



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

# STANOVENIE ZVYŠKOVEJ ŽIVOTNOSTI CYKLICKY ZAŤAŽOVANÉHO VODÍKOVÉHO ADSORBÉRA

RESIDUAL LIFE ASSESSMENT OF HYDROGEN ADSORPTION VESSEL SUBJECTED TO CYCLIC LOADING

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Peter Brančan

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Tomáš Létal, Ph.D.

BRNO 2024



# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství  
Student: **Bc. Peter Brančan**  
Studijní program: Procesní inženýrství  
Studijní obor: bez specializace  
Vedoucí práce: **Ing. Tomáš Létal, Ph.D.**  
Akademický rok: 2023/24

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:

## **Stanovenie zvyšovej životnosti cyklicky zaťažovaného vodíkového adsorbéra**

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

Pri hydrokrakovaní je na rozbíjanie uhľovodíkov potrebné dodávať vodík. Vodík sa získava pomocou parného reformingu zo zemného plynu. Na konci procesu prechádza vodíková zmes cez adsorbéry. Tieto zariadenia sú z technologického dôvodu zaťažované striedavo rozdielnymi tlakmi. Pre zaistenie bezpečnosti zariadenia a celej výrobnej jednotky je potrebné počítať s únavou týchto zariadení a prevádzkovať ich v bezpečnom režime.

### **Cíle diplomové práce:**

- Oboznámenie sa s únavou materiálov procesných zariadení.
- Požiadavky na konkrétne zariadenie a jeho zaradenie v procese.
- Určenie cyklického zaťaženia v prevádzke a analýza pomocou MKP.
- Posúdenie životnosti podľa vybraných noriem (EN, ASME, prípadne ďalších) a vzájomné porovnanie prístupov.
- Určenie bezpečnej prevádzky zariadení, prípadne navrhnúť jeho zlepšenie alebo jeho výmenu.

### **Seznam doporučené literatury:**

ČSN EN 13445-3. Netopené tlakové nádoby – Část 3: Konstrukce a výpočet. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2021.

ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division 2 – Rules for Construction of Pressure Vessels Divison 2 –Alternative Rules. New York: The American society of Mechanical Engineers, 2019.

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

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## Abstrakt

Bolo potrebné posúdiť zvyškovú životnosť cyklicky zaťažovaného adsorbéra jednotky PSA používaného na separáciu vodíkového plynu zo surovínovej zmesi, ktorého návrhová životnosť podľa neaktuálnej normy ČSN 69 0010-4.20 už bola vyčerpaná. Bola určená maximálna návrhová životnosť podľa novších noriem metódu únavových kriviek, kde bol porovnaný pôvodný normovaný prístup s 3 novšími: EN 13445-3 - kapitola 17 a kapitola 18 a ASME BPVC Section VIII Div.2 - úroveň 2. Z dôvodu prekročenia výsledkov návrhovej životnosti počas prevádzky pre všetky riešené normy sa alternatívne na výpočet zvyškovej životnosti použila metóda Fitness for service, založená na lineárne elastickej lomovej mechanike šírenia trhliny s predpokladom nedekovateľnej veľkosti defektu. Parametre rastu trhliny boli upravené podľa štúdie rastu trhlín vo vodíkovom prostredí a implementované do výpočtového postupu normy API-579-1/ASME FFS-1 Fitness for Service. Podľa jej výsledkov sa zistilo, že nádoba môže byť naďalej prevádzkovaná pri pravidelnom vykonávaní NDT inšpekcií. Ich intervaly sa určili pre kritické pozície s ohľadom na bezpečnosť a zároveň sa podarilo upraviť rozsah inšpekcií pre úsporu nákladov na ich prevedenie.

## Abstract

There was a need to assess the residual life of a cyclically pressurized adsorber of PSA unit used for the separation of hydrogen gas from a feedstock mixture, of which designed lifetime according to outdated standart ČSN 69 0010-4.20 was exceeded. The maximum design life was determined according to more recent design codes by the methodology of fatigue curves and comparison of results of outdated standard and 3 newer standards: EN 13445-3 - clause 17 and clause 18, and ASME BPVC Section VIII Div.2 - Level 2 was made. Due to the exceeding of the design life results by all of the standards the alternative approach of Fitness for service method based on linear elastic fracture mechanics of crack growth with the assumption of the occurrence of non-detectable defect size was used. The crack growth parameters were adjusted according to the study of crack propagation in hydrogen environment and implemented into the calculation of API-579-1/ASME FFS-1 Fitness for Service standard. The results showed, that pressure vessel can be further operated if regular NDT inspections are made. Inspection intervals of critical positions were determined from these results with compliance to safety and, at the same time, the scope of inspections has been modified to reduce expenses of carrying them out.

## Kľúčové slová

Tlaková nádoba, Únava, Vodík, PSA, Spôsobilosť na prevádzku, Rast trhliny, MKP

## Key words

Pressure vessel, Fatigue, Hydrogen, PSA, Fitness for Service, Crack growth, FEA

---

## **Bibliografická citácia**

BRANČAN, Peter. *Stanovenie zvyškovej životnosti cyklicky zaťažovaného vodíkového adsorbéra*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157412>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Tomáš Létal.

---

## Čestné prehlásenie

Ja, dole podpísaný Peter Brančan, prehlasujem, že som predloženú diplomovú prácu vypracoval sám pod vedením Ing. Tomáša Létala, Ph.D., a že som všetky použité zdroje v práci uviedol v zozname použitej literatúry.

V Brne, dňa 24.05.2024

.....

Peter Brančan

---

## Pod'akovanie

Na tomto mieste by som sa chcel poďakovať vedúcemu mojej diplomovej práce Ing. Tomášovi Létalovi, Ph.D., za cenné rady ako k práci, tak aj do budúcnosti a hodnotné konzultácie.

Tiež by som sa chcel poďakovať Ing. Tomášovi Beťákovi a Ing. Michalovi Bizoňovi, ktorí mi pomáhali cennými radami z praxe a technickou dokumentáciou a bez pomoci ktorých by táto práca pravdepodobne nevznikla.

V neposlednom rade by som sa chcel poďakovať svojej rodine, že to so mnou nevzdala a podporovala ma počas celého štúdia. Priateľke za to, že to so mnou vydržala pri mojom „básnení“ o tejto téme a za emocionálnu podporu. Na záver nesmiem zabudnúť na nášho kocúra, ktorý mi robil spoločnosť, keď som dlho do noci pracoval na tejto práci a našu borderku, ktorá ma brávala vyčistiť si hlavu na prechádzky.

---



## Obsah

1	Úvod.....	1
2	Využitie vodíka v rafinárskom priemysle .....	2
3	Adsorpcia .....	3
3.1	Adsorpcia zmenou tlaku (PSA) .....	4
3.2	Pracovný cyklus zariadenia PSA .....	5
4	Napät'ová analýza.....	7
4.1	Napät'ovo-deformačné podmienky .....	9
4.2	Silová rovnováha na plášti tlakovej nádoby .....	10
4.3	Napätia v miestach zvarových spojov .....	11
5	Únava .....	13
5.1	Typy únavového poškodenia .....	14
5.1.1	Kvazistatický lom.....	14
5.1.2	Nízkocyklická únava .....	14
5.1.3	Vysokocyklická únava .....	15
5.1.4	Medza únavy .....	15
5.2	Kritéria únavy cyklickým zaťažovaním pri zohľadnení stredného napätia.....	16
5.3	Cyklické zaťažovanie .....	17
5.4	Počítanie cyklov pre premenné zaťažovanie .....	18
5.4.1	Rezervoárová metóda sčítania cyklov .....	19
5.4.2	Metóda stekajúceho dažďa .....	19
5.4.3	Metóda párových rozkmitov .....	20
5.5	Kumulácia poškodenia .....	21
5.6	Trhliny .....	21
5.7	Faktor intenzity napätia .....	22
5.7.1	Zaťažovacie módy trhlín .....	22
5.8	Fenomén uzatvárania trhlín .....	23
5.9	Mechanika šírenia únavovej trhliny .....	24
5.10	Únava v miestach zvarov .....	26
5.11	Vplyv vodíkového prostredia na zmenu únavových vlastností .....	28
5.12	Šírenie trhliny vo vodíkovom prostredí .....	29
6	Posudzovanie životnosti únavovým zaťažením .....	31
6.1	Normované prístupy pre odhad životnosti tlakových zariadení .....	31
6.1.1	Únavové krivky .....	33
6.1.2	Únavové krivky pre nezvárané komponenty.....	33
6.1.3	Únavové krivky pre zvárané komponenty .....	35
6.2	Zariadenie so známou veľkosťou trhliny - LELM .....	37
7	Analyzované zariadenie .....	38
7.1	Materiál zariadenia a jeho mechanické vlastnosti .....	39
7.2	Merania na adsorbéri NDT metódami .....	41
7.3	Korózia na zariadení .....	42
8	Napät'ová analýza metódou konečných prvkov v programe ANSYS.....	43
8.1	Možnosti výpočtových modelov pre tlakové nádoby .....	43

8.2	Kategorizácia napätí po hrúbke plášťa .....	44
8.3	Vytváranie 2D výpočtového modelu a siete .....	45
8.4	Nastavenie okrajových podmienok .....	46
8.5	Výsledky .....	47
9	Návrhové výpočty podľa únavových kriviek .....	49
9.1	Výpočet životnosti podľa ČSN 69 0010-4.20 .....	49
9.1.1	Prevedenie výpočtu .....	50
9.1.2	Výsledky .....	51
9.2	Výpočet životnosti podľa EN 13445-3 - kapitola 17 .....	52
9.2.1	Postup výpočtu .....	52
9.2.2	Výsledky .....	54
9.3	Výpočet životnosti podľa EN 13445-3 - kapitola 18 .....	55
9.3.1	Postup výpočtu pre zvarané časti nádoby .....	56
9.3.2	Postup výpočtu pre nezvarané časti nádoby .....	57
9.3.3	Výsledky .....	59
9.4	Určenie životnosti podľa ASME BPVC VIII Div.2 .....	60
9.4.1	Pre nezvarané komponenty – metóda súčiniteľov .....	60
9.4.2	Pre zvarané komponenty – metóda ekvivalentného štruktúrneho napätia .....	60
9.4.3	Výsledky .....	62
9.5	Porovnanie návrhových prístupov .....	63
10	Zvyšková životnosť zariadenia s trhlinou podľa normy API 579-1/ASME FFS-1 „Fitness for Service“ .....	65
10.1	Priebeh napätí pre analýzu trhlín .....	66
10.2	FAD diagram .....	67
10.3	Referenčné napätie na špičke trhliny .....	68
10.4	Faktor intenzity napätia trhliny .....	69
10.5	Overenie bezpečnosti trhliny .....	70
10.6	Rast trhliny .....	70
10.7	Stanovenie počiatočnej veľkosti trhliny .....	72
10.8	Výsledky rastu trhliny .....	73
10.9	Odhad životnosti a stanovenie inšpekcií .....	75
11	Záver .....	78
12	Symbole a značenie .....	80
13	Zdroje .....	83
14	Zoznam obrázkov .....	89
15	Zoznam tabuliek .....	91
16	Zoznam príloh .....	92

## 1 Úvod

Už od dávnych čias sú pozorované javy striedajúceho napätia a jeho dôsledku na skracovanie životnosti. K porušeniu zariadenia tak môže dôjsť aj pri namáhaní s veľkosťou nižšou, než je dovolené návrhové napätie. V 19. storočí sa týmto javom ako prvý zaoberal Wöhler, ktorý skúšal únavu vlakových súkolí.

Pre mnoho tlakových zariadení používaných v petrochemickom priemysle platí, že sú prevádzkované v premenných cykloch. Mnohokrát sú predmetom striedavého, cyklického zaťažovania ako napríklad viacero nábehov a odstávok zariadení, zmien presadenia prevádzkovania alebo striedania tlakov a teplôt vo výrobnom procese.<sup>[1]</sup>

Takéto striedanie prevádzkového zaťaženia spôsobuje v procesných zariadeniach striedanie napätí na konštrukcii. Pre zabezpečenie súdržnosti tlakovej nádoby je preto potrebné už pri návrhu počítať s jej možným cyklovaním a prispôbiť tomu výpočet tak, aby konštrukcia odolala požadovanému počtu cyklov. Takéto návrhové výpočty boli spracované do rôznych noriem ako EN, ASME, ČSN, API a pod.. Nevýhodou noriem ale je, že sú koncipované na dodržanie únavových charakteristík na spodnej medzi ich smerodajných odchýlok a zároveň sú zaťažené súčiniteľmi bezpečnosti ako na napätie, tak aj na počet cyklov do lomu.

Problém tak nastáva v prípade, že zariadenie v prevádzke prekročilo svoj návrhový výpočet a nie je už výpočtovo kryté zo strany výrobcu. Pre prevádzkovateľa je väčšinou ale nerentabilné zaobstaranie nového zariadenia, primárne ak je stále možnosť prevádzkovať pôvodné zariadenie. Z tohto dôvodu sa zaviedli normy Fitness for Service – v preklade spôsobilosť na prevádzku. Tieto normy predikujú ďalšiu životnosť zariadenia podľa výsledkov nedeštruktívnych kontrol na zariadeniach akými sú ultrazvuk, akustická emisia alebo magnetická pamäť materiálu. Pri výpočte dovolenej životnosti uvažujú porušovanie nielen vplyvom rôznych degradačných mechanizmov ako napríklad korózia, únava alebo creep, ale aj ich prípadným vzájomným pôsobením.

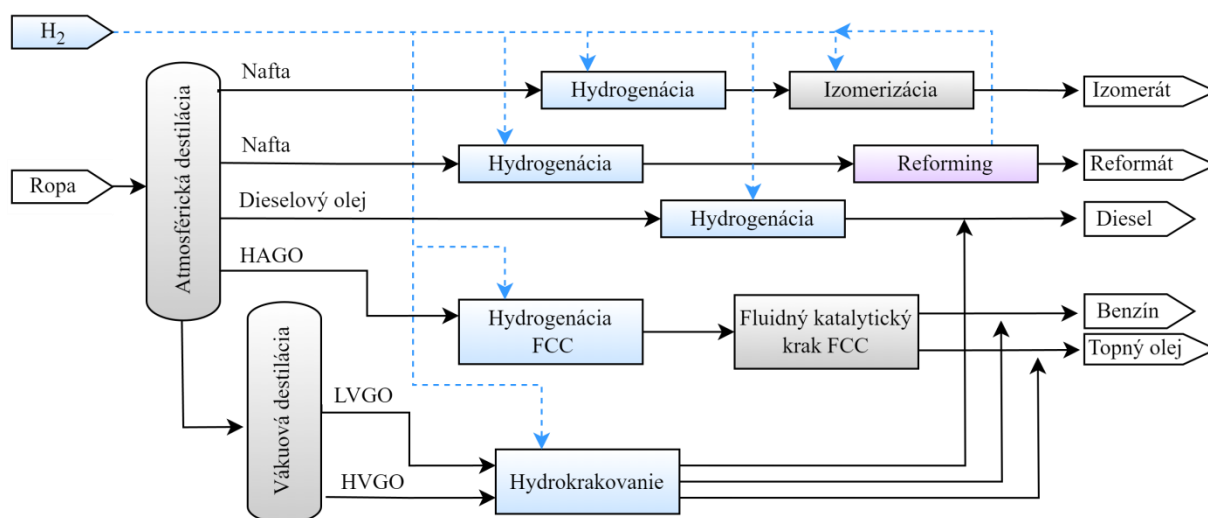
Pri únave je primárnym degradačným mechanizmom, ktorý treba uvažovať rast trhliny. Rastom trhlín sa zaoberá obor lomovej mechaniky, z ktorého sú aj tieto výpočty prevzaté. Nevýhodou týchto noriem je ale absencia alebo slabé zapracovanie v prípade rastu trhlín vo vodíkovom prostredí. Vodík totiž môže urýchliť rast trhliny a preto je dôležité zakomponovať aj tento faktor pri posudzovaní zvyškovej životnosti vodíkového zariadenia.

Bezpečnosť je prioritou v každom výrobnom procese a preto by mala byť vždy prednosť v použití výpočtov uvažujúcich nielen štandardné, ale aj neštandardné potencionálne stavy či už zaťažovacie alebo materiálovo-degradačné, ktoré môžu rapídne zmeniť životnosť zariadenia. Prevencia havárií je kritická pre každý výrobný podnik, pretože jej vznik môže spôsobiť veľké ekonomické straty na ušlom zisku, ale aj opravách a zároveň môže spôsobiť aj ujmu na životoch pracovníkov. Je preto nevyhnutné každé zariadenie operujúce v cyklickom stave skontrolovať ako počas pravidelných inšpekčných kontrol, tak aj po prípadných mimoriadnych prevádzkových stavoch alebo haváriách.

## 2 Využitie vodíka v rafinérskom priemysle

V petrochemickom priemysle je potrebné vykonať množstvo rafinérskych procesov na získanie požadovaných produktov z ropy. Mnoho z týchto čiastkových procesov je spojených s potrebou dodávania vodíkového plynu na uskutočnenie chemických a štiepných reakcií. Medzi takéto procesy patrí napríklad hydrogenácia ľahších a stredných uhl'ovodíkových zmesí z atmosférickej destilácie alebo hydrokrakovanie ľahkých a ťažkých olejov z vákuovej destilácie. Ďalšími procesmi môže byť aj odstraňovanie síry z ropných zmesí a produktov alebo hydrogenácia vstupnej zmesi do fluidného katalytického kraku.

Množstvo potrebného vodíku na jednotlivé procesy je závislé na danom medziprodukte. Ľahké a parafínové ropné oleje vo všeobecnosti spotrebujú menšie množstvo vodíka na ďalšie delenie a úpravu, než napríklad asfalty. <sup>[2]</sup>



Obr. 1 – Rafinérské procesy využívajúce vodík <sup>[zdroj: autor]</sup>

Použitie vodíka sa môže deliť na 2 základné typy procesov

- Nedeštruktívne – používané na zlepšenie kvality produktu bez značnej zmeny rozsahu bodu varu produktu. Procesné podmienky sú nastavené tak, aby boli vodíkom napádané a upravované len nestabilné zložky zmesi. <sup>[2]</sup> Takýmto procesom je napríklad hydrogenácia.
- Deštruktívne – sú charakterizované konverziou látok suroviny s vyššou molekulárnou hmotnosťou na látky s nižšou molekulárnou hmotnosťou. Takto upravený produkt má nižší rozsah bodu varu a je jednoduchšie ho spracovať v ďalších rafinérskych procesoch. Tieto typy procesov pracujú pri náročných podmienkach s vysokými tlakmi vodíkového plynu na minimalizovanie možnosti polymerizácie látok a vzniku koksu. <sup>[2]</sup> Typickými procesmi sú hydrolýza a hydrokrakovanie.

### 3 Adsorpcia

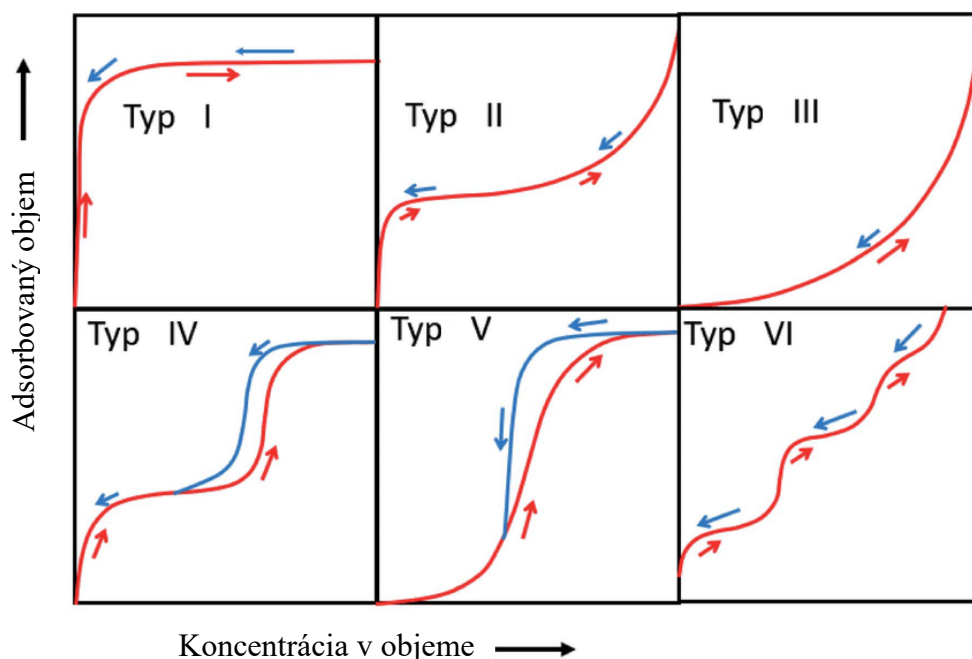
Adsorpcia je separačný proces, pri ktorom sa na fázovom rozhraní tuhej látky, adsorbentu, zachytávajú častice plynných alebo kvapalných látok, pričom adsorbované látky sa nazývajú adsorbáty. Poznáme 2 typy adsorpcie – prvú, fyzikálnu, vratnú, kde sú hlavným činidlom Van der Waalsove sily a druhú, chemickú, kde dochádza ku chemickej premene a proces tak nie je vratný. Adsorbenty sú látky s veľkým merným povrchom, čím poskytujú možnosť zachytenia veľkého množstva častíc. Primárne sa jedná o látky – aktívne uhlie, zeolity alebo alumina (oxid hlinitý) a silikagel. Ide o exotermickú reakciu a zvyšuje sa pri nej teplota náplne.

