VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

POSOUZENÍ PEVNOSTI A ŽIVOTNOSTI HYDRAULICKÉHO KLAPKOVÉHO UZÁVĚRU

STRENGTH AND LIFETIME ANALYSIS OF THE HYDRAULIC KEY LOCK

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. JAN KLÍČ

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE prof. RNDr. Ing. JAN VRBKA, DrSc., dr. h. c.

SUPERVISOR

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Klíč

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Inženýrská mechanika a biomechanika (3901T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Posouzení pevnosti a životnosti hydraulického klapkového uzávěru

v anglickém jazyce:

Strength and lifetime analysis of the hydraulic key lock

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočtová napjatostní, deformační a životnostní analýza konstrukce hydraulické klapky využitím Metody konečných prvků (MKP) programovým systémem ANSYS či jiným vhodným. Jsou zadány charakteristické zatěžovací stavy i jejich četnost. Pro posouzení únavové životnosti ve vybraných kritických místech uzávěru bude použita evropská norma EN a pro některé části americká norma ASME. Je zapotřebí vzít v úvahu vliv korozivního prostředí.

Cíle diplomové práce:

Celkové posouzení spolehlivosti konstrukce hydraulického klapkového uzávěru pro charakteristické zátěžné stavy s uvážením jejich četnosti na základě provedené napěťové a deformační výpočtové analýzy pomocí MKP a vybraných norem. Stanovení bezpečnosti a životnosti v kritických místech konstrukce. Případný návrh konstrukčních úprav.

Seznam odborné literatury:

Janíček,P.,Ondráček,E.,Vrbka,J.,Burša,J.: Mechanika těles. Pružnost a pevnost I. CERM, 2004
Ondráček,E.,Vrbka,J.,Janíček,P.,Burša,J.: Mechanika těles. Pružnost a pevnost II. CERM, 2006
Hoschl,C.: Pružnost a pevnost ve strojnictví, SNTL Praha, 1971 Vlk,M.,Florian,Z.: Mezní stavy a spolehlivost. Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, FSI VUT v Brně, 2007
Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí. VUT v Brně, VUTIUM, 2010
Madenci,E.,Guven,I.: The finite element method and applications in engineering using ANSYS. Springer, 2006
Podkladové materiály fy. ČKD Blansko
Normy EN 13445-3 a ASME VIII

Vedoucí diplomové práce: prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc. Ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. Děkan fakulty

ABSTRAKT

První část této diplomové práce je zaměřena na teorii únavové životnosti. Druhá část se zabývá posouzením statické pevnosti klapky uzávěru před vodní turbínou. Dále je provedena analýza životnosti klapky při uvážení korozního prostředí. Cílem je ověření požadované životnosti 50 let.

ABSTRACT

Theoretical part of this master thesis is focused on the theory of fatigue life. The second part deals with the assesment of static strength the closing flap in front of water turbine. Futher fatigue analysis of the closing flap is performed considering corrosive environment. The aim is to verify the required service lifetime of 50 years.

KLÍČOVÁ SLOVA

Uzávěr vodní turbíny, pevnostní analýza, únavová životnost, únavová životnost svarového spoje, metoda konečných prvků

KEY WORDS

Water turbine lock, strength analysis, fatigue lifetime, fatigue lifetime of welded joint, finite element method

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KLÍČ, J. *Posouzení pevnosti a životnosti hydraulického klapkového uzávěru.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 74 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Jan Vrbka, DrSc., dr. h. c..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pouze pod odborným vedením prof. RNDr. Ing. Jana Vrbky, DrSc., dr.h.c. a s použitím literatury, kterou uvádím v seznamu na konci této práce.

V Brně 27.5.2015

Jan Klíč

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu prof. RNDr. Ing. Janu Vrbkovi, DrSc., dr.h.c. za odborné rady, konzultace, připomínky a za věnovaný čas a trpělivost. Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Pavlu Huňkovi, Csc. a Ing. Antonínu Klíčovi za cenné rady. Díky také patří rodině za podporu během studia i mimo něj.

Obsah

1. ÚVOD 3

2. PROBLÉMOVÁ SITUACE 4

3. FORMULACE PROBLÉMU 4

4. FORMULACE CÍLŮ 4

5. METODA ŘEŠENÍ 4

6. SYSTÉM PODSTATNÝCH VELIČIN 5

7. REŠERŠNÍ STUDIE 6

7.1. Uzávěry 6
7.1.1. Kulový uzávěr 7
7.1.2. Klapkový uzávěr 8

7.2. Únava materiálu 9
7.2.1. Stádia únavy 10
7.2.2. Parametry zátěžného cyklu 13
7.2.3. Křivky životnosti 14
7.2.4. Model kumulace poškození 17
7.2.5. Některé faktory ovlivňující životnost 18
7.2.6. Metody stanovení únavové životnosti 20
7.2.7. Únava svařovaných spojů 23
7.2.8. Některé metody stanovení únavové životnosti svarů 24

7.3. Hodnocení pevnosti 26
7.3.1. Metoda kategorizace napětí 26
7.3.2. Vyhodnocovací kritéria 29

7.4. Metoda posuzování únavové životnosti podle ČSN EN 13445 29
7.4.1. Zjednodušené posuzování únavové životnosti dle [9] 30
7.4.2. Podrobné posuzování únavové životnosti dle [9] 30

8. PRAKTICKÁ ČÁST 32

8.1. Popis řešené soustavy 32
8.1.1. Popis modelu: 36

8.1.2. Modely materiálů 36
8.1.3. Definování kontaktů mezi součástmi 36
8.1.4. Okrajové podmínky 40
8.1.5. Síť konečných prvků 44

8.2. Hodnocení pevnosti 47
8.2.1. Hodnocení pevnosti šroubů 56

8.3. Hodnocení únavové životnosti 58
8.3.1. Hodnocení životnosti nesvařovaného materiálu 59
8.3.2. Hodnocení životnosti svařovaného materiálu 63
8.3.3. Hodnocení životnosti šroubů 66

9. ZÁVĚR 69

10. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 70

11. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ 72

1. ÚVOD

Rozvoj průmyslu již od 19. století kladl stále rostoucí nároky na spolehlivost strojních zařízení. Případy kritického porušení a selhání různých zařízení i s tragickými následky nutily inženýrskou veřejnost objasnit příčiny a mechanismy způsobující selhání. K mezním stavům limitujícím životnost zařízení patří únava materiálu a stává se tak nejčastější příčinou porušení. Její nebezpečí spočívá v dlouhodobém působení takových sil, které při jednorázovém zatížení nezpůsobí žádné poškození. Porozumět procesům probíhajícím v materiálu během cyklického zatěžování vedla k rozvoji experimentálních i teoretických disciplín materiálového inženýrství, které umožňuje navrhovat zařízení pracující v extrémním prostředí s přijatelnou spolehlivostí.

Mezi oblasti, kde na dlouhodobě zatěžované součástky strojních zařízení jsou kladeny vysoké požadavky na bezpečnost, patří energetické strojírenství. Již více než 100 let patří elektrická energie neoddělitelně k našemu životu, aniž bychom si to v každodenním životě uvědomovali. Způsoby získávání elektřiny se postupem doby zefektivňovaly a získávaly se stále nové zdroje. Dnes mají v naší zemi největší podíl na výrobě energie tepelné elektrárny – plynové nebo uhelné. Druhé největší zastoupení ve výrobě mají elektrárny jaderné a nakonec nejmenší podíl elektrárny využívající obnovitelné zdroje – biomasa, slunce, vítr nebo voda. Obzvlášť v poslední době zažily obrovský rozmach sluneční a větrné elektrárny, ale výroba z těchto zdrojů s sebou nese mnoho problémů s nekonstantním výkonem závislým na aktuální povětrnostní situaci nebo oblačnosti. Proto ve chvílích, kdy se slunce schová za mraky nebo zapadá, přestává foukat nebo nastává vichřice, přichází nejčastěji ke slovu vodní díla. A to ve dvou podobách. V případě přebytku nebo nedostatku energie v síti jsou využívány přečerpávací vodní elektrárny – jsou schopny velmi rychle a pružně reagovat na obojí stavy. Zato klasické vodní elektrárny dokážou reagovat pouze na nedostatek energie. Doba najetí do plného výkonu je do 60-ti sekund, což žádný jiný zdroj na požádání nedokáže. Díky kolísání výkonu slunečních a větrných elektráren jsou vodní elektrárny v poslední době, a jistě i v budoucnu, častěji vystavovány najíždění a zastavování. Proto je nutné u více částí elektrárny, než dříve, kontrolovat životnost a vyhnout se tak problémům souvisejících s malými poruchami nebo velkými katastrofami, které nesou obrovské finanční ztráty, ale hlavně můžou přinést ztráty na životech.

Předložená práce se zabývá posouzením na únavu dlouhodobě zatěžované části uzavíracího mechanizmu přiváděcího kanálu vodní turbíny podle metodiky stanovené normou ČSN EN 13445-3.

2. PROBLÉMOVÁ SITUACE

Předmětem řešení předložené práce je klapkový uzávěr vyrobený firmou ČKD Blansko Holding sídlící v Blansku. Firma potřebuje potvrdit životnost klapky uzávěru, který je svařen z několika dílů. Tento uzávěr během své životnosti musí odolat mnoha nestejným zátěžovým cyklům v průběhu 50-ti let a zároveň při uvážení koroze. Zadavatelem byl požadován výpočet dle evropské normy pro tlakové nádoby ČSN EN 13445, u šroubů pak dle ASME VIII.

3. FORMULACE PROBLÉMU

Provést pevnostní analýzu klapky uzávěru a šroubů. Dále provést únavovou analýzu klapky uzávěru a šroubů. Potvrdit nebo vyloučit životnost 50 let při zadaných četnostech jednotlivých cyklů.

4. FORMULACE CÍLŮ

Cíle byly dohodnuty na základě diskuze s firmou ČKD Holding a vedoucím diplomové práce.

- Vytvoření výpočtového modelu
- Posouzení pevnosti klapky uzávěru
- Posouzení únavové životnosti klapky a šroubů

5. METODA ŘEŠENÍ

Tématem diplomové práce je zjištění životnosti klapky hydraulického uzávěru. Určení životnosti je závislé na určení napjatosti v kritických místech uzávěru v různých režimech zatížení. Bude se jednat o řešení přímého problému, což znamená, že je známá geometrie soustavy, zatížení a vazby celé soustavy. Neznámé jsou deformace a napjatost v soustavě.

Pro řešení napjatosti a deformace byla vybráno výpočtové modelování metodou konečných prvků (MKP) z důvodu velkého rozsahu úlohy a nemožnosti řešit soustavu analyticky. Řešení je provedeno v programu SolidWorks Simulation a následné zpracování dat pro vyčíslení výsledků bylo provedeno v programu Microsoft Excel.

6. SYSTÉM PODSTATNÝCH VELIČIN

Podle systémového přístupu byl vytvořen systém podstatných veličin dle [1].

- S0 - okolí objektu:
  Připojení uzávěru k přivaděči vody a podlaze

- S1 - geometrie a topologie objektu:
  Tvar a velikost uzávěru a klapky uzávěru.

- S2 – podstatné vazby objektu a okolí:
  Vazby uzávěru k přivaděči a k podlaze, kontakty a vazby klapky k uzávěru.

- S3 – aktivace objektu z okolí:
  Tlak vody působící na klapku uzávěru.

- S4 – ovlivňování objektu z okolí objektu:
  Objekt klapky se nachází ve vodě, kde může docházet ke korozi.

- S5 – vlastnosti prvků struktury objektu:
  Klapka je vyrobena z materiálů S355J2+N a G20Mn5+N.

- S6 – procesy na objektu a jeho stavy:
  Tlak vody vyvolává deformaci a napjatost v uzávěru a klapce.

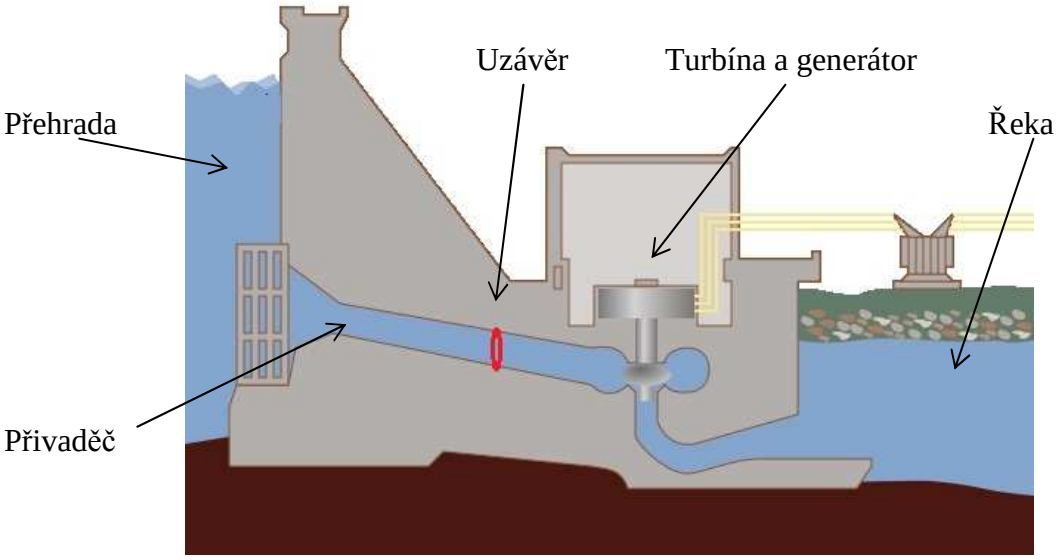
- S7 – projevy chování objektu:
  Cyklické zatěžování klapky způsobuje kumulaci poškození.

- S8 – důsledky projevů objektu
  V kritických místech může kumulace poškození vyústit v trhlinu.

7. REŠERŠNÍ STUDIE

7.1. Uzávěry

Princip fungování vodní elektrárny je velmi jednoduchý. Z vodní nádrže se vede hrází ocelové potrubí – přivaděč, k vodní turbíně. Ta je tvořena několika částmi- rozváděcím aparátem a oběžným kolem. Na samotném oběžném kole dochází k předávání energie z proudící vody na roztáčení generátoru pro výrobu elektřiny. Rozváděcí aparát je zodpovědný za regulaci výkonu, ale slouží i k odstavení turbíny. Samotný rozvaděč není konstrukčně uzpůsobený k tomu, aby dlouhodobě fungoval jako uzávěr, proto je na přívodním potrubí umístěn uzávěr, někdy i dva z bezpečnostních důvodů. Tyto uzávěry jsou schopny dlouhodobě odolávat tlaku vody v případě vypnuté turbíny, servisnímu zásahu nebo havarijnímu odstavení. Za celou svoji životnost je tento uzávěr vystaven několika desítkám tisíc zátěžových cyklů.



Obr. 7.1: Vodní elektrárna, převzato z [2]

Uzávěr musí být schopen fungovat a uzavřít bezpečně potrubí i v případě výpadku energie. Způsob zavírání je tedy nezávislý na dodávce energie. Princip je jednoduchý. Samotný uzávěr je v potrubí uchycen nesymetricky, takže proud vody tlačí na jednu část uzávěru více než na druhou a tím klapku uzavírá. K mechanizmu je ještě připevněno závaží na páce, které působí momentem ve směru uzavření. Aby uzavření neproběhlo skokově, tak je na mechanizmu nainstalován hydraulický tlumič, který zajistí plynulé uzavření a zabrání tak totálnímu hydraulickému rázu.

Ještě před opuštěním továrny se na uzávěrech provádí tlaková zkouška, kdy je uzávěr natlakován na 1,5 násobek konstrukčního zatížení. Při této zkoušce se kontroluje celkový

průsak vody přes uzávěr, který nesmí překročit určitou mez. Dále se kontroluje pohyblivost a funkčnost celého mechanizmu po vystavení zařízení nestandardním podmínkám.

Typů uzávěrů existuje velké množství. Podle konstrukce se rozlišuje např. kulový, klapkový, nebo hradidlový. U velkých vodních elektráren se zpravidla používají pouze dva druhy – klapkový a kulový. Každý z těchto uzávěrů má své výhody a nevýhody a vhodný výběr záleží na několika parametrech.

7.1.1. Kulový uzávěr

Tyto uzávěry jsou svojí konstrukcí uzpůsobeny k odolávání velkých tlaků vodního sloupce, proto se používají na elektrárnách s velkými spády, často v horských oblastech, kde není problém překonávat převýšení přes 1000 m.

Uzavírací těleso je zjednodušeně tvořeno válcovou skořepinou s žebry, která se pomocí hydraulických pohonů otáčí mezi polohami zavřeno a otevřeno. Jednou z výhod tohoto řešení je, že průtok vody není nijak brzděn. Naopak nevýhodou je poměrně složitá konstrukce celého uzávěru oproti klapkovému.

Obr. 7.2: Kulový uzávěr, převzato z galerie firmy ČKD Holding Blansko

7.1.2. Klapkový uzávěr

Tyto uzávěry se používají zpravidla u nižších spádů. Je to dáno tím, že uzávěr je tvořen zjednodušeně kruhovou stěnou, která již z principu není schopna rozložit napjatost tak homogenně jako z venku zatížená válcová skořepina.

Jednou z výhod je konstrukční jednoduchost, což se projevuje na ceně.

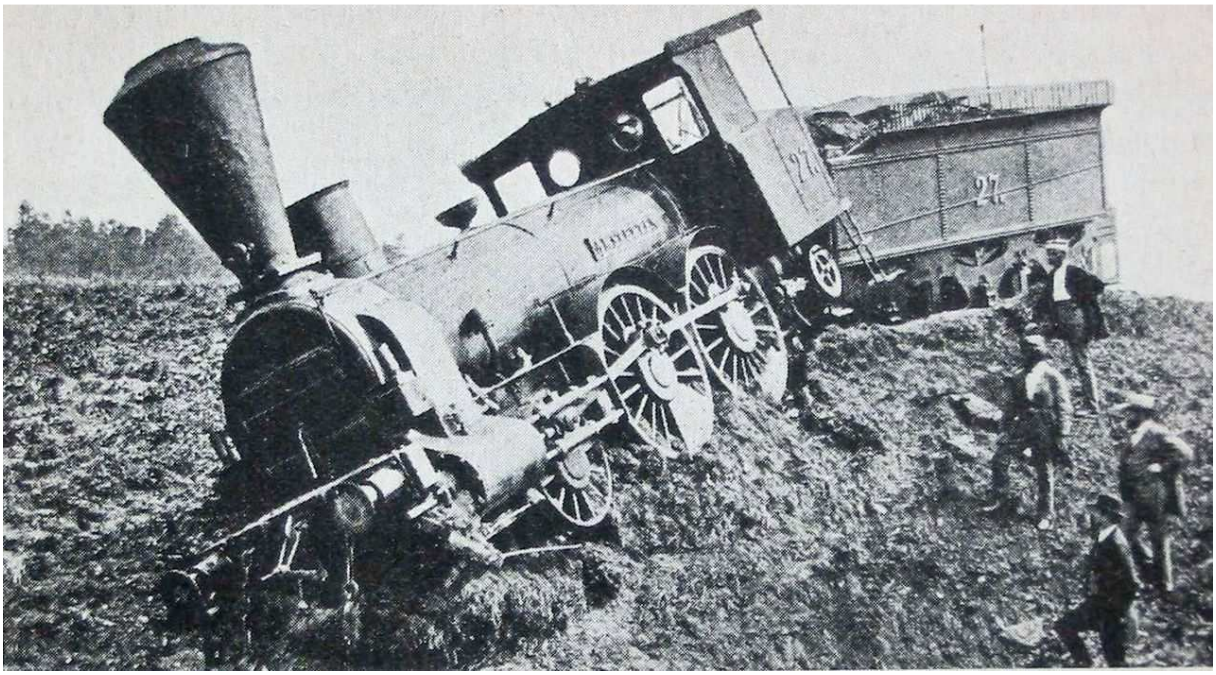
Obr. 7.3: Klapkový uzávěr, převzato z galerie firmy ČKD Holding Blansko

7.2. Únava materiálu

Pojmem únava je v materiálovém inženýrství označován řetězec procesů probíhajících v materiálu za působení časově závislých sil, které vedou k iniciaci únavových trhlin. Je to jedna z nejčastějších příčin selhání součástí. Proto již od začátku návrhu je potřeba pamatovat na tento proces.

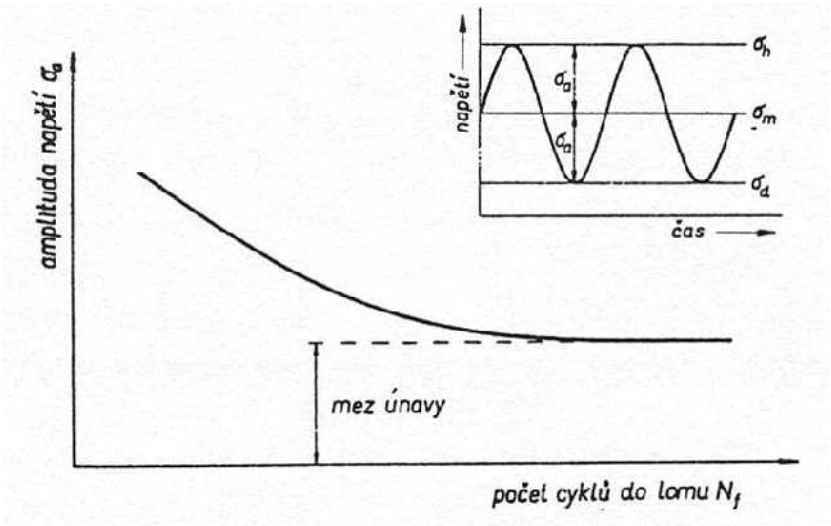
Podrobíme-li strojní součást nebo konstrukci působení časově proměnlivých vnějších sil, dochází po určité době k jejímu lomu, který je výsledkem mikroskopických procesů probíhajících ve struktuře materiálu [3]. Přitom velikost maximálního zatížení nemusí způsobovat při jednorázovém zatížení nevratné deformace nebo porušení a poměrně často je velmi vzdálená od meze kluzu materiálu. Při opakovaném působení vznikají v mikrostruktuře materiálu nevratné (plastické) deformace, které časem vyústí v makrotrhlinu. Je důležité poznamenat, že únavový proces má kumulativní charakter a skládá se z několika stádií.

Jako první se únavou materiálů začal zabývat německý inženýr August Wöhler (1819-1914). Vedlo jej k tomu v jeho době dosud nevysvětlitelné praskání náprav železničního dvojkolí, která byla zatížena méně než bylo potřebné zatížení pro prasknutí při statickém působení sil. Při zkoumání tohoto jevu zformuloval vztahy, které jsou platné dodnes a položil tak základní kámen disciplíně zabývající se únavou materiálů.



