻³]	Hustota materiálu 22K
σ_{max}	[N . mm ⁻²]	Maximální hodnota napjatosti v optimální variantě tělesa armatury
σ_{pl}	[N . mm ⁻²]	Průměrné napětí nejlehčí konstrukční varianty tělesa armatury
σ_{po}	[N . mm ⁻²]	Průměrné napětí optimální konstrukční varianty tělesa armatury
σ_{pp}	[N . mm ⁻²]	Průměrné napětí původní konstrukční varianty tělesa armatury
σ_{pt}	[N . mm ⁻²]	Průměrné napětí nejtěžší konstrukční varianty tělesa armatury
σ_{ref}	[N . mm ⁻²]	Maximální dovolené napětí při teplotě t



SEZNAM OBRÁZKŮ

OBR. 1: UZAVÍRACÍ VENTIL K01 [12]	12
OBR. 2: ŠOUPÁTKO A00 [12]	12
OBR. 3: KUŽELOVÝ KOHOUT [13]	13
OBR. 4: KULOVÝ KOHOUT [13]	13
OBR. 5: UZAVÍRACÍ KLAPKA K06 [12]	14
OBR. 6: ZPĚTNÁ KLAPKA K05 [12]	14
OBR. 7: FILTR [14]	15
OBR. 8: TLAKOVÝ ZÁMEK – KONFIGURACE PRO PRŮTOK A TLAKOVÁNÍ	15
OBR. 9: CREEPOVÁ KŘIVKA DEFORMACE – ČAS [10]	16
OBR. 10: CREEPOVÁ KŘIVKA RYCHLOST DEFORMACE – ČAS [10]	16
OBR. 11: CREEPOVÉ KŘIVKY PŘI KONSTANTNÍ TEPLOTĚ A NAPĚTÍ [10]	17
OBR. 12: ŠOUPÁTKO Z LITINY A Z MOSAZI [15]	21
OBR. 13: ZADÁNÍ PŘÍKLADU [6]	25
OBR. 14: ZÁKLADNÍ FORMA S NAZNAČENÍM MOŽNÝCH PRVKŮ [6]	28
OBR. 15: ŘEŠENÍ ÚLOHY S NAZNAČENÍM PRVKŮ [6]	31
OBR. 16: TLAKOVÝ ZÁMEK S VYZNAČENOU OBLASTÍ ROZSOCHY	35
OBR. 17: TĚLESO ARMATURY	37
OBR. 18: TĚLESO ARMATURY - ŘEZ	38
OBR. 19: MODEL ARMATURY S POMOCNÝM POTRUBÍM	38
OBR. 20: APLIKACE JEDNOTLIVÝCH ZATÍŽENÍ NA ARMATURU	40
OBR. 21: DETAIL VYSÍŤOVÁNÍ ARMATURY	41
OBR. 22: VYSÍŤOVÁNÍ ARMATURY	41
OBR. 23: TAHOVÝ DIAGRAM OCELI	42
OBR. 24: ROZLOŽENÍ NAPJATOSTI V PŮVODNÍ ARMATUŘE - ŘEZ	44
OBR. 25: ROZLOŽENÍ NAPJATOSTI V PŮVODNÍ ARMATUŘE	44
OBR. 26: UKÁZKA DEFINICE PROMĚNNÝCH V PROGRAMU SOLIDWORKS DESIGN STUDY	46
OBR. 27: UKÁZKA DEFINICE OMEZENÍ V PROGRAMU SOLIDWORKS DESIGN STUDY	47
OBR. 28: UKÁZKA DEFINICE CÍLŮ V PROGRAMU SOLIDWORKS DESIGN STUDY	48
OBR. 29: PARAMETR P_1	50



OBR. 30: PARAMETR P_2	51
OBR. 31: PARAMETR P_3	52
OBR. 32: PARAMETR P_4	52
OBR. 33: PARAMETR P_5	53
OBR. 34: PARAMETR P_6	53
OBR. 35: PARAMETR P_7	54
OBR. 36: PŘÍKLAD CÍLOVÉ FUNKCE	55
OBR. 37: KONSTRUKČNÍ VARIANTA Č. 164 - ŘEZ (NEJLEHČÍ)	57
OBR. 38: KONSTRUKČNÍ VARIANTA Č. 164 (NEJLEHČÍ)	58
OBR. 39: KONSTRUKČNÍ VARIANTA Č. 282 - ŘEZ (NEJTĚŽŠÍ)	58
OBR. 40: KONSTRUKČNÍ VARIANTA Č. 282 (NEJTĚŽŠÍ)	59
OBR. 41: KONSTRUKČNÍ VARIANTA Č. 234 – ŘEZ (OPTIMUM)	62
OBR. 42: KONSTRUKČNÍ VARIANTA Č. 234 (OPTIMUM)	62
OBR. 43: ROZLOŽENÍ NAPJATOSTI V ARMATUŘE – ŘEZ (OPTIMUM)	63
OBR. 44: ROZLOŽENÍ NAPJATOSTI V ARMATUŘE (OPTIMUM)	63
OBR. 45: ZMĚNĚNÉ PARAMETRY VE VNITŘNÍ KONSTRUKCI TĚLESA	64
OBR. 46: ZOBRAZENÍ NEJMENŠÍCH TLOUŠŤEK V TĚLESE ARMATURY	66

SEZNAM TABULEK

TAB. 1: DETAILS VYSÍŤOVÁNÍ ARMATURY	41
TAB. 2: CHEMICKÉ SLOŽENÍ MATERIÁLU 22K	42
TAB. 3: VYBRANÉ VLASTNOSTI MATERIÁLU 22K PŘI RŮZNÝCH TEPLITÁCH	43
TAB. 4: HODNOTY NAPĚTÍ V ARMATUŘE	45
TAB. 5: SPECIFIKACE VARIANTY Č. 164	57
TAB. 6: SPECIFIKACE VARIANTY Č. 282	58
TAB. 7: SPECIFIKACE VARIANTY Č. 234	60
TAB. 8: HODNOTY NAPĚTÍ V ARMATUŘE	64
TAB. 9: POROVNÁNÍ GEOMETRICKÝCH PARAMETRŮ PŮVODNÍ ARMATURY A OPTIMA	65



SEZNAM GRAFŮ

GRAF. 1: LARSON-MILLERŮV DIAGRAM OCELI 22K	18
GRAF. 2: POROVNÁNÍ SLOŽEK VÝSLEDKU	56
GRAF. 3: POROVNÁNÍ HMOTNOSTÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT ARMATURY	59
GRAF. 4: POROVNÁNÍ PRŮMĚRNÉHO NAPĚTÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT ARMATURY.....	60
GRAF. 5: POROVNÁNÍ HMOTNOSTÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT ARMATURY	61
GRAF. 6: POROVNÁNÍ PRŮMĚRNÉHO NAPĚTÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT ARMATURY	61
GRAF. 7: POROVNÁNÍ HODNOT NAPĚTÍ PŮVODNÍ ARMATURY A OPTIMA	65
GRAF. 8: POROVNÁNÍ HMOTNOSTÍ PŮVODNÍ ARMATURY A OPTIMA.....	65

SEZNAM PŘÍLOH

1. CD (3D model, výrobní výkres a práce v elektronické podobě)
2. Výrobní výkres tělesa armatury DP-2015-01