Opačným procesom k adsorpcii je desorpcia, kedy sa látky späťne uvoľňujú z fázového rozhrania tuhej látky do prúdu plynu alebo kvapaliny.

Zložitosť, rôznorodosť a kombinácia síl ako aj iných fyzikálno-chemických princípov uplatňujúcich sa pri adsorpcii je príčinou doposiaľ malého množstva zovšeobecnení, ktoré by sa dali použiť pre výpočty. Je ale spracovaných viacero prác zaoberajúcich sa formuláciou rovnovážnych závislostí získaných primárne z experimentálnych dát pre daný proces.<sup>[3]</sup>

Vo všeobecnosti je ale možné povedať, že množstvo látky, ktoré prijme jeden kilogram adsorbentu, je závislé na koncentrácii látky, teplote a histórii adsorpcie. V prípade plynov sa pomocou Raoltovho a Daltonovho zákona dá miesto koncentrácie využiť parciálny tlak danej látky. História môže mať zásadný vplyv hlavne v prípade plynov a predstavujú ju krivky adsorpcie a desorpcie v jednotlivých cykloch procesu.

Proces adsorpcie sa znázorňuje pomocou adsorpčných izoteriem znázornených na obrázku 2, kde za stálej teploty stúpa množstvo adsorbovaných látok v adsorbente s jej stúpajúcou koncentráciou alebo pri plynach parciálnym tlakom.

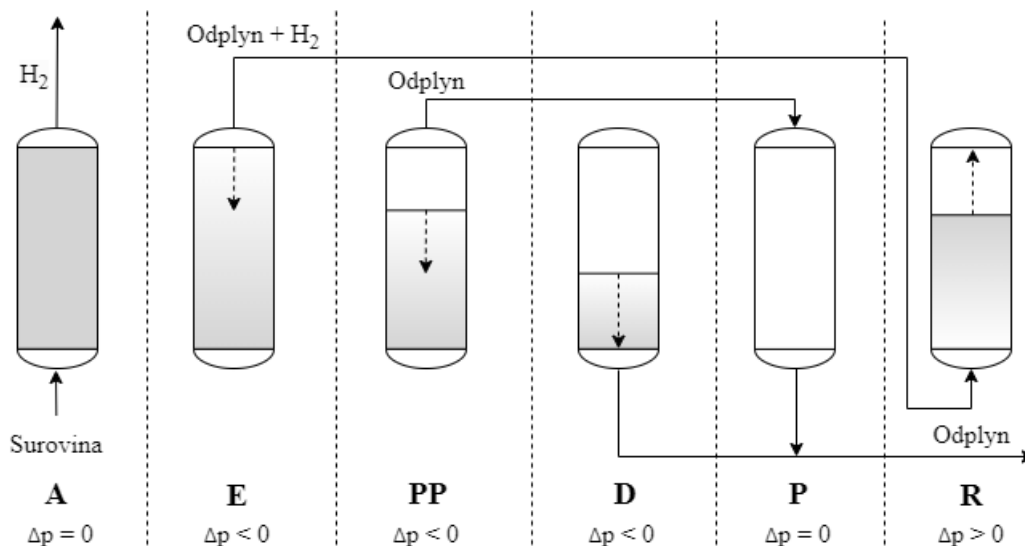


Obr. 2 - 6 typov adsorpčných izoteriem pre plyny<sup>[4]</sup>

### 3.1 Adsorpcia zmenou tlaku (PSA)

Vo všeobecnosti platí, že účinnosť adsorpcie stúpa s tlakom a klesá so zväčšujúcou sa teplotou, a preto v prípade adsorpcie bude tlak v adsorpčnom zariadení zvýšený a naopak pri desorpcii poklesne. V prípade, že za sebou usporiadame viaceré cykly postupnej adsorpcie a desorpcie, dostaneme proces so striedajúcim sa tlakovým zaťažením. Takýto proces sa nazýva adsorpcia zmenou tlaku a označuje sa ako PSA (z angl. pressure swing adsorption).

Proces PSA je založený na fyzikálnej adsorpcii na povrchu adsorbentu, kde vysoko prchavé zlúčeniny s nízkou polaritou ako vodík alebo hélium sú takmer neadsorbovateľné v porovnaní s inými molekulami ako oxidmi uhlíka alebo vodnou parou. Účinnosť tohto procesu je veľmi vysoká a je ním možno získať 90 - 99,98% obsah vodíka vo vodíkovom plyne. Na plynulú dodávku vodíka sú v rámci adsorpčnej jednotky zapojené vždy aspoň 2 zariadenia – jedno pracujúce v štádiu adsorpcie a druhé v štádiu desorpcie. Celý proces je tak vysoko automatizovaný pre optimálny chod a plynulú dodávku vodíkového plynu do výrobného procesu.



Obr. 3 – Schéma funkcie jednotky PSA [zdroj: autor]

Na dosiahnutie vysokej čistoty vodíkového plynu a odstránenie viacerých druhov látok sa používa kombinované sypanie vo viacerých vrstvách, z ktorých tri najčastejšie sú alumina, zeolit a aktívne uhlie.

- **Alumina** – má dobré vlastnosti na zachytávanie vody a vodnej pary a z tohto dôvodu tvorí zväčša najspodnejšiu vrstvu sypania. Na výstupe z nej je tak surovina zbavená pary a vody, ktorá zvykne tvoriť podstatnú časť suroviny. Adsorpčné izotermy sú zvyčajne typu V (Obr. 2) korešpondujúce s vlastnosťou materiálu, kedy objem adsorpcie stúpa po vytvorení filmu na povrchu adsorbentu.<sup>[2]</sup>
- **Aktívne uhlie** – ide o špecifický a veľmi flexibilný typ adsorbentu. Môže selektívne odstraňovať skoro všetky kontaminujúce prvky zo suroviny pri zachovaní veľmi nízkej adsorpcie vodíka. Je pomerne lacný, tvorí tak zväčša najväčšiu časť zloženej náplne a jeho adsorpčné charakteristiky sa významne nemenia ani v prípade zmesi

viacerých plynov. Je tiež schopný adsorbovať vodu a paru a tak v prípade suroviny s malým podielom vody môže byť vynechaný stupeň aluminy alebo silikagelu. Postup adsorpcie je zväčša  $H_2O \rightarrow CO_2 \rightarrow CH_4 \rightarrow CO$  [2]

- **Zeolit** – je niekedy používaný v poslednom, najvrchnejšom stupni na finálne dočistenie plynu a získanie požadovanej čistoty plynu. Jeho použitie však okrem výhod v čistote prináša aj nevýhody akými sú hlavne nemožnosť zachytávania vody a oxidu uhoľnatého, ale primárne to je nemožnosť desorpcie adsorbentu. Tým sa znižujú prevádzkové schopnosti plniva a doba na výmenu adsorbentu, čo vedie k vyšším ekonomickým výdavkom na prevádzku. [2]

Na návrh tejto technológie je najlepšie použiť lineárnejšie adsorpčné izotermy. V prípade nelineárnych izoteriem je veľké množstvo adsorbátu zachytené do adsorbentu pri nízkych tlakoch, čo pri následnej desorpcii vyúsťuje do nutnosti vytvorenia vákuu v zariadení. Táto možnosť tak násobne dvíha cenu na energetické požiadavky procesu. [2] Vo všeobecnosti ale platí, že náklady na prevádzku tohto procesu sú minimálne, hlavne ak je surovina dodávaná už s počiatočným tlakom. Kapitálne náklady na jednotku PSA predstavujú asi 10% ceny celej vodíkarne. [5]

### 3.2 Pracovný cyklus zariadenia PSA

Prevádzka zariadenia je premenná v čase, kedy sa pomocou regulácie procesu striedajú jednotlivé sorpčné fázy. Základnými dvoma fázami PSA cyklu sú adsorpcia (A) a regenerácia, ktorá obsahuje 5 podfáz (E,PP,P,D,R). Všetky fázy a podfázy prebiehajú sekvenčne, pričom tieto sekvencie sa vo všeobecnosti dajú rozdeliť na 5 druhov vymenovaných vyššie. V závislosti na danom technologickom procese môžu mať aj vlastné podsekvencie – tie už ale majú skôr regulačný charakter než separačný. Nasledujúce sekvencie sú uvedené spolu s anglickým názvom, keďže v slovenčine doposiaľ neexistuje ustálené pomenovanie.

**A – Adsorpcia (Adsorption)** – surovina preteká adsorbentom zdola nahor, pričom sa z nej odstraňujú nečistoty. Vyčistený plyn potom odchádza vrchom zariadenia, pričom jeho čistota je konštantná vo všetkých časoch cyklu. Po nasýtení adsorbentu nečistotami sa sekvencia adsorpcie zastavuje kvôli nemožnosti vyčistenia prúdu suroviny na požadovanú čistotu plynu.

**E – Expanzia (Expansion)** – počiatočný bod regenerácie, zariadenie sa čiastočne odtlakuje otvorením ventilu na vrchu zariadenia, pričom zo zariadenia odchádza odplyn so zvyškom vodíka. Tlakovaná zmes odplynu a vodíka sa použije na počiatočné natlakovanie iného adsorbéra v sekvencii R – opätové natlakovanie.

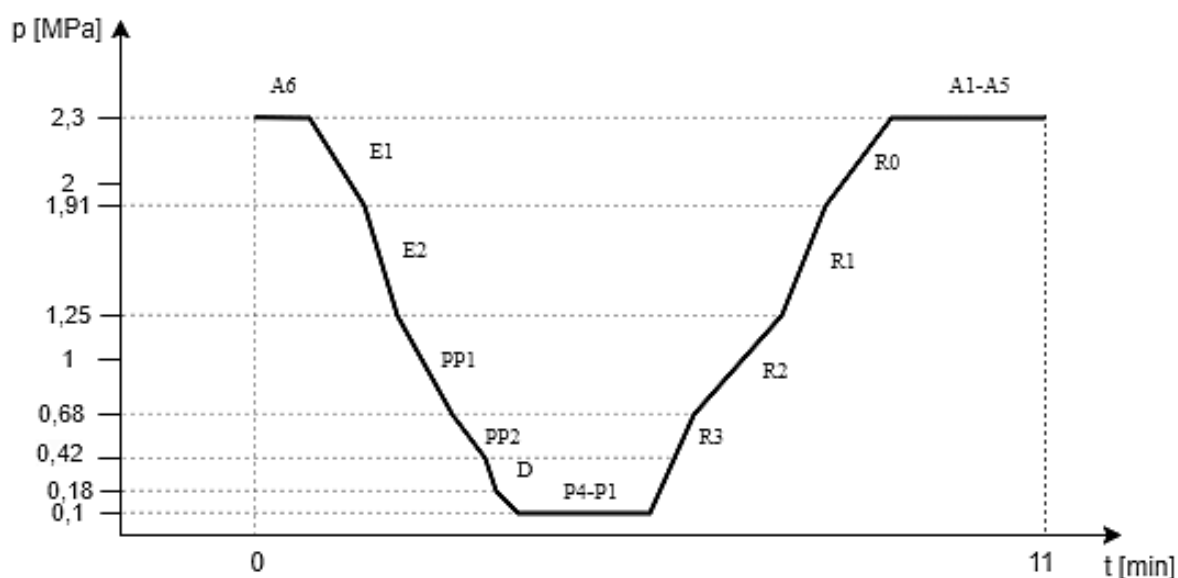
**PP – Prvotný preplach (Provide Purge)** – v tomto kroku sa po prvotnom odtlakovaní adsorbér ďalej odtlakuje súprudne, pričom je tlakový plyn z tejto sekvencie využívaný na premývanie niektorého z ďalších zariadení jednotky PSA v sekvencii P – preplach

**D – Dokončenie odtlakovania (Dump)** – adsorbér sa odtlakuje spodkom na tlakovú úroveň odplynu jednotky PSA. Odplyn sa odvádza spodkom a nevyužije sa už v procese PSA.

**P – Preplach (Purge)** – je sekvenciou, pri ktorej dochádza k finálnemu prečisteniu náplne adsorbéra pomocou tlakového plynu poskytnutého z iného adsorbéra vo fáze prvotného preplachu alebo vyčisteným plynom v protiprúdnom režime prúdenia. Odplyn s desorbovanými časticami sa odvádza spodkom a nevyužije sa už v procese PSA.

**R – Opätovné natlakovanie (Repressurization)** – je finálnou sekvenciou regenerácie, v ktorej sa adsorbér spätne tlakuje na tlak adsorpcie. Na tlakovanie sa používa tlakový plyn z niektorého z adsorbérov vo fáze E – expanzia.

Na obrázku 4 môžeme vidieť zakreslený priebeh tlaku v čase v závislosti na jednotlivých sekvenciách pre reálne zariadenie jednotky PSA. Dĺžka pracovného cyklu sa vo všeobecnosti líši typom plniva, veľkosťou zariadenia, tlakom, teplotou a požiadavkou na vyčistený plyn. Zvykne sa ale pohybovať v intervale 10 až 20 minút.



Obr. 4 – Schematický PSA cyklus v závislosti tlaku na čase [zdroj: autor]

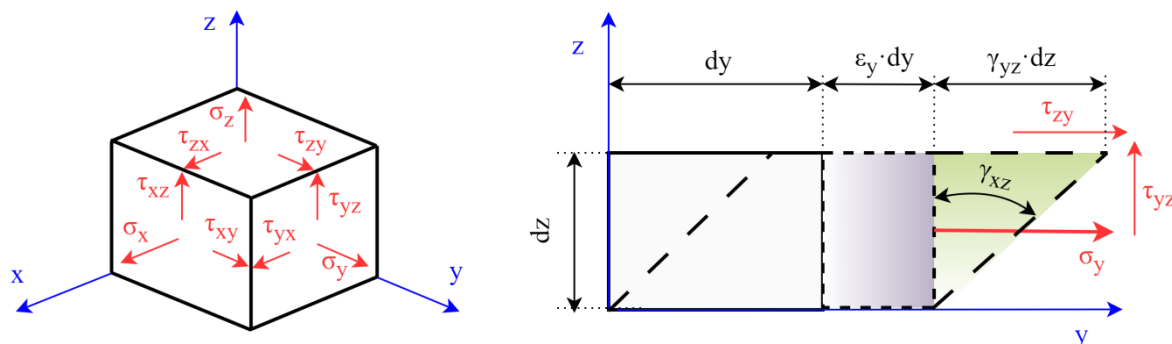


## 4 Napät'ová analýza

Napätie, ako také, je stavebným prvkom mechaniky telies a z nej odvíjajúcich sa oborov skúmajúcich pôsobenie vonkajších síl na tuhé telesá. Napätie vzniká pri zaťažení telesa a spôsobuje jeho deformáciu. V praxi chemickotechnologických zariadení je napätie najčastejšie vyvolané zaťažením pôsobiacimi tlakmi a silami, z ktorých vznikajúce deformácie môžu spôsobiť porušenie zariadenia, finančnú ujmu a v najhoršom prípade ujmu na zdraví alebo živote.

Všeobecné napätie pôsobiace na teleso môžeme rozdeliť na napätie normálové  $\sigma$  (vektorom je normála k rovine) a napätia dotyčnicové  $\tau$  (vektory ležia na rovine a sú kolmé k normále). V trojosej, priestorovej, napätosti rozlišujeme 3 hlavné napätia pôsobiace na teleso -  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  a  $\sigma_3$ .

Poznáme 2 základné typy deformácie a to deformáciu v elastickej a v plastickej oblasti. Pri deformácii v elastickej oblasti dochádza k pretvoreniu telesa, ktoré je ale vďaka pružnosti materiálu vratné.



Obr. 5 – Napätia na teleso v priestore a pretvorenia na teleso v 2D [zdroj: autor]

Vplyvom hlavných napätí vznikajú na telese pozdĺžne pretvorenia v smere ôs x, y, z, ktoré sa vyjadrujú pomerným pozdĺžnym pretvorením  $\epsilon$ . Výsledkom pôsobenia šmykových napätí sú posuvy podľa uhlového pretvorenia. Pomerné uhlové pretvorenie  $\gamma$  sa vyjadruje ako uhol vznikajúci pôsobením šmykového napätia v danej rovine. Chovanie izotropného materiálu v elastickej oblasti môžeme zapísať vzťahom, ktorý je v trojosích súradniciach vyjadrený podľa rovnice (4-1).

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E & -\frac{E}{\mu} & -\frac{E}{\mu} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{E}{\mu} & E & -\frac{E}{\mu} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{E}{\mu} & -\frac{E}{\mu} & E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (4-1)$$

Úmernosť napätia na pretvorenie je vyjadrená pomocou modulu pružnosti značeného ako  $E$  a Poissonovho pomeru  $\mu$ . Modul pružnosti je materiálovo špecifická konštanta, ktorá je závislá na teplote v dôsledku makromolekulárnych zmien štruktúry pri meniacich sa teplotách.

Oblasť elastickej deformácie je ohraničená medzou sklzu  $R_e$  a v prípade, že medza sklzu nie je jasne určiteľná z ťahového diagramu, sa určuje zmluvná medza sklzu pre 0,2% pretvorenie  $R_{p0,2}$  alebo 1% pretvorenie pre ťažné oceli  $R_{p1,0}$ . Po dosiahnutí tohto hraničného napätia je v materiáli naakumulované elastické, vratné pretvorenie a dochádza k plastickej deformácii. Pri nej dochádza k sklzu častíc materiálu v jeho sklzových rovinách a dochádza k nevratnej deformácii. Pri spätnom odťažení telesa sa elastická deformácia čiastočne alebo úplne odstráni, avšak plastická deformácia na telese ostane.

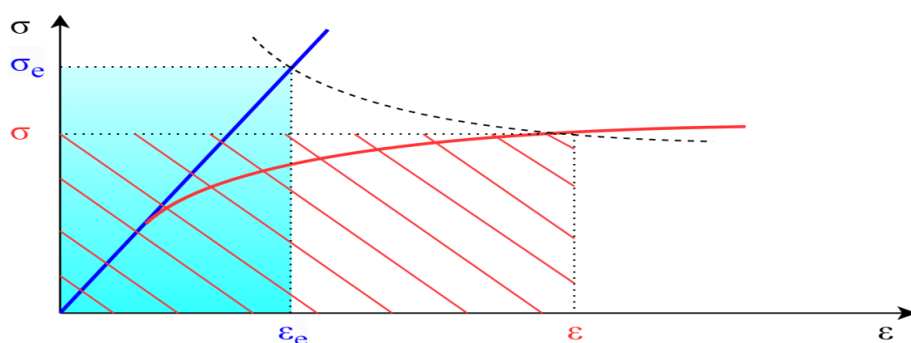
Pokým elastická deformácia sa dá určiť lineárne Hookeovým zákonom, pri plastickej deformácii je to už zložitejšie. Vhodnou metódou na určenie plastickej deformácie môže byť napríklad Neuberova metóda, ktorá dáva možnosť určenia plastickej deformácie z lineárnej analýzy a je využívaná normou ASME BPVC VIII Div.2. Neuberova metóda predpokladá, že celková hustota energie pretvorenia skutočného elasto-plastického telesa je rovná celkovej hustote pseudofiktívneho pretvorenia, ktoré by vzniklo, keby sa materiál telesa choval elasticky aj za medzou sklzu.<sup>[6]</sup> Táto vlastnosť je vhodná najmä pri určovaní deformácie pomocou metódy konečných prvkov s lineárnym modelom, ktorý je výpočtovo jednoduchší než model elasto-plastický. Menej konzervatívnou metódou je napríklad metóda ekvivalentnej energie. Neuberov predpoklad sa dá zapísať rovnicami (4-2) a (4-3).

$$\sigma \cdot \varepsilon = \sigma_e \cdot \varepsilon_e \quad (4-2)$$

Pričom pre skutočné pretvorenie elasto-plastického telesa platí podľa ASME normy obmenený Ramberg-Osgoodov vzťah

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + 2 \cdot \left( \frac{\sigma}{2 \cdot K_{CSS}} \right)^{\frac{1}{n_{CSS}}} \quad (4-3)$$

kde  $K_{CSS}$  a  $n_{CSS}$  sú materiálovo závislé konštanty medze sklzu a plastickeho spevnenia



Obr. 6 – Neuberovo pravidlo určenia plastickej deformácie <sup>[zdroj: autor]</sup>

Pri pokračovaní zaťažovania nad bod označovaný ako medza pevnosti  $R_m$  dôjde k fatálnemu porušeniu materiálu telesa. Hodnoty medze sklzu a medze pevnosti sú tak riadiacimi prvkami návrhu konštrukcie. Tieto materiálové charakteristiky sa zisťujú pomocou skúšky ťahom, ktorej výstupom je ťahový diagram pre daný materiál.