Obr. 7.4: Havárie vlaku v důsledku prasklé nápravy [2]

Základní křivku popisující únavové zatížení vyjadřuje závislost amplitudy napětí σ_a na počtu cyklů do lomu N_f. Amplituda napětí, při které nedojde k porušení tělesa ani po vysokém počtu cyklů (řádově 10^7), se nazývá mez únavy σ_c



Obr.7.5: Základní Wöhlerova křivka [12]

Únavu materiálu lze rozdělit [12]:

- **Únava tělesa bez trhlin** – životnost je určena dobou iniciace trhliny, dělí se:
  - **Oblast nízkocyklové únavy** – amplituda napětí nad mezí kluzu vyvolává amplitudu plastické deformace, deformační přístup, životnost se určuje ze vztahů odvozených Mansonem a Coffinem ($<10^5$ cyklů)
  - **Oblast vysokocyklové únavy** – amplituda napětí se pohybuje pod mezí kluzu, napěťový přístup, vztahy odvozené Wöhlerem ($>10^5$ cyklů)
- **Únava tělesa s trhlinou** – rozhodující je rychlost šíření únavové trhliny, tímto se zabývá lomová mechanika

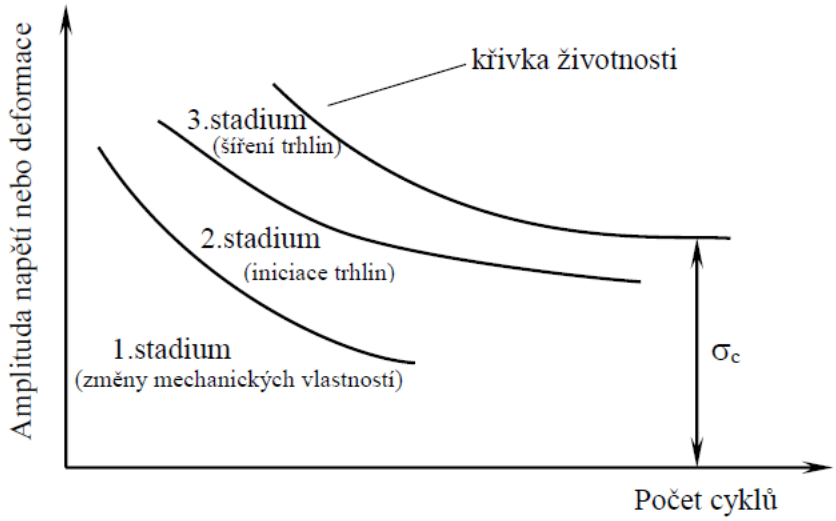
7.2.1. Stádia únavy

Jak již bylo zmíněno dříve, únava materiálu není stav, který by nastal hned, ale má kumulativní charakter. Je výsledkem mikroskopických procesů probíhajících ve struktuře materiálu [3]. Celý tento proces se hmatatelně projeví růstem okem viditelné trhliny a lomem.

Proces lze rozdělit do tří základních stádií, mezi nimiž neexistuje pevně daná hranice a částečně se překrývají [3].

a) Stádium změn mechanických vlastností.

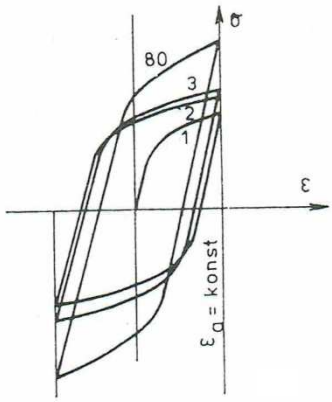
Toto stádium je determinováno změnami v celém objemu zatěžovaného kovu. Mění se hustota a konfigurace mřížkových parametrů a následkem toho i mechanické vlastnosti. Všechny tyto změny mají sytící charakter a nejvýrazněji se projevují na počátku cyklického zatěžování. Při aplikování určitého počtu cyklů dochází materiál do nasyceného stavu a dále se v tomto stádiu mechanické vlastnosti nemění. Z našeho pohledu jsou nejdůležitější ty změny mech. vlastností, které charakterizují odpor materiálu vůči vnějšímu zatížení [4]. Pro určení změn mechanických materiálových parametrů se používají hysterezní smyčky, které představují závislost napětí a deformace v průběhu cyklického zatěžování. Při jejich rozboru je možné pozorovat dvě základní změny:



Obr. 7.6: Stádia únavového procesu [3]

1. Cyklické zpevnění

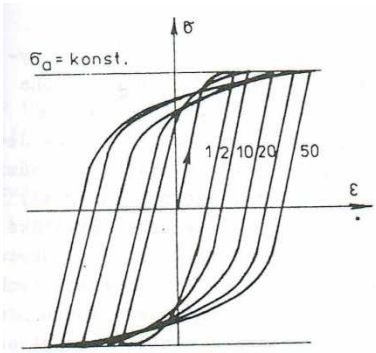
Při cyklickém zpevnění dochází k růstu amplitudy napětí při zachování stejné amplitudy přetvoření.



Obr. 7.7: Cyklické zpevnění, převzato z [4]

2. Cyklické změkčení

Dochází k nárůstu amplitudy přetvoření při konstantní amplitudě napětí.



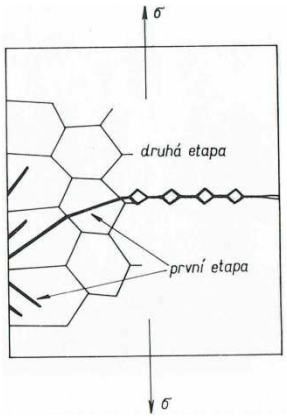
Obr. 7.8: Cyklické změkčení, převzato z [4]

b) Stádium nukleace únavových trhlin

Praxe a experimenty dokázaly, že k nukleaci trhlin u homogenního materiálu dochází téměř vždy na povrchu. Z toho dále vyplývá, že na nukleaci trhliny bude mít velký vliv stav a kvalita povrchu. K nukleaci trhlin dochází v místech koncentrace cyklické plastické deformace s čímž souvisí koncentrace napětí. Je zřejmé, že například u ohýbaného prutu je v krajních vláknech největší napětí. Ovšem největší napětí na povrchu je i u prutu namáhaného na tah-tlak a to z důvodu koncentrace napětí díky povrchovému reliéfu. Není možné vytvořit zcela hladký povrch bez vad. Dále ke koncentraci napětí přispívají při plastické deformaci dislokace, které opět tvoří koncentrátory napětí. Existuje pár výjimek, kdy se únavová trhlina nešíří z povrchu – například kontaktní únava. Mikrotrhliny vznikají pod povrchem v místě největšího smykového napětí. [3]

c) Stádium šíření trhlin

Vytvořením povrchových mikrotrhlin končí nukleační fáze. Tyto trhliny leží podél skluzových rovin v nichž je největší smykové napětí. Při jednoosém namáhání jsou roviny maximálního smykového napětí pod úhlem 45° směrem k vnějšímu napětí. V průběhu dalšího cyklického zatěžování tyto trhliny rostou dále do hloubky podél aktivních skluzových rovin, spojují se nebo zastavují. S narůstající délkou se trhliny natáčejí do směru kolmého k vektoru hlavního napětí. Šíření ve směru skluzových rovin se nazývá I. Etapa a šíření v kolmém směru na vektor hlavního napětí se nazývá II. Etapa. Dokončením II. Etapy a vlastně i celé únavy je zbývající části průřezu [3]. Etapy jsou zobrazeny na obr. 7.9.



Obr. 7.9: Etapy šíření trhlin

7.2.2. Parametry zátěžového cyklu

August Wöhler při zkoumání praskání náprav železničního dvojkolí pracoval s cyklem v němž se souměrně mění kladné a záporné napětí, z čehož byla odvozena Wöhlerova křivka. V praxi se setkáváme s cykly, které mají často náhodný charakter a jejich tvar se nedá popsat jednoduchou matematickou funkcí. Proto se takové cykly nahrazují jednoduššími, matematicky popsatelnými funkcemi, které způsobují stejné únavové poškození jako výchozí cyklus. Nejčastěji se převádí na sinusový signál s několika bloky o různých parametrech.

Základní charakteristiky cyklu dle [13]:

σ_n – dolní napětí cyklu

σ_h – horní napětí cyklu

σ_a – amplituda napětí

σ_m – střední napětí cyklu

$\Delta\sigma$ – rozkmit napětí

σ_s – statické stálé napětí

Dále se pro popis cyklu používají následující charakteristiky:

Součinitel asymetrie cyklu:

$$R = \frac{\sigma_n}{\sigma_h} \qquad (7.1)$$

Amplitudový součinitel asymetrie cyklu:

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \qquad (7.2)$$

Podle předchozích ukazatelů rozlišujeme cykly na:

-pulzující v tlaku

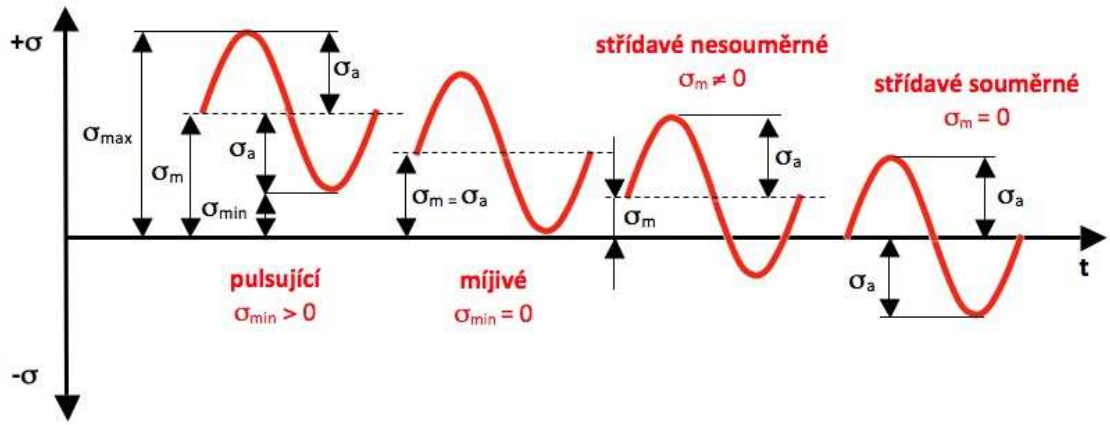
- pulzující v tahu

-míjivý v tlaku

-míjivý v tahu

-střídavý

-symetrický



Obr. 7.10: Rozlišení cyklů dle polohy středního napětí (https://publi.cz/books/180/10.html)

7.2.3.Křivky životnosti

Základní charakteristikou pro posuzování únavových vlastností materiálů je dodnes Wöhlerova křivka, která udává závislost amplitudy napětí na počtech cyklů do lomu [3]. Tato křivka byla dlouhou dobu jedinou oporou při navrhování součástí díky tomu, že technika umožňovala měřit pouze sílu v pulzátoru, ze které se dále určilo napětí. Až počátkem padesátých let začal intenzivnější výzkum v oblasti nízkocyklové únavy. Zjištěním, že únavová životnost materiálu je závislá na velikosti plastické deformace, se začala životnost vyjadřovat v závislosti na amplitudě plastické deformace [13].

7.2.3.1.Wöhlerova křivka

Křivka životnosti používaná v oblasti vysokocyklové únavy. Představuje závislost amplitudy napětí na počtu cyklů do lomu. Zkoušky se provádí na hladkých bezvrubých

tělesech střídavě zatížených tahem a tlakem s nulovým středním napětím. Při zatěžování je řízena síla – měkké zatěžování. Podle počtu cyklů do lomu se křivka dělí na několik oblastí dle [4]:

$N_f<10^2$ – oblast kvazistatického lomu. Těleso se poruší již v prvním půlcyklu nebo v následujících desítkách cyklů. Nejedná se o únavový proces, lomová plocha nevykazuje strukturu únavového, ale tvárného lomu. V této oblasti je těleso zatíženo napětím v blízkosti meze pevnosti daného materiálu.

$10^2<N_f<10^5$ – oblast nízkocyklové únavy. Viz. Manson-Coffinova křivka

$10^5<N_f<10^7$ – oblast vysokocyklové únavy s omezenou životností

$N_f>10^7$ – oblast vysokocyklové únavy s neomezenou životností pro ocel. Amplituda napětí při životnosti 10^7 je materiálová charakteristika a nazývá se – mez únavy materiálu.

N_f – počet cyklů do lomu

Wöhlerova křivka bývá aproximována následujícím vztahem:

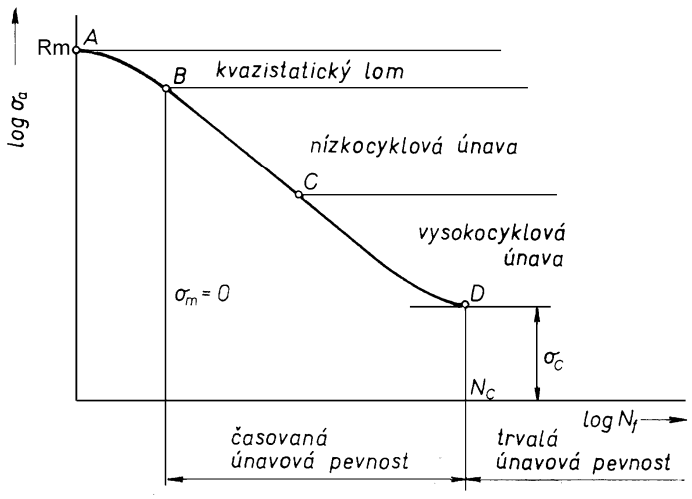
$$\sigma_a = \sigma_f' \cdot \left(2 \cdot N_f\right)^b \qquad (7.3)$$

Kde:

σ_a - amplituda napětí [MPa]

σ_f' - součinitel únavové pevnosti [MPa]

b – exponent únavové pevnosti [-]



Obr. 7.11: Wöhlerova křivka, převzato z [3]

7.2.3.2.Manson-Coffinova křivka

V mnoha případech je zbytečné součástky navrhovat pro nekonečný život. Důvodu k tomu může být několik, například snižování hmotnosti. V nízkocyklové oblasti bývá součást vystavena napětím nad mezí kluzu. Z podstaty únavy, která vychází z kumulace plastické deformace je tedy vhodnějším parametrem sledovat amplitudu plastického přetvoření.
V Manson-Coffinově křivce je počet cyklů do lomu vyjádřen v závislosti na amplitudě celkové deformace, která se skládá z plastické a elastické složky.

Při získávání dat pro únavovou křivku jsou vzorky podrobeny tzv. tvrdému zatěžování – při zatěžování se udržuje konstantní amplituda přetvoření.

Vztah Mansona a Coffina:

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot \left(2 \cdot N_f\right)^b + \varepsilon'_f \cdot \left(2 \cdot N_f\right)^c \qquad (7.4)$$

Kde:

ε_{at} – celkové přetvoření [-]

ε_{ae} – elastické přetvoření [-]

ε_{ap} – plastické přetvoření [-]

E – modul pružnosti v tahu[MPa]

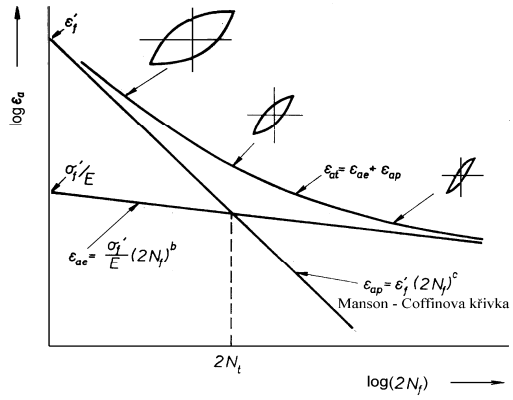
σ_f' - součinitel únavové pevnosti [MPa]

N_f - počet cyklů do lomu [-]

b – exponent únavové pevnosti [-]

ε_f' - součinitel únavové tažnosti [-]

c – exponent únavové tažnosti [-]



Obr. 7.12: Manson-Coffinova křivka, převzato z [3]

7.2.4. Model kumulace poškození

Při uvažování životního cyklu, například železniční nápravy, zjistíme, že náprava není zatěžována stále stejnou amplitudou napětí. Napětí se bude měnit třeba dle naložení vlaku, přejezdu přes výhybky, průjezd zatáčkami nebo přes jednotlivé spoje kolejí. Pro stanovení životnosti tedy není možné vycházet pouze z jedné průměrné amplitudy, protože každá bude způsobovat různé poškození. Existuje mnoho hypotéz jak tyto poškození sčítat, nejčastěji používána je Palmgren - Minerova hypotéza. [3]

Palmgren – Minerova hypotéza

Počítá s lineární kumulací poškození. Historie zatěžování se rozdělí do bloků podle amplitud napětí nebo deformace, pro které se určí jednotlivé životnosti. Sumačním vzorcem se poté sečtou příspěvky od jednotlivých amplitud. Při dosažení kumulace rovné jedné se prohlásí, že je životnost vyčerpána.

Tato hypotéza se používá hlavně pro svoji jednoduchost. Má i několik nevýhod. Dává konzervativní i nekonzervativní výsledky podle použité posloupnosti amplitud. Dále předpokládá, že amplitudy ležící pod mezí únavy nepřispívají k únavovému poškození. Problém většiny hypotéz je, že popisují celý únavový proces jedinou funkcí, i když je dokázáno, že se dělí na několik stádií [3]. Palmgren-Minerova hypotéza je popsána následujícím vztahem:

$$D = \sum \Delta D_i = \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \qquad (7.5)$$

Kde:

D - celkové poškození [-]

n_i - počet aplikovaných cyklů i-tého cyklu [-]

N_i - počet cyklů do lomu i-tého cyklu [-]

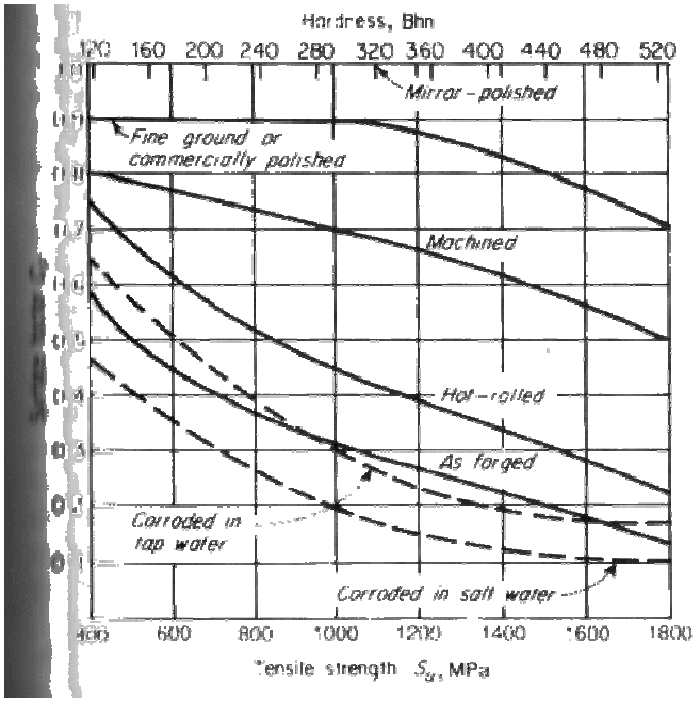
7.2.5.Některé faktory ovlivňující životnost

Křivky životnosti jednotlivých materiálů bývají získávány na součástech, které jsou dokonale opracované vyleštěním a bez vrubů. Ovšem v praxi se ve většině případů setkáváme s komponentami s vruby, které pracují v různých prostředích. Zatěžování často nebývá jen v jedné ose a nebývá symetrické. Proto pro správný odhad životnosti je nezbytné dobře zformulovat všechny ovlivňující faktory, jejichž špatný odhad může několikanásobně snížit celkovou životnost.

7.2.5.1.Vliv koroze

Koroze je jev, který vidíme všude kolem sebe. Z počátku hezké věci jsou napadeny korozí a ztrácí svůj lesk. Ovšem koroze neškodí jen vzhledu, ale hlavně funkčnosti a životnosti.

Povrchová koroze vytváří hrubší reliéf povrchu materiálu, čímž vytváří koncentrátory napětí, ze kterých se lépe iniciuje a rychleji šíří únavová trhlina. Nejnižší rychlost šíření trhliny je možné pozorovat v inertních prostředích. Obecně se dá říci, že plynná prostředí urychlují šíření méně než kapalná prostředí [3]. Konkrétní velikosti faktorů ovlivňující životnost v korozivním prostředí vychází ze zkušeností nebo speciálních zkoušek. Pro přibližné určení korozního faktoru je použito obrázku 7.13.



Obr. 7.13: Korozní faktor v závislosti na prostředí, převzato z [6]

7.2.5.2. Vliv kvality povrchu

Nerovnosti na povrchu vytváří koncentrátory napětí, takže je jasné, že horší kvalita povrchu snižuje životnost součásti [13].

7.2.5.3. Vliv teploty cyklu

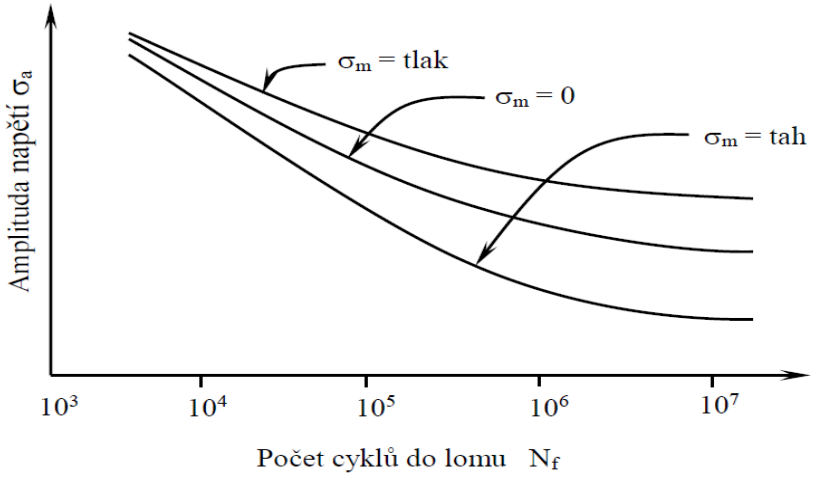
Šíření trhlin v materiálu je určeno procesy v plastické části na čele trhliny. Plastická deformace je závislá na teplotě, takže je možné konstatovat, že v důsledku toho se za vyšších teplot bude trhlina šířit rychleji a tím zkracovat životnost [3].

Toto platí, pokud teplota v cyklu nepřesahuje určitou mez, za kterou už dochází k tečení (creepu), tedy cyklickému creepu [3].

7.2.5.4. Vliv středního napětí

Rychlost únavového poškození je silně ovlivněna středním napětím v cyklu. Kladné střední napětí snižuje životnost a záporné střední napětí zvyšuje počet cyklů do porušení. Tento vliv je nejvíce patrný ve vysokocyklové oblasti. Urychluje stádium šíření únavových

trhlin a zkracuje délky trhliny, při které dojde k dolomení [7]. Pro zachování stejné životnosti u cyklu s větším tahovým středním napětím se musí snížit amplituda napětí.



Obr. 7.14 Vliv středního napětí na počtu cyklů do lomu, převzato z [7]

7.2.6. Metody stanovení únavové životnosti

Existuje celá řada metod pro stanovení únavové životnosti. Tyto metody přibývaly postupně s rostoucími znalostmi a také s rostoucím potenciálem počítačové techniky a vývojem numerických metod. Dle [4] se dělí na tyto základní metody:

7.2.6.1. Koncepce dovolených napětí

Napjatost se určí pomocí metod prosté pružnosti. Podmínka je vyjádřena v jednoduchém tvaru, přičemž dovolené napětí je určeno dle zkušeností z provozu daného zařízení při určitém namáhání. Hodnoty jsou uvedeny v tabulkách. Tato metoda není určena pro podrobnou únavovou analýzu, v praxi není přípustná, slouží pouze pro první orientační výsledky [4].

Podmínka:

$$\sigma_{vypočítané} \leq \sigma_{dovolené}$$

7.2.6.2.Koncepce nominálních napětí

K určení životnosti využívá metoda nominální napjatosti určené metodami prosté pružnosti. Hlavní využití této koncepce je na prutových tělesech v oblasti neomezené vysokocyklové únavy. Základním parametrem pro určení mezního stavu únavové pevnosti je mez únavy součásti σ_c^* uvažující symetrický a harmonický cyklus. Určení meze únavy součásti vychází z meze únavy materiálu v tahu, vrubových součinitelů, rozměrů součásti a vlastnosti povrchu. [4]

$$\sigma_c^* = \frac{\vartheta_\sigma \cdot \gamma_\sigma}{\beta_\sigma} \cdot \sigma_c \qquad (7.6)$$

Kde:

ϑ- součinitel velikosti [-]

γ - součinitel povrchu [-]

β - součinitel vrubu [-]

σ_c – mez únavy vzorku [MPa]

V případě, že charakteristickým napětím je smykové napětí, platí analogicky vztah:

$$\tau_c^* = \frac{\vartheta_\tau \cdot \gamma_\tau}{\beta_\tau} \cdot \sigma_c \qquad (7.7)$$

Stanovení hodnot součinitelů velikosti, povrchu a vrubu vychází z tabulek, které jsou podloženy experimenty. V dnešní době tato metoda není moc využívána, protože s příchodem MKP je možno přímo určovat lokální napětí ve vrubu, bez zjištění nominálních napětí.

7.2.6.3.Koncepce fiktivního lineárně pružného napětí

Tato koncepce je určena pro oblast nízkocyklové i vysokocyklové oblasti přičemž počítá s lineárně pružným materiálem. V případě vysokocyklové únavy je fiktivní napětí totožné se skutečným napětím protože nedochází k významné makroplastické deformaci, pro výpočet může být použita Wöhlerova křivka. Při použití v oblasti nízkocyklové oblasti se fiktivní napětí určí ze vztahu:

$$\sigma_{a,l} = E \cdot \varepsilon_a \qquad (7.8)$$

E - modul pružnosti v tahu [MPa]

ε_a - amplituda celkového poměrného přetvoření [-]

$\sigma_{a,l}$ se dále dosadí do Manson-Coffinovy křivky životnosti.

Určovat velikost napětí je možno pomocí nominálního napětí, které se vynásobí příslušnými koeficienty podle tvaru sledované oblasti, nebo pomocí nejrozšířenější MKP [4].

7.2.6.4.Koncepce Neuberovská

Postup určení napjatosti je ze začátku podobný jaký v koncepci fiktivního lineárně pružného napětí. Ovšem Neuberův vztah umožňuje určit pružně- plastickou deformaci a napětí a v místě vrubu [4].

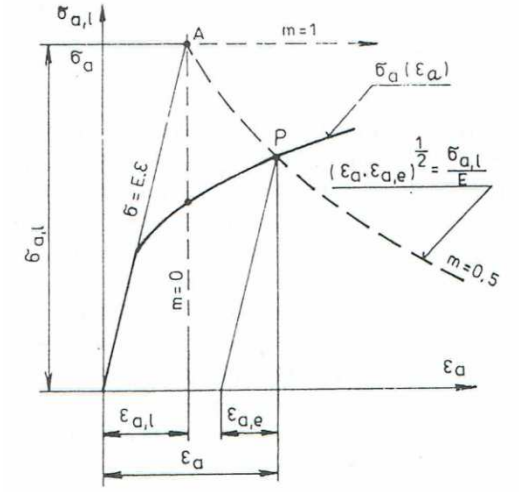
Neuberův vztah:

$$\frac{\sigma_{a,l}}{E} = \left(\varepsilon_a \cdot \varepsilon_{a,l}\right)^{\frac{1}{2}} \qquad (7.9)$$

$\sigma_{a,l}$ - fiktivní lineárně pružné napětí [MPa]

ε_a - celkové deformační přetvoření [-]

$\varepsilon_{a,l}$ - elastická část deformačního přetvoření [-]



Obr. 7.15 Znázornění Neuberova principu [4]

Kde:

$\sigma_a(\varepsilon_a)$ je cyklická tahová křivka

Skutečné napětí a přetvoření v místě vrubu jsou průsečíky hyperboly v bodě P. Poté je možné stanovit životnost dle Manson-Coffinovy křivky.

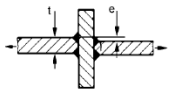
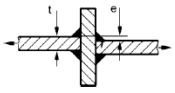
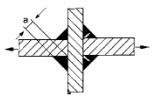
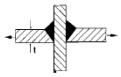
Využití Neuberova principu je konzervativní metodou, která v praxi dává nižší životnosti než je skutečnost, nicméně je oblíbená díky své jednoduchosti [4].

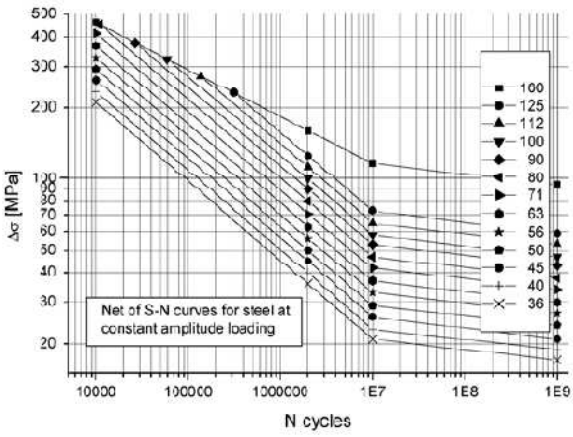
7.2.6.5.Koncepce pružně-plastických deformací

Tato metoda využívá k výpočtu napětí a deformací pružně-plastický model materiálu. Napjatost se určuje numericky, většinou pomocí MKP. Výsledky se poté dosazují do Manson-Coffinovy křivky a následně se odečte životnost. [4]

7.2.7. Únava svařovaných spojů

Svarový spoj je možné chápat jako koncentrátor napětí, který vykazuje dle experimentů 3x až 5x nižší mez únavy než základní materiál. Únosnost tohoto spoje je velmi ovlivněna přítomností vad, s jejichž přítomností se musí počítat. Mezi tyto vady nejčastěji patří nedostatečně provařený kořen svaru, pórovitost, struskové vměstky a trhliny [5]. Všechny tyto vlivy je nutné zahrnout do kvality svaru, která se musí kontrolovat. Kontrola se nejčastěji provádí vizuálně, penetrací, magneticky, pomocí ultrazvuku nebo rentgenováním svarů. Dle úspěšnosti a provedení těchto zkoušek se svarové spoje liší dle stupně kvality svaru. Například v normě ČSN EN 13445 pro tlakové nádoby jsou ještě svary dále děleny podle tvarů detailů a k nim přiřazeny použitelné stupně kvality svarů. Pro každý stupeň kvality svaru je získána únavová křivka, podle níž se určuje životnost. V křivkách jsou zahrnuty nehomogenity ve svaru nebo například zbytková napětí vzniklá svařováním. Na následujícím obrázku jsou zobrazeny detaily svarů a k nim přiřazeny třídy únavy s křivkami dle [8].

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; Al.= aluminium)	FAT St.	FAT Al.
412		Cruciform joint or T-joint, K-butt welds, full penetration, no lamellar tearing, misalignment e<0.15·t, toe crack Single sided T-joints and cruciform joints without misalignment	71 80	25 28
413		Cruciform joint or T-joint, fillet welds or partial penetration K-butt welds, no lamellar tearing, misalignment e<0.15·t, toe crack	63	22
414		Cruciform joint or T-joint, fillet welds or partial penetration K-butt welds including toe ground joints, weld root crack. For a/t<=1/3	36 40	12 14
415		Cruciform joint or T-joint, single-sided arc or laser beam welded V-butt weld, full penetration, no lamellar tearing, misalignment e< 0.15·t, toe crack. Root inspected. If root is not inspected, then root crack	71 36	25 12

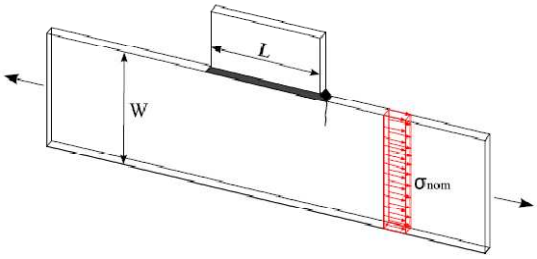


Obr. 7.16 Svarové detaily a únavové křivky svarů, převzato z [8]

7.2.8. Některé metody stanovení únavové životnosti svarů

7.2.8.1.Přístup na základě nominálního napětí

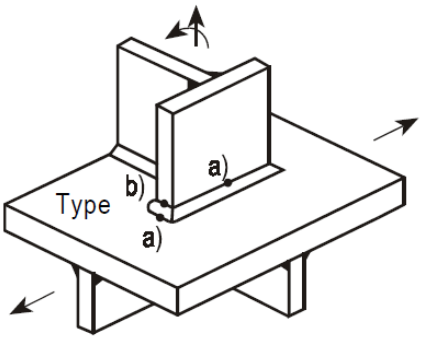
Tento přístup do výpočtu napětí nezahrnuje lokální koncentrátory napětí, ale pouze nominální napětí vypočtená analyticky nebo pomocí MKP. Tato napětí se poté dosazují do únavové křivky pro konkrétní tvar svaru a únavovou třídu [5].



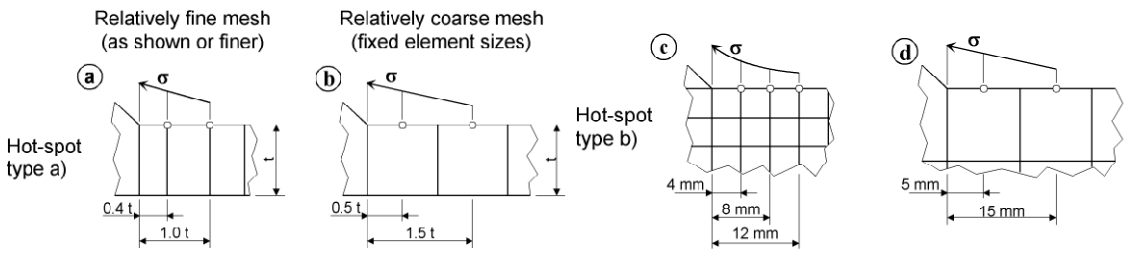
Obr. 7.17 Nominální napětí, převzato z [9]

7.2.8.2.Přístup na základě tvarových napětí (HOT-SPOT)

Pomocí této metody se určuje napětí získané v přechodu svaru do okolního materiálu. Napětí se získá extrapolací pomocí z dvou nebo tří daných míst k patě svaru. Rozlišují se dva typu hot-spotu. Hot-spot a) – napětí na ploše konstrukce které je závislé na tloušťce *t* a Hot-Spot b) – napětí podél hrany konstrukce a nezávisí na tloušťce [5].



Obr. 7.18 Typy hot-spot napětí [8]

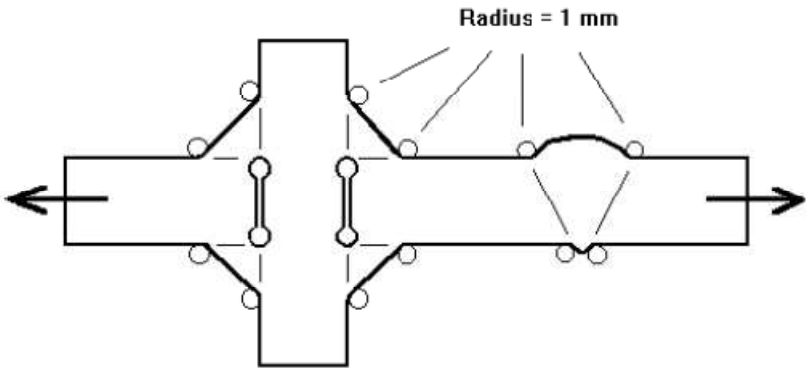


Obr. 7.20 Provedení extrapolace dle typu hot-spotu [8]

Získané napětí se poté dosadí do stejné únavové křivky svarů jako podle metody nominálního napětí.

7.2.8.3.Přístup na základě vrubových elastických napětí v patě nebo kořeni svaru (R1 notch stress)

Skutečný tvar svaru je nahrazen efektivním, ve kterém se vytvoří umělý vrub v patě nebo kořeni svaru o poloměru $r = 1mm$. Vypočtená napětí se porovnávají s únavovou křivkou FAT 225 dle International Institute of Welding (IIW) [5].



Obr. 7.21 Vytvoření vrubu v patě a kořeni svaru [8]

7.3.Hodnocení pevnosti

S příchodem MKP se posuzování pevnosti složitějších konstrukcí zpřesnilo. V dřívějších dobách bylo možné využívat pouze vztahy obecné pružnosti a z nich dále určovat nominální napětí. Ovšem tato napětí nic neříkala o napjatosti v oblastech s konstrukčními vruby. Aby se napětí v těchto místech blížila realitě, násobila se vrubovými koeficienty, určenými například z tenzometrických měření.

Při použití MKP dostaneme ucelený obraz o napjatosti v celém tělese. Ovšem i zde je nutno určit metodiku, podle které jsme schopni vyjádřit bezpečnost konstrukce nebo součásti. Velmi často používanou a normami schvalovanou je metoda založená na kategorizaci napětí.

7.3.1. Metoda kategorizace napětí

S rozvojem vědecko-technického poznání se zpřesňovaly matematické popisy detailů různých strojních součástí. Přesnější výpočty ale v mnoha případech nevedly ke snižování dimenzí součástí, ale naopak k jejich zvětšování. Příčina této absurdity byla v chybném posuzování vypočítaných napětí. Například napětí způsobené geometrickou diskontinuitou bylo posuzováno stejně jako primární obvodové napětí skořepiny. To vedlo k zavedení metodiky, která rozlišovala napětí, jak podle místa, kde vznikla, tak i podle druhu sil, které napětí způsobily a rozřadila napětí do různých kategorií. Kategorizace napětí se poprvé objevila v amerických předpisech ASME Code a s postupem času byla zařazena i do ostatních světových předpisů pro navrhování strojních částí. Rozvojem numerických metod a výpočetní techniky došlo k rozšíření používání MKP analýzy a napětí získaná z výpočtových modelů se začala posuzovat metodikou kategorizací napětí. Tímto kategorizace našla nové uplatnění, i když pro ně nebyla původně určena.

Klasifikace napětí vypočítané MKP analýzou vychází z podmínky lineárně elastického modelu materiálu. Její princip spočívá v rozdělení napětí do třech kategorií – primární, sekundární a špičkové napětí a u nich se ještě rozlišuje, je-li membránové nebo ohybové. Podle rozsahu oblasti, kterou ovlivňuje se dělí na lokální a globální.

Pro vyhodnocení se používají ekvivalentní napětí napříč tloušťkou stěny podél úsečky spojující obě stěny nejkratší cestou. Ekvivalentní napětí je skalární veličina definovaná buď podle hypotézy maximálních smykových napětí (Tresca), nebo podle hypotézy maximální energie na změnu tvaru (HMH), ze složek napětí získaných součtem napětí stejné kategorie a vyvolaných různými zatíženími. Průběhy napětí po tloušťce stěny jsou nelineární a pro účely kategorizace se musí rozložit na jednotlivé její základní složky. To se provádí linearizací napětí - proložení přímky, která je součtem membránové a ohybové složky. [9]

Primární napětí

je to napětí, které splňuje zákony rovnováhy působících zatížení (tlak, síly, momenty). Jeho hlavní charakteristikou je, že v případě velkého zvýšení vnějších sil není samo-omezující a při dosažení plasticity nemůže nastat žádná prospěšná redistribuce napětí. Primární napětí se dále dělí na membránové a ohybové napětí.

Primární membránové napětí je definováno střední hodnotou příslušných složek napětí rozdělených přes průřez, který je definovaný úsečkou segmentu.

Primární ohybové napětí je definováno jako primární napětí rozdělené lineárně přes průřez a je proporcionální vzhledem k neutrální ose.

Podle rozložení membránových napětí podél stěny se rozlišuje globální a lokální [9].

Sekundární napětí

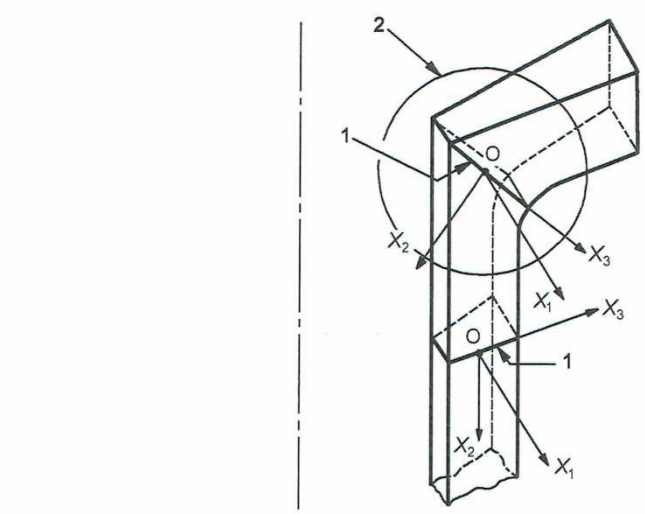
je napětí vyvolané následkem geometrických diskontinuit, použitím materiálů s různým modulem pružnosti nebo různými teplotními roztažnostmi. Základní charakteristikou sekundárního napětí je, že je samo-omezující, to znamená, že lokální tok deformací vede k omezení napětí. Sekundární napětí vedou na plastické deformace při vyrovnávání různých lokálních deformací, pokud je překročena mez kluzu. Sekundární napětí mohou být membránová i ohybová [9].

Špičkové napětí

Tato část napětí tvoří celkové napětí spolu s primárním a sekundárním napětím. Je to ta část (špička), která zůstane po linearizaci nelineárního průběhu napětí. Toto napětí nezpůsobuje žádné viditelné plastické deformace a jsou důležitá pro únavu a křehký lom. Špičkové napětí zahrnuje vliv koncentrátorů napětí [9].

Rozklad napětí

Rozklad napětí se provádí napříč tloušťkou stěny podél úsečky, nazývané úsečka segmentu. Úsečka segmentu je nejkratší úsečka spojující obě strany stěny. Mimo oblasti výrazných diskontinuit je kolmá ke střednicové ploše. Poté se provede rozdělení na jednotlivé složky napětí.

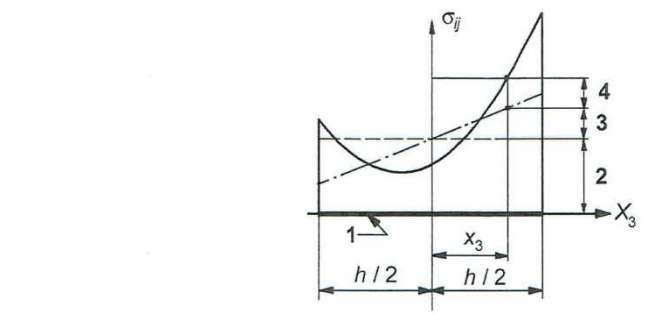


Legenda

1 Úsečka segmentu

2 Výrazná konstrukční diskontinuita

Obr. 7.22 Úsečka segmentu [9]



Legenda

1 Úsečka segmentu

2 Membránové napětí $\sigma_{ij,m}$

3 Ohybové napětí $\sigma_{ij,b}$

4 Nelineární napětí $\sigma_{ij,nl}$

Obr. 7.23 Rozklad základního napětí [9]

7.3.2. Vyhodnocovací kritéria

	Kategorie napětí				
	Primární napětí			Sekundární membránové + ohybové napětí	Špičkové napětí
	Globální membránové napětí	Lokální membránové napětí	Ohybové napětí		
Popis (pro praktické příklady viz tabulku C-2)	Primární střední napětí vypočtené napříč tloušťkou stěny bez zohlednění diskontinuit a koncentrací napětí. Způsobené pouze mechanickými zatíženími.	Primární střední napětí vypočtené napříč tloušťkou stěny zohledňující výrazné diskontinuity, ale ne koncentrace napětí. Způsobené pouze mechanickými zatíženími.	Složka primárního napětí, která je proporcionální vzhledem ke vzdálenosti od těžiště řezu stěny. Nezahrnuje diskontinuity a koncentrace napětí. Způsobené pouze mechanickými zatíženími.	Napětí, které je samo se sebou v rovnováze, nutné pro splnění kontinuity konstrukce. Vyskytuje se u výrazných diskontinuit, ale neobsahuje koncentrace napětí. Může být způsobeno jak mechanickými zatíženími, tak i teplotními vlivy.	a) Dodatek k primárnímu nebo sekundárnímu napětí způsobený koncentrací napětí. b) Určitá teplotní napětí, která mohou způsobit únavu, ale ne deformaci.
Značka	P_m	P_L 1)	P_b	Q (= $Q_m + Q_b$)	F
Posouzení statických zatížení	$(\sigma_{eq})_{P_m} \leq f$ (vzorec C.7.2-1) 2)	$(\sigma_{eq})_{P_L} \leq 1{,}5f$ (vzorec C.7.2-2)	$(\sigma_{eq})_{P} \leq 1{,}5f$ (vzorec C.7.2-3) 2)	$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q} \leq 3f$ (vzorec C.7.3-1) 3) 7)	
Posouzení únavy (pouze je-li požadováno)	Posouzení 4) založené na:			$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q}$ nebo $\max(\Delta\sigma_i)$ 5) 7)	nebo $(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q+F}$ 6) 7)

—— = konstrukční zatížení
– – – = provozní zatížení

Obr. 7.24 Posuzovací kritéria pro jednotlivé kategorie napětí [9]

7.4. Metoda posuzování únavové životnosti podle ČSN EN 13445

Norma ČSN EN 13445 – Netopené tlakové nádoby je určena pro návrh a výrobu tlakových nádob podle směrnice 97/23/EC Evropského parlamentu a Rady Evropské unie (PED – Pressure Equipment Directive). Tato norma v části 3 – Konstrukce a výpočet, obsahuje výpočtové postupy pro návrh tlakových nádob. Norma rozlišuje tři postupy pro navrhování tlakových nádob.