## 4.1 Napät'ovo-deformačné podmienky

Na určenie ekvivalentnej hodnoty výsledného napätia pôsobiaceho na teleso nám slúžia deformačné podmienky. V praxi sa v normách na tlakové zariadenia počíta primárne s troma deformačnými podmienkami – Tresca, von Mises a Rankine.

Prvým klasickým deformačným kritériom v pevnostnej teórii pre izotropické tvárne materiály je Trescovo kritérium, taktiež nazývané aj kritérium maximálnych šmykových napätí.<sup>[7]</sup> S pomocou hlavných napätí môže byť Trescovo kritérium vyjadrené rovnicou

$$\sigma_{Tresca} = \max(|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_1 - \sigma_3|) \quad (4-4)$$

Kritérium von Mises je druhé klasické deformačné kritérium, ktoré sa často označuje aj ako teória šmykovej energie. Svoju podstatu odvodzuje od energie napätosti v telese.<sup>[7]</sup> Vyjadruje sa rovnicou

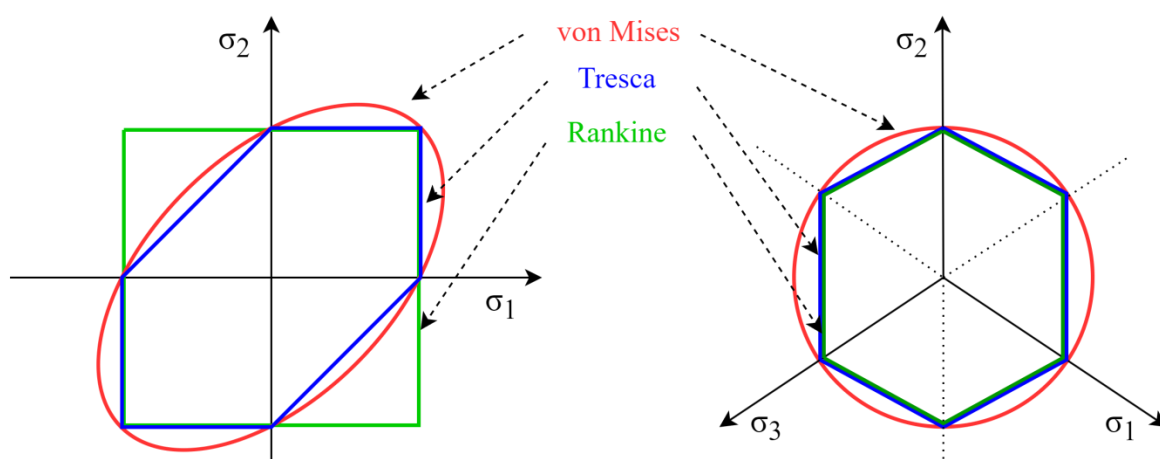
$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \quad (4-5)$$

Posledným, tretím spôsobom, je Rankineova teória maximálneho hlavného napätia. Toto kritérium uvádza veľkosť výsledného napätia rovnú najväčšiemu hlavnému, normálovému napätiu

$$\sigma_{Rankine} = \max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) \quad (4-6)$$

V dnešnej dobe sa teória podmienky von Mises v praxi využíva na analýzu bezpečnosti tvárnych materiálov častejšie než Trescova podmienka maximálnych šmykových napätí. Je ale treba upozorniť na fakt, že veľká časť noriem v najvýznamnejších priemyselných krajinách používa vo výpočtoch Trescovu podmienku. Dôvodom je fakt, že Trescova metóda je konzervatívnejšia a ľahšie aplikovateľná, než teória von Misesa.<sup>[8]</sup> Rankineova metóda maximálneho napätia sa používa primárne na krehké materiály.

Zobrazenie podmienok v rovine a v priestore je na obrázku 7.

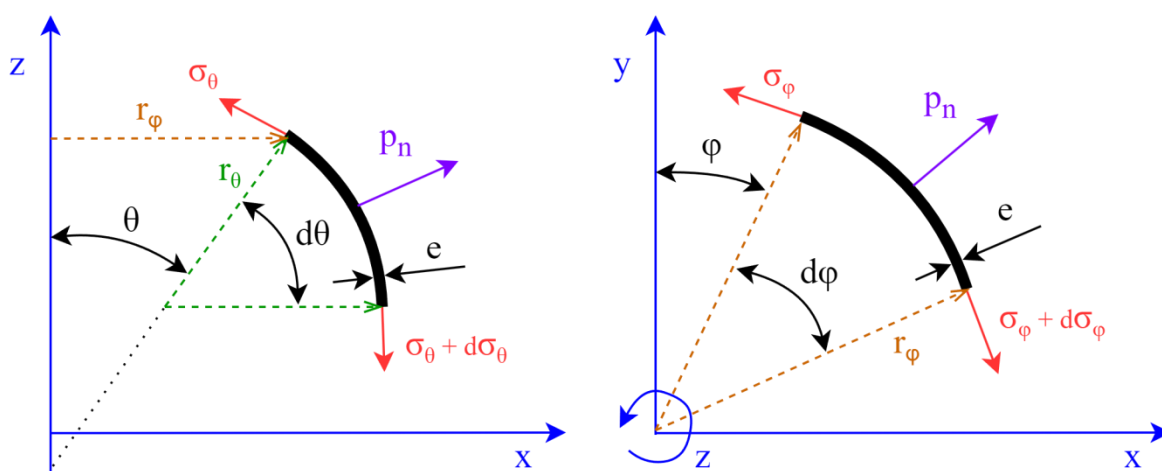


Obr. 7 – Podmienky von Mises, Tresca a Rankine v rovine (vľavo) a v priestore (vpravo)<sup>[9]</sup>

## 4.2 Silová rovnováha na plášti tlakovej nádoby

Základom výpočtu silovej rovnováhy na tlakových nádobách je teória bezmomentových škrupín, ktorá predpokladá, že rovnovážny napäťový stav je v škrupine dosiahnutý bez nutnosti vzniku ohybových momentov na vyváženie zaťaženia. Tlakové nádoby sa dajú zjednodušene modelovať ako škrupiny, teda telesá s malým pomerom ich hrúbky k ich polomeru krivosti. V technologickej praxi sú zväčša symetrické a vznikajú rotáciou množiny bodov – tvoriacej krivku zvanú meridián okolo osi rotácie.

V obvodovom smere pôsobí na elementárny prvok obvodová vnútorná sila a v pozdĺžnom smere to je pozdĺžna vnútorná sila, kolmá na rovinu pôsobenia. Silová rovnováha je znázornená na obrázku 8. Jednotlivé sily vytvárajú spoločne so zaťažením tlaku tri hlavné napätia, používané na analýzu bezpečnosti konštrukcie.



Obr. 8 – Statická rovnováha na bezmomentovej škrupine – meridiánový smer (vľavo), smer rotácie (vpravo) [zdroj: autor]

Táto teória dáva presné výsledky v prípade, že zaťaženia nepôsobia v jednom lokálnom mieste, ale na veľkej ploche škrupiny napr. rovnomerné zaťaženie tlakom.<sup>[9]</sup> Základné predpoklady spojené s analýzou tenkostenných škrupinových telies sú – pomer hrúbky škrupiny k jej polomeru je niekoľkonásobne menší, priehyby v škrupine sú malé v porovnaní s hrúbkou škrupiny, vnútorné sily sú rovnomerne rozložené po strednici a kolmé napätie  $\sigma_z$ , jedno z hlavných napätí, je zanedbateľne malé. Matematicky popisuje membránovú napätosť Laplaceova rovnica (4-7), ktorú je možné odvodiť zo silovej rovnováhy na elementárnom prvku zobrazenom na obrázku 8.<sup>[10]</sup>

$$\frac{\sigma_{\theta}}{r_{\theta}} + \frac{\sigma_{\varphi}}{r_{\varphi}} = p_n \cdot e \quad (4-7)$$

Pozdĺžne napätie na škrupine sa dá určiť rovnováhou sily vznikajúcej tlakom na priečny rez nádoby a vnútorných silách pôsobiacich na strednici plášťa. Základ pre odvodenie silovej rovnováhy je vyobrazený tiež na obrázku 8. Matematicky pre pozdĺžne napätie na osovo symetrickom plášti udávame vzťah

$$\sigma_{\theta} = \frac{p_n \cdot r_{\varphi}}{2 \cdot e \cdot \sin \theta} \quad (4-8)$$

Tretie, kolmé, napätie  $\sigma_z$  je vyvolané tlakom a pôsobí na plášť nádoby v normálovom smere osi z. Toto napätie je zvyčajne veľmi malé, a preto sa zvykne v niektorých prípadoch zanedbať. Matematicky sa zapisuje ako

$$\sigma_z = -\frac{p_n}{2} \quad (4-9)$$

Pozdĺžne, obvodové a kolmé napätie tak tvoria 3 hlavné napätia na škrupinu tlakovej nádoby. Podľa Trescovej metódy šmykových napätí tak bude konštrukcia bezpečná ak bude platiť, že

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq f_d \quad (4-10)$$

kde  $f_d$  je dovolené namáhanie

Prvé hlavné napätie  $\sigma_1$  je dané ako  $\sigma_1 = \max\{\sigma_\theta, \sigma_\varphi, \sigma_z\}$

A tretie hlavné napätie  $\sigma_3$  je dané ako  $\sigma_3 = \min\{\sigma_\theta, \sigma_\varphi, \sigma_z\}$

### 4.3 Napätia v miestach zvarových spojov

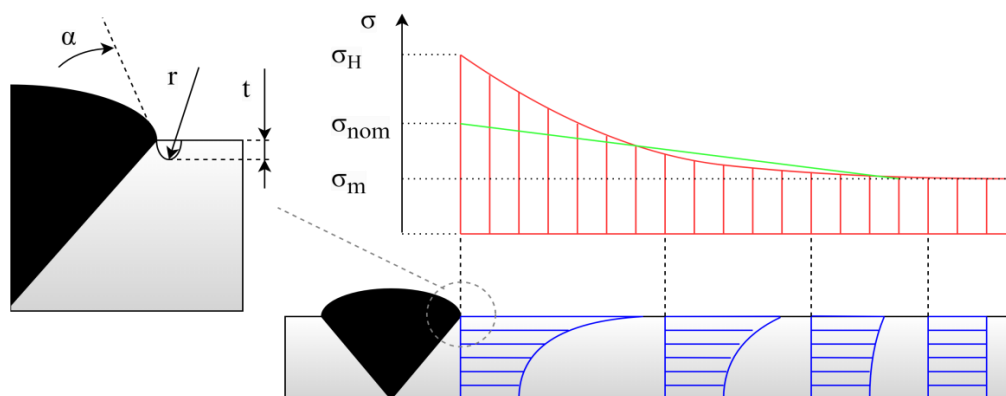
Napätia v miestach zvarových spojov je potrebné pri výpočtoch uvažovať vzhľadom na ich zvyčajné vyššie hodnoty než na zvyšku zariadenia. Na miestach zvarových spojov dochádza k vzniku tvarových diskontinuit, či už primárne kvôli vzniku vrubu v mieste päty zvaru medzi telesom a zvarovou húsenkou, alebo vplyvom odletujúcej strusky. Tomuto javu sa hovorí vrubový efekt a výsledné lokálne napätie tak násobne vzrastá, pričom ho nazývame vrubovým napätím.

Vrubové napätia nemajú vo všeobecnosti vplyv na nominálne napätia (membránové a ohybové), ale pri posudzovaní životnosti zohrávajú dôležitú úlohu. Nelineárne špičky napätia sa nachádzajú na povrchu v mieste pred zvarovou diskontinuitou. Z toho dôvodu zvyknú byť materiálové defekty na povrchu kritickejšie než tie vo vnútri materiálu.<sup>[11]</sup>

Vrubové napätie  $\sigma_H$  je možné určiť z nominálneho napätia pomocou súčiniteľa koncentrácie napätia  $K_t$ , pre ktorý platí vzťah

$$K_t = \frac{\sigma_H}{\sigma_{nom}} \quad (4-11)$$

pričom súčiniteľ koncentrácie napätia  $K_t$  je závislý na rozmerových parametroch vrubu a telesa a od typu namáhania.



Obr. 9 – Priebeh napätí po hrúbke plášťa pred neupraveným zvarom s vrubom <sup>[zdroj: autor]</sup>

Z dôvodu, že efekt zvýšenia napätia je v praxi dobre známy, je zahrnutý vo výpočtoch únavy tak, aby bolo možné použiť na výpočet nominálne napätie a to buď použitím S-N krivky podľa triedy zvaru alebo zvarovým súčiniteľom napätia, pričom trieda a aj zvarový súčiniteľ sú závislé na geometrii a opracovaní zvaru. <sup>[11]</sup>

Na zistenie nominálnych, ale aj špičkových napätí sa využíva pri detailnejších analýzach podľa noriem analýza metódou konečných prvkov MKP. V prípade použitia tejto metódy, nie je možné na výpočet použiť napätie na päte zvaru, ale extrapolujú sa hodnoty vypočítané v rôznych vzdialenostiach od päty zvaru. Postup zisťovania napätia na päte zvaru je primárne nutný v prípade kútových zvarov, v prípade tupých, bezvrubovo alebo dohľadka brúsených zvarov sa uvažovať nemusí. <sup>[12]</sup>

## 5 Únava

Únava je degradačný mechanizmus, ktorý môže vzniknúť ako výsledok opakovaných napät'ových a deformačných cyklov vznikajúcich predovšetkým dôsledkom premennej silovej záťaže a zmenami teplôt. Po určitom počte cyklov sa môže iniciovať tvorba trhliny na najviac namáhaných častiach zariadenia a v prípade, že sa akumuluje dostatočné mikroštruktúrne poškodenie, môže dôjsť k porušeniu materiálu a strate funkcie.<sup>[13]</sup>

Deformačné poškodenie únavovými trhlínami je dôsledkom cyklického namáhania v elastickej, prípadne elasto-plastickej oblasti. Keďže veľké množstvo procesov v petrochemickom procese nepracuje v ustálenom, ale dynamickom alebo striedavom režime je potrebné pristupovať k tomuto degradačnému mechanizmu s odpovedajúcou zodpovednosťou. Pri výpočtoch podľa platných noriem sa uvažuje so započítaním vysokých bezpečností a štatistických odchýlok tak, aby riziko poškodenia tlakového zariadenia v dôsledku únavy bolo zanedbateľné.

Na správne vyhodnotenie trhlín na procesných zariadeniach je potrebné poznať základy únavového chovania materiálov a šírenia trhlín a započítať ich do nasledujúcich postupov zavedenia zariadenia.

- Návrhu zariadenia – poškodenie môže nastať, pokiaľ štruktúra nebola prepočítaná na únavovú pevnosť prevádzkovým zaťažením
- Výroby zariadenia – poškodenie môže nastať kvôli výrobným defektom či už v materiáli alebo vzniknutých pri výrobe napr. pri zvaraní
- Prevádzky zariadenia – v tomto prípade sa zariadenie môže poškodiť, ak je premenlivo zaťažované inými prevádzkovými parametrami, než na ktoré bolo navrhnuté
- Údržby zariadenia – môže nastať, pokiaľ sa komponenty časom poškodia v dôsledku nesprávnej manipulácie pri údržbe zariadenia napr. pri testovaní alebo pri renovácii<sup>[13]</sup>

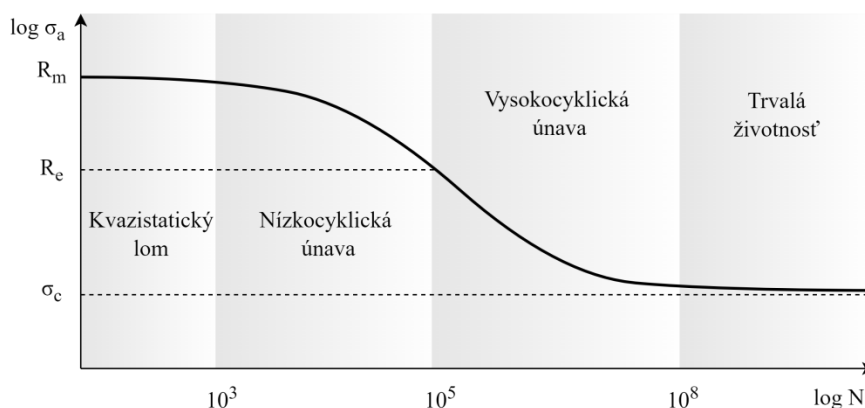
Príklad tlakového zariadenia – potrubia, ktoré bolo poškodené následkom lomu spôsobeného únavovou trhlínou je možno vidieť na obrázku 10.



Obr. 10 – Ropné potrubie poškodené následkom únavovej trhliny<sup>[14]</sup>

## 5.1 Typy únavového poškodenia

Prvým dôkladným skúmaním únavového poškodenia sa zaoberal Wöhler, pričom výsledkom jeho výskumu bola únavová krivka, tiež zvaná Wöhlerova – závislosť počtu cyklov do lomu na amplitúde napätia. Na tejto krivke je možno už opticky pozorovať rozdelenie na 4 oblasti v závislosti na stúpaní krivky. Menovite sa jedná o oblasti zobrazené na obrázku 11.



Obr. 11 – Oblasti únavového poškodzovania [zdroj: autor]

V procesnom odvetví je kvôli častej nerovnomernosti prevádzky vhodné navrhovať zariadenia na zvládnutie maximálneho kritického cyklu a predpokladaného počtu takýchto cyklov.

### 5.1.1 Kvazistatický lom

Tento lom nastáva pri cyklickom zaťažení v rozpätí  $10^0 - 10^3$  cyklov. Hlavným dôvodom porušenia materiálu sú plastické pretvorenia vznikajúce na zrnách a rastúce cez ne pri vysokom napätí na úrovni medze pevnosti. Lom je tak charakteristicky tvárny bez známok krehkosti.

### 5.1.2 Nízkocyklická únava

V rozpätí počtu cyklov  $10^3 - 10^5$  je možné únavové poškodzovanie popísať pomocou vzťahov ako s elastickými, tak aj plastickými deformáciami. Po dosiahnutí maximálnej elastickej deformácie sa vplyvom lokálnej plasticity začnú na zrnách materiálu vytvárať a šíriť sklzové pásy, ktoré následne prerastajú do medzizrnných trhlín. <sup>[15]</sup>

Takéto plastické zaťažovanie sa na grafe napätie - pretvorenie už ale neprejaví ako priamka, ako pri elasticite, ale vplyvom plastických pretvorení dôjde k vzniku hysteréznej slučky. Plastické pretvorenie už nie je možné navrátiť, a preto má hysterézná slučka v každom cykle iný tvar v závislosti na aktuálnom napätí. Materiál tak môže v závislosti na svojich charakteristikách prejsť cyklickým spevnením alebo zmäknutím. <sup>[16]</sup> Pri oceliach na tlakové zariadenia sa poväčšine stretávame s cyklickým spevnením, kde vďaka správne vykonanej tlakovej skúške dôjde k vzniku plastických deformácií a následne pri odľahčovaní po lineárnej krivke dôjde k vzniku zvyškových tlakových a ťahových napätí v plášti nádoby. V ďalších cykloch tak môže nádoba operovať v elastickej oblasti aj s napätím dvojnásobnej medze sklzu.



Amplitúda celkového pretvorenia sa dá vyjadriť ako

$$\varepsilon_{at} = \varepsilon_{ae} + \varepsilon_{ap} \quad (5-1)$$

kde po dosadení Coffinovho zákona za plastické pretvorenie a Basquinovho zákona za elastické pretvorenie dostaneme Manson-Coffinovu krivku elasticko-plastickej únavy

$$\varepsilon_{at} = \frac{\sigma'_f}{E} \cdot (2 \cdot N_f)^b + \varepsilon'_f \cdot (2 \cdot N_f)^c \quad (5-2)$$

kde  $\sigma'_f$ ,  $\varepsilon'_f$ ,  $b$  a  $c$  sú materiálovo závislé konštanty a  $N_f$  je počet cyklov do lomu.

### 5.1.3 Vysokocyklická únava

Pri počte cyklov nad  $10^5$  hovoríme o oblasti vysokocyklickej únavy. Únavu v tejto oblasti spôsobuje primárne napätie, ktoré vyvoláva elastické pretvorenie, pričom plastické pretvorenia sú v priereze plášťa minimálne alebo dokonca nulové. Malé plastické deformácie sa ale tvoria na špičkách defektov v materiáli. Získame tak veľký počet napät'ových cyklov pri relatívne nízkych napät'ových amplitúdach. Tie primárne pochádzajú z nasledujúcich prípadov.<sup>[13]</sup>

- Teplotné, kvôli napätiam vzniknutým na zariadení zmenou teploty
- Mechanických, kvôli tlakovým pulzom, vibráciám
- Tepelne indukované v miestach lokálnych nestabilit pri prudkom miešaní studených a teplých prúdov

Vyskytuje sa na zariadeniach prevádzkovaných pri častej fluktuácii záťaže ako sú napríklad pumpy, potrubné trasy alebo adsorbéry.

Skľzové pásy sa zvyčajne začínajú tvoriť na povrchu materiálu, odkiaľ sa postupne šíria v podobe povrchových trhlin do hĺbky materiálu. Finálne porušenie nastáva dolomením.

### 5.1.4 Medza únavy

Medza únavy  $\sigma_c$  sa dá definovať, ako maximálna amplitúda napätia, pri ktorej ešte nedôjde k vzniku únavového porušenia alebo strate funkcie vplyvom deformácie ani pri veľmi vysokom počte cyklov - nad  $10^8$  cyklov. Táto napät'ová hodnota sa získava pomocou skúšok cyklov pri daných napät'iach až kým sa hodnoty cyklovej životnosti nezačnú blížiť k jednej konštantnej hodnote – limite trvalej životnosti.

Vďaka materiálovým skúškam je možné pozorovať istú závislosť, ktorá platí pre únavu stanovenú na skúšobných vzorkách v ohybe za rotácie.<sup>[17]</sup> Pre oceli predstavuje táto závislosť približne

$$\sigma_c = 0,504 \cdot R_m \quad \text{pre } R_m \leq 1460 \text{ MPa} \quad (5-3)$$

$$\sigma_c = 704 \text{ MPa} \quad \text{pre } R_m > 1460 \text{ MPa} \quad (5-4)$$

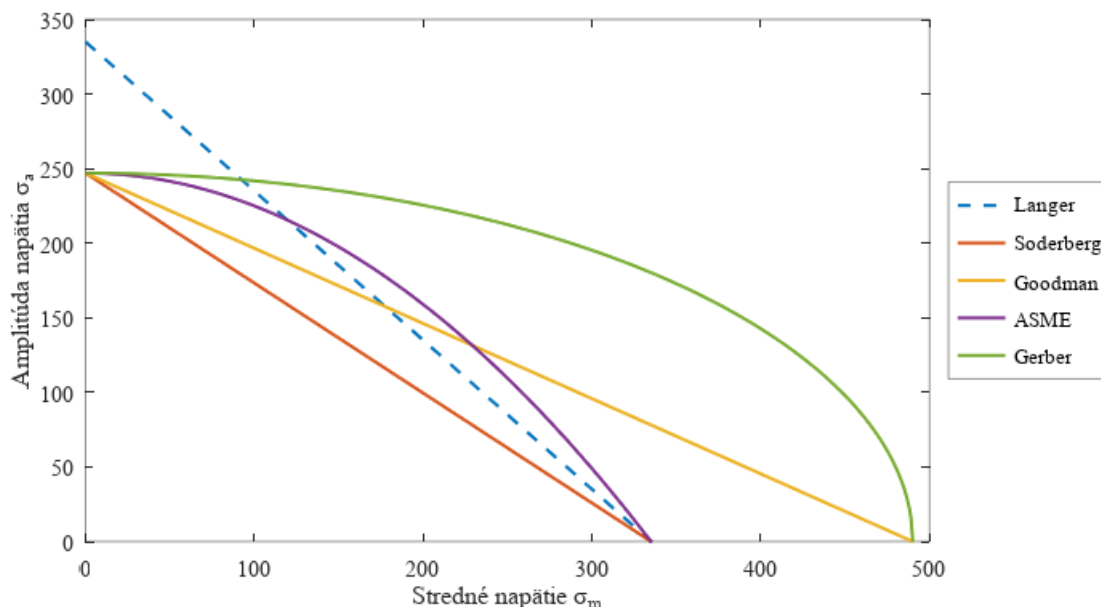
V skutočných prípadoch sú ale materiály a súčiastky skonštruované inak než skúšobné vzorky a ich skutočnú medzu únavy ovplyvňujú ďalšie faktory. Z tohto dôvodu sa medza únavy koriguje korekčnými súčiniteľmi, ktorých násobky s medzou únavy  $\sigma_c$  dávajú korigovanú medzu únavy  $\sigma'_c$ . Korigovanú medzu únavy môžeme zapísať ako

$$\sigma'_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_f \cdot \sigma_c \quad (5-5)$$

kde  $k_a$  až  $k_f$  sú korekčné súčinitele

## 5.2 Kritéria únavy cyklickým zaťažovaním pri zohľadnení stredného napätia

Rôzne kritéria únavy pri zohľadnení stredného napätia môžeme pozorovať na Haighovom diagrame na obrázku 12. Jeho pôvodný význam spočíval v existencii hranice, ktorá by diagram rozdeľovala na oblasť bezpečných pulzujúcich kmitov a oblasť, kde dochádza k porušeniu pre rôzne kombinácie  $\sigma_a$  a  $\sigma_m$ .<sup>[17]</sup> Na diagrame sa na osi x vynáša stredné napätie  $\sigma_m$  a na osi y amplitúda napätia  $\sigma_a$ .



Obr. 12 – Haighov diagram a kritéria poškodzovanie pre vzorku oceli 11 503.1 [zdroj: autor]

Oranžovou krivkou je označené Soderbergovo kritérium. Je najkonzervatívnejšie a predstavuje spojnicu medze sklzu  $R_e$  na osi x a korigovanej medze únavy  $\sigma'_c$  na ose y. Ak sa parametre zaťažovania nachádzajú pod touto krivkou, tak dôjde len k elastickej deformácii. Matematický zápis rovnice je daný ako

$$\frac{\sigma_a}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_m}{R_e} = 1 \quad (5-6)$$

Žltú krivku predstavuje Goodmanovo kritérium. Krivkou je spojnicu medze pevnosti  $R_m$  na osi x a korigovanej medze únavy  $\sigma'_c$  na osi y. Matematický zápis sa určuje ako

$$\frac{\sigma_a}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1 \quad (5-7)$$

Prerušovanou krivkou je medzná podmienka vzniku plastických deformácií, zvaná tiež Langerova priamka, predstavujúca spojnicu medzi sklzu materiálu  $R_e$  vynesných na obe osi grafu. Zvyšné 2 krivky vznikli experimentálnymi meraniami pričom ASME predstavuje parabolou a berie za bezpečné všetky body nachádzajúce sa pod parabolou spájajúcou medze sklzu  $R_e$  na osi x a medze únavy  $\sigma'_c$  na osi y. Posledné, najmenej konzervatívne, je Gerberovo kritérium, ktoré predstavuje eliptická krivka medzi medzou pevnosti  $R_m$  na ose x a medze únavy  $\sigma'_c$  na osi y.

### 5.3 Cyklické zaťažovanie

Za cyklické zaťažovanie považujeme opakované premenné zaťaženie, ktoré strieda svoje hodnoty medzi maximálnymi a minimálnymi. Takéto opakovanie vyvoláva vznik trhlín v materiáli a podporuje ich rast. Ich veľkosť narastá každým opakovaním, pričom pri istom počte cyklov dosiahnu kritické rozmery, pri ktorých dôjde k nekontrolovateľnému šíreniu trhliny a porušeniu materiálu. Dôvodom takéhoto zaťažovania je zväčša charakter procesu daného zariadenia alebo neštandardné stavy – napr. nabíehanie a odstavovanie prevádzok alebo tlakové skúšky.

Cyklické napätie je primárne dané dvoma charakteristikami - rozkmitom napätia a stredným napätím.

Rozkmit napätia  $\Delta\sigma$  predstavuje rozdiel medzi maximálnym a minimálnym napätím v danom cykle vyjadreným ako

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (5-8)$$

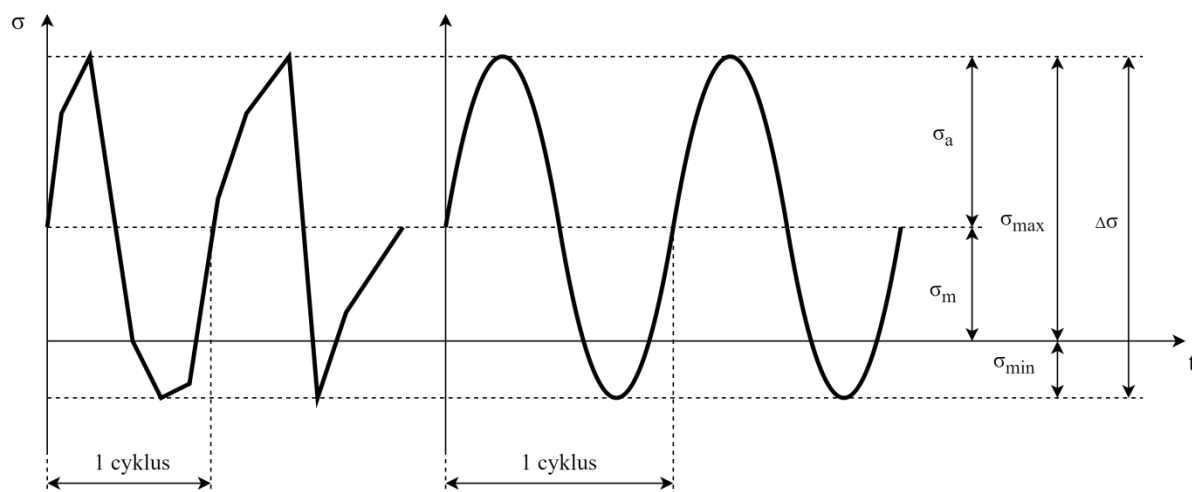
Amplitúda napätia  $\sigma_a$ , cyklická zložka napätia, alebo inak tiež alternujúce napätie je polovicou rozkmitu

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (5-9)$$

Statickou zložkou napätia je stredná hodnota napätia  $\sigma_m$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (5-10)$$

Cyklovanie napätia medzi maximálnym a minimálnym hodnotami je znázornené na obrázku 13, ktorý predstavuje graf krivky priebehu harmonického cyklického napätia s konštantnou amplitúdou napätia ako funkciou času. Krivka reprezentuje históriu priebehu napätí.<sup>[5]</sup> Jeden cyklus, resp. kmit, je braný ako úsek medzi dvoma vrcholmi napätia a doba za ktorú prebehne sa nazýva perióda. Frekvencia zas označuje počet opakovaní cyklu za určitý čas.

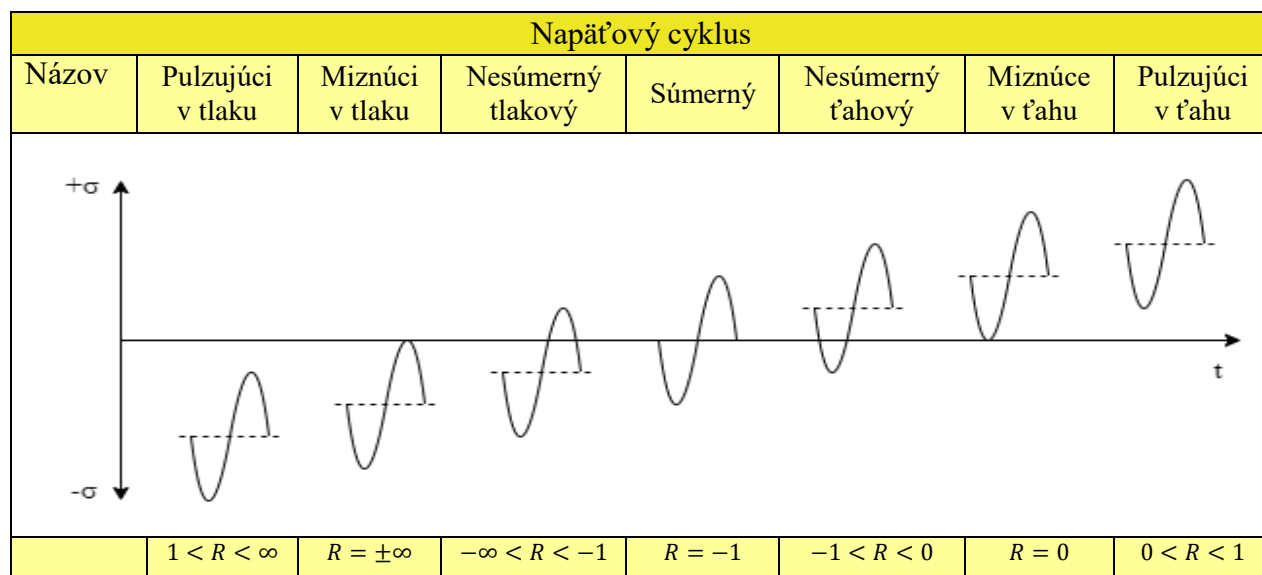


Obr. 13 – Harmonické cyklické zaťažovanie [zdroj: autor]

K opisu záťažového cyklu sa používa pomer nesúmernosti cyklu označený ako  $R$ . Vieme ho zapísať rovnicou ako podiel najmenšieho napätia  $\sigma_{min}$  a najväčšieho napätia cyklu  $\sigma_{max}$ .<sup>[18]</sup>

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (5-11)$$

V závislosti na hodnote pomeru nesúmernosti cyklu  $R$  môžeme určiť typ cyklického zaťažovania podľa obrázku 14 kde sú vyobrazené príklady napätových cyklov s rôznymi pomermi nesymetrickosti napätia.



Obr. 14 – Typy a priebehy jednotlivých druhov napätových cyklov [zdroj: autor]

Pri výpočte tlakových zariadení sa ale nie vždy uvažuje s cyklickým zaťažovaním. Podľa európskej normy EN 13445-3 je horná hranica stanovená na 500 povolených plných tlakových cyklov.<sup>[19]</sup> Nad touto hranicou je preto nutné počítať pri konštrukcii tlakových zariadení s premenným cyklickým napätím a únavou.

## 5.4 Počítanie cyklov pre premenné zaťažovanie

Pri cyklickom zaťažení vo väčšine prípadov nie sú parametre cyklov rovnaké a konštantné v čase. Naskytá sa nám množstvo rôznych vrcholov tvorených hornými napätiami a údolí tvorených dolnými napätiami. Môže teda nastať problém s otázkou ako vyzerá jeden konkrétny cyklus a aký rozkmit napätia mu odpovedá.

Z tohto dôvodu boli navrhnuté metódy sčítania cyklov. Čo sa noriem týka, najpoužívanejšími sú rezervoárová metóda sčítania cyklov, metóda párových rozkmitov a metóda stekajúceho dažďa.<sup>[20]</sup>

Prvotnou úlohou je ale spracovať dáta tak, aby obsahovali iba body s hodnotami vrcholov a údolí. Budú tak platiť matematické vyjadrenia ako

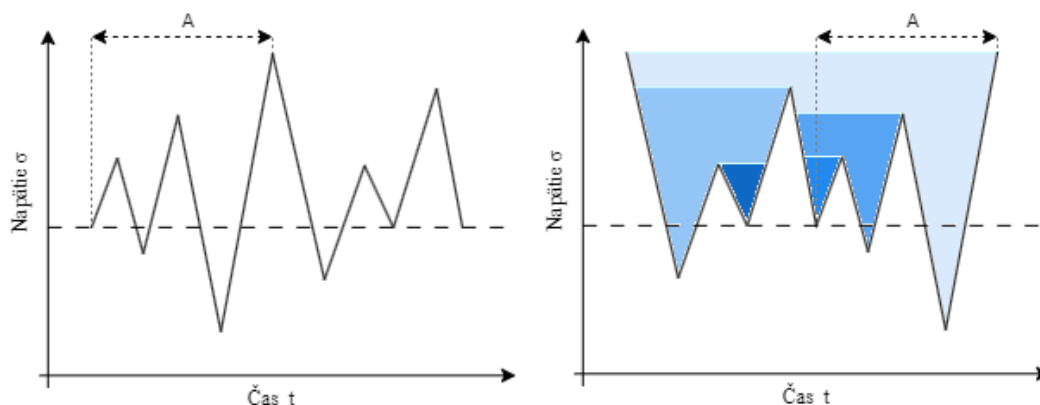
$$x_{n-1} < x_n > x_{n+1} \quad - \text{vrchol v bode } n \quad (5-12)$$

$$x_{n-1} > x_n < x_{n+1} \quad - \text{údolie v bode } n \quad (5-13)$$

### 5.4.1 Rezervoárová metóda sčítania cyklov

Na počítanie touto metódou je potrebné identifikovať najvyššie miesta a vziať interval medzi nimi. To je pomerne jednoduché pri opakujúcich blokoch, ale pri všeobecných neblokovaných cykloch je potreba popresúvať vstupné dáta tak, aby priebeh začínal a končil rovnakou a zároveň najvyššou hodnotou cyklu. Príkladom je presunutie oblasti A na koniec meraného rozsahu na obrázku 17. Krivka napätia na čase je potom pomyselné zaplnená vodou a postupne odčerpávaná cez údolia od najnižšieho napätia údolia až po to najvyššie. <sup>[21]</sup> Do zoznamu sa zapíše jeden napäťový cyklus s rozkmitom  $\Delta\sigma_1$ , ktorý sa rovná zvislej vzdialenosti medzi pôvodnou výškou hladiny a odčerpávaným údolím. Pokračuje sa dokiaľ nie sú všetky rezervoáre odvodnené. Ak existujú viaceré body s rovnakou hodnotou údolia, odvodnenie sa môže uskutočniť v ktoromkoľvek z nich. <sup>[19]</sup> Každým procesom odvodnenia vznikne plne definovaný napäťový cyklus a teda rozkmit napätí s prostredným napätím. <sup>[21]</sup> Zostaví sa zoznam jednotlivých rozkmitov napätia v klesajúcom poradí podľa veľkosti rozkmitov napätí. Takto sa stanoví výpočtové spektrum rozkmitov napätia.