1. DBF Design-by-formula, návrh podle vzorců
2. DBA Design-by-Analysis, návrh numerickou analýzou MKP
3. DBE Design-by-Experiment, návrh testem na roztržení nádoby

Pro posuzování únavové životnosti obsahuje norma dva postupy.

7.4.1. Zjednodušené posuzování únavové životnosti dle [9]

Patří do kategorie posuzování dle DBF a vychází z výpočtu pseudo-elastického rozkmitu napětí $\Delta\sigma$:

$$\Delta\sigma = (\Delta P / P_{max}) \cdot \eta \cdot f \qquad (7.10)$$

Kde ΔP – rozkmit provozních tlaků

P_{max} – nejvyšší přípustný tlak uvažované komponenty

f – dovolené namáhání uvažované komponenty

η - napěťový součinitel komponenty (poměr max. skořepinového napětí komponenty při P_{max} k dovolenému namáhaní komponenty)

Z pseudo-elastického rozkmitu napětí se určí fiktivní rozkmit napětí $\Delta\sigma*$ podle:

$$\Delta\sigma* = \Delta\sigma / (C_e \cdot C_t) \qquad (7.11)$$

Kde:

C_e – korekční součinitel tloušťky stěny

C_t – korekční součinitel teploty

Z fiktivního rozkmitu napětí se z únavových křivek, které jsou stanoveny pro různé typy svarových spojů, odečte dovolený počet cyklů.

7.4.2.Podrobné posuzování únavové životnosti dle [9]

Patří do kategorie postupů podle DBA. Předpokládá znalost potřebných napětí získaných z výpočtového modelu MKP v posuzovaných detailech a během zatěžovacího cyklu.

Ve svarových spojích se rozlišují postupy určení rozkmitu napětí podle typu a významu svaru:

1) Rozkmit napětí v koutových svarech pro jednoduché připojené části.

Ekvivalentní rozkmit napětí podle Trescova kritéria se počítá ze změny tří hlavních skořepinových napětí v zatěžovacím cyklu.

$$S_{12} = \sigma_{struc1} - \sigma_{struc2} \qquad (7.12)$$

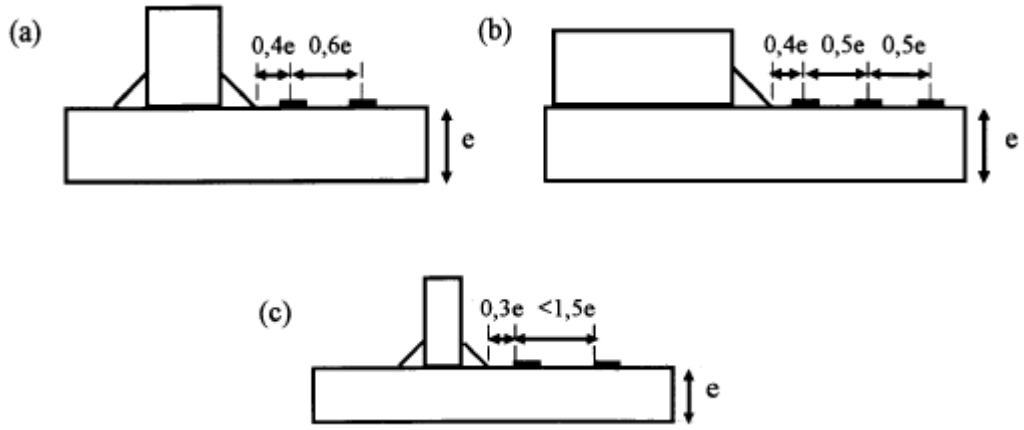
$$S_{23} = \sigma_{struc2} - \sigma_{struc3} \qquad (7.13)$$

$$S_{31} = \sigma_{struc3} - \sigma_{struc1} \qquad (7.14)$$

$$\Delta\sigma_{eq} = \max (\left| S_{12max} - S_{12min} \right| ; \left| S_{23max} - S_{23min} \right| ; \left| S_{31max} - S_{31min} \right|) \qquad (7.15)$$

Místa pro určení skořepinových napětí se určí extrapolací do místa napěťové koncentrace (přechod housenky svaru).

a) Pro malou složku ohybových napětí
b) Pro velkou složku ohybových napětí
c) Pro délku měřidla > 0,2e



Obr. 7.25 Extrapolace napětí ke svaru [9]

2) Rozkmit napětí v přímo zatížených koutových svarech hlavních připojených částí

Rozkmit napětí se počítá přímo v nebezpečném průřezu svaru.

$$\Delta\sigma = (\sigma_w^2 + \tau_w^2)^{1/2} \qquad (7.16)$$

Kde σ_w – rozkmit normálového napětí v nebezpečném průřezu svaru

τ_w - rozkmit smykového napětí v nebezpečném průřezu svaru

3) Rozkmit napětí v tupých svarech a v základním materiálu

Počítá se stejným způsobem jako skořepinová napětí (ad1), ale místo hlavních skořepinových napětí se použijí jmenovitá hlavní napětí.

Je-li ekvivalentní rozkmit napětí větší než dvojnásobek meze kluzu ($\Delta\sigma_{eq} > 3.f$), koriguje se elasto-plastickým koeficientem podle Neuberova principu. Pro feritické oceli je:

$$k_e = 1 + 0{,}4.((\Delta\sigma_{eq} / 2.R_{p0.2T}) - 1) \qquad (7.17)$$

kde $R_{p0.2T}$ – mez kluzu materiálu při posuzované teplotě

Z únavových křivek pro únavovou životnost 2.10^6 cyklů pro různé detaily svarů se vypočítá přípustný počet cyklů N posuzovaného detailu.

$$N = C_1 / ((\Delta\sigma_{eq} / f_w)^{m1}) \qquad (7.18)$$

Kde **C_1 –** konstanta pro $N \leq 5.10^6$ cyklů

m_1 – exponent pro $N \leq 5.10^6$ cyklů

f_w – korekční součinitel svařovaných částí

8. PRAKTICKÁ ČÁST

8.1. Popis řešené soustavy

Analyzovaný uzávěr je umístěn na konci kanálu přivaděče. S kanálem přivaděčem je uzávěr spojen přes vstupní potrubí, které je zalité do betonového bloku hráze. Výstupní potrubí na výstupní straně uzávěru se může volně pohybovat v dilatační vložce. Samotné těleso uzávěru je volně položené.

Uzávěr je během své životnosti vystaven různým zatížením. Některá jsou zcela běžná a vyskytují se během provozu každý den – **provozní zatížení**. Jiná, méně běžná, nastávají jen ve výjimečných situacích, v případě poruchy některého zařízení – **extrémní (havarijní) zatížení**. Pro všechny tyto stavy musí konstrukce vyhovovat s odpovídající bezpečností po dobu projektované životnosti.

Jednotlivé velikosti zatížení byly stanoveny zadavatelem. Tato zatížení jsou statická v ustáleném stavu. Jednotlivé stavy zatížení jsou řešeny statickou analýzou. Zatěžovací stavy jsou také krajními hodnotami pro určení rozkmitů zatížení a ty jsou posuzovány na únavu pro výpočet životnosti.

Zatěžovací stavy

Jednotlivé varianty řešení se liší okrajovými podmínkami a zatížením. Pro tento účel byly vytvořeny tři základní geometrické konfigurace. Tyto konfigurace se dále dělí na jednotlivé úlohy, které se liší aplikovaným zatížením a zadanými okrajovými podmínkami. Rozdíly mezi úlohami a stavy jsou popsány níže v kapitolách věnovaných geometrii, zatížení a okrajovým podmínkám.

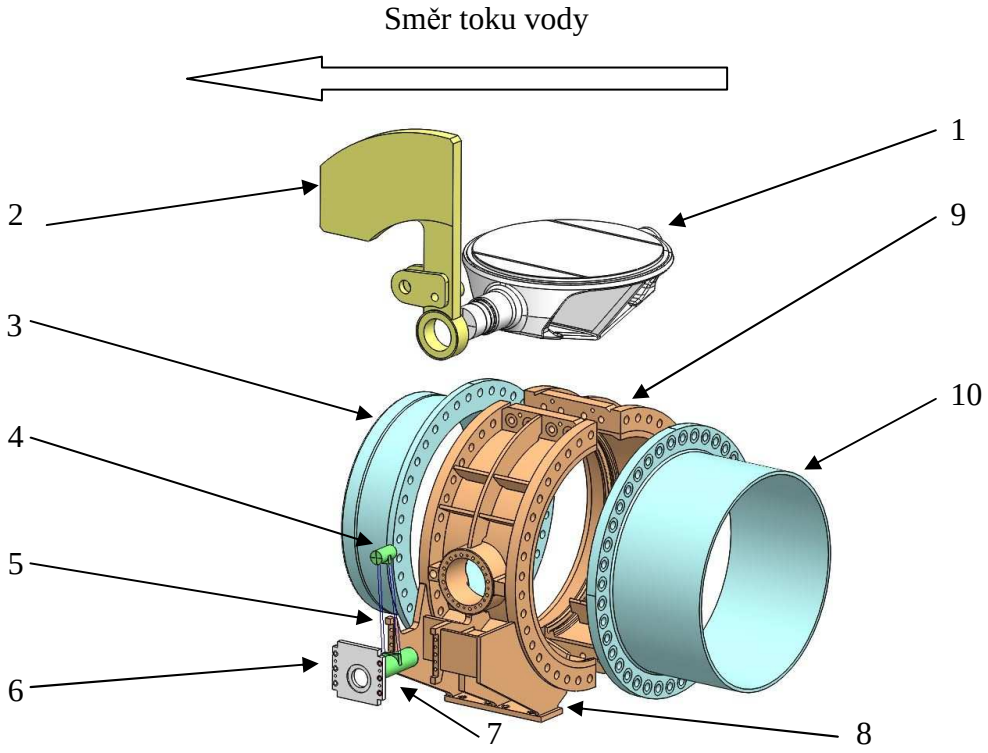
1) Varianta – Sestava otevřeno
    a) Zatíženo tlakem 2,18 MPa
    b) Zatíženo tlakem 2,9 MPa
2) Varianta – Sestava zavřeno
    a) Zatíženo jednostranně tlakem 2,18 MPa
    b) Zatíženo jednostranně tlakem 2,73 MPa
3) Varianta – Sestava tlaková zkouška
    a) Zavřeno, zatížení jednostranně tlakem 4,36 MPa
    b) Otevřeno, zatížení tlakem 4,36 MPa

Výpočtový model

Geometrický model sestavy uzávěru byl poskytnut firmou ČKD Holding. Tento model byl vytvořen v prostředí programu SolidWorks 2014. V prostředí tohoto programu s použitím modulu SolidWorksSimulation byl vytvořen i výpočtový model uzávěru, který byl podroben deformačně-napjatostní analýze.

Geometrie modelu

Sestava uzávěru je vytvořená ve třech variantách, které se liší některými komponentami a natočením klapky. Protože předmětem analýzy je uzavírací klapka, na některých dílech sestavy byly provedeny drobné úpravy geometrie, jako odstranění malých zaoblení nebo děr, které vedly ke snížení počtu prvků sítě konečných prvků a tak ke zrychlení výpočtu. Dále byly na modelu klapky přidány rozdělovací křivky v místech svarů pro snadnější orientaci ve výsledcích deformačně-napěťové analýzy.

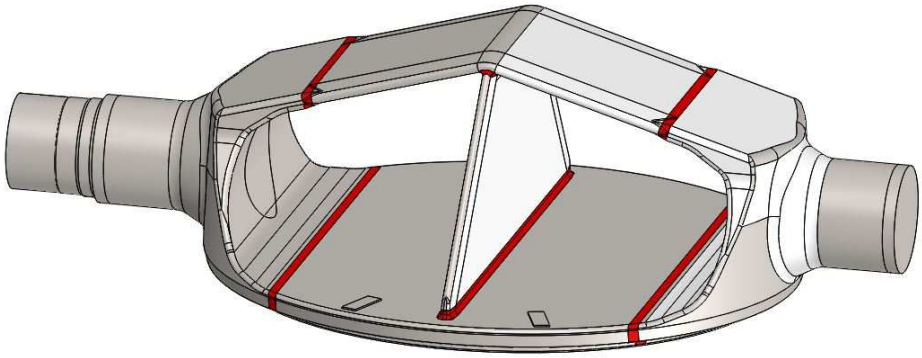


Obr. 8.1: Sestava uzávěru

Legenda:

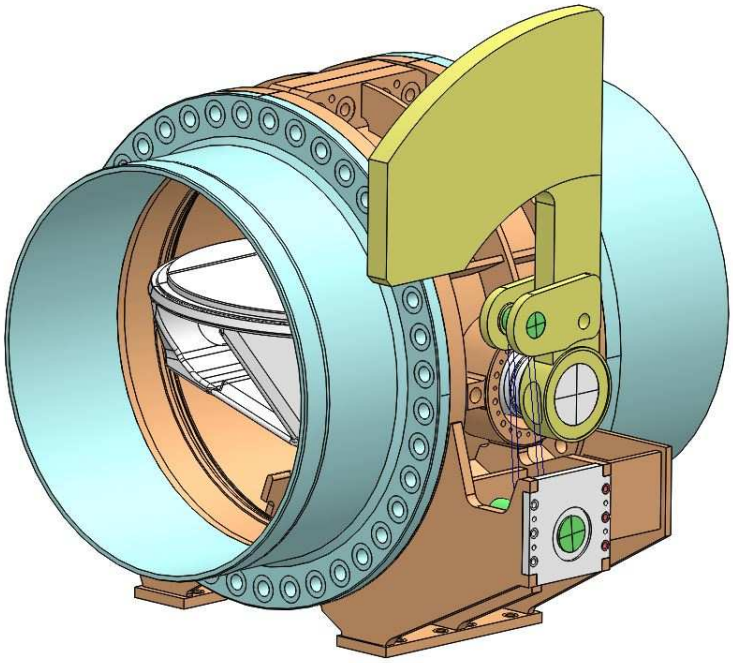
1 – Klapka uzávěru
2 – Závaží
3 – Výstupní potrubí
4 – Horní čep servomotoru
5 – Tuhé pruty (náhrada servomotoru)
6 - Deska
7 – Dolní čep servomotoru
8 – Pravé těleso uzávěru
9 – Levé těleso uzávěru
10 – Výstupní potrubí

Celá sestava uzávěru je držena pohromadě předepjatými šroubovými spoji. Sestava uzavírací klapky je svařenec z pěti dílů a je modelován jako jeden homogenní díl. Červeně jsou označeny svary. Průměr klapky uzávěru je 1,5m. Obr.8.2.



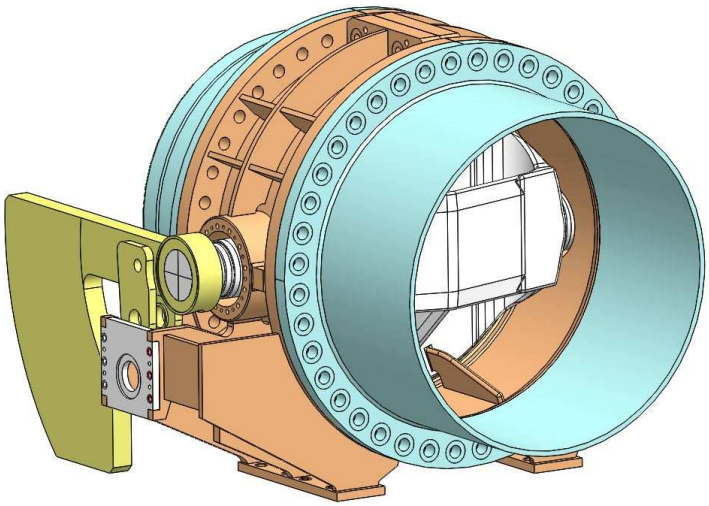
Obr. 8.2 Klapka uzávěru

a) Sestava otevřeno
V této poloze je běžně uzávěr během provozu. Klapka je v takové poloze, aby kladla protékající vodě nejmenší odpor a nezvyšovala příliš hydraulické ztráty v potrubí. Klapku v této poloze drží servomotor, který pomocí působící síly od závaží brání jejímu uzavření. Servomotor není modelován, je nahrazen tuhým spojením čepů servomotoru. Obr. 8.3.



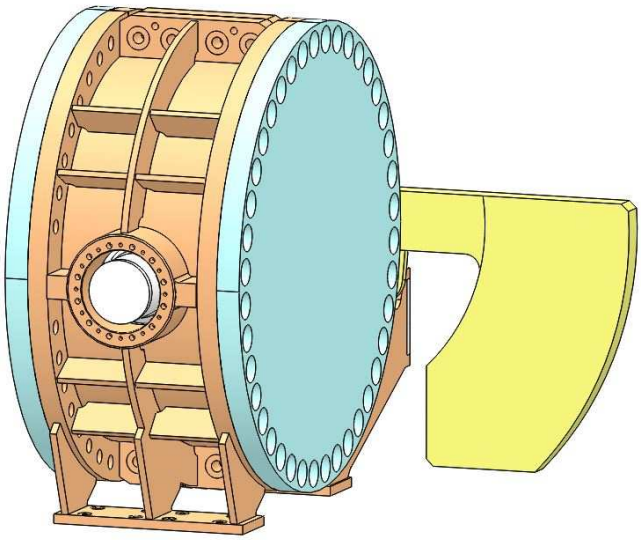
Obr. 8.3 Otevřený uzávěr

b) Sestava zavřeno
Sestava je podobná jako ve variantě a), pouze klapka je otočena o 90° a dosedá na dorazy v potrubí. Tuhé pruty servomotoru jsou odstraněny, protože rotaci klapky brání dorazy, tlak vody a závaží. Obr. 8.4.



Obr. 8.4 Uzavřený uzávěr

c) Sestava tlakové zkoušky
V sestavě při tlakové zkoušce jsou odstraněny vstupní a výstupní části potrubí. Vstupní a výstupní příruby jsou zaslepeny víky. Obr. 8.5.



Obr. 8.5 Tlaková zkouška

8.1.1. Popis modelu:

8.1.2. Modely materiálů

Dílce sestavy uzávěru jsou vyrobeny ze dvou základních druhů materiálů -plech z oceli **S355J2+N** a ocel na odlitky **G20Mn5+N**. Pro šroubové spoje jsou použity šrouby různých pevnostních tříd 8.8, 10.9 a 12.9. Pro všechny materiály jsou použity následující základní materiálové charakteristiky:

Označení materiálu		**G20Mn5+N**		**S355J2+N**		**Šroub 8.8**	**Šroub 10.9**	**Šroub 12.9**
Označení WNr.		1.6220		1.0577				
Rozměr		<30 mm	<100	<40 mm	<80 mm	>16	>16	>16
E	[MPa]	210 000	210 000	210 000	210 000	210 000	210 000	210 000
μ	[-]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
ρ	[kg/m^3]	7 850	7 850	7 850	7 850	7 850	7 850	7 850
$R_{p0,2}$	[MPa]	300	300	345	325	640	900	1080
R_m		480	500	470	470	800	1000	1200
A_5	[%]	20	22	22	21	12	9	8
Z		40	40	45	45	52	48	44
Polotovar		Odlitek		Plech		Spojovací šrouby		
Číslo normy		ČSN EN 10213		ČSN EN 10025,		ČSN EN ISO 898-1,		

Tab. 1 Materiálové charakteristiky

Model materiálu je uvažován jako homogenní, izotropní a lineárně pružné mechanické kontinuum.

8.1.3. Definování kontaktů mezi součástmi

Kontaktní spojení zajišťuje souvislost modelu při přenosu zatížení mezi dvěma entitami [10]. V programu Solidworks je možné zadávat několik druhů kontaktních spojení.

Rozdělení kontaktů:

Volný kontakt (Allow penetration)

Také nazývaný – povolení průniku. Nejedná se o klasický kontakt, protože entity s takto nadefinovaným kontaktem se při vzájemném dotyku nebo průniku vůbec neovlivňují. Definuje se pro entity, u kterých je jisté, že nebudou v doteku během zatěžování. Zpravidla se tento typ kontaktu definuje jako globální a dále se pak lokálně nadefinují jiné druhy kontaktů.

Pevné spojení (Bonded)

Tento druh kontaktu nastaví mezi dvěma entitami pevné spojení. Je možné jej aplikovat na entity, které jsou například svařeny.

Kontakt bez průniku (No penetration contact)

Kontakt bez průniku je nejběžněji používaný typ kontaktu. Přenáší mezi entitami pouze tlakové zatížení. Dále je možné nastavit hodnotu tření mezi danými plochami. Občas se může vyskytovat kontakt mezi plochami, které se fyzicky nedotýkají, protože je mezi nimi vložen jiný objekt, například ložisko. Pro zjednodušení se ložisko neuvažuje a nastaví se kontakt s ignorováním mezery mezi entitami. Při kontaktu s plochou, která není modelována, je možné nastavit kontakt s virtuální stěnou o zadané tuhosti.

Kontakty bez průniku se dále dělí na kontakty typu:

- Uzel na uzel – tento typ kontaktu je nejjednodušším spojením. Výpočet tohoto druhu kontaktu je také nejrychlejší, ale má jistá omezení. Jeho použití se nedoporučuje v případě, že mezi danými entitami dochází k velkým posuvům.
- Plocha na plochu – jedná se o nejobecnější druh kontaktu, který dává nejpřesnější výsledky. Jeho řešení je časově nejvíce náročné. Použití tohoto kontaktu se nedoporučuje, pokud je kontaktní oblast velmi malá nebo ke kontaktu dochází bodově a čárově.
- Uzel na plochu – nevyžaduje, aby se entity před zatížením dotýkaly. Při bodovém nebo čárovém dotyku je nejlepší volbou [10].