Táto metóda je primárne určená a odporúčaná pre opakujúce sa kratšie časové úseky kvôli zložitejšej automatizácii a potreby presúvania dát. <sup>[21]</sup> V norme EN 13445-3 môže byť metóda použitá za predpokladu, že smer hlavného napätia ostáva v čase konštantný. <sup>[19]</sup>

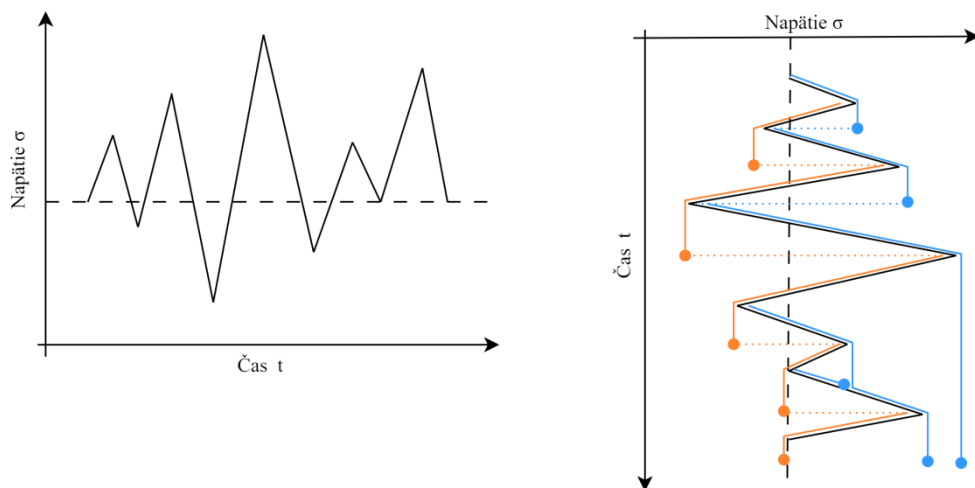


Obr. 15 – Graficky znázornení postup rezervoárovej metódy <sup>[21]</sup>

### 5.4.2 Metóda stekajúceho dažďa

Táto metóda sa líši od rezervoárovej metódy predovšetkým postupom výpočtu, kde sa miesto plných cyklov riešia polcykly, ktoré sú následne párované do plných cyklov. Tie čo nemožno spárovať, ostávajú ako polcykly. <sup>[21]</sup>

Zápis napätia na čase je otočený o 90°, tak aby predstavoval podsebou sa nachádzajúcu sériu pagód (pozn. strechy japonských domov). Na cyklus potom pustíme dažď, ktorý začne stekať po strechách, pričom dĺžka tohto stekania na každom stupni predstavuje jeden napäťový rozkmit. Počítanie je rozdelené na dve časti, najprv sa počítajú pozitívne polcykly, pravá strana pagody, a po jej vyčíslení sa riešia negatívne polcykly, ľavá strana pagody. Stekanie na pozitívnej strane sa preruší v prípade, že stekanie prejde okolo údolia s menším napätím než na ktorom začal. Naopak na negatívnej strane sa preruší pri prechode popri vrchole s vyššou hodnotou napätia. Stekanie sa zároveň preruší, ak by malo pretnúť už existujúci stekajúci prúd. <sup>[21]</sup> Metóda je graficky zobrazená na obrázku 16.



Obr. 16 – Metóda stekajúceho dažďa [zdroj: autor]

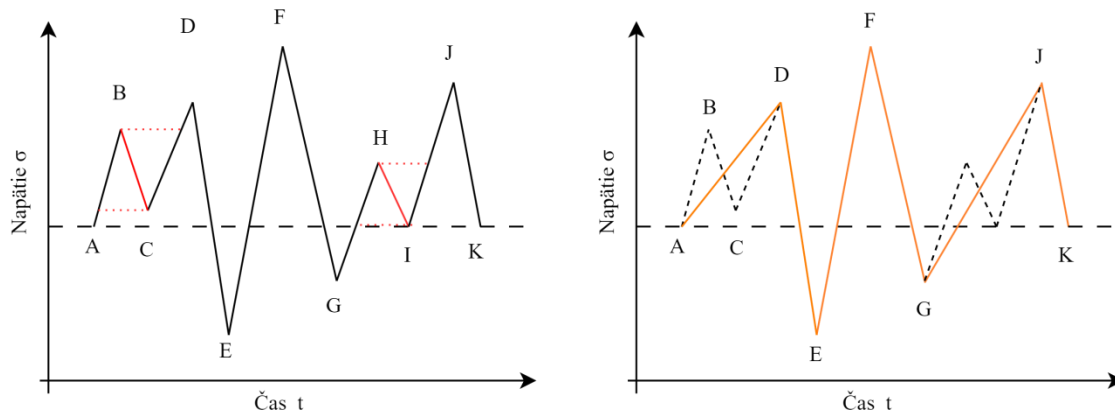
### 5.4.3 Metóda párových rozkmitov

Metóda párových rozkmitov uvažuje ako cyklus taký rozsah rozkmitu, pre ktorý platí, že je možné ho spárovať s následným zaťažovaním v opačnom smere.<sup>[22]</sup>

Postupuje sa zľava doprava, pričom sa označia 4 po sebe nasledujúce body. Vypočítajú sa absolútne hodnoty rozdielu dvoch po sebe nasledujúcich bodov ako  $\Delta\sigma_{AB}$ ,  $\Delta\sigma_{BC}$  a  $\Delta\sigma_{CD}$ . V prípade že platia podmienky

$$\Delta\sigma_{BC} \leq \Delta\sigma_{AB} \cap \Delta\sigma_{BC} \leq \Delta\sigma_{CD}$$

tak rozkmit  $\Delta\sigma_{BC}$  sa označí ako plný cyklus, zo záznamu sa odstránia body B a C a body A a D sa spoja. V ďalšom kroku sa už postupuje so štvoricou bodov A, D, E a F. Postupuje sa až pokiaľ sa neprejde celý časový záznam.<sup>[22,23]</sup> Po prvom prechode sa body, ktoré ostali spoja a pokračuje sa opäť iteračne rovnakým postupom, až pokiaľ sa už ďalšie body nedajú odstrániť. Body, ktoré sa nedajú odstrániť sa spoja a započítajú ako polcykly. Postup je znázornený na obrázku 17.



Obr. 17 – Metóda párových rozkmitov – plné cykly (vľavo) a polcykly (vpravo) [zdroj: autor]

## 5.5 Kumulácia poškodenia

Kumulácia poškodenia  $D$  sa určí ako suma pomerov všetkých vykonaných napätových rozkmitov  $n$  zistených počítaním cyklov k ich ekvivalentnému maximálnemu počtu cyklov  $N_f$  vzorcom

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_{f,i}} \quad (5-14)$$

Pričom pre bezpečnú prevádzku musí platiť podmienka, že kumulácia poškodenia  $D$  je

$$D \leq 1$$

Alebo v prípade možnosti výskytu defektov po zvaraní menej ako 0,3 / 0,5 / 0,8 v závislosti na počte návrhových cyklov podľa normy EN 13445-3.<sup>[19]</sup>

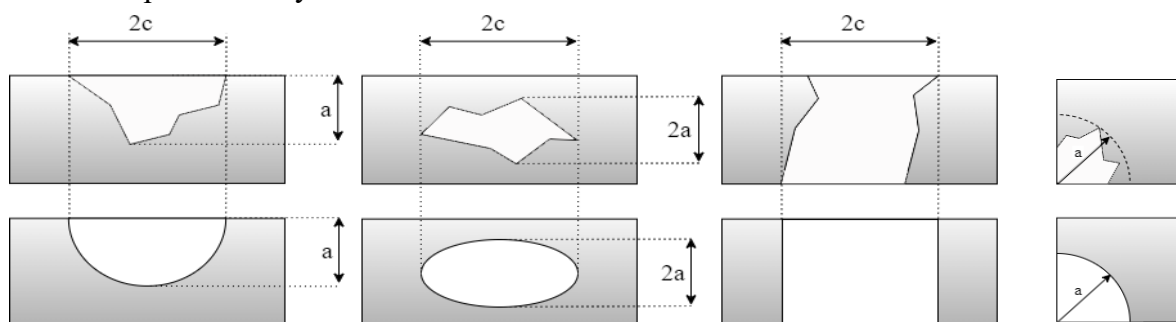
## 5.6 Trhliny

Trhliny sú v strojno-technologickej praxi neželaným defektom v materiáli. Ich prítomnosť spôsobuje zhoršenie a postupnú degradáciu mechanických vlastností materiálu. V prípade dosiahnutia ich medzných veľkostí spôsobujú konečné porušenie materiálu – zväčša rozdelenie telesa alebo významné oslabenie nosného prierezu. Šírenie trhlín je závislé na cyklickom zaťažovaní, kde každý cyklus ovplyvňuje jej rast. Primárne sa šíri pri zaťažovaní v ťahu, ktoré trhlinu otvára a dopomáha tak k jej zväčšovaniu, naopak cyklická záťaž v tlaku trhlinu uzatvára a spomaľuje resp. zastavuje jej šírenie.

Z pohľadu tvaru a umiestnenia rozoznávame 4 základné typy trhlín

- Povrchové trhliny materiálu – charakterizované hĺbkou  $a$  a dĺžkou  $2c$ .
- Vnútné trhliny materiálu – charakterizované hrúbkou  $2a$  a dĺžkou  $2c$ .
- Trhliny cez celý materiál – charakterizované dĺžkou  $2c$ .
- Rohové trhliny materiálu – charakterizované polomerom  $a$

Typy trhlín sú zobrazené na obrázku 18 aj s ich ekvivalentným nahradením pre výpočet životnosti podľa normy API 579-1.<sup>[24]</sup>



Obr. 18 – Typy trhlín - zľava: povrchová trhlinka, vnútorná trhlinka, trhlinka cez celý materiál, rohová trhlinka (horný rad: skutočný tvar, spodný rad: idealizovaný tvar) <sup>[zdroj: autor]</sup>

Únavová iniciácia trhlín a odolnosť voči jej rastu sa riadia viacerými materiálovými, štruktúrnymi a okolnými faktormi ako je rozkmit napätí, teplota, prítomnosť kyslíku, stredné napätie, frekvencia zaťažovania, kvalita povrchu, spôsob a kvalita výroby polotvarov a počet cyklov zaťažovania. Trhliny zvyčajne vznikajú na miestach lokálnych geometrických diskontinuit ako sú zvary, vruby, iné povrchové defekty, otvory alebo hrdlá.<sup>[13]</sup>

Prítomnosť a veľkosť trhlín sa určuje pomocou nedeštruktívnych testov (NDT). Každá z uvedených NDT metód je vhodná na iné použitie, je schopná odhalenia iného typu trhliny a jej minimálnej veľkosti a zároveň rozdielne ekonomicky nákladná. Tie najčastejšie používané sú:

- Vizuálny test – VT
- Penetračný test – PT
- Magnetická pamäť materiálu– MPM
- Akustická emisia – AE
- Ultrazvukový test – UT

## 5.7 Faktor intenzity napätia

Hnacou silou lomu je napätie na čele trhliny, vyjadrené pomocou faktoru intenzity napätia a dostupnej energie na čele trhliny.<sup>[25]</sup> Faktor intenzity napätia je jednou z najdôležitejších a najpoužívanejších mechanických veličín popisujúcich stav napätosti v telese na čele trhliny.<sup>[26]</sup> Parameter geometrie trhliny je závislý na viacerých faktoroch – menovite tvaru súčasti, pozícii trhliny, veľkosti, tvaru a typu trhliny.

Faktor intenzity napätia môžeme pre smer rastu do hĺbky zapísať rovnicou (5-14).

$$K_I = \sigma \cdot Y(a, c) \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (5-15)$$

kde  $\sigma$  je napätie pôsobiace na mieste trhliny  
 $Y(a, c)$  je parameter geometrie trhliny pre daný smer rastu  
 $a$  je hĺbka trhliny  
 $c$  je polovičná šírka trhliny

Variáciou cyklického zaťažovania je rozkmit faktoru intenzity napätia  $\Delta K$  a platí preň vzťah

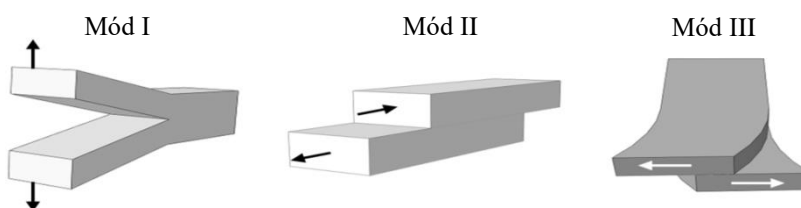
$$\Delta K_I = \Delta \sigma \cdot Y(a, c) \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (5-16)$$

V prípade, že faktor intenzity napätia dosiahne hodnotu pri ktorej sa trhlina začne nekontrolovateľne šíriť a materiál sa poškodí lomom, nazývame túto maximálnu hodnotu faktoru intenzity napätia ako lomovú húževnatosť a označujeme ju ako  $K_{IC}$ .

### 5.7.1 Zaťažovacie módy trhlín

V obore lineárno-elastickej lomovej mechaniky poznáme 3 módy otvárania špičky trhliny. Múd I predstavuje ťahové otváranie, mód II rovinné šmykové otváranie a mód III antirovinné šmykové otváranie. Na obrázku 19 možno vidieť jednotlivé zaťažovacie módy.

Otvárací ťahový mód I je najdôležitejší a v normách na únavu tlakových zariadení sa pracuje len s ním, preto aj v tejto práci sa bude ďalej rozoberať a používať len tento mód.



Obr. 19 – Módy otvárania trhliny<sup>[27]</sup>



## 5.8 Fenomén uzatvárania trhlín

Na špičke trhliny sú nominálne napätia a pretvorenia znásobené z dôvodu lokálnej diskontinuity, čo znamená, že lokálne dochádza v tomto mieste k sklzu a plastickým deformáciám. V zaťažovacej časti cyklu sa v oblasti na čele trhliny vytvorí monotónna plastická zóna, ktorej veľkosť je nepriamo úmerná druhej mocnine medze sklzu v ťahu. Pri ďalšom postupe trhliny zostane táto oblasť materiálu s mikroplastickým pretvorením, pričom táto zóna už netvorí špičku ale povrch steny trhliny.<sup>[26,28]</sup> Rozsah plastickej deformácie na čele trhliny vyvolanej cyklickým zaťažovaním je možné kvantifikovať veľkosťou plastickej zóny pred čelom únavovej trhliny.

V odľahčovacej časti cyklu vznikajú pred čelom trhliny zvyškové tlakové pnutia, ktoré sa zväčšujú s poklesom napätia. V dôsledku týchto pnutí dôjde postupnými cyklami k vytvoreniu reverznej plastickej zóny, ktorá uzatvára trhlínu. Veľkosť polomeru tejto zóny je nepriamo úmerná druhej mocnine medze sklzu v tlaku.<sup>[26]</sup> K opätovnému otvoreniu trhliny dôjde opäť, až keď zaťažovacia sila trhliny dosiahne a prekročí medznú hodnotu sily  $F_{OP}$ . Hodnote  $F_{OP}$  potom zodpovedá faktor intenzity napätia  $K_{OP}$ .

Z tohto dôvodu je zrejmé, že na otváraní trhliny sa nepodieľa celá zaťažovacia sila a ani celý faktor intenzity napätia, ale len časť jeho intervalu. Zavádzame pojem efektívny faktor intenzity napätia  $\Delta K_{eff}$ . Tento faktor tvorí rozdiel medzi maximálnym faktorom intenzity napätia a  $K_{I,max}$  a medzným faktorom intenzity napätia  $K_{OP}$ .

$$\Delta K_{eff} = K_{I,max} - K_{OP} \quad (5-17)$$

Predikciu  $K_{eff}$  je potrebné vykonať pomocou vhodného vzťahu, ktorý býva zväčša určený z experimentálne nameraných dát na vzorkách. Takýmto vzťahom je napríklad upravený Newmanov vzťah pre výpočet efektívnej intenzity napätia, ktorý je závislý na pomere minimálnej a maximálnej intenzity napätia v danom cykle a je založený na predikcii trendovej krivky podľa dát nameraných a vyhodnotených J. Schijveom.<sup>[29]</sup> Matematicky sa vyjadří ako

$$\Delta K_{eff} = \Delta K_I \cdot (0,55 + 0,36 \cdot R + 0,1 \cdot R^2) \quad (5-18)$$

pre  $R > 0,6$  pričom v opačnom prípade platí  $\Delta K_{eff} = \Delta K_I$ .

Pomer  $R$  je určený ako pomer minimálnej a maximalnej hodnoty intenzity napätia  $K_I$  v danom cykle.

$$R = \frac{K_{I,min}}{K_{I,max}} \quad (5-19)$$

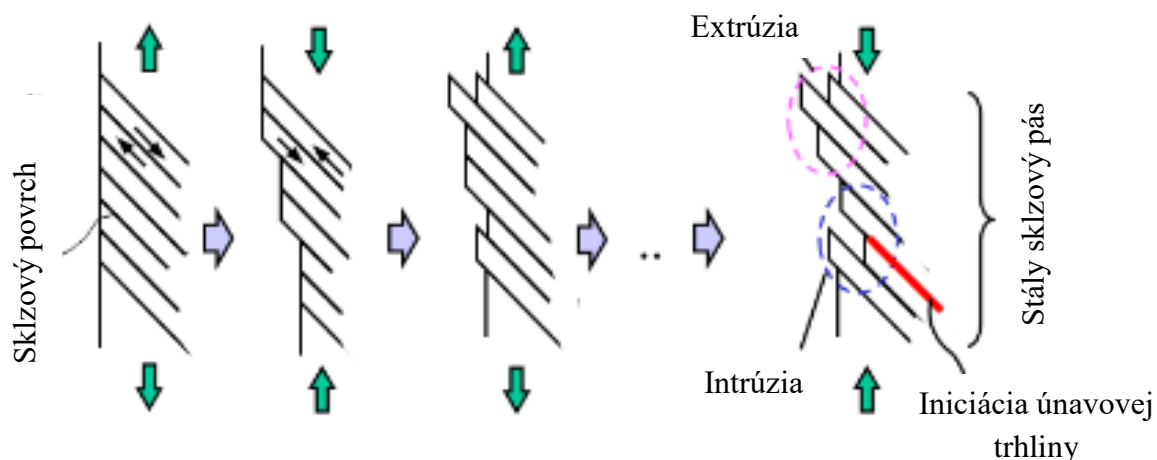
## 5.9 Mechanika šírenia únavovej trhliny

Vo všeobecnosti je pozorovateľné, že únavový proces môžeme definovať ako progresívne porušovanie tvorené troma štádiami:

1. Iniciácia trhliny
2. Rast trhliny
3. Lom

Trhliny začínajú rásť na lokálnych sklzových rovinách alebo v blízkosti miest s vysokou koncentráciou napätia. Po tom, čo sa objaví nukleácia trhliny, má táto trhlina tendenciu rásť v smere roviny maximálneho sklzového napätia a cez hranicu zŕn.<sup>[30]</sup>

Iniciácia trhliny nastáva dôsledkom cyklického zaťažovania pôsobiaceho na materiál, ktoré spôsobí vznik sklzových pásov v dôsledku šmykového napätia. Sklzné pásy sú výsledkom systematického budovania malých protichodných pohybov vrstiev o veľkosti na úrovni 1 nanometra. Napriek tomu môže byť plastická deformácia na hranici sklzových pásov niekoľkonásobne väčšia, než na okolitom materiáli.<sup>[16]</sup> Diferencia sklzových rovín rastie každým cyklom, pričom formujú mikroskopický konvexno-konkávny tvar na povrchu materiálu ako dôsledok intrúzie a extrúzie sklzových pásov, čo je možno vidieť na obrázku 20. Iniciácia trhliny potom vzniká na spodku konkávneho tvaru defektu povrchu.<sup>[13]</sup> Dôsledok vzniku trhliny je vytvorenie lokálnej deformácie so zvýšeným lokálnym napätím na spodku konkávnych sklzových pásov, kde sa veľkosť napätia niekoľkonásobne zväčšuje.

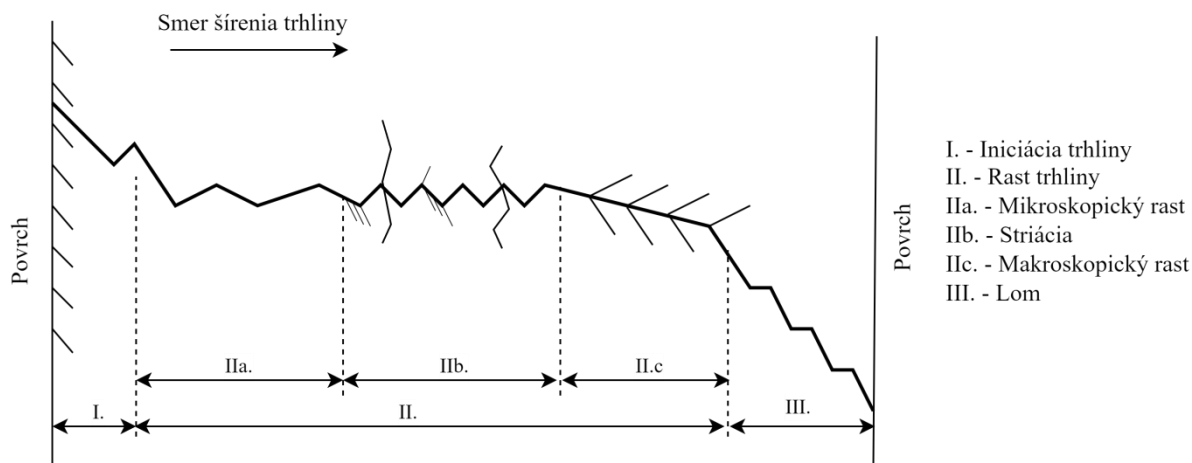


Obr. 20 – Iniciácia trhliny<sup>[13]</sup>

Pri hodnote rozkmitu intenzity napätia  $\Delta K$  pod prahovou hodnotou intenzity napätia  $\Delta K_{th}$  sa trhlina nešíri. Po prekonaní tohto medzného bodu sa postupne začne zvyšovať rýchlosť rastu trhliny.<sup>[28]</sup>

Šírenie trhliny má spočiatku kryštalografický charakter. Keď sa objaví malá trhlina, začne rásť smerom do vnútra materiálu podľa sklzovej roviny zvierajúcej s povrchom materiálu približne 45 stupňov. V tejto fáze sa výrazne uplatňuje štruktúra materiálu a na trhlinu pôsobí ťahové a spočiatku aj šmykové napätie.<sup>[13,26]</sup>

V ďalšej fáze zmení rast trhliny smer a ďalej sa šíri kolmo ku smeru hlavného napätia, v ktorej je už rovina únavového lomu kolmá ku smeru hlavného napätia a dominuje ťahový mód I. [26]



Obr. 21 - Priebeh rastu únavovej trhliny [13]

Do istej prahovej hodnoty  $\Delta K$ , primárne v štádiu iniciácie tvorenia trhliny nie je možné zaznamenať rýchlosť rastu trhliny. Od tohto prahového bodu až po začiatok oblasti šírenia trhliny v štádiu II je rast trhliny pomerne pomalý a znalosti o jeho chovaní ako aj dáta na výpočty sú stále predmetom skúmania materiálových inžinierov. [25]

V druhom štádiu sa dominantná trhlina šíri stabilným rastom pri opakovanom zaťažovaní. Primárne na kovoch je pozorované, že toto štádium má lineárny charakter pri logaritmickú závislosti rastu trhliny  $da/dN$  na rozkmit faktorov intenzít napätia  $\Delta K$ . Linearitu je možné pozorovať aj na obrázku 22. Tento rast môže byť vyjadrený mocninovou funkciou, ktorá sa nazýva aj Parisov-Erdoganov zákon. Funkcia sa zapisuje rovnicou

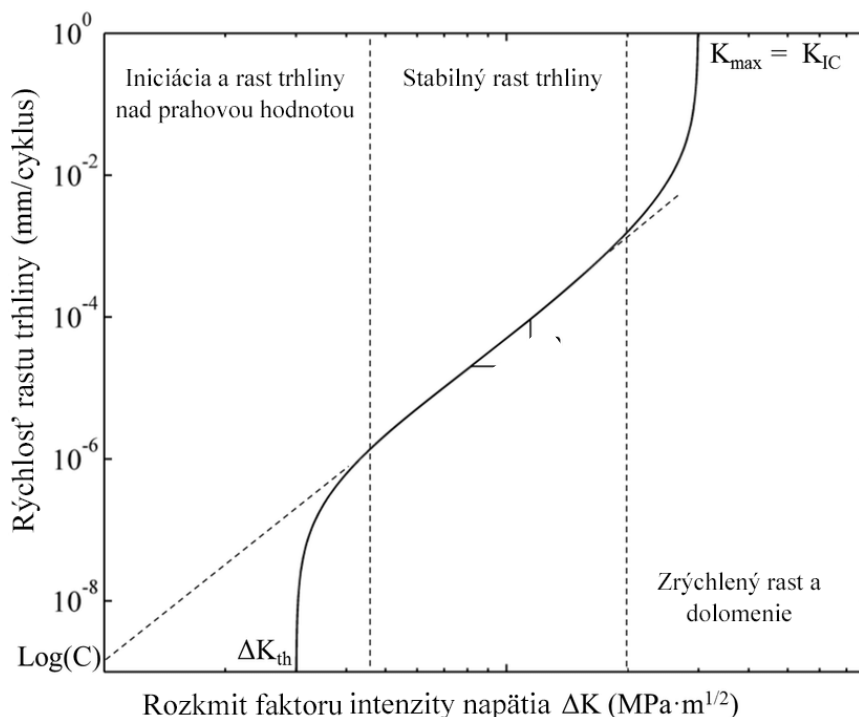
$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m \quad (5-20)$$

kde  $C$  a  $m$  sú materiálové a experimentom určené hodnoty, pričom platí, že v prípade ocelí sa konštanta  $C$  zvyčajne pohybuje rádovo v hodnotách  $10^{-8} - 10^{-13}$  a konštanta  $m$  v intervale 1 až 10.

Typický graf závislosti rýchlosti rastu trhliny  $da/dN$  na logaritmickom rozkmit intenzít napätia  $\Delta K$  sa tiež nazýva sigmoidálny graf a jeho príklad spolu so štádiami rastu je zobrazený na obrázku 22. [31]

V poslednom štádiu rastu zmení trhlina opäť smer do šmykovej roviny, pričom sa začnú uplatňovať všetky tri zaťažovacie módy – I,II,III a dôjde k prudkému nárastu rýchlosti rastu trhliny. Akcelerácia rastu trhliny nastáva kvôli interakciám medzi cyklickými mechanizmami a mechanizmami rastu trhlín. V porovnaní so štádiom II je ale pre svoju rapidnú akceleráciu zanedbateľne krátky a tak sa zo samostatného určovania vynecháva. [28] Rýchlosť rastu trhliny  $da/dN$  zvykne gradovať veľmi rýchlo a stúpať do veľmi vysokých hodnôt, až pokiaľ sa horná hodnota rozkmitu faktorov intenzity napätia nepriblíži k húževnatosti materiálu  $K_{IC}$ . [31]

Lom nastáva v prípade, že maximálny faktor intenzity napätia dosiahne hodnotu lomovej húževnatosti  $K_{IC}$ . Výhodou je, že vieme túto materiálovú charakteristiku určiť ako testami skúšobných vzoriek, tak aj aproximačnými výpočtami.<sup>[28]</sup> Tie sú v prípade analýz tlakových zariadení zaznamenané vo viacerých normách ako napríklad americkej API 579-1 alebo britskej BS 7910.



Obr. 22 - Závislosť rýchlosti rastu trhliny  $da/dN$  na rozkmete intenzity napätia  $\Delta K$  [zdroj: autor]

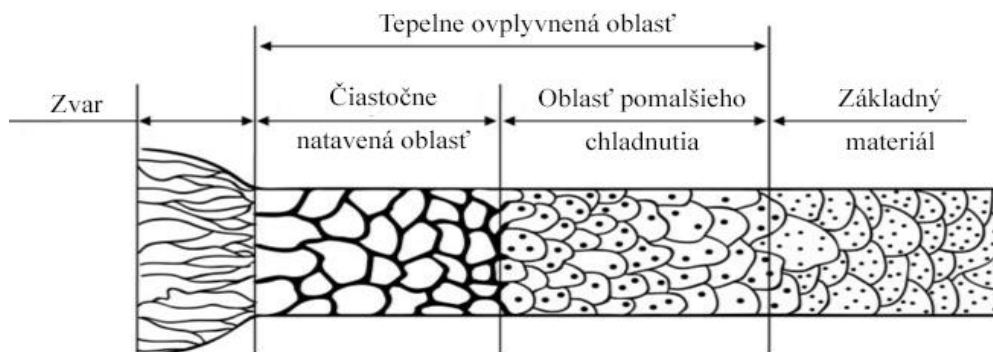
## 5.10 Únava v miestach zvarov

V reálnych prípadoch sa pomerne často zisťuje, že pri cyklicky namáhaných zvarovaných zariadeniach a konštrukciách sú návrhové napätia limitované únavovou pevnosťou zvarových spojov. Je viacero dôvodov prečo zvary redukujú únavovú pevnosť komponenty pričom ich vieme rozdeliť podľa troch špecifických charakteristík<sup>[16]</sup>

- Zvýšená nehomogenita mikroštruktúry
- Nezhodnosť napätí v dôsledku rozličných tepelne ovplyvnených zón
- Zvyškové pnutia po zvaraní

Nehomogénna mikroštruktúra je výsledkom rozličných ochladzovacích rýchlostí v rôznych miestach v blízkosti zvaru. Každá pozícia tak chladne po odlišnej ceste v diagrame teplotne – časovej závislosti. V prípade zvarov s viacerými prechodmi dochádza k opätovnému lokálnemu ohrevu, ktorý spôsobuje dodatočné tepelné efekty.<sup>[28]</sup> Na obrázku 23 možno na priereze zvarovej oblasti vidieť mikroštruktúrne zmeny v tzv. tepelne ovplyvnenej oblasti (HAZ). Takáto štruktúrna zmena je zväčša typická pre ocele zvarané elektrickým oblúkom. Mechanické vlastnosti sú v tepelne ovplyvnenej oblasti ovplyvnené rýchlosťou chladnutia zvaranej oblasti a veľkosťou zŕn vytvorených v tejto oblasti. Rozdielne štruktúrne vlastnosti narúšajú štruktúrne jednoznačnosť základového materiálu a tým pádom sa ako

dôsledok v tepelne ovplyvnenej oblasti zvaru líšia mechanické a korózne vlastnosti materiálu. Vo všeobecnosti môžu trhliny vo zvaroch a tepelne ovplyvnených oblastiach vznikáť kvôli zvyškovým pnutiam vznikajúcim pri kontrakciách zvarovej húsenice.<sup>[32]</sup>

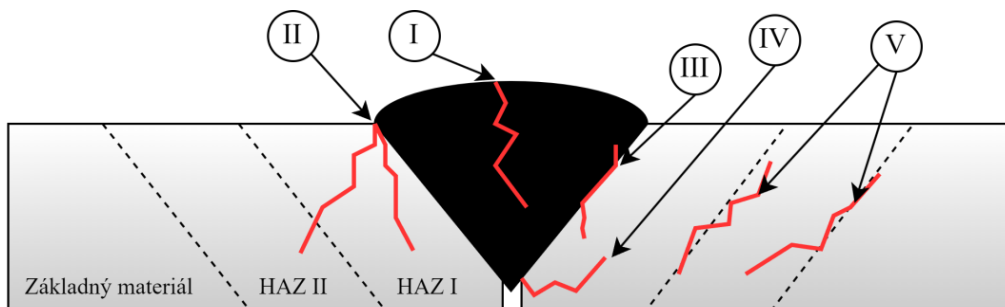


Obr. 23 – Tepelne ovplyvnená zóna zvaru<sup>[33]</sup>

Nezhodnosť napätí v rozličných zónach v okolí zvaru je jedným z dôsledkov nehomogénnej štruktúry v priereze zvarovej oblasti. Jeho dôsledkom je, že tieto rozdielne zóny vykazujú odlišné krivky v diagrame napätie – pretvorenie.<sup>[28]</sup> Nastávajú preto odlišné chovania jednotlivých zón s rozdielnymi veľkosťami elastických a plastických deformácií, vytvárajúcich rozličné nekonštantné plastické zóny na čele trhliny.

Zvyškové pnutia na zvaroch sa primárne môžu rozdeliť do dvoch typov – so stredným a s dlhým dosahom. Zvyškové pnutia so stredným dosahom môžu byť označované ako seba vyrovnávajúce napätia a korešpondujú so sekundárnymi napätiami. Vznikajú v lokálnych miestach počas procesu chladnutia zmršťovaním alebo v dôsledku transformácie štruktúry napr. kubicky plošne centrovanej na kubickú priestorovo centrovanú mriežku. Pnutia s dlhým dosahom majú charakter primárnych napätí a vznikajú v dôsledku nezhodnosti napätia medzi zónami<sup>[28]</sup>

Primárnou, kritickou lokáciou pre vznik únavových trhlín je miesto vrubu v bode päty zvaru, z ktorého sa vplyvom napätia môže začať šíriť únavová trhlina, ktorá potom ďalej prerastá do HAZ (obr. 24 –II). V dôsledku nesprávnej výroby je možný vznik trhliny na pomedzí zvaru a HAZ základného materiálu. V tomto prípade zvykne dôjsť k porušeniu v nízkokycklickej oblasti (obr. 24 –III). Z dôvodu krehkejšej mikroštruktúry sa tiež môže trhlina začať šíriť z povrchu do vnútra zvaru (obr. 24 –I). V prípade slabo prevareného koreňa zvaru alebo ak je medzera koreňa zvaru príliš veľká, sa oblasť koreňa zvaru stáva často iniciačným bodom pre tvorbu a rast trhliny (obr. 24 –IV).<sup>[16]</sup> Posledným typickým miestom je vznik trhliny v mieste prechodu dvoch HAZ oblastí (obr. 24 –V).

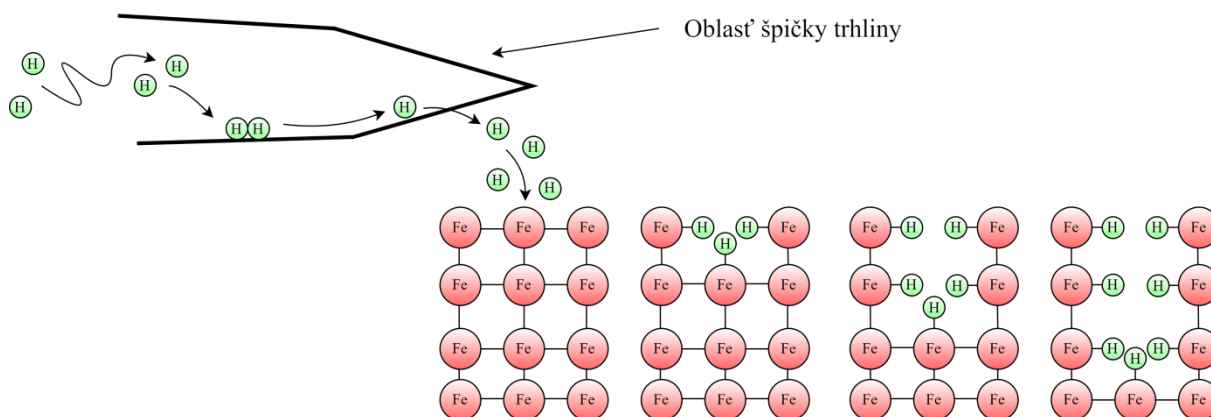


Obr. 24 – Druhy trhlín vo zvaroch<sup>[zdroj: autor]</sup>

## 5.11 Vplyv vodíkového prostredia na zmenu únavových vlastností

Vodík môže spôsobiť zmenu mechanických vlastností ako napríklad stratu tvárnosti, redukciu pevnosti, zrýchlenie šírenia rastu trhliny a podobne. Viaceré výskumy ukázali, že vodík neovplyvňuje hodnotu napätia medze sklzu a medze pevnosti, ale degraduje oblasti, na ktoré pôsobí lokálnou zmenou štruktúry, ktorá vyústi v zmene tvárnosti a húževnatosti materiálu.<sup>[34]</sup>

Postup vnikania vodíka do materiálu a narúšanie jeho chemickej štruktúry je zobrazený na obrázku 25. Po prechode vodíkového plynu do miesta trhliny vyžaduje skrehnutie vodíkovým plynom zo začiatku adsorpciu vodíkového plynu a formáciu vodíkových atómov z molekúl  $H_2$  na ploche materiálu trhliny. Prvým štádiom je fyzikálna adsorpcia do povrchu trhliny nasledovaná disociatívnou chemickou adsorpciou do regiónu vysokej trojosovej napätosti ako napríklad v mieste vrubu alebo na špičke trhliny.<sup>[35]</sup> Po vstupe atómov vodíka do povrchových vrstiev materiálu nastáva ich difúzia do hlbších vrstiev a rozrušovanie štruktúry materiálu. Difúzny transport atómov vodíka je závislý na fugacite vodíkového plynu (teda je funkciou tlaku) na špičke trhliny, kinetike disociačných reakcií a koncentrácií a napätového poľa v materiáli v blízkosti špičky trhliny.<sup>[35]</sup> Po ukončení difúzie sú v regióne čela trhliny prítomné atómy vodíka disociované do kryštalickej mriežky kovu, čím značne ovplyvňujú jeho lokálne mechanické vlastnosti.



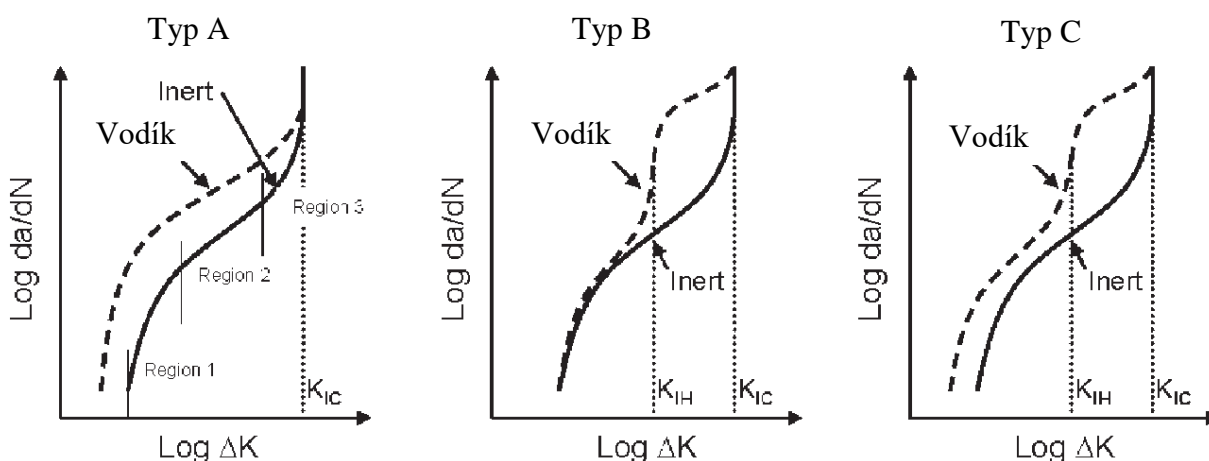
Obr. 25 – Efekt vodíka na špičke trhliny <sup>[zdroj: autor]</sup>

Sklz rovín a fenomén uzatvárania trhlín vo vodíkovom plyne sa považujú za viac vratné kvôli absencii kyslíka a jeho vrstiev oxidujúcich na povrchu. Rast trhlín sa tiež vo vodíkovom prostredí môže šíriť po hraniciach zŕn, čo viac komplikuje jeho predikciu.<sup>[35]</sup>

Zatiaľ, čo závislosti rastu trhlín na oceliach tlakových nádob v inertných prostrediach sú popísané vo vybraných normách (napr. ASME BPVC Article KD-4), jednotné závislosti pre tlakové zariadenia pôsobiace vo vodíkových plynch neexistujú.<sup>[36]</sup>