8.1.3.1.Kontakty v modelu

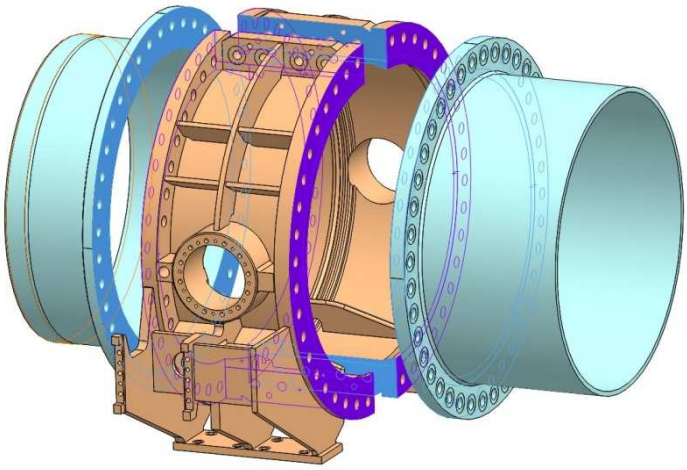
U všech řešených variant byl globálně nastavený volný kontakt. Ze zkušeností vyplývá, že je lepší definovat kontakty manuálně bez využití automatického hledání kontaktních dvojic. Zaručuje to lepší přehled nad celou sestavou a také úsporu výpočtového času.

8.1.3.2.Kontaktní dvojice

a) Varianta – sestava otevřeno

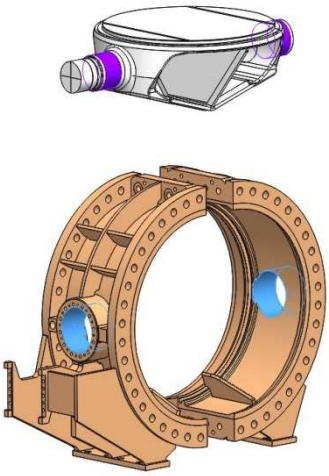
1) Kontakt mezi vstupním, výstupním potrubím a tělesem uzávěru

Mezi označené plochy byl zvolen kontakt bez průniku, typ plocha na plochu. Součinitel smykového tření byl zvolen 0,15, který vychází ze zkušeností. Obr. 8.6.



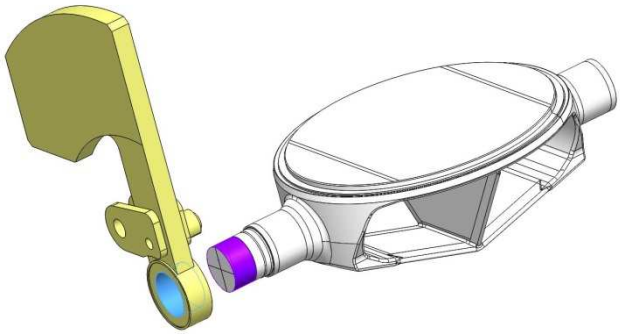
Obr. 8.6: Kontakt přírub, tělesa uzávěru

2) **Kontakt mezi klapkou uzávěru a tělesem uzávěru**
   Klapka uzávěru je uložena v ložiscích. Ložiska se při výpočtu neuvažují a jsou nahrazena kontaktem mezi klapkou a tělesem uzávěru, mezi nimiž je ignorována mezera po odstranění ložisek. Tento kontakt je uvažován bez tření, typ plocha na plochu a bez průniku. Obr. 8.7.



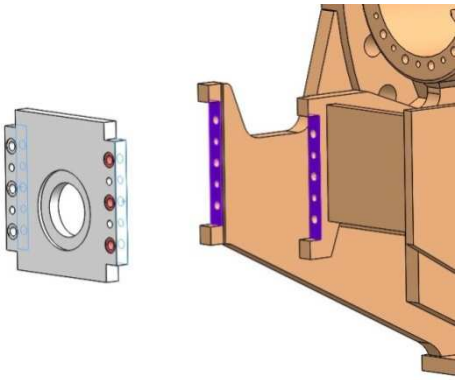
Obr. 8.7: Kontakt klapky a těles uzávěru

3) **Kontakt mezi klapkou a závažím**
   Tyto dvě tělesa jsou k sobě pevně přidělány bez možnosti protočení v čepu klapky. Jako kontakt bylo zvoleno pevné spojení. Obr. 8.8.



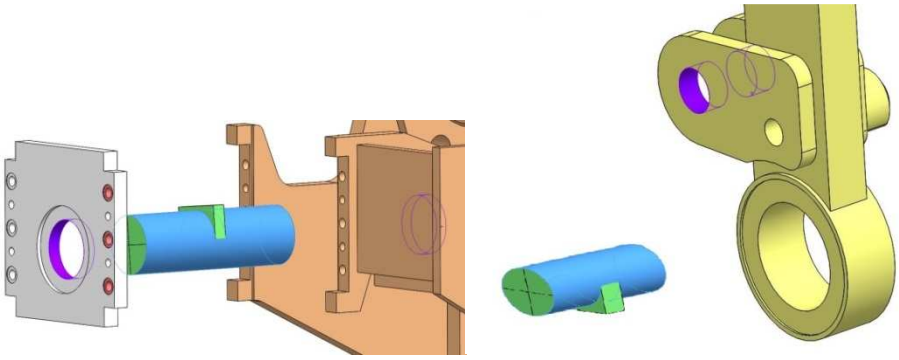
Obr. 8.8 Spoj závaží a klapky uzávěru

4) **Kontakt mezi deskou čepu servomotoru a pravým tělesem uzávěru**
Kontaktní spoj je typu plocha na plochu se zahrnutým třením a bez průniku. Velikost koeficientu statického tření je 0,15. Obr. 8.9.



Obr. 8.9 Kontakt mezi deskou servomotoru a tělesem uzávěru

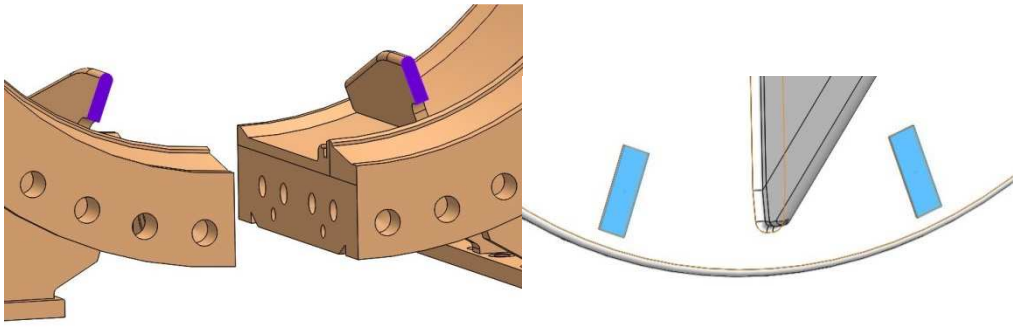
5) **Kontakty čepů servomotoru**
Na kontakty čepů byly použity kontakty typu plocha na plochu a bez tření, protože se čepy mohou volně otáčet. Obr. 8.10.



Obr. 8.10: Kontakty čepů servomotoru

b) Varianta – sestava zavřeno

Jak již bylo zmíněno výše, sestava zavřeno se od sestavy otevřeno liší otočením klapky o 90°. Tím přibude kontaktní pár mezi klapkou a tělesem uzávěru. Naopak kontaktní dvojice čepů servomotoru zmizí. Obr. 8.11.



Obr. 8.11 Kontakt klapky a tělesa uzávěru

c) Varianta – tlaková zkouška

Při tlakové zkoušce je vstupní a výstupní potrubí nahrazeno víky, ale kontakty jsou provedeny stejným způsobem. Tlaková zkouška se provádí pro dvě varianty – otevřeno a zavřeno. Při zavření jsou kontakty klapky a čepů servomotorů stejné jako ve variantě 2). Při tlakové zkoušce otevřeno, jsou tyto kontakty stejné jako ve variantě 1).

8.1.4. Okrajové podmínky

Zadání okrajových podmínek (dále OP) je jednou z nejdůležitějších částí při vytváření výpočtového modelu. OP musí co nejlépe vystihovat reálně prostředí, ve kterém se soustava fyzicky nachází, jinak jsou výsledky z analýzy naprosto nepoužitelné. OP je možné rozdělit na dvě skupiny dle [11]:

Geometrické OP

Silové OP

V daném místě a směru na povrchu můžeme vždy předepsat pouze jednu z uvedených OP. Geometrické OP vyjadřují zadání posuvů na části povrchu tělesa. Tyto posuvy jsou předem známy z charakteru uložení tělesa, známých posuvů okolních těles apod. Silové okrajové podmínky vyjadřují rovnováhu mezi vnitřními a vnějšími silami elementárního prvku, ležícího na hranici řešené oblasti [11].

Před samotným zadáním okrajových podmínek je nutné řádně analyzovat všechny stavy, které během zatěžování nastávají, protože únavová analýza se provádí na základě rozkmitů napětí nebo deformací v místě zájmu. V modelu geometrie byly zmíněny jednotlivé studie, které byly počítány.

8.1.4.1.Zatížení

a) Varianta – sestava otevřeno

1) Zatíženo tlakem 2,18 MPa

Běžně při provozu elektrárny je uzávěr v poloze otevřeno. Hlavním zatížením, které na něj působí je tlak vodního sloupce odvozený z výšky mezi maximální hladinou v nádrži a uzávěrem. Dále je ve všech variantách celá konstrukce zatížena vlastní tíhou o velikosti tíhového zrychlení **g** a silou **F** působící od závaží pro nouzové zavření vždy směrem dolů.

$$F = 25386\ N \qquad (8.1)$$

$$g = 9{,}81\ m \cdot s^{-2} \qquad (8.2)$$

Tento stav je základní, ze kterého se později provádí rozkmity napětí pro určení únavové životnosti.

2) Zatíženo tlakem 2,9 MPa

Každý technický provoz se nevyhne občasné poruše. Jedna z poruch ve vodní elektrárně je odpojení od výkonu. Tím je myšleno, že generátor přestane dodávat elektřinu do sítě, takže neklade téměř žádný odpor a hrozí, že se turbína roztočí na kritické otáčky. Aby to nenastalo, rozvaděč omezí průtok vody turbínou, což je doprovázeno zvýšením tlaku v potrubí na výpočtovou hodnotu 2,9 MPa. Tento jev se uvažuje s dostatečnou rezervou v počtu 12 - ti cyklů ročně. Požadovaná životnost uzávěru je 50 let, celkem tedy může nastat 600 krát.

b) Varianta – sestava zavřeno

1) Zatíženo tlakem 2,18 MPa

Rutinní událost ve vodní elektrárně je uzavírání průtoku vody turbínou. Jako první dochází k velmi pomalému uzavírání rozvaděče turbíny, dokud nepřestane v potrubí proudit voda. V tomto stavu je před i za uzávěrem stejný tlak a dochází k uzavření klapky. Vzhledem k neúplné těsnosti rozvaděče voda za uzávěrem odteče a klapka je zatížená tlakem vody z horní strany. Ve výpočtu bude tento stav uvažován 8 krát denně, 146 000 cyklů během 50 - ti let.

2) Zatíženo tlakem 2,73 MPa

Jedním z havarijních odstavení turbíny je zavření uzávěru do průtoku. Tato událost nastává v případě nemožnosti odstavit turbínu pomocí rozvaděče. Zavírání musí být dostatečně pomalé, aby nedošlo k totálnímu hydraulickému rázu. V tomto případě se

tato situace modeluje zatížením uzavřeného uzávěru tlakem 2,73 MPa. Tento jev se uvažuje 6 krát ročně, tedy 600 krát za celou životnost.

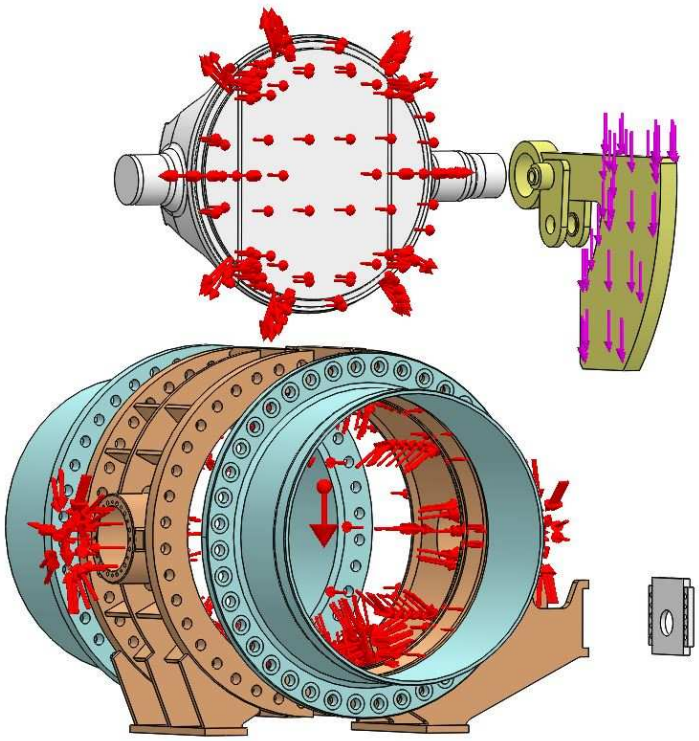
c) Varianta – tlaková zkouška

1) Zavřeno, zatíženo jednostranně tlakem 4,36 MPa

V tomto případě je klapka uzavřena a zatížena tlakem z horní strany. Při této reálně tlakové zkoušce se měří těsnost uzávěru, průsak nesmí přesahovat určitou mez. Zkouška se provádí 8 krát za životnost. Obr. 8.12.

2) Otevřeno, zatíženo vnitřním přetlakem 4,36 MPa

Tato zkouška se také provádí 8 krát za životnost. Její hlavní funkce je kontrola funkčnosti mechanizmu po natlakování uzávěru.



Obr. 8.12 Zatížení

8.1.4.2.Šroubové spoje

V sestavě se objevuje velké množství šroubových předepjatých spojů obr. 8.13. Pro spojení přírub s tělesem uzávěru je použito 80 šroubů velikosti M64 pevnostní třídy 10.9.

Pouze pro tlakovou zkoušku jsou tyto šrouby vyměněny za vyšší třídu pevnosti 12.9. Šrouby jsou axiálně předepnuty silou:

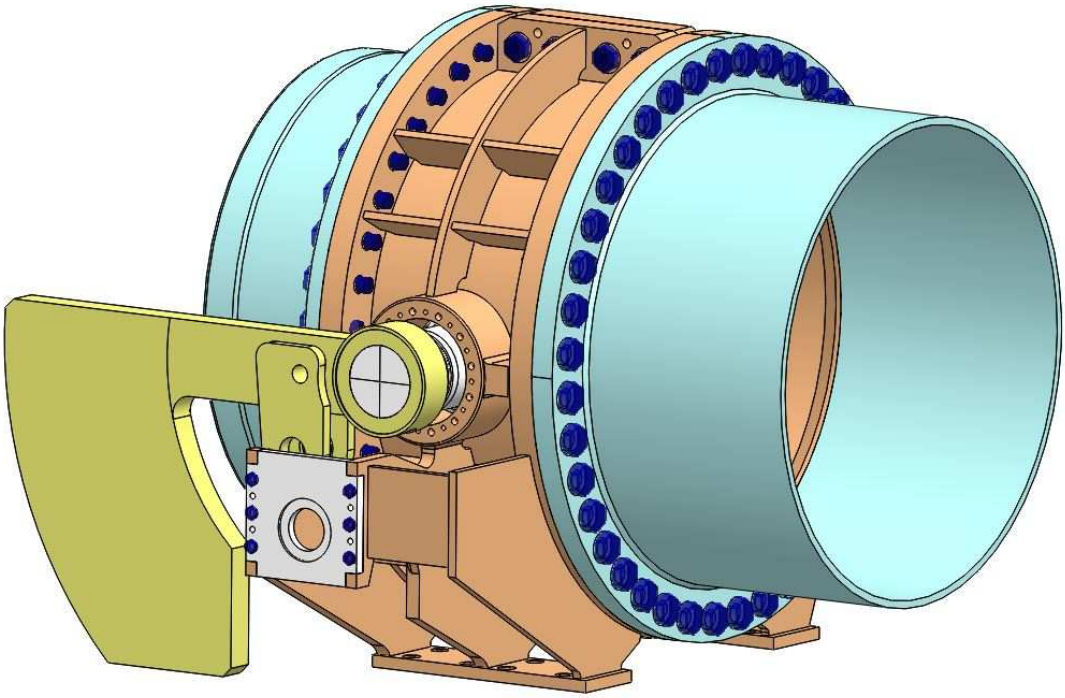
$$F_{p1} = 1\,000\,000\ N \qquad (8.3)$$

Dalších šrouby jsou použity pro spojení dvou těles uzávěru. Zde je použito 8 šroubů M48 pevnostní třídy 8.8 a předepnuty axiální silou:

$$F_{p2} = 420\,000\ N \qquad (8.4)$$

Poslední skupina šroubů spojuje desku s levým tělesem uzávěru. K uchycení je použito 6 šroubů M24 pevnostní třídy 8.8, které jsou předepnuty axiální silou:

$$F_{p3} = 100\,000\ N \qquad (8.5)$$



Obr. 8.13 Šroubová spojení

8.1.4.3.Deformační okrajové podmínky

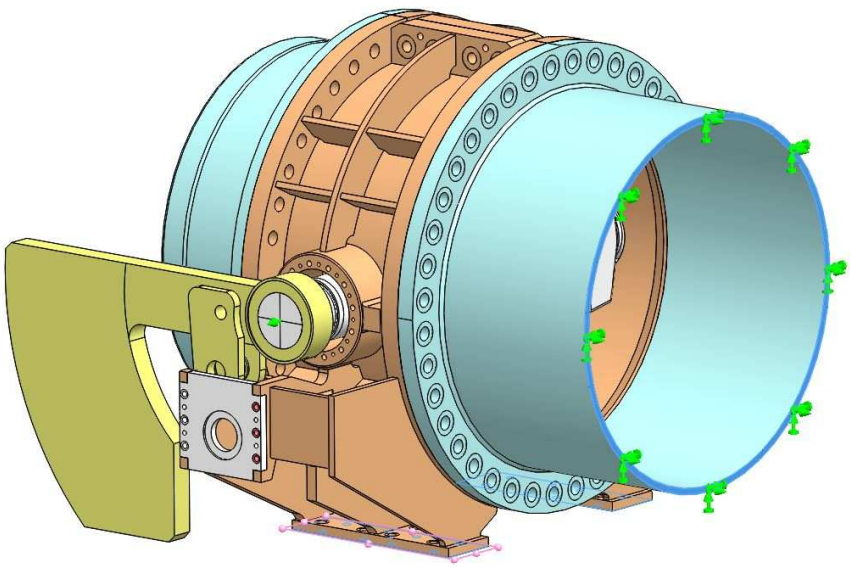
Již bylo zmíněno, uzávěr se nachází mezi přivaděčem a turbínou. Vstupní potrubí je zabetonováno v přivaděči. Vazba byla modelována odebráním všech stupňů volnosti na čelní ploše vstupního potrubí.

Celá konstrukce je volně položena na podlaze, aby se mohla volně pohybovat v případě změny zatížení. Tato vazba je modelována pomocí virtuální roviny, kterou jsou podepřeny patky tělesa uzávěru.

Otočná klapka má formálně v jednom bodě ve středu čepu omezen posuv v ose čepu. V případě otevřené klapky zabraňují otáčení tuhé pruty nahrazující servomotor nebo v případě zavřené klapky jsou to dorazy v potrubí tlak vody.

Pro výpočtovou stabilizaci komponent, které jsou spojeny předepjatými šroubovými spoji bylo použito měkkých pružin.

Ve variantě tlaková zkouška není konstrukce uchycená k přivaděči. Proto se pro stabilizaci v prostoru použijí formálně šrouby, které drží celou konstrukci v zemi. Dále se na boční stěny patek použije stabilizace pomocí měkkých pružin.



Obr. 8.14 Okrajové podmínky

8.1.5. Síť konečných prvků

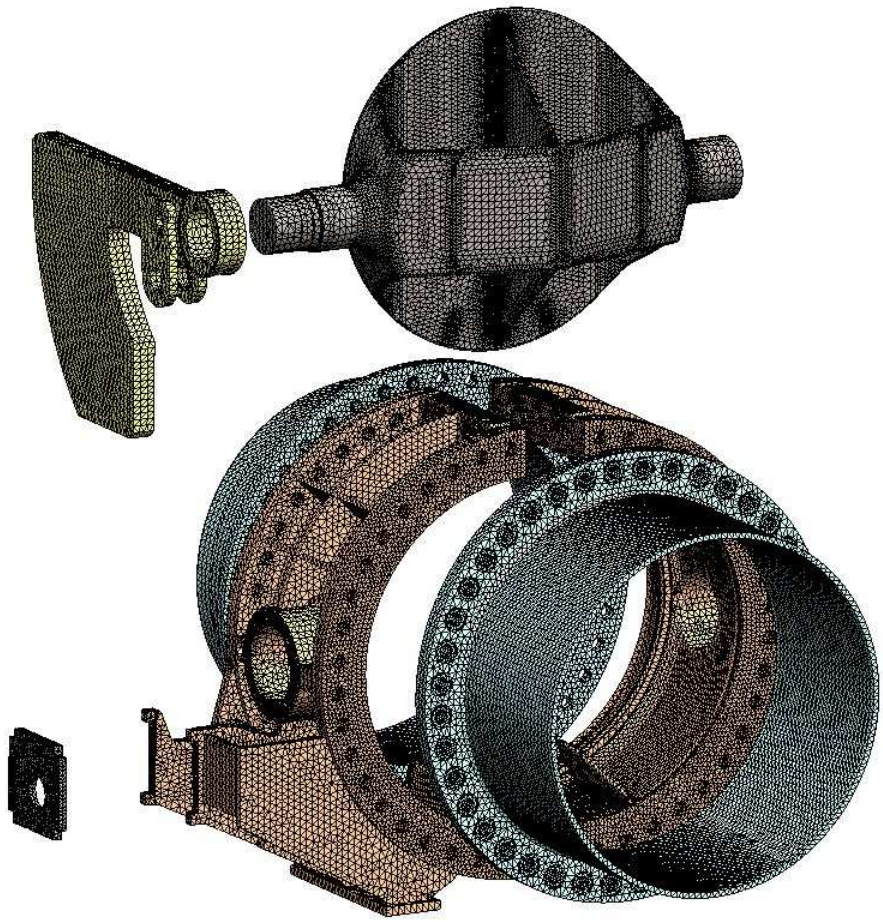
Vytváření sítě nenabízí v programu SolidWorks takové možnosti jako jiné specializované MKP programy. Je možné vytvářet pouze volnou síť. Na celém modelu byla vytvořena síť pomocí objemových kvadratických prvků s 10 - ti uzly a tvarem čtyřstěnu. Tyto prvky se v prostředí SolidWorks nazývají TETRA10.