## 5.12 Šírenie trhliny vo vodíkovom prostredí

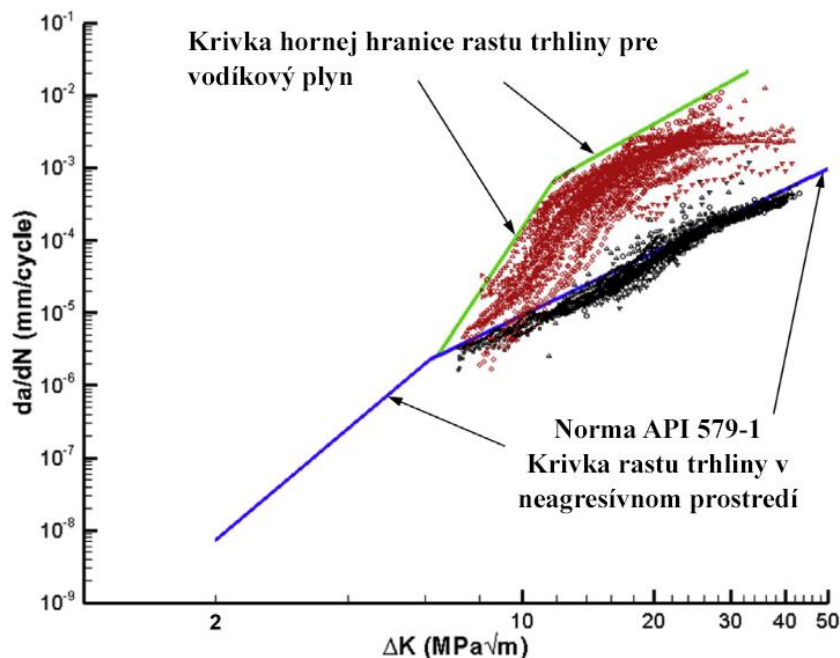
Rast trhliny je charakterizovaný viacerými stavmi a zmenami. V nižších oblastiach rozkmitu intenzity napätia  $\Delta K_I$  platí, že rýchlosť rastu trhliny vo vodíkovom plyne sa rapídne zvyšuje so stúpajúcou hodnotou  $\Delta K_I$ , pričom dosiahne hodnôt približne o rád väčších, než pri raste trhliny vo vzduchu. Pri ďalšom stúpaní hodnôt  $\Delta K_I$  potom ale rýchlosť rastu trhliny  $da/dN$  začne náhle spomaľovať. Pri hodnotách  $\Delta K_I$  nad týmto bodom je rast trhliny konzistentne asi o rád rýchlejší než rast vo vzduchu.<sup>[36]</sup> K tomu všetkému, je hodnota intenzity napätia potrebná na začatie rastu trhliny zvyčajne menšia, čo vyúsťuje v znížení hodnoty prahovej intenzity napätia  $K_{th}$ .<sup>[35]</sup>



Obr. 26 – Možnosti rastu trhliny v závislosti na rozkmitu intenzity napätia vo vodíkovom prostredí a jej porovnanie s touto závislosťou vo vzduchu<sup>[35]</sup>

Z pozorovaní a skúmaní niekoľkých tlakových nádob a potrubí operujúcich vo vodíkovom prostredí a vlhkom vzduchu vytvorili štúdiu Dadfarnia, Sofronis a Brouwer. Prišli s domnienkou, že pre prostredné hodnoty faktorov intenzity napätia v druhom štádiu, existuje kritická hodnota faktoru intenzity napätia  $K_{IH}$ , charakterizujúca začiatok zrýchlenia rastu trhliny vplyvom vodíkového urýchľovania.<sup>[34]</sup> Merania boli absolvované na vzorkách z materiálov API 5L triedy B, X52, X60, X65 a X70, pričom vo všetkých prípadoch ide o uhlíkové ocele používané na tlakové zariadenia. Podľa materiálového zloženia a mechanických vlastností skúmaných ocelí sa preto rozsah nameraných dát dá považovať za ekvivalent európskych EN uhlíkových ocelí na tlakové nádoby triedy P.<sup>[34]</sup> Aj napriek meniacemu sa pomeru minimálneho a maximálneho tlaku vodíkového plynu  $R$  medzi jednotlivými testami, rast trhlín nejaví známky závislosti na tomto pomere a medzi dátami neboli zásadné rozdiely. Príkladom môže byť aj rast trhlín meraných na potrubných uhlíkovo-mangánových oceliach, kedy výsledky boli úplne nezávislé od tlaku vodíkového plynu, ktorý bol v rozsahu 1,4 až 20,7 MPa.<sup>[37]</sup> Z tohto dôvodu sa dá konštatovať, že pri tlakoch do približne 15 MPa, sú hodnoty tlaku a tlakového pomeru  $R$  vodíkového plynu zanedbateľné.<sup>[36]</sup> Výsledok tejto štúdie je možno vidieť na obrázku 27, kde sú zakreslené ako body zistené z meraní, tak aj krivky vyjadrujúce rast trhliny podľa normy a aj podľa kriviek nafitovaných na horné hodnoty nameraných dát.

Červené body predstavujú vzorky vo vodíkovom plyne a čierne body naopak vzorky vo vzduchu. Modrá krivka predstavuje rast vo vzduchu a iných neagresívnych prostrediach podľa normy API 579-1. Zelená krivka predstavuje horný rozsah oblasti pre body namerané na vzorkách operujúcich vo vodíkovom plyne.<sup>[34]</sup>



Obr. 27 – Rast trhliny vo vodíkovom prostredí – nafitované dáta v rámci štúdie Dadfarnia, Sofronisa a Brouwera na oceliach pre tlakové zariadenia<sup>[34]</sup>

Rýchlosť rastu trhliny sa tak dá podľa štúdie Dadfarnia, Sofronisa a Brouwera zapísať Parisovým vzťahom pomocou hodnôt konštánt  $C$  a  $m$  určených z nameraných dát ako:

$$C = 2,14 \cdot 10^{-10} \frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}, m = 5,10 \quad \text{pre } 2 < \Delta K_{eff} < 6,18$$

$$C = 1,22 \cdot 10^{-8} \frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}, m = 2,88 \quad \text{pre } 6,18 \leq \Delta K_{eff} < 6,41$$

$$C = 1,19 \cdot 10^{-13} \frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}, m = 9,09 \quad \text{pre } 6,41 \leq \Delta K_{eff} < 11,86$$

$$C = 1,68 \cdot 10^{-10} \frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}, m = 3,37 \quad \text{pre } 11,86 \leq \Delta K_{eff}$$

Z vyššie uvedeného obrázku 27 vidíme, že prítomnosť vodíka má aj podľa experimentálnych dát veľký vplyv na zvýšenie rýchlosti rastu trhliny. Je teda zrejmé, že aj napriek absencii započítavania efektu vodíkového skrehnutia materiálu na čele trhliny v normách na výpočet životnosti zariadení, je vhodné upraviť postup výpočtu pomocou parametrov na šírenie trhliny vo vodíkovom prostredí a z dôvodu zvýšenej bezpečnosti zaujať konzervatívnejšie stanovisko.



## 6 Posudzovanie životnosti únavovým zaťažením

Z pohľadu posudzovania životnosti zariadenia na únavu môžeme využiť dva prístupy:

- Pomocou únavových kriviek pri znalosti rozkmitu napätia v analyzovanom mieste
- Podľa lineárnej elastickej lomovej mechaniky (LELM) pomocou rovníc popisujúcich rast únavových trhlín

Prvý prístup pomocou S-N kriviek je primárne využívaný v prípade, že sa na materiáli zariadenia dosiaľ neobjavili únavové trhliny, teda poväčšine v štádiu návrhu zariadenia. Následne využíva znalosti únavových kriviek nameraných pre daný typ materiálu, z ktorých sa odhaduje počet cyklov, ktoré zariadenie vydrží pri danom rozkmitu napätia. Je primárne prítomný v normách na návrh zariadení pracujúcich v cyklickej prevádzke. Je konzervatívnejší, ale jednoduchší a lacnejší.

Prístup podľa LELM je naopak vhodnejšie voliť v prípadoch, kedy sa už na zariadení vyskytla trhlina a je tak nutné odhadnúť počet bezpečných cyklov, do ktorých nedosiahne svoju kritickú veľkosť a nenastane lom. Je tak jedným zo základov analýzy FFS - Fitness for service (prekl. spôsobilosť na prevádzku).

### 6.1 Normované prístupy pre odhad životnosti tlakových zariadení

Na návrhový výpočet tlakových nádob je, ako bolo vyššie spomenuté, vhodné používať prístup, ktorý počíta na báze únavových kriviek. V dnešnej dobe má takmer každá norma na tlakové zariadenia výpočet na cyklické namáhanie.

Prvý uvedený výpočtový postup je podľa normy, ktorá bola použitá na návrhový výpočet zariadenia. Analyzovaná nádoba v tejto práci bola vyrobená podľa československej normy ČSN 69 0010. Samotná norma uvažuje na výpočet únavy len nízkocyklickú únavu a pre vysokocyklickú únavu udáva prítomnosť vyššej konzervatívnosti a podhodnotenia výsledku.

Pre dodržanie európskej legislatívy pre tlakové zariadenia podľa smernice PED 2014/68/EU je vhodné postupovať podľa noriem, ktoré sú odvodené od tejto legislatívy. Takouto normou je európska norma pre nevyhrievané tlakové zariadenia EN 13445-3. Norma obsahuje 2 výpočtové postupy – prvý, zjednodušený prístup na posudzovanie únavy v kapitole 17 a druhý, detailnejší prístup pre posudzovanie únavovej životnosti v kapitole 18, ktorý už dáva možnosť využitia moderných výpočtových metód a umožňuje použiť dáta získané z výpočtu metódou konečných prvkov.

Celosvetovo sú pre tlakové zariadenia veľmi populárne americké výpočtové normy pre únavu tlakových zariadení ASME BPVC Section VIII Div. 2 a normy API 579-1 Fitness for Service - kapitola 14. Norma API a ASME má pre výpočtový prístup cez únavové krivky prakticky rovnaké postupy.

Ďalšími svetovými normami používanými na výpočet životnosti cyklicky zaťažených tlakových zariadení sú britská norma PD5500, japonská JIS B8281, ruská GOST R 52857 alebo nemecká norma TRD 504.

Problematikou výpočtov podľa návrhového prístupu sú únavové krivky získané únavovými skúškami skúšobných vzoriek pre rôzne materiály a s históriou havárii tlakových zariadení v prevádzkach. Tieto krivky zaisťujú vysokú štatistickú bezpečnosť a spoľahlivosť, ale zároveň tým môžu uberať zo životnosti zariadení, ktoré môžu spadať do horných hraníc štatistického rozptylu a byť tak spoľahlivo prevádzkované aj pri vyššom počte cyklov. Preto by sme mohli tieto normy považovať z hľadiska návrhu za vhodné ale z hľadiska únavy počas prevádzky za pomerne konzervatívne.

Naproti návrhovému prístupu počíta s tým prevádzkovým podstatne menej noriem. Problém tak môže nastať po prekročení návrhovej životnosti zariadení. Na riešenie tohto problému boli vypracované normy typu *Fitness for service*, ktoré sa zaoberajú práve s posudzovaním prevádzkovaných zariadení a s predlžovaním ich životností v závislosti na aktuálnom stave pri zachovaní bezpečnosti prevádzky.

Nevýhodou je, že európske normy neuvažujú prípad, kedy sa únavová trhlina vytvorí neskôr, než udá výpočet. To sa stane problematické pri posudzovaní zariadení v prevádzke. Je tu preto priestor na doplnenie normy typu *Fitness for service* do európskych platných noriem v budúcnosti.

Na túto tému sú však vypracované viaceré normy, ako napríklad americké normy ASME FFS-1 a ASME FFS-2 a API 579-1. Je potreba uviesť, že tieto normy sú zväčša vypracované spoločne a ich výsledky sú tak takmer identické. Ďalšími takýmito normami je britská norma BS 7910, ktorá sa dá považovať za podobnú s normou API 579-1, avšak využíva trocha iný prístup na výpočet napätí, alebo novo vypracované európske normy na posudzovanie VVER a LWR reaktorov v prevádzke jadrových elektrární.

V tejto práci je vypracovaný a porovnávaný výpočet životností podľa nasledujúcich noriem:

- ČSN 69 0010-4.20
- EN 13445-3 – kap. 17 - Zjednodušený prístup
- EN 13445-3 – kap. 18 - Detailné posúdenie na únavu
- ASME BPVC Section VIII Division 2 / API-579-1 kap. 14

Taktiež bude vypracovaný výpočet podľa nasledovnej normy a porovnanie jeho výsledkov pre rast trhliny v neagresívnom prostredí (vzduchu) a v prostredí s vysokou koncentráciou vodíka.

- API-579-1/ASME FFS-1 – Fitness For Service Assesment – kap. 9 -Analýza rastu trhliny

### 6.1.1 Únavové krivky

Jednou z najzákladnejších charakteristík únavy je únavová S-N krivka (z angl. *Stress-Number of cycles*). Ide o závislosť medzi napät'ovou amplitúdou, prípadne napät'ovým rozkmitom na počte cyklov do lomu materiálu. Dáta pre tvorbu krivky sa poväčšine získavajú konštantnými cyklickými záťažovými testami vykonanými za izbových teplôt na vzduchu. Vynesené dáta sa kvôli veľkému intervalu hodnôt vynášajú na grafe do logaritmických mierok.

### 6.1.2 Únavové krivky pre nezávané komponenty

Experimentálne dáta využité na stanovenie únavových kriviek obsiahnutých v EN 13445-3 pochádzajú z nemeckej normy AD-Merkblatt 2000S2 - „Analysis for cyclic loading“, pričom využívajú rovnako ako táto norma súčinitele bezpečnosti 1,5 na napätie a 10 na počet záťažových cyklov. Zdrojom experimentálnych dát v tejto norme sú skúšky z laboratórií Boller/Seeger, ktoré boli vykonané nízkocyklickou únavou na skúšobných vzorkách bez vrubu.<sup>[38]</sup> Krivku môžeme popísať ako

$$N = \left[ \frac{46000 \text{ [MPa]}}{\Delta\sigma + 0,63 \cdot R_m - 11,5 \text{ [MPa]}} \right]^2 \quad (6-1)$$

Pre komponenty prevádzkované nad  $2 \cdot 10^6$  cyklov záťaženia sa uvažuje neobmedzená životnosť, ale pre kumulatívny výpočet poškodenia sa v oblasti  $10^6 < n < 10^8$  používa rovnica

$$N = \left[ \frac{2,69 \cdot R_m + 89,72 \text{ [MPa]}}{\Delta\sigma} \right]^{10} \quad (6-2)$$

Pre zjednodušený výpočet životnosti podľa kapitoly 17 normy EN 13445-3 sa pre konzervatívnosť výpočtu použije pre všetky výpočty hodnota medze pevnosti  $R_m$  pre oceľ najnižšej triedy – teda P235GH.<sup>[39]</sup>

Americké ASME normy používajú na korekciu výsledkov experimentov súčinitele bezpečnosti 2 na napätie a 20 na životnosť.<sup>[39]</sup> Pre krivku únavovej životnosti podľa ASME pre uhlíkové ocele nepresahujúce medzu pevnosti 552 MPa a operujúcich pod teplotou 371°C dostávame krivku popísanú matematicky ako:<sup>[40]</sup>

$$N = 10^X \quad (6-3)$$

kde X je

$$X = \frac{38,1309 - 60,1705 \cdot Y^2 + 25,0352 \cdot Y^4}{1 + 1,80224 \cdot Y^2 - 4,68904 \cdot Y^4 + 2,26536 \cdot Y^6} \quad \text{pre } 10^Y < 20 \quad (6-4)$$

$$X = -4706,5245 + 1813,6228 \cdot Y + \frac{6785,5644}{Y} - 368,12404 \cdot Y^2 - \frac{5133,7345}{Y^2} + 30,708204 \cdot Y^3 + \frac{1596,1916}{Y^3} \quad \text{pre } 10^Y \geq 20 \quad (6-5)$$

A parameter Y je určený ako

$$Y = \log_{10} \left[ 28 \cdot 10^3 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma}{E} \right) \right] \quad (6-6)$$

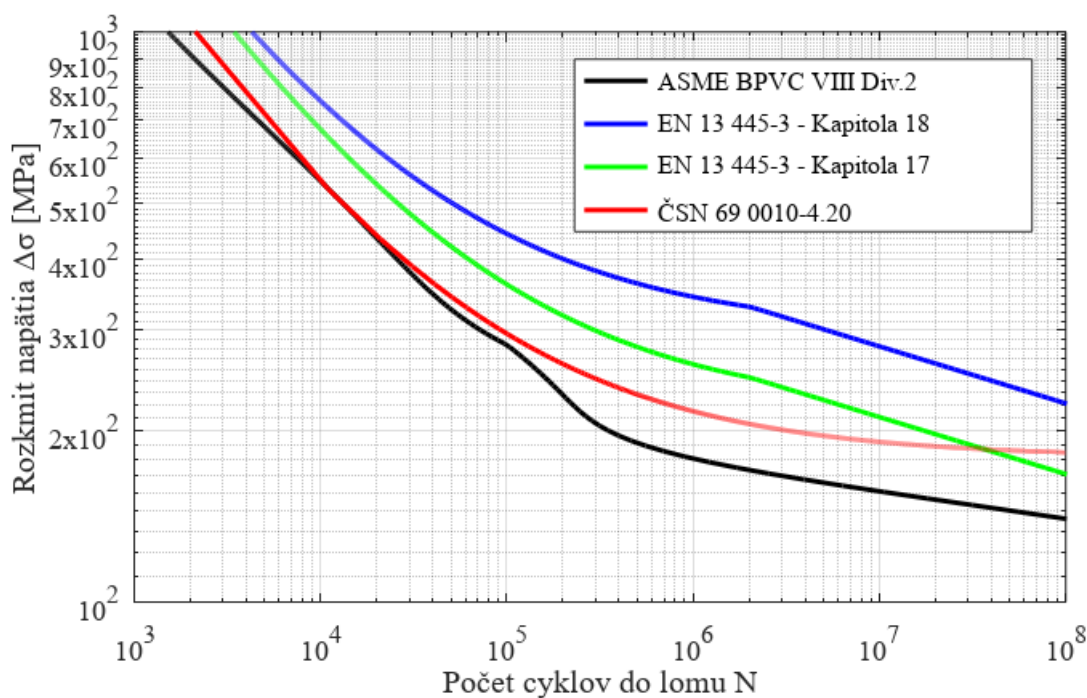
Bývalá československá norma ČSN 69 0010-4.20 vychádza podobne ako EN norma z únavových skúšok oceli, pričom sa volí bezpečnosť 2 vzhľadom na napätie a 10 vzhľadom na životnosť. Počet cyklov do lomu pre uhlíkové ocele určuje rovnica

$$N = \frac{1}{10} \cdot \left[ \frac{60 \cdot 10^3 \text{ [MPa]}}{\left(\Delta\sigma - \frac{B}{2}\right)} \cdot \left(\frac{2300 - t}{2300}\right) \right]^2 \quad (6-7)$$

kde  $t$  je pracovná teplota v °C

$B$  je parameter určený rovnicou  $B = 0,66 \cdot R_m - 0,43 \cdot R_e$  v MPa

Porovnaním na obrázku 28 môžeme vidieť, že krivka používaná normou ASME BPVC Sec.VIII Div.2 má v danom rozsahu  $10^3$  až  $10^8$  nižšie hodnoty počtu cyklov do lomu pri rovnakom rozkmit napätia než únavové krivky používaná normou EN 13445-3 a normou ČSN 69 0010-4.20. Oproti starej norme ČSN majú nové EN normy väčšie rozkmity napätia. Krivka pre jednoduchý výpočet používaná kapitolou 17 je taktiež nižšia, než tá používaná detailným výpočtom kapitoly 18, kvôli väčšej konzervatívnosti.



Obr. 28 - Porovnanie únavových kriviek podľa ASME BPVC Sec.VIII Div.2, EN 13445-3 kapitoly 17 a 18 a ČSN 69 0010-4.20 pre ocel' 11 503.1 ( $R_m = 490$  MPa) pre výpočet s kumulatívnym poškodením

Je ale predbežné a nesprávne posudzovať a predpokladať životnosť len podľa tohto grafu, aj keď sa jedná o rovnaký materiál. Jednotlivé normy majú rôzne prístupy k výpočtu a využívajú odlišné korekčné súčinitele, ktoré môžu hodnoty ekvivalentných rozkmitov dôsledne ovplyvniť. Ďalším takýmto dôvodom je potreba posudzovania zvarov, ktoré sú typicky náchylnejšie na únavu než samotný materiál.

### 6.1.3 Únavové krivky pre zvárané komponenty

V prípade bývalej československej normy ČSN 69 0010-4.20 sú na rozdiel od normy EN 13445-3 a ASME únavové krivky pre zvárané komponenty rovnaké ako pre nezvárané. Vplyv lokálnych koncentrácií v blízkosti zvaru je uvažovaný vhodnými súčiniteľmi popísanými v daných normách, ktorými je násobené nominálne napätie v skúmanom mieste.