Počet prvků:

a) Sestava otevřeno
   1267259 uzlů
   790684 prvků
b) Sestava zavřeno
   1419416 uzlů
   898106 prvků
c) Sestava tlaková zkouška
   1281656 uzlů
   815181 prvků

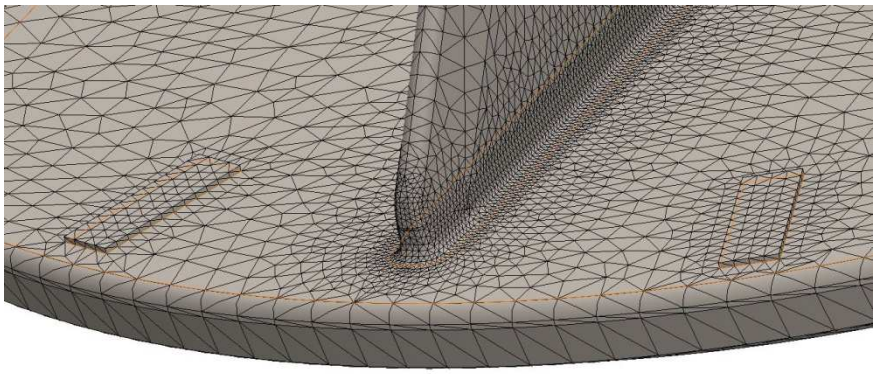
Globální velikost prvků: 30 mm

Lokální velikost prvků: min. 4 mm



Obr. 8.15 Síť konečných prvků na celé sestavě

Obr. 8.15 Síť konečných prvků na klapce uzávěru



Obr. 8.16 Detail zjemnění sítě v oblasti svaru

Nastavení řešiče:

Vzhledem velikosti úlohy byl zvolen přímý řešič, vhodný k rozsáhlejším úlohám: *LargeProblem Direct Sparse*

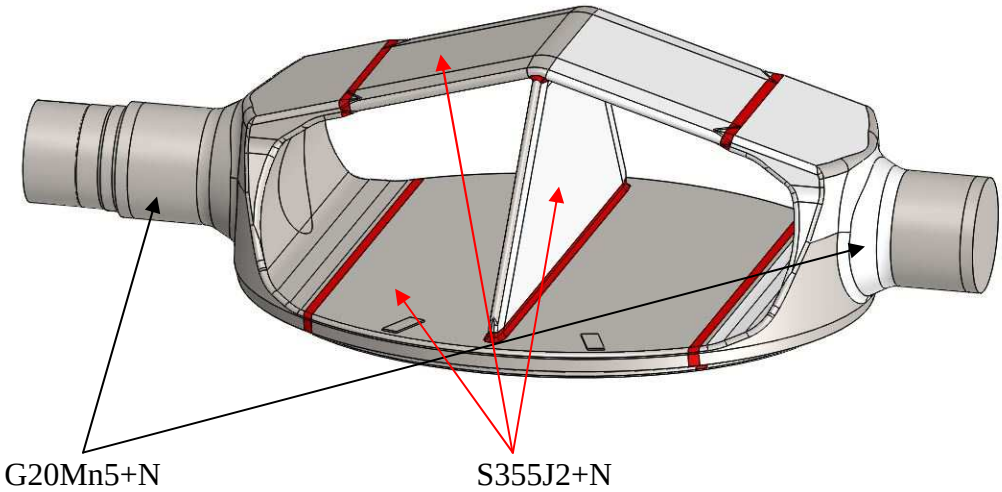
Dále byla vybrána možnost pro zvýšení přesnosti výpočtu kontaktů.

8.2.Hodnocení pevnosti

Posouzení pevnosti je provedeno dle normy ČSN EN 13445, která je určená pro tlakové nádoby. Program SolidWorks neumožňuje konstrukci úsečky segmentu pro přesné rozložení napětí při kategorizaci napětí přes tloušťku stěny. Posouzení je tedy provedeno s určitým citem pro dané oblasti.

Stanovení povolených napětí:

Klapka uzávěru je svařena z pěti dílů, které jsou vyrobeny ze dvou různých materiálů – oceli S355J2+N a oceli na odlitky G20Mn5+N.



Obr. 8.17 Materiály na klapce uzávěru

Norma udává různé meze kluzu a pevnosti pro materiály v závislosti na tloušťce stěny komponentu. Pro dané materiály jsou normou tyto hodnoty stanoveny na:

S355J2+N

Mez kluzu: $R_{p0,2} = 325\ MPa$ (8.6)

Mez pevnosti: $R_m = 470\ MPa$ (8.7)

G20Mn5+N

Mez kluzu: $R_{p0,2} = 300\ MPa$ (8.9)

Mez pevnosti: $R_m = 480\ MPa$ (8.10)

Výpočet maximálního dovoleného napětí:

Výpočet tohoto napětí se liší podle použitého materiálu, je jiný pro austenitické a neaustenitické oceli podle tažnosti, nebo pro lité oceli. Norma dále určuje jiné meze pro provozní zatížení a jiné například pro tlakovou zkoušku. Je nutné pamatovat, že povolené

hodnoty při kategorizaci napětí platí pro lineárně elastický model materiálu a hodnoty se posuzují na základě redukovaného napětí dle HMH.

S355J2+N

Provozní zatížení: $f_{d1} = \min\left(\frac{R_{p0,2}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4}\right)$ [9] (8.11)

Zkušební a mimořádné zatížení: $f_{test1} = \left(\frac{R_{p0,2}}{1,05}\right)$ [9] (8.12)

G20Mn5+N

Provozní zatížení: $f_{d2} = \min\left(\frac{R_{p0,2}}{1,9}; \frac{R_m}{3}\right)$ [9] (8.13)

Zkušební a mimořádné zatížení: $f_{test2} = \left(\frac{R_{p0,2}}{1,33}\right)$ [9] (8.14)

Dovolené velikosti napětí pro kategorie napětí:

Rozdělení napětí podle kategorií včetně posuzovacích kritérií je rozebrána v teoretické části v kapitole kategorizace napětí. Povolené napětí pro různé kategorie je zobrazeno na následujícím obrázku. Povolené napětí je vyjádřeno v násobcích *f*, čemuž odpovídají f_{d1}, nebo f_{d2}podle materiálu případně f_{test1} a f_{test2} v případě tlakové zkoušky.

	Kategorie napětí				
	Primární napětí			Sekundární membránové + ohybové napětí	Špičkové napětí
	Globální membránové napětí	Lokální membránové napětí	Ohybové napětí		
Popis (pro praktické příklady viz tabulku C-2)	Primární střední napětí vypočtené napříč tloušťkou stěny bez zohlednění diskontinuit a koncentrací napětí. Způsobené pouze mechanickými zatíženími.	Primární střední napětí vypočtené napříč tloušťkou stěny zohledňující výrazné diskontinuity, ale ne koncentrace napětí. Způsobené pouze mechanickými zatíženími.	Složka primárního napětí, která je proporcionální vzhledem ke vzdálenosti od těžiště řezu stěny. Nezahrnuje diskontinuity a koncentrace napětí. Způsobené pouze mechanickými zatíženími.	Napětí, které je samo se sebou v rovnováze, nutné pro splnění kontinuity konstrukce. Vyskytuje se u výrazných diskontinuit, ale neobsahuje koncentrace napětí. Může být způsobeno jak mechanickými zatíženími, tak i teplotními vlivy.	a) Dodatek k primárnímu nebo sekundárnímu napětí způsobený koncentrací napětí. b) Určitá teplotní napětí, která mohou způsobit únavu, ale ne deformaci.
Značka	P_m	P_L 1)	P_b	Q (= $Q_m + Q_b$)	F
Posouzení statických zatížení	$(\sigma_{eq})_{P_m} \le f$ (vzorec C.7.2-1) 2)	$(\sigma_{eq})_{P_L} \le 1,5f$ (vzorec C.7.2-2)	$(\sigma_{eq})_P \le 1,5f$ (vzorec C.7.2-3) 2)	$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q} \le 3f$ (vzorec C.7.3-1) 3) 7)	
	—— = konstrukční zatížení – – – = provozní zatížení				
Posouzení únavy (pouze je-li požadováno)	Posouzení 4) založené na:			$(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q}$ nebo $\max(\Delta\sigma_i)$ 5) 7)	nebo $(\Delta\sigma_{eq})_{P+Q+F}$ 6) 7)

Obr. 8.18 Kategorie napětí [9]

σ_{eq} je redukované napětí, připouští se podmínka *HMH* i *maxτ*.

Dovolené napětí v případě provozního zatížení a testovacího zatížení dle materiálu obr.8.18:

S355J2+N:

Provozní zatíženi:	Testovací zatížení:
$P_m = 195{,}8\ MPa$	$P_m = 309{,}5 MPa$
$P_L = 293{,}75\ MPa$	$P_L = 464\ MPa$
$P = 293{,}75\ MPa$	$P = 464\ MPa$
$P + Q = 587{,}5\ MPa$	$P + Q = 928{,}6\ MPa$

G20Mn5+N:

Provozní zatíženi:	Testovací zatížení:
$P_m = 157{,}9\ MPa$	$P_m = 225{,}6\ MPa$
$P_L = 236{,}8\ MPa$	$P_L = 338{,}3\ MPa$
$P = 236{,}8\ MPa$	$P = 338{,}3\ MPa$
$P + Q = 473{,}8\ MPa$	$P + Q = 676\ MPa$

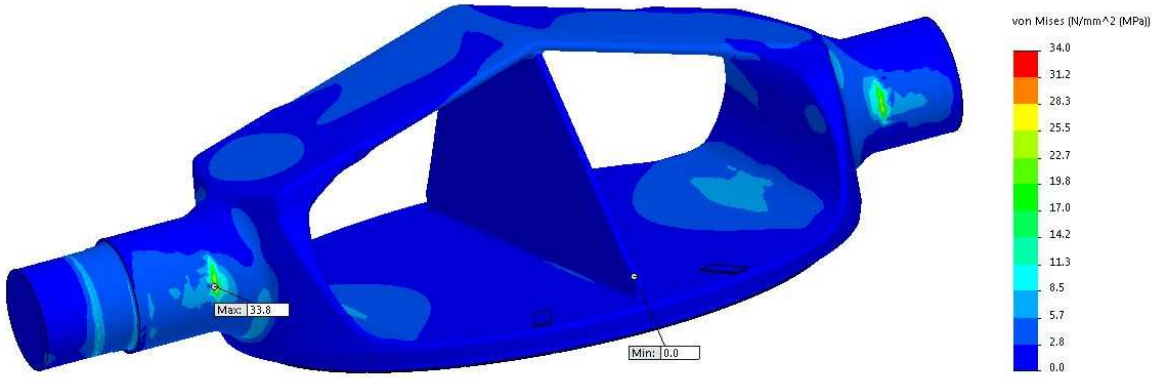
Výsledky napjatostní analýzy a jejich hodnocení:

a) **Varianta – sestava otevřeno**
   - **Zatíženo 2,18 MPa**

Obr. 8.19 Redukované napětí dle HMH

Maximální redukované napětí dle HMH (dále jen σ_{redHMH}) na klapce je 24,8 MPa. Je zřejmé z obr. 8.19, že v tomto stavu je splněna nejpřísnější podmínka P_m*=157,9 MPa* pro část z lité oceli a není třeba tento stav více rozebírat. Klapka v tomto případě vyhovuje.

- **Zatíženo tlakem 2,9 MPa**

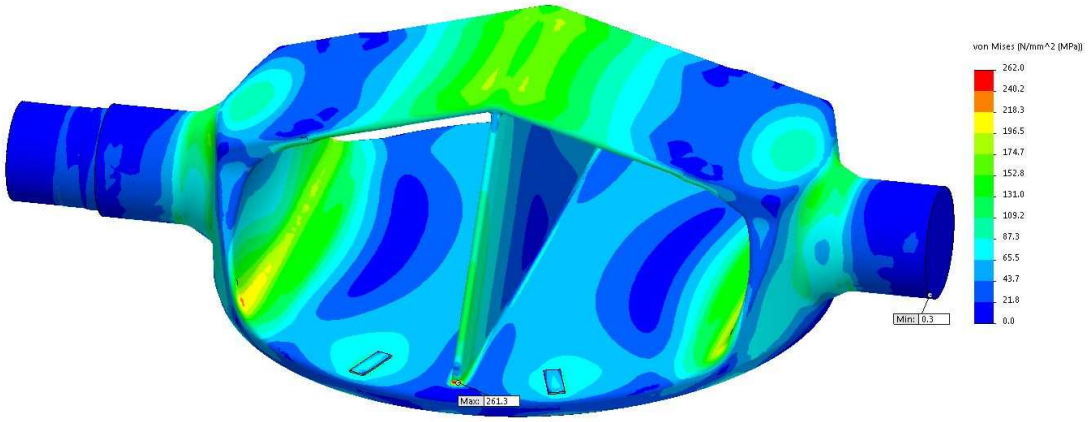


Obr. 8.20 Výsledné σ_{redHMH}

Při zatížení 2,9 MPa v otevřené poloze dosahuje σ_{redHMH} hodnoty 33,8 MPa. I v tomto případě je splněna podmínka jako v předchozím zatížení. Klapka i zde vyhovuje. Obr. 8.20.

b) Varianta sestava zavřeno

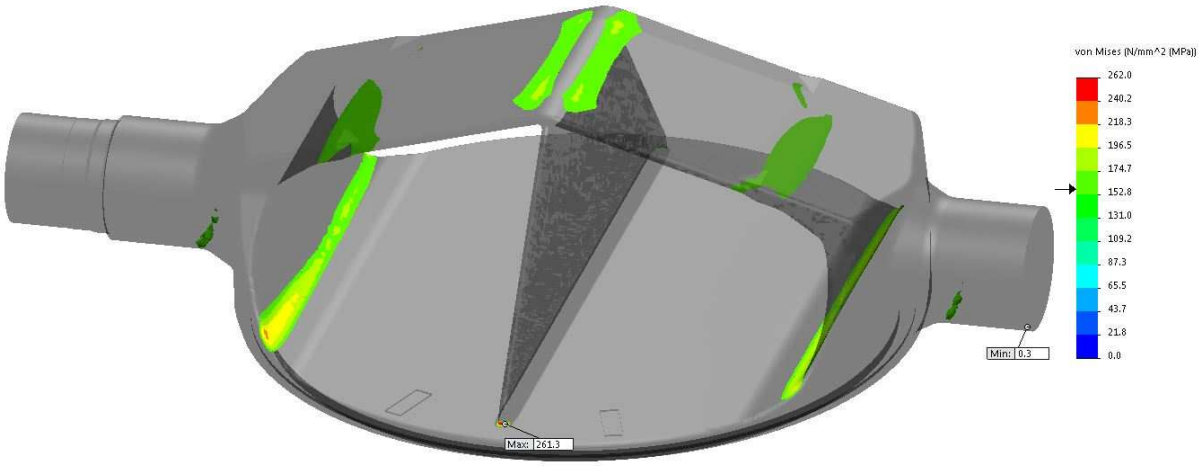
- **Zatíženo tlakem 2,18 MPa**



Obr. 8.21 Výsledné σ_{redHMH} na klapce

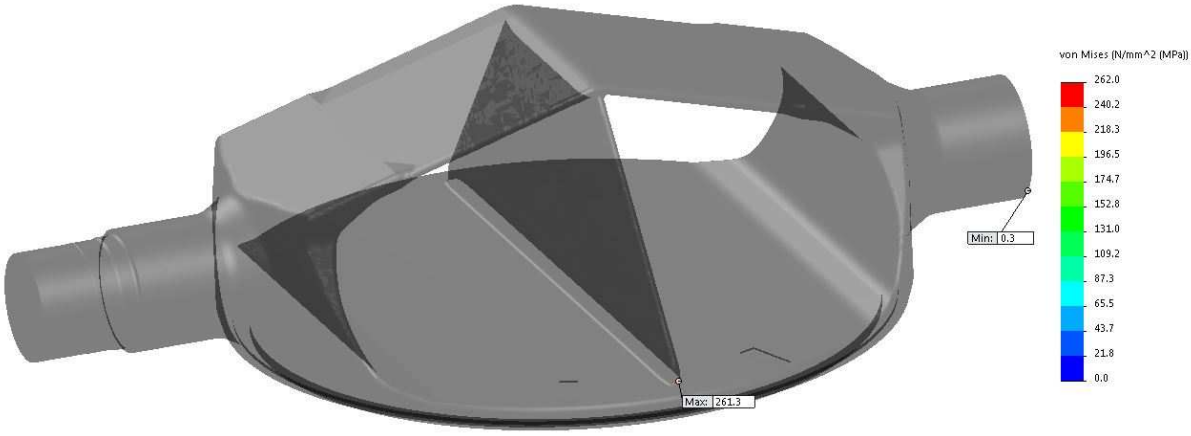
Maximální velikost σ_{redHMH} je 261,3 MPa. Zde již není možné jednoduše stanovit vyhovující pevnost a napětí musí být detailněji prozkoumáno.

V prvním kroku se napětí ořízne hodnotou P_m pro materiál G20Mn5+N, zobrazeno na obr. 8.22:



Obr. 8.22 Napětí oříznuto hodnotou $P_m = 157{,}9\ MPa$

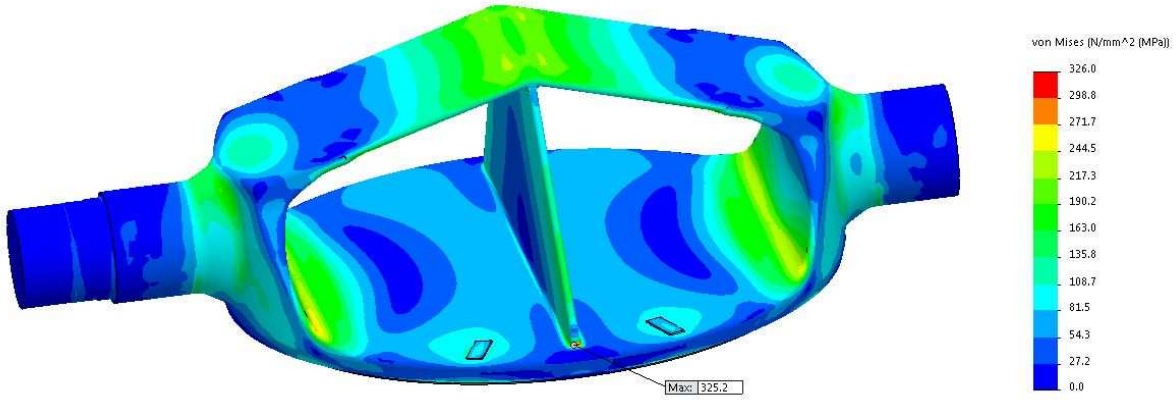
Je vidět z obr.8.22, že tuto podmínku splňuje většina objemu celého tělesa, nikde není napříč celou tloušťkou stěny větší než povolené primární membránové napětí. Oblasti, kde je napětí větší, jsou místa konstrukčních diskontinuit, nebo místa výrazného ohybového napětí. V dalším kroku se napětí ořízne hodnotou $P_L = 236{,}8\ MPa$, která zohledňuje vliv diskontinuit na obr. 8.33:



Obr. 8.23 Napětí oříznuto hodnotou $P_L = 236{,}8\ MPa$

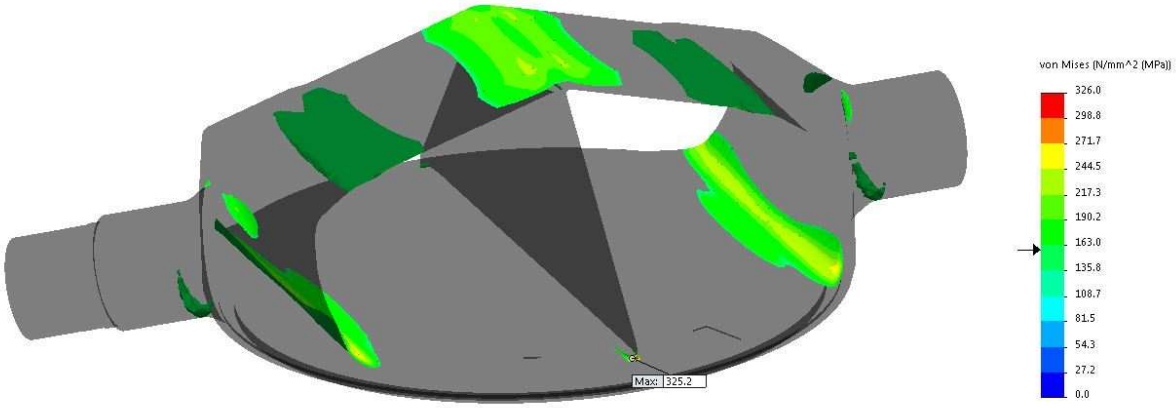
Po oříznutí hodnotou $P_L = 236{,}8\ MPa$ na obr.8.23 zmizí téměř veškerá napětí v obou materiálech až na malé,velmi malé místo v oblasti zaoblení na konci žebra. Na tomto místě je napětí o velikosti 261,3 MPa což stále splňuje podmínku pro $P_L = 293{,}75\ MPa$ v materiálu S355J2+N. Dále není nutné ořezávat napětí dle kategorií pro materiál S355J2+N, protože splňuje přísnější podmínky pro materiál G20Mn5+N. Nyní je možné konstatovat, že podmínky dle kategorizace napětí jsou splněny a klapka v tomto zatížení vyhovuje.

- **Zatíženo tlakem 2,73 MPa**



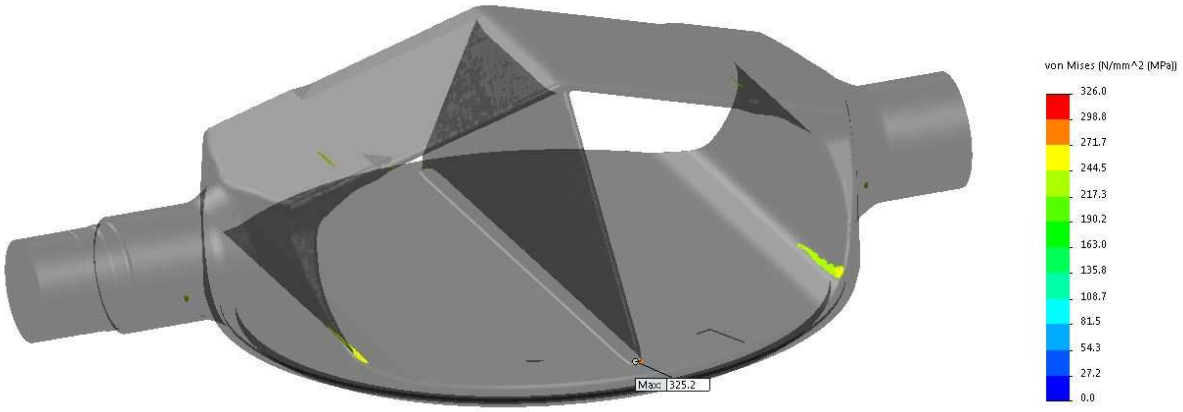
Obr. 8.24 Rozložení napětí σ_{redHMH}

Rozklad napětí se provede stejným způsobem jako při minulém zatížení. Na obr. 8.24 je zobrazeno rozložení napětí σ_{redHMH}.



Obr. 8.25 Napětí oříznuto hodnotou $P_m = 157{,}9\ MPa$

Jako v předchozím případě, jsou napětí opět vyšší než povolené pro tuto kategorii, pouze v místech diskontinuit a oblastech výrazného ohybového namáhání a to pouze na povrchu objektu. Zobrazeno na obr. 8.25.



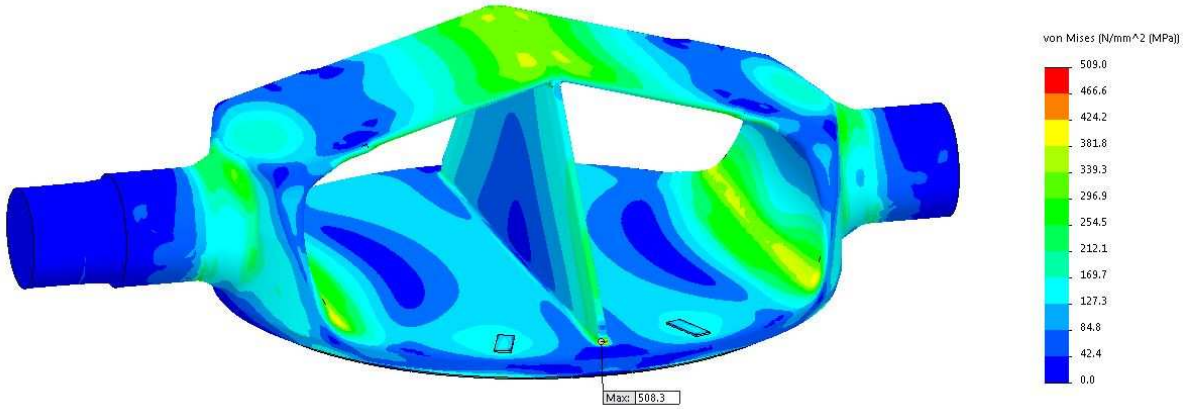
Obr. 8.26 Napětí oříznuto hodnotou $P_L = 236{,}8\ MPa$

Zbylá napětí vyšší než $P_L = 236{,}8\ MPa$ zobrazena na obr. 8.26 jsou pouze v malých oblastech výrazných konstrukčních diskontinuit. Tato napětí je možné dát do kategorie sekundárního napětí. Vypočtené maximální napětí má velikost 325,2 MPa a je v oblasti zaoblení v místě s materiálem S355J2+N. Splňuje ale kritéria pro součet primárního a sekundárního napětí $P + Q = 473{,}8\ MPa$ pro materiál G20Mn5+N. Opět je možné prohlásit, že klapka pevnostně vyhovuje.

c) Varianta – tlaková zkouška

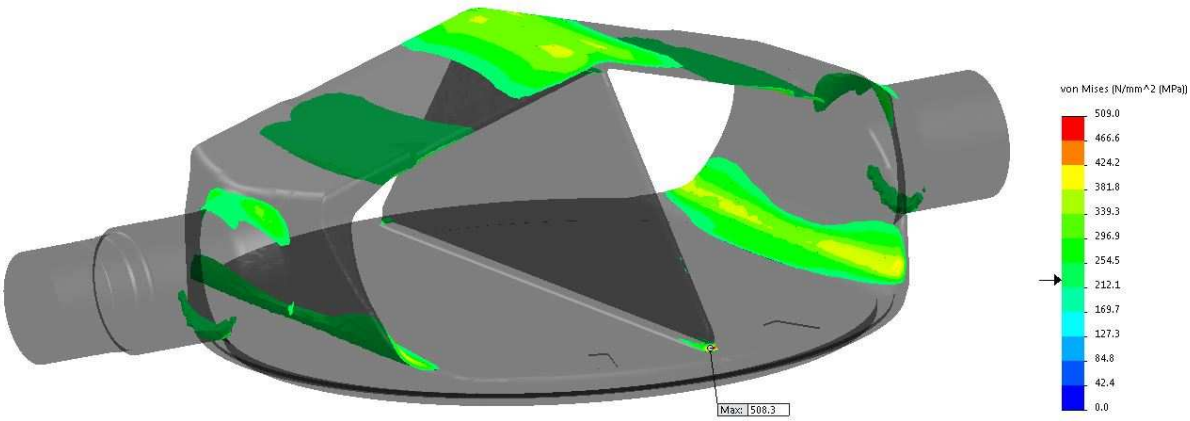
Při této variantě platí vyšší limity napětí pro jednotlivé kategorie než v předchozích případech. Tlaková zkouška je neobvyklé zatížení, které velmi zatěžuje celou konstrukci.

- **Zavřeno, zatíženo tlakem 4,36 MPa**



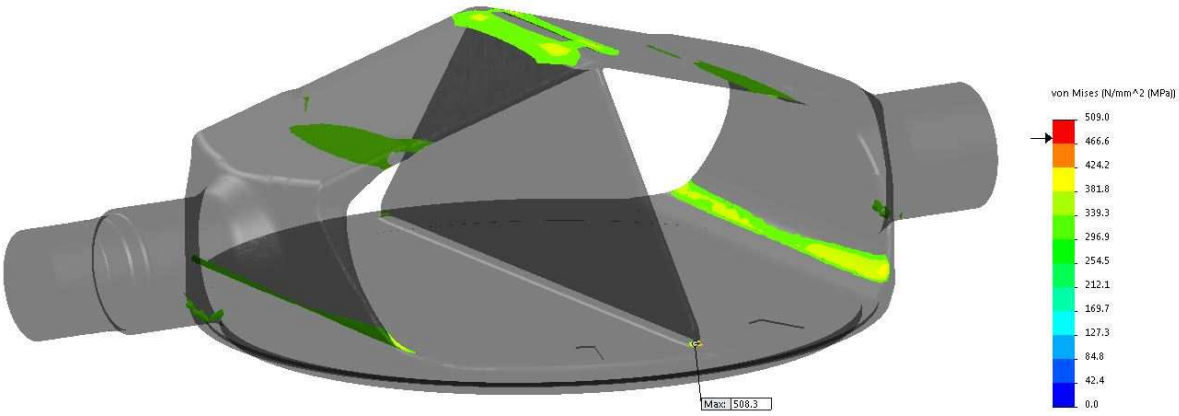
Obr. 8.27 Výsledné napětí při tlakové zkoušce

Maximální napětí je ve stejné oblasti jak v minulých případech, má velikost 508,3 MPa, zobrazeno na obr. 8.27. Po oříznutí dle $P_m = 225{,}6\ MPa$ je na obr. 8.28.



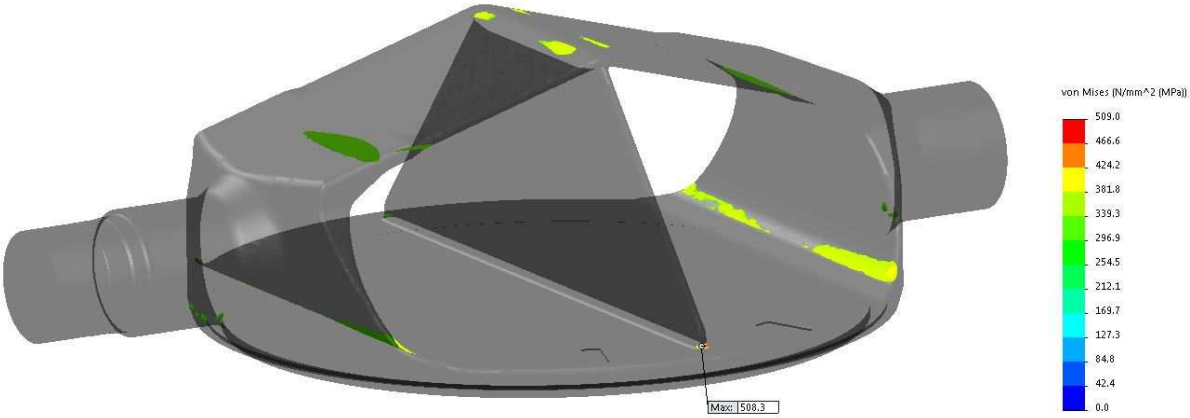
Obr. 8.28 Oříznuto dle $P_m = 225{,}6\ MPa$

Oblasti vyššího napětí než povoleného P_m pro odlité části je napětí překročeno jen lokálně a povrchově. Je tedy možné považovat podmínku za splněnou. V případě částí z materiálu S355J2+N musí být provedeno oříznutí dle $P_m = 309{,}5MPa$, které je zobrazeno na obr. 8.29.



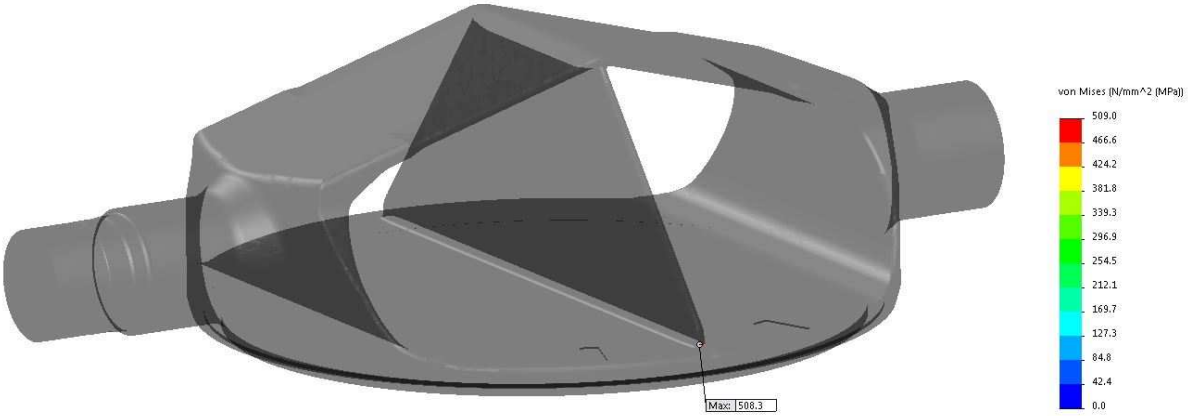
Obr. 8.29 Oříznuté napětí dle $P_m = 309{,}5MPa$

Po oříznutí $P_m = 309{,}5MPa$ na obr. 8.29 zůstává v oblastech s materiálem S355J2+N vyšší napětí pouze v místech s diskontinuitou, nebo v místech výrazného ohybového namáhání.



Obr. 8.30 Oříznuté dle napětí $P_L = 338{,}3\ MPa$

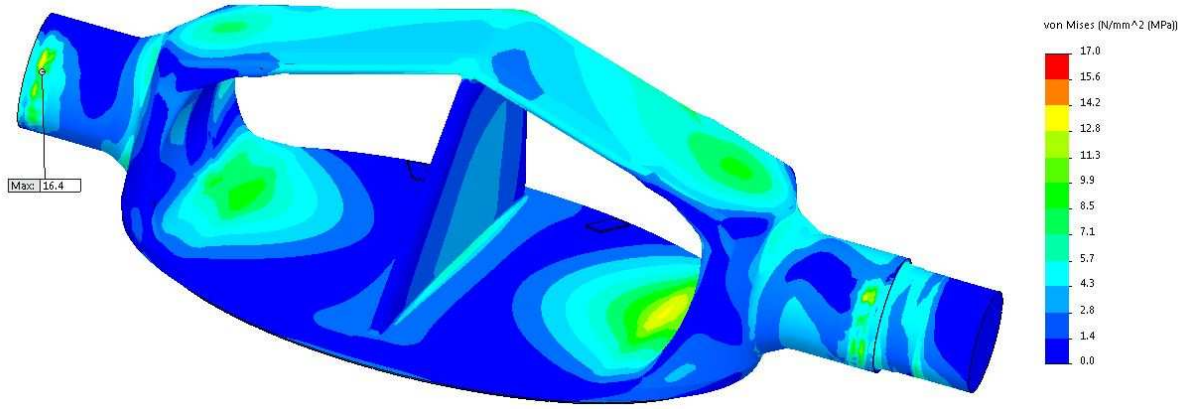
V oblastech z lité oceli je vyšší napětí než P_L v oblastech s výraznou diskontinuitou viditelné na obr. 8.30. Tyto místa ovšem splní podmínku pro $P + Q = 676\ MPa$, protože mají nižší hodnoty napětí.



Obr. 8.31 Oříznuto dle $P_L = 464\ MPa$

$P_L = 464\ MPa$ je povolené primární lokální napětí pro oblasti z S355J2+N. Zobrazené oříznutí na obr.8.31 ukazuje pouze malou část, která je výraznou konstrukční diskontinuitou a která splňuje podmínku $P + Q = 928{,}6\ MPa$. Protože napětí dosahuje hodnoty 508,3 MPa, je možné konstatovat, že klapka i pro tento stav vyhovuje.

- **Pootevřeno, zatíženo tlakem 4,36 MPa**



Obr. 8.32 Rozložení napětí při pootevřené klapce během tlakové zkoušky

Z napěťové analýzy pro tento stav zobrazené na obr.8.32 vyplývá vypočtené napětí o velikosti 16,4 MPa. V tomto stavu není klapka přímo zatížena, proto je napětí velmi malé. Splňuje tedy i nejpřísnější podmínky primárního napětí pro odlitky a tedy pevnost klapky vyhovuje.

8.2.1. Hodnocení pevnosti šroubů

Na sestavě klapkového uzávěru se vyskytují šrouby třech různých rozměrů. Jejich parametry byly zadány v programu SolidWorks včetně hodnot osových předpětí. Výstupem z výpočtu pomocí SolidWorksSimulation jsou osové síly a ohybové momenty na jednotlivých šroubech. Tyto účinky byly přepočítány na napětí v programu Microsoft Excel a porovnány s dovolenými hodnotami namáhání. Šrouby nacházející se v sestavě jsou různých pevnostních tříd, M24 a M48 jsou třídy 8.8. Pro šrouby M60 je při montáži využita třída 10.9, pouze v případě tlakové zkoušky jsou tyto šrouby vyměněny za třídu 12.9 z důvodu velkého namáhání. Ověření pevnosti šroubů je provedeno dle normy ASME VIII.

Stanovení povolených namáhaní:

V případě posouzení pevnosti šroubů musí být splněny dvě podmínky. Pro primární membránové napětí platí dle [12]:

$$f_d \leq \frac{2}{3} \cdot R_e \qquad (8.15)$$

Pro součet primárního membránového a ohybového napětí platí:

$$f_c \leq 1{,}5 \cdot f_d \qquad (8.16)$$

Kde:

R_e - mez kluzu materálu

f_d – dovolené primární membránové napětí

f_c – dovolený součet primárního membránového a ohybového napětí

Kontrola pevnosti pro šrouby pevnostní třídy 8.8:

$$R_e = 640\ MPa$$

$$f_d = 426{,}7\ MPa$$

$$f_c = 640\ MPa$$

Největšího zatížení pro tyto šrouby je dosaženo ve variantě tlaková zkouška otevřeno:

Vypočtená napětí jsou přepočítána z osové síly a ohybového momentu působícího ve šroubu.

$$\sigma_m = 377{,}8\ MPa \qquad \sigma_m < f_d \tag{8.17}$$

$$\sigma_{m+o} = 403\ MPa \qquad \sigma_{m+o} < f_c \tag{8.18}$$

Kde:

σ_m – primární membránové napětí ve šroubu

σ_{m+o} - součet primárního membránového a ohybového napětí ve šroubu

Podmínka pevnosti pro šrouby vyrobeny z materiálu pevnostní třídy 8.8 je splněna.

Kontrola pevnosti pro šrouby pevnostní třídy 10.9:

$$R_e = 900\ MPa$$

$$f_d = 600\ MPa$$

$$f_c = 900\ MPa$$

Největšího zatížení pro tyto šrouby je dosaženo ve variantě sestava uzavřeno při zatížení 2,73 MPa:

$$\sigma_m = 439\ MPa \qquad \sigma_m < f_d \tag{8.19}$$

$$\sigma_{m+o} = 525\ MPa \qquad \sigma_{m+o} < f_c \tag{8.20}$$

Podmínka pevnosti pro šrouby vyrobeny z materiálu pevnostní třídy 10.9 je splněna.

Kontrola pevnosti pro šrouby pevnostní třídy 12.9:

$$R_e = 1100\ MPa$$

$$f_d = 733\ MPa$$

$$f_c = 1100\ MPa$$

Největšího zatížení pro tyto šrouby je dosaženo ve variantě tlaková zkouška uzavřeno:

$$\sigma_m = 478\ MPa \qquad \sigma_m < f_d \qquad (8.21)$$

$$\sigma_{m+o} = 1051\ MPa \quad \sigma_{m+o} < f_c \qquad (8.22)$$

Podmínka pevnosti pro šrouby vyrobeny z materiálu pevnostní třídy 12.9 je splněna.

8.3.Hodnocení únavové životnosti

Norma ČSN EN 13445 rozděluje hodnocení životnosti na tři části:

- Hodnocení nesvařovaného materiálu
- Hodnocení svařovaného materiálu
- Hodnocení šroubů

Na zadané klapce se vyskytují svary, takže bude samostatně provedeno hodnocení pro první dva případy a dále hodnocení šroubů na celém uzávěru. Pro výpočet jsou využity vzorce z [9] pro svařované, nesvařované části a šrouby.

Aplikované cykly:

Jako základní stav je uvažován stav, kdy je uzávěr otevřen a proudí v něm voda. Z tohoto stavu budou odvozeny následující cykly:

1) Otevřeno 2,18 MPa –> Otevřeno 2,9 MPa –> Otevřeno 2,18 MPa 600 cyklů
2) Otevřeno 2,18 MPa –> Uzavřeno 2,18 MPa -> Otevřeno 2,18 MPa 146000 cyklů
3) Otevřeno 2,18 MPa –> Uzavřeno 2,73 MPa -> Otevřeno 2,18 MPa 300 cyklů

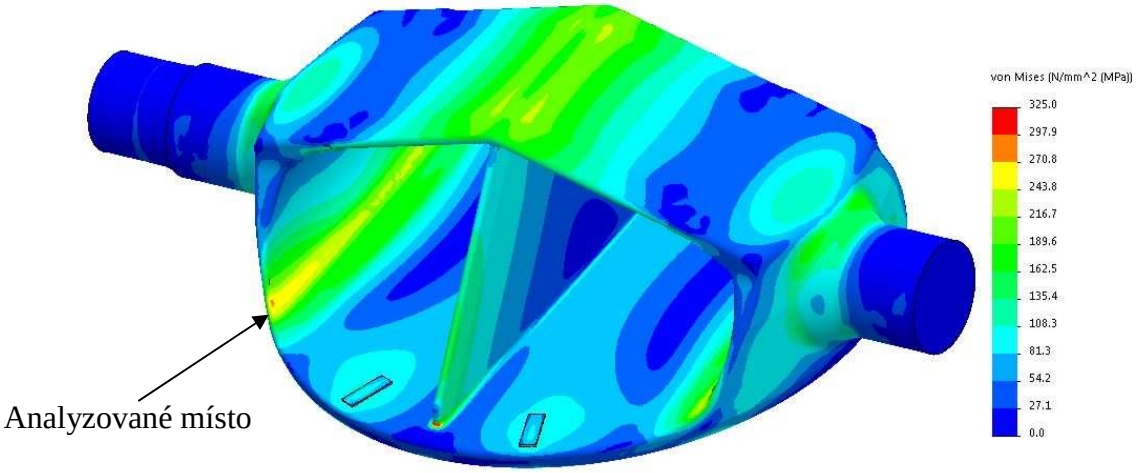
Pro zatížení při tlakových zkouškách jsou cykly složeny následovně:

4) Nezatíženo –> Tlaková zkouška uzavřeno 4,36 MPa –> Nezatíženo 8 cyklů
5) Nezatíženo –> Tlaková zkouška otevřeno 4,36 MPa –> Nezatíženo 8 cyklů

8.3.1. Hodnocení životnosti nesvařovaného materiálu

Výběr místa pro určení životnosti:

Bylo vybráno místo, které vykazuje největší hodnotu redukovaného napětí dle Trescovy podmínky max τ (dále$\sigma_{max\tau}$) mimo svařovanou oblast. Místo je zobrazeno na následujícím obrázku 8.33.



Obr. 8.33 Místo pro výpočet únavy mimo svařovanou oblast

Vybrané místo se nachází v části, která je vyrobena z materiálu G20Mn5+N a je odlita. V normě ČSN EN 13445-3 se uvádí, že podle ní nemůže být posuzován únavovou analýzou část, která je vyrobena jako odlitek. Nicméně neuvádí jakým jiným způsobem tyto části posuzovat, proto bude analýza provedena ovšem **bez záruky správnosti** a část bude analyzována jako pro neodlévané části.

Podrobně bude popsán pouze výpočet životnosti pro cyklus:

2) Otevřeno 2,18 MPa –> Uzavřeno 2,18 MPa -> Otevřeno 2,18 MPa

V ostatních případech bude postup totožný a bude se lišit pouze hodnotami.

Stanovení životnosti cyklu: Otevřeno 2,18 MPa –> Uzavřeno 2,18 MPa -> Otevřeno 2,18 MPa

Rozkmit napětí:

Rozkmit napětí je možné počítat dvěma způsoby. První z nich je určen pro stavy kdy se nemění směry hlavních napětí, který je použit i zde, protože není známo natáčení směrů během cyklu. V poloze otevřeno jsou hlavní napětí téměř rovna nule, takže se bude uvažovat

nula. Druhý způsob je určen pro případy kdy se mění směry hlavních napětí, který by bylo možné použít v případě nenulových hlavních napětí na začátku cyklu.

Hlavní napětí v jednotlivých stavech jsou následující:

Otevřeno :

$$\sigma_{01} = 0\ MPa$$

$$\sigma_{02} = 0\ MPa$$

$$\sigma_{03} = 0\ MPa$$

Uzavřeno:

$$\sigma_{z1} = 229{,}9\ MPa$$

$$\sigma_{z2} = 5{,}9\ MPa$$

$$\sigma_{z3} = 0\ MPa$$

Rozkmit ekvivalentního napětí [9]:

$$\Delta\sigma_1 = \sigma_{z1} - \sigma_{01};\ \Delta\sigma_2 = \sigma_{z2} - \sigma_{02};\ \Delta\sigma_3 = \sigma_{z3} - \sigma_{03} \qquad (8.23)$$

$$\Delta\sigma = max(|\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2|;\ |\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3|;\ |\Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_1|) \qquad (8.24)$$

$$\Delta\sigma = 229{,}9\ MPa$$

Střední napětí [9]:

V tomto případě je střední napětí rovno:

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{2}(\sigma_{z1}) \qquad (8.25)$$

$$\bar{\sigma} = 115\ MPa$$

Korekční součinitele [9]:

Součinitel povrchu:

V analyzovaném místě je drsnost povrchu $R_z = 12{,}5\ \mu m$.