Základom únavových kriviek v norme EN 13445-3 pre zvárané komponenty boli únavové odporúčania podľa Eurokódu 3 a IIW (Medzinárodný inštitút zváračov). Dizajnové dáta pre únavové krivky boli získané cyklickým testovaním vzoriek zváraných spojov. Testovacie vzorky boli poväčšine vyrobené z oceľových plátov alebo nosníkov typu „I“, 10 až 25 mm hrubých a testovali sa na axiálne zaťaženie, prípadne ohybové v prípade nosníkov.<sup>[39]</sup>

Každá únavová S-N krivka je identifikovaná charakteristickou hodnotou únavového napätia daného typu zvaru v MPa pri 2 miliónoch cykloch. Táto hodnota napätia sa potom tiež označuje ako trieda zvaru. Zároveň platí, že únavové krivky nie sú závislé na medzi pevnosti materiálu.<sup>[12]</sup>

Únavové krivky pre jednotlivé triedy sú určené rovnicou

$$\Delta\sigma^m \cdot N = C \quad (6-8)$$

kde  $C$  a  $m$  sú koeficienty dané tabuľkou 6-1 pre počítanú zvarovú triedu, pričom zlom v hodnotách týchto koeficientov nastáva pri počte cyklov  $5 \cdot 10^6$ .

Tab. 6-1 - Zvarové triedy a ich koeficienty podľa normy EN 13445-3

Trieda	m	100	90	80	71	63	56	50	45	40	32
$C \cdot 10^{-10}$	3	200	146	102	71,6	50	35,1	25	18,2	12,8	6,55
$C \cdot 10^{-13}$	5	1090	641	356	196	108	59,8	33,9	20	11,1	3,64

S-N krivky v norme EN 13445-3 sú založené na spodnej hranici výsledkov získaných z únavových testov. Výsledné krivky sú doplnené bezpečnostnými súčiniteľmi a to 2 pre napätie a 10 pre životnosť. Týmto spôsobom získame krivky, ktoré sú nelineárne aj na dlhej log-log báze a pravdepodobnosť prežitia nádoby ktorú predstavujú je 97,7%.<sup>[39]</sup> Na rozdiel od toho krivky na posúdenie zváraných detailov a skrutiek sa štatisticky približujú k dolnej hranici testových dát predstavujúcich známe pravdepodobnosti prežitia. Stredné S-N krivky boli preložené dátami metódou najmenších štvorcov pri predpoklade lineárnej závislosti medzi logaritmom napäťových charakteristík a logaritmom životnosti  $N$ , pričom logaritmus  $N$  je braný ako závislá premenná. V prípade EN 13445-3 sú návrhové krivky založené na stredných troch S-N krivkách odpovedajúcich 99,8% pravdepodobnosti prežitia zariadenia.<sup>[39]</sup>

ASME zaviedlo pre určovanie zváraných súčastí dva spôsoby výpočtu. Prvý pracuje s únavovou krivkou uvedenou v rovniciach (6-3) až (6-7), pričom napätie na telese v mieste zvaru je prenasobené vhodným zvarovým súčiniteľom  $K$ , ktorý je závislý na geometrii zvaru.

Druhým spôsobom je využitie únavovej krivky pre zvárané komponenty, ktorá je daná rovnicou 6-9, kde dovolený počet cyklov do lomu dostaneme ako

$$N = \frac{f_l}{f_E} \cdot \left( \frac{f_{MT} \cdot C}{\Delta\sigma_{ess}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (6-9)$$

kde  $C$  je konštanta únavovej krivky – pre odporúčanú 99% bezpečnosť zvarov je to hodnota

$$C = 11\,577,9 \text{ MPa} \quad (6-10)$$

$h$  je konštata únavovej krivky daná ako  $h = 0,3195$

$f_{MT}$  je korečný faktor materiálu a teploty daný ako

$$f_{MT} = \frac{E(T)}{E(T_{ref})} \quad (6-11)$$

$f_E$  je korekčný faktor vplyvu prostredia

$f_I$  je korekcia zlepšenia únavy opracovaním zvaru. Pre bezvrubovo vybrúsené päty zvarov dostávame korekčný súčiniteľ daný ako

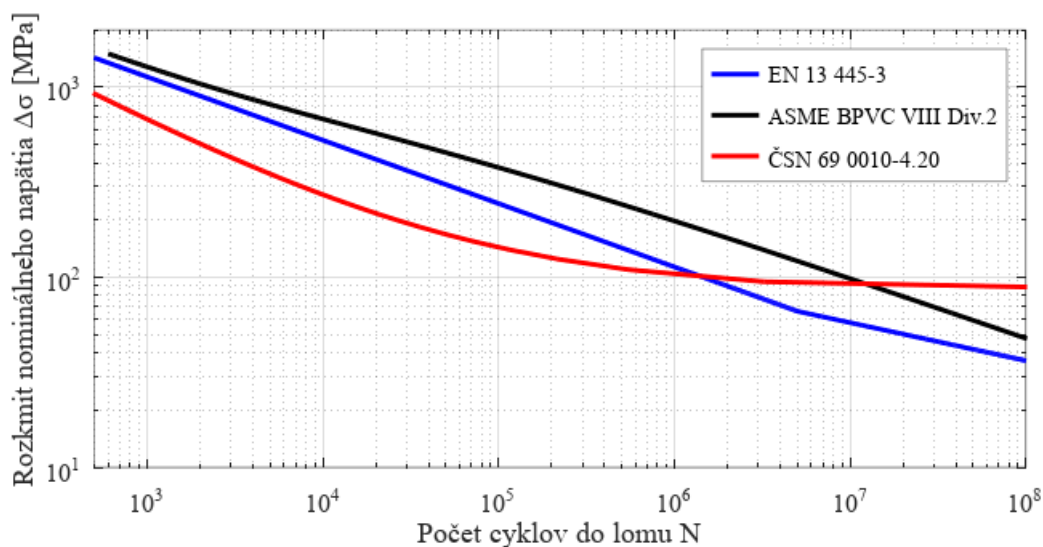
$$f_I = 1 + 2,5 \cdot 10^q \quad (6-12)$$

kde parameter  $q$  sa získa pomocou rovnice

$$q = -0,0016 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma_{ess}}{14,148299} \right)^{1.6} \quad (6-13)$$

$\Delta\sigma_{ess}$  je ekvivalentné štruktúrne napätie ktoré sa zisťuje pomocou výpočtu popísaného v podkapitole 9.4.2.

Porovnanie únavových kriviek pre obojstranný tupý bezvrubovo brúsený zvar je vyobrazené na obrázku 29.



Obr. 29 – Únavové krivky podľa noriem EN 13445-3, ASME BPVC VIII Div.2 a ČSN 69 0010-4.20 pre obojstranný tupý bezvrubovo brúsený zvar

## 6.2 Zariadenie so známou veľkosťou trhliny - LELM

Odhad počtu cyklov do lomu môžeme odvodiť z Paris-Erdoganovho vzťahu, rovnice (6-14), integráciou cez prírastok hĺbky trhliny od počiatkovej veľkosti  $a_0$  po aktuálnu veľkosť  $a_f$  a jemu odpovedajúcemu prírastku počtu cyklov do lomu od počiatkovej  $N_0 = 0$  po aktuálny  $N_f$ .

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^n \rightarrow dN = \frac{da}{C \cdot \Delta K^n} = \frac{da}{C \cdot (\Delta\sigma \cdot Y(a, c) \cdot \sqrt{\pi \cdot a})^n}$$

$$\int_0^{N_f} dN = \frac{1}{C \cdot (\Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi})^n} \cdot \int_{a_0}^{a_f} \frac{da}{C \cdot (Y(a, c) \cdot \sqrt{a})^n} \quad (6-14)$$

$$N_f = \frac{1}{C \cdot (\Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi})^n} \cdot \int_{a_0}^{a_f} \frac{da}{C \cdot (Y(a, c) \cdot \sqrt{a})^n}$$

Problematický výpočet sťažuje rozkmit faktoru intenzity napätia  $\Delta K$  a tvarový faktor  $Y(a, c)$ , ktorý je závislý na rozmere trhliny, a tak je túto integráciu vo väčšine prípadov potrebné vykonať numericky.

Ďalším modelom na predikciu rastu trhlín môže byť napríklad bilineárna rovnica rastu trhliny, kedy je krivka rastu tvorená dvoma Paris-Erdoganovými vzťahmi, pričom od istej hodnoty  $\Delta K$  sa menia parametre rastu trhliny  $C$  a  $n$ . Tento model môže lepšie odpovedať šíreniu trhliny kvôli vhodnejšej aproximácii dát zameraním nutnosti jeho jednotného rastu na celom intervale. Odvođením od tohto modelu podľa nameraných dát ale môžeme mať aj viac ako len 2 intervaly rastu trhliny.

$$\frac{da}{dN} = C_j \cdot \Delta K_j^n \quad (6-15)$$

Jedným najzložitejších ale aj najpresnejších rovníc na rast únavovej trhliny je NASGRO rovnica. Táto rovnica je najpresnejšia čo sa výpočtu týka a zahrňuje aj efekt uzatvárania trhliny. Zároveň je ňou možné popísať nielen rast v oblasti II ale aj v oblasti III. Jej výpočet je ale oveľa zložitejší, než vyššie dva spomenuté postupy, takže výpočtár musí byť schopný práce s týmto modelom.<sup>[24]</sup>

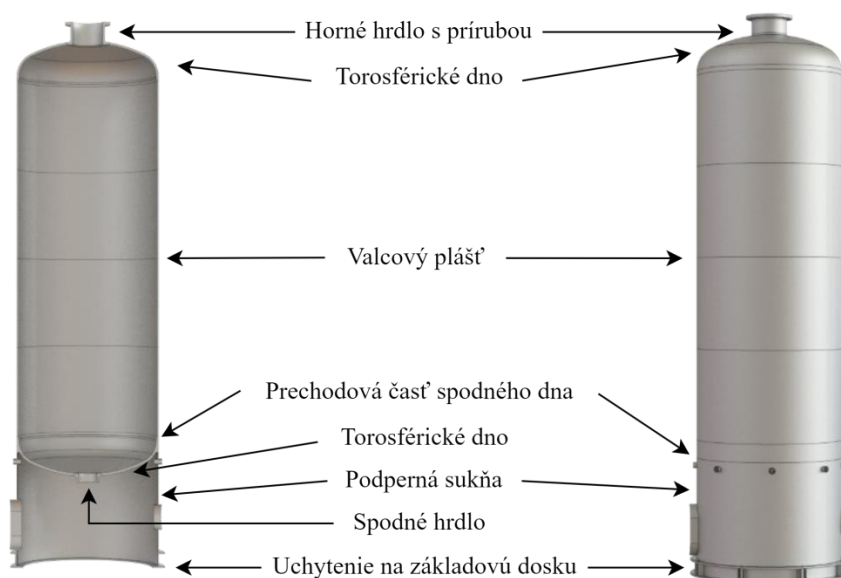
## 7 Analyzované zariadenie

Zariadením podrobeným analýze na zistenie zvyškovej životnosti bol adsorbér adsorbčnej jednotky PSA, ktorá je súčasťou vodíkárne parného reformingu pre jednotku hydrokraku. Jej funkcia je odseparovať z konverzného plynu nečistoty a získať tak vodík vysokej čistoty pre štiepnu jednotku, pričom účinnosť výťažnosti vodíka sa pohybuje na úrovni okolo 99%. Hoci je súčasťou hydrokraku, je možné vodíkárňu prevádzkovať aj separátne. Jednotka PSA je tvorená desiatimi adsorbérmi.

Skúmaný adsorbér bol postavený v roku 1987 a uvedený do prevádzky spolu s jednotkou hydrokraku v roku 1989. Navrhnutý bol pôvodne na cyklickú záťaž v počte 475 000 cyklov. Momentálne má za sebou približne 1 100 000 cyklov a vďaka dobrému stavu má technickou inšpekciou povolenú prevádzku do roku 2027.

V prípade ďalšieho nepredĺženia a nutnosti výmeny sa aktuálna cena za jeden adsorbér pohybuje okolo 230 000€ a cena za výmenu celej PSA jednotky by tak bola na úrovni 2,3 milióna € za nádoby s ďalším približne 1 miliónom € za nový adsorbent. K tejto cene ešte treba prirátat ďalšie náklady na prácu, doplnkové zariadenia ako potrubia a čerpadlá a ušlý zisk za nečinnosť v dôsledku odstávky výrobnnej jednotky.

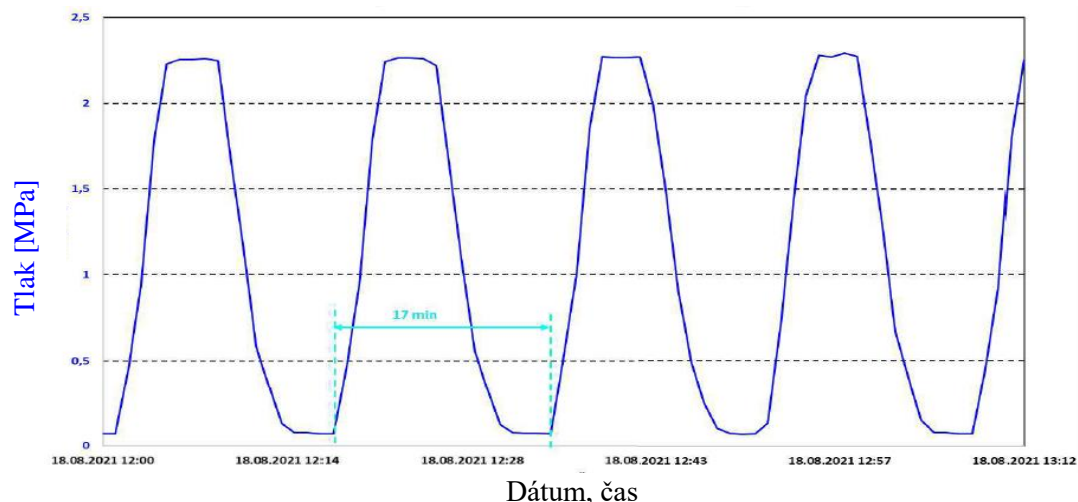
Jedná sa o vertikálnu valcovú nádobu s dvoma neštandardizovanými torosférickými dnami a dvoma hrdlami, pričom horné hrdlo je ukončené prírubou a na spodnom je na hrdlo navarené 90° koleno, na ktoré sa tiež pripája prírubou. Hrdlá sú spolu s prírubou a časťou sférickej časti dna vyrobené ako odliatky. Podperu tvorí valcová sukňa pripevnená na prechodovú časť valcový plášť – dno. Táto prechodová časť je taktiež odlievaná.



Obr. 30 – Bočný pohľad na 3D model analyzovaného adsorbéra v priereze a v celosti

Zariadenie je prevádzkované cyklicky medzi dvoma tlakovými hladinami 2,319 MPa a 0,1 MPa. Pôvodná dĺžka jedného cyklu bola 11 minút, ale po modernizácii a zmene sypania adsorbentu bola pri navýšení prietoku a kapacity adsorpcie navýšená aj doba trvania cyklu na 17 minút. Teplota počas prevádzky je na úrovni teploty okolia, maximálna uvažovaná teplota zariadenia je 70°C.





Obr. 31 – Údaje tlaku zariadenia v závislosti na čase počas prevádzky

## 7.1 Materiál zariadenia a jeho mechanické vlastnosti

Váha prázdneho zariadenia je 27,865 ton, pričom materiál celého zariadenia je oceľ triedy 11 503. Pre tento materiál bola pri návrhu používaná norma ČSN 41 1503 s popisom jeho mechanických a chemických vlastností.

Na zariadení sa taktiež vykonalo prostredníctvom externej firmy meranie metódou mikro skúšky ťahom na sub-size vzorkách, ale taktiež aj analýza chemických vlastností a analýza mikroštruktúry.

Z vonkajšej strany plášťa zariadenia sa odoberali kopulovité sub-size vzorky o priemere približne 20 mm a výške 3 mm, pričom bolo odobraných po 3 vzorkách zo základného materiálu a zo zvaru po 2 vzorkách z tepelne ovplyvnenej zóny zvaru. <sup>[41]</sup> Z odobratých vzoriek boli vytvorené skúšobné telesá na ktorých sa pomocou sub-size merania určovali mechanické vlastnosti – medza sklzu, medza pevnosti, ťažnosť a kontrakcia. Z nameraných údajov získaných pri skúške ťahom bola zároveň zistená lomová húževnatosť pomocou krivky napätie-deformácia. <sup>[41]</sup>



Obr. 32 – Odobratá vzorka z adsorbéra, meracie teleso a výsledok skúšky ťahom <sup>[41]</sup>

Pomerne novo vyvinutá mikro skúška ťahom dovoľuje zistiť nielen lokálne mechanické vlastnosti materiálu za pomoci použitia malých vzoriek (rozmer: 0,5x1,5x3mm) ale aj určiť lokálne dynamické vlastnosti materiálu. Vzorky môžu byť odobraté priamo zo zariadenia a nie je tak potrebné zasahovanie do zariadenia a jeho následné plátanie. Na

vyhodnotenie skúšky sa používajú vizuálne dáta získané z laserového alebo videového extenzometra pomocou vyhodnocovacej metódy – Korelácie digitálneho snímku (Digital image correlator - DIC). Metóda DIC je založená na rozpoznaní zmeny v sérii rýchlo za sebou nasnímaných obrázkov.<sup>[42]</sup>

Testovacia metóda bola už overená pri niekoľkých materiáloch s veľkým intervalom rozličných zaťažovaní a zistili sa veľmi dobré vlastnosti tohto procesu, kde výsledky vykazovali rovnaký trend ako klasická skúška ťahom.<sup>[42]</sup>

Mechanické vlastnosti v nasledujúcej tabuľke 7-1 sú uvedené ako podľa normy ČSN 41 1503<sup>[43]</sup>, tak aj podľa výsledkov získaných z merania metódou mikroskúšky ťahom.

Tab. 7-1 – Normované a namerané mechanické vlastnosti ocele 11 503.1

	Medza sklzu	Medza pevnosti	Ťažnosť	Lomová húževnosť
	$R_e$ [MPa]	$R_m$ [MPa]	$A$ [%]	$K_{IC}$ [MPa · √m]
Norma ČSN 41 1503	min. 345	490 - 630	min. 20%	-
Základný materiál	370 ± 4	530 ± 6	42 ± 5	113
Tepelne ovplyvnená oblasť	365	531	46	113
Materiál zvaru	594 ± 2	674 ± 1	28 ± 1	80

Vďaka nameraným údajom z tabuľky 7-1 tak môžeme určiť aj novú hodnotu dovoleného namáhania podľa normy EN 13445-3 pre austenitické ocele s ťažnosťou viac ako 35% podľa vzťahu

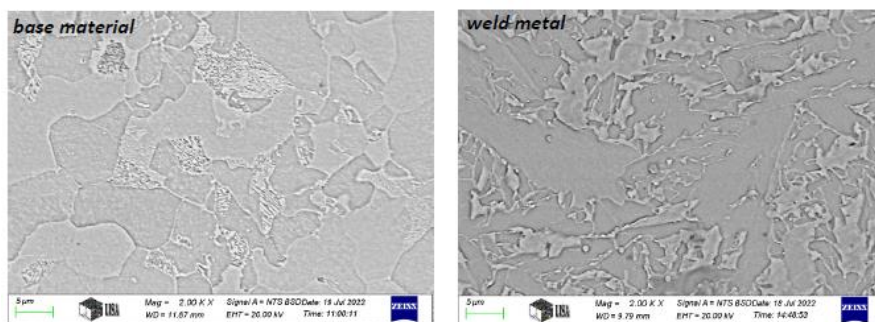
$$f_d = \max \left[ \frac{R_{p,1,0/T}}{1,5}; \min \left\{ \frac{R_{p,1,0/T}}{1,2}; \frac{R_{m/T}}{3} \right\} \right] = 174,66 \text{ MPa} \quad (7-1)$$

Pre porovnanie sa nižšie uvádza aj pôvodný návrhový výpočet dovoleného namáhania materiálu adsorbéra podľa noriem ČSN 69 0010 a ČSN 41 1503.

$$f_d = \min \left\{ \frac{R_{p,1,0/T}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{3} \right\} = 163,33 \text{ MPa} \quad (7-2)$$

Na vzorkách bola zároveň vykonaná analýza mikroštruktúry ako pomocou svetelného, tak aj pomocou elektrónového mikroskopu. Materiál má dendritickú feriticko-perlitickú štruktúru s charakteristikami valcovanej ocele, kde toto lineárne-rovinné usporiadanie mikroštruktúry naznačuje, že počas prevádzky nedošlo k jej významným zmenám. V zvaroch neboli nájdené žiadne defekty prítomnosti druhých fáz, ktoré by mohli značne ovplyvniť mechanické vlastnosti. Ani v jednej z odobraných vzoriek nebola nájdená žiadna trosková vtrúsenina so značnou