Mez pevnosti materiálu G20Mn5+N je: $R_m = 480\ MPa$.

Součinitel povrchu je dán následujícím vztahem:

$$f_s = F_s^{(0{,}1 \cdot \ln N - 0{,}465)} \qquad (8.26)$$

Kde:

$$F_s = 1 - 0{,}056 \cdot (\ln R_z)^{0{,}64} \cdot \ln R_m + 0{,}289 \cdot (\ln R_z)^{0{,}53} \qquad (8.27)$$

N - počet cyklů životnosti

Nyní N není známo, takže celá rovnice se řeší iteračně až na konci s ostatními rovnicemi.

Součinitel tloušťky [9]:

$$f_e = F_e^{(0{,}1 \cdot \ln N - 0{,}465)} \qquad (8.28)$$

Kde:

$$F_e = \left(\frac{25}{e_n}\right)^{0{,}182} \qquad (8.29)$$

$e_n = 30\ mm$ - tloušťka stěny v analyzovaném místě

Součinitel zohlednění vlivu středního napětí [9]:

Výpočet součinitel pro zohlednění napětí je poměrně složitý, uvedený vztah platí pro tento konkrétní případ. Pro lepší porozumění je nutné pročtení této kapitoly v normě (ČSN EN 13445-3).

$$f_m = \frac{1+\frac{M}{3}}{1+M} - \frac{M}{3}\left(\frac{2 \cdot \bar{\sigma}}{\Delta\sigma_R}\right) \qquad (8.30)$$

Kde:

$$M = 0{,}00035 \cdot R_m - 0{,}1 \qquad (8.31)$$

$\Delta\sigma_R$ – je fiktivní rozkmit napětí získaný z únavové křivky, která zohledňuje korekční součinitele.Tento rozkmit také není znám stejně jako N. Jejich určení probíhá iteračně.

Součinitel koroze:

Součinitel vlivu koroze je odvozen dle Obr. 7.13 z teoretické části práce.

$$f_k = 0{,}55$$

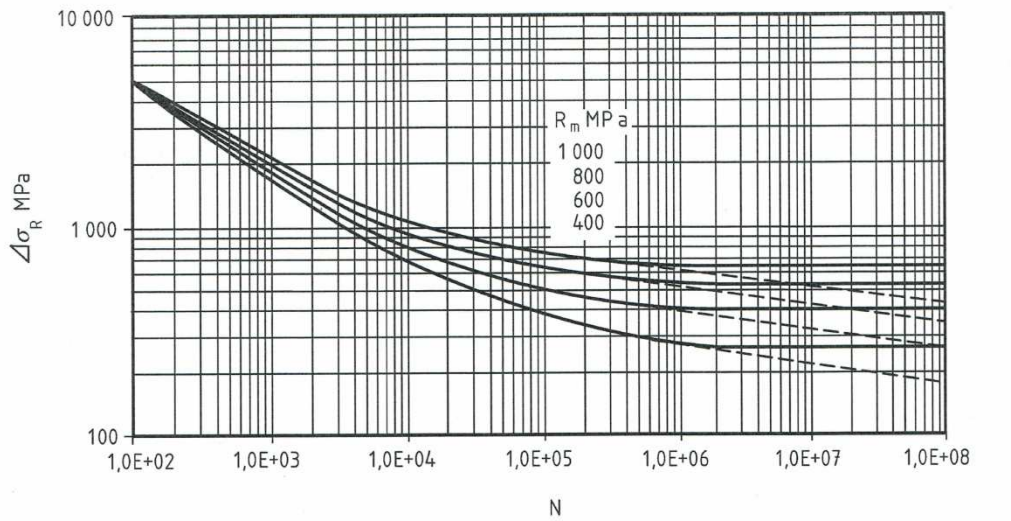
$f_k = 1$ - při neuvažování koroze, v případě že je pravidelně kontrolován ochranný nátěr

Celkový součinitel [9]**:**

$$f_u = f_s \cdot f_e \cdot f_m \cdot f_k \qquad (8.32)$$

Výpočtová data:

Křivky životnosti užité v normě [9] jsou vyjádřeny jako závislost počtu cyklů do lomu na rozkmitu napětí. Křivky se dělí podle meze pevnosti daného materiálu. Kritérium poškození je vznik mikrotrhliny s hloubkou 0,5 až 1 mm. Křivky zahrnují součinitel bezpečnosti 10 k únavové životnosti a 1, 5 k rozkmitu napětí. [9]



Obr. 8.34 Křivky životnosti, převzato z [9]

Počet cyklů životnosti pro daný rozkmit napětí:

$$N = \left(\frac{46000}{\frac{\Delta\sigma}{f_u} - 0{,}63 \cdot Rm + 11?5}\right)^2 \qquad (8.33)$$

A dále vzorec pro rozkmit napětí z únavové křivky:

$$\frac{\Delta\sigma}{f_u} = \Delta\sigma_R = \left(\frac{46000}{\sqrt{N}}\right) + 0{,}63 \cdot R_m - 11{,}5 \qquad (8.34)$$

Nyní jsou k dispozici všechny rovnice pro stanovení životnosti. Vzhledem k tomu, že se ve většině rovnic objevuje N a $\Delta\sigma_R$ musí se výpočet provést iteračně. Výpočet byl proveden v programu Microsoft Excel.

Výsledek:

Při zohlednění koroze:

$$N = 15582\ cyklů$$

Bez uvažování koroze:

$$N = 163384\ cyklů$$

Vyjádření životnosti pro všechny působící cykly:

Cyklus	Rozkmit [MPa]	N s uvážením koroze [-]	N bez uvážení koroze [-]
1	2	∞	∞
2	229,9	15582	163384
3	280	8102	54400
4	421	3048	15692
5	4	∞	∞

Tab. 2 Počty cyklů životnosti pro zadané cykly

V cyklu č.2 je zadaný počet cyklů 146 000 během 50-ti let. V případě uvažování koroze je patrné, že klapka nevyhovuje. Pokud by se koroze neuvažovala, tak dle Palmgren-Minerova pravidla, kumulace poškození by nebyla vyčerpána:

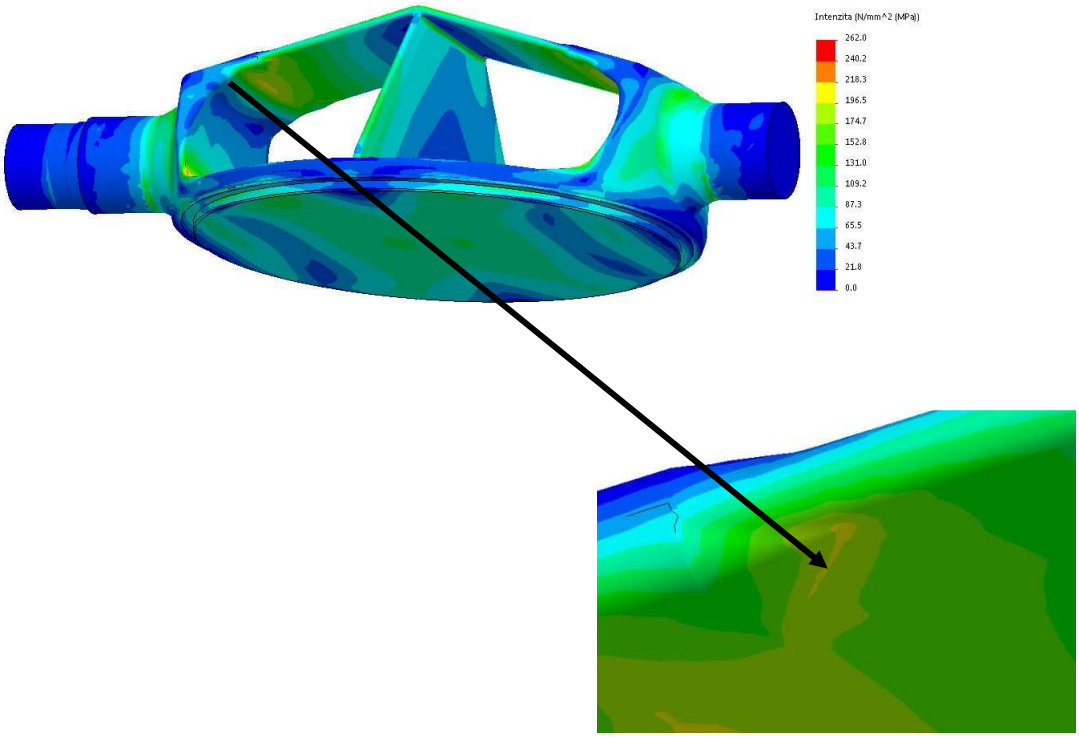
$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{146000}{163384} + \frac{300}{54400} + \frac{8}{15692} = 0{,}899 \qquad (8.35)$$

Podmínka $D \leq 1$ je splněna, bez uvážení koroze klapka vyhovuje.

8.3.2. Hodnocení životnosti svařovaného materiálu

Norma [9] umožňuje hodnocení únavy svarového spoje podle rozkmitu ekvivalentního napětí. Napětí se určuje v místech přechodu svaru do základního materiálu. Rozkmit napětí byl získán stejným způsobem jako v případě nesvařovaného materiálu. Největší rozkmit napětí vykazoval přechod svaru na horní straně klapky. V tomto místě je tupý svar. Všechna tři hlavní napětí jsou v tomto místě při zatížení záporná, takže by se dalo říct, že jde o tlakovou oblast namáhání. Norma [9] nijak nerozlišuje u svarových spojů, jestli je cyklus tahový, nebo tlakový, neprovádí se ani korekce ke střednímu napětí.

Výběr místa pro posouzení životnosti:



Obr. 8.35 Analyzované místo svaru

Kritické místo se nachází v přechodu tupého svaru do základního materiálu. Jedná se o svar, který je plně provařený, svarová housenka zapravená a po svařování proběhne žíhání na snížení vnitřního pnutí. Na svar jsou předepsány nedestruktivní zkoušky – 100% penetrační zkouška, 100% zkouška ultrazvukem, 100% magnetická zkouška a 100% vizuální kontrola. Místo je zobrazené na obr. 8.35.

Aplikované cykly:

Cykly, kterými je těleso zatížené jsou stejné jako v případě hodnocení nesvařených částí.

Rozkmit napětí:

Rozkmit napětí je proveden stejným způsobem jako v případě hodnocení nesvařených částí.

Rozkmit značen stejně jako předchozí části: $\Delta\sigma$

Korekční součinitele:

Součinitel tloušťky [9]:

$$f_e = F_e^{(0,1 \cdot \ln N - 0,465)} \qquad (8.36)$$

Kde:

$$F_e = \left(\frac{25}{e_n}\right)^{0,182} \qquad (8.37)$$

$e_n = 40\ mm$ - tloušťka materiálu v místě svaru

Součinitel koroze [9]:

$$f_k = 0,55$$

$f_k = 1$ - při neuvažování koroze, v případě že je pravidelně kontrolován ochranný nátěr

Celkový součinitel [9]:

$$f_w = f_{ew} \cdot f_k \qquad (8.38)$$

Určení životnosti:

$$N = \frac{C_1}{\left(\frac{\Delta\sigma}{f_w}\right)^{m_1}} \qquad (8.39)$$

Koeficienty C_1a $m_1$jsou určeny dle detailu svaru k němu přidružené třídě svaru.

Detail čís.	Typ spoje	Náčrtek detailu	Poznámky	Třída	
				Zkušební skupina 1 nebo 2	Zkušební skupina 3
1.1	Plně provařený tupý svar obroušený do roviny, včetně oprav svarů	Únavové trhliny obvykle začínají ve vadách svarů	Svar prokazatelně bez povrchových trhlin a významných podpovrchových vad podle nedestruktivních zkoušek (viz EN 13445-5:2009). Místo f_{ew} se použije f_e .	90	71

Obr. 8.46 Detail svaru dle normy. Převzato z [9]

Podle informací k provedení svaru a k jeho kontrolám je možné použít třídu svaru 90 ze zkušební skupiny 1. Pro tento případ jsou koeficienty následující:

$$C_1 = 1,46 \cdot 10^{12}$$

$$m_1 = 3$$

Opět je nutné výsledný počet cyklů řešit iteračně.

Výsledky:

Cyklus	Rozkmit [MPa]	N s uvážením koroze [-]	N bez uvážení koroze [-]
1	1	∞	∞
2	199	26736	153645
3	245	14552	83630
4	393	3653	20993
5	2,7	∞	∞

Tab. 3 Počty cyklů životnosti pro svařovanou část

V případě cyklu č.2 je požadavek minimálně na 146 000 cyklů, který není splněn v případě uvažování koroze, ale bez uvážení koroze je možné stanovit vyčerpání životnosti během 50-ti let:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{146000}{153645} + \frac{300}{83630} + \frac{8}{20993} = 0{,}954 \qquad (8.40)$$

V tomto případě by byla podmínka životnosti splněna při neuvážení koroze.

8.3.3. Hodnocení životnosti šroubů

Výpočet životnosti pro šrouby je proveden pro stejné cykly jako v předchozích případech. Pouze pro šrouby M60 nejsou zahrnuty cykly při tlakové zkoušce z důvodu použití jiných šroubů, určených pouze pro tlakovou zkoušku.

Rozkmit napětí:

Napětí ve šroubu je dáno součtem primárního membránového a ohybového napětí σ_c. Rozkmit napětí je dán rozdílem σ_c v každém cyklu. Dále jen $\Delta\sigma$.

Korekční součinitele tloušťky:

$$f_e = F_e^{(0{,}1 \cdot \ln N - 0{,}465)} \qquad (8.41)$$

Kde:

$$F_e = \left(\frac{25}{e_n}\right)^{0{,}182} \qquad (8.42)$$

N - počet cyklů životnosti

e_n - vnitřní průměr šroubu (pro M24, M48 a M60)

Výpočet životnosti:

Je-li splněna podmínka:

$$\frac{\Delta\sigma}{R_m} < 0{,}0522 \qquad (8.43)$$

Kde:

R_m - je mez pevnosti šroubu, bez ohledu na skutečnou mez pevnosti nemůže být použita větší než 785 MPa.

Poté je N rovno nekonečnu a cyklus nesnižuje životnost šroubu.

V případě, že podmínka není splněna, vypočte se životnost následovně:

$$N = 285 \cdot \left(\frac{R_m \cdot f_e}{\Delta\sigma}\right)^3 \qquad (8.44)$$

Počet cyklů *N* se musí opět řešit iteračně, protože *N* se nachází ve vzorci pro výpočet součinitele tloušťky.

Výsledky:

Životnost pro šrouby M24:

Cyklus:	1	2	3	4	5
$\frac{\Delta\sigma}{R_m}$[-]	0,006	0,02	0,02	0,015	0,01
$\Delta\sigma$[MPa]	-	-	-	-	-
N[-]	∞	∞	∞	∞	∞

Tab. 4 Životnost šroubů M24

Kumulace poškození:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = 0 \qquad (8.45)$$

Životnost pro šrouby M48:

Cyklus:	1	2	3	4	5
$\frac{\Delta\sigma}{R_m}$[-]	0,054	0,04	0,04	0,084	0,075
$\Delta\sigma$[MPa]	43	-	-	66	59
N[-]	1322555	∞	∞	370730	523924

Tab. 5 Životnost šroubů M48

Kumulace poškození:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{600}{1322555} + \frac{8}{370730} + \frac{8}{523924} = 0{,}00049 \qquad (8.46)$$

Životnost pro šrouby M60:

Cyklus:	1	2	3	4	5
$\frac{\Delta\sigma}{R_m}$[-]	0,058	0,063	0,128	-	-
$\Delta\sigma$[MPa]	45	49	101	-	-
N[-]	958131	765819	99180	-	-

Tab. 6 Životnost šroubů M60

Kumulace poškození:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{600}{958131} + \frac{146000}{765819} + \frac{300}{99180} = 0{,}194 \qquad (8.47)$$

Únavová životnost je pro šrouby splněna, $D < 1$.

9. ZÁVĚR

V závěrečné práci bylo provedeno hodnocení pevnosti a životnosti klapky uzávěru vodní elektrárny. Samostatně byly posouzeny šrouby, svařované a nesvařované části.

Z výsledků vychází, že všechny části při statickém zatížení splňují podmínky pevnosti ve všech uvažovaných zátěžových stavech s výsledkem **vyhovující**.

Hodnocení únavové pevnosti se dělí na dvě části, při první je uvažován vliv koroze a v druhé části není.

Svary i místa mimo svarů **nevyhovují** požadavku na životnost uzávěru 50 let **při uvážení koroze**. **Bez uvážení koroze** všechna místa **vyhovují** únavové pevnosti pro předepsanou dobu.

Při zaručení dostatečně silné a kvalitní ochranné vrstvy na všech komponentách a provádění pravidelných kontrol povrchu uzávěru, lze součinitel vlivu koroze zanedbat a tedy uvažovat bezkorozní prostředí. Potom by bylo možné označit klapku uzávěru za **vyhovující**.

10. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] JANÍČEK, Přemysl: *Systémové pojetí* [1] *vybraných oborů pro techniky*: *hledání souvislostí:učební texty*. 1. vyd. Brno: CERM, 2007, 1234 s. ISBN 978-80-7204-555-61.

[2] Wikipedia, *Hydroelectricity* [Online] [duben 2015], dostupné z: http://en.wikipedia.org/wiki/Hydroelectricity

[3] KLESNIL, M., LUKÁŠ, P.: *Únava kovových materiálů při mechanickém namáhání*. Vyd. Praha: ACADEMIA, 1975, 222 s.

[4] ONDRÁČEK, E., VRBKA, J., JANÍČEK, P. a BURŠA, J.: *Mechanika těles: Pružnost a pevnost II.* 4. přeprac. vyd. Brno: CERM, 2006, 262 s. ISBN 80-214-3260-8.

[5] JURENKA, Josef : *Hodnocení únavové odolnosti svařovaných konstrukcí* [Online], [duben 2015], ČVUT v Praze, Fakulta strojní, dostupné z http://mechanika.fs.cvut.cz/content/files/DPZ/weld_fatigue_2014_dpz.pdf

[6] EFUNDA, *Fatigue factors*, [Online], [duben 2015], Dostupné z: http://www.efunda.com/formulae/solid_mechanics/fatigue/fatigue_factor.cfm

[7] PANTĚLEJEV, Libor: *Únava kovových materiálů: studijní opory* [Online], [duben 2015]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 31 s. Dostupné z WWW: http://ime.fme.vutbr.cz/studijni%20opory.html

[8] Hobbacher A.,*Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. International Institute of Welding*, doc. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. Paris, France, October 2008

[9] ČSN EN 13445-3: *Netopené tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet*, 2009

[10] SolidWorks Help, SolidWorks Simulation 2014 [Online] [duben 2015], dostupné z http://help.solidworks.com/2014/English/SolidWorks/sldworks/c_introduction_topleve l_topic.htm

[11] PETRUŠKA, Jindřich: *Počítačové metody mechaniky II, Metoda konečných prvků: výukový text*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2003, 87 s.

[12] ŠMÍD, M., *Současné spolupůsobení únavy a creepu u Ni superslitiny a slitiny TiAl*. Brno: VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, 2012, 140 s. Vedoucí práce: Doc. RNDr. Karel Obrtlík, CSc.

[13] SHIGLEY, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G.: *Konstruování strojních součástí*. VUT v Brně, VUTIUM, 2010

[14] Hoschl,C.: *Pružnost a pevnost ve strojnictví*, SNTL Praha, 1971 Vlk,M.,Florian,Z.: Mezní stavy a spolehlivost. Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, FSI VUT v Brně, 2007

11. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka:	Význam:
ČSN	Česká technická norma
DBA	Návrh numerickou analýzou
DBE	Návrh experimentem
DBF	Návrh podle vzorců
EN	Evropská norma
HMH	hypotéza dle Hubera, von Misese, Henckyho
IIW	Inernational Institute of Welding
MKP	Metoda konečných prvků
OP	Okrajové podmínky

Značka:	Význam:	Veličina:
σ_n	dolní napětí cyklu	[MPa]
σ_h	horní napětí cyklu	[MPa]
σ_a	amplituda napětí	[MPa]
σ_m	střední napětí cyklu	[MPa]
$\Delta\sigma$	rozkmit napětí	[MPa]
σ_s	statické stálé napětí	[MPa]
R	součinitel asymetrie cyklu	[-]
A	amplitudový součinitel asymetrie cyklu	[-]
N_f	počet cyklů do lomu	[-]
σ_f'	součinitel únavové pevnosti	[MPa]
b	exponent únavové pevnosti	[-]
ε_{at}	celkové přetvoření	[-]
ε_{ae}	elastické přetvoření	[-]

Značka:	Význam:	Veličina:
ε_{ap}	plastické přetvoření	[-]
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
ε'_f	součinitel únavové tažnosti	[-]
D	celkové poškození	[-]
n_i	počet aplikovaných cyklů i-tého cyklu	[-]
N_i	počet cyklů do lomu i-tého cyklu	[-]
ϑ	součinitel velikosti	[-]
γ	součinitel povrchu	[-]
β	součinitel vrubu	[-]
σ_c	mez únavy vzorku	[MPa]
$\sigma_{a,l}$	fiktivní lineárně pružné napětí	[MPa]
ΔP	rozkmit provozních tlaků	[MPa]
P_{max}	nejvyšší přípustný tlak uvažované komponenty	[MPa]
f	dovolené namáhání uvažované komponenty	[MPa]
C_e	korekční součinitel tloušťky stěny	[-]
C_t	korekční součinitel teploty	[-]
σ_w	rozkmit normálového napětí v nebezpečném průřezu svaru	[MPa]
F	síla	[N]
g	tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
P_m	primární membránové napětí	[MPa]
P_L	lokální primární membránové napětí	[MPa]
P	primární membránové a ohybové napětí	[MPa]
Q	sekundární napětí	[MPa]
R_e	mez kluzu materálu	[MPa]
f_d	dovolené primární membránové napětí	[MPa]

Značka:	Význam:	Veličina:
f_c	dovolený součet primárního membránového a ohybového napětí	[MPa]
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	hlavní napětí	[MPa]
$\bar{\sigma}$	střední napětí	[MPa]
f_s	součinitel povrchu	[-]
F_s	součinitel povrchu	[-]
N	počet cyklů životnosti	[-]
f_e	součinitel tloušťky	[-]
F_e	součinitel tloušťky	[-]
e_n	tloušťka stěny	[-]
f_u	celkový součinitel	[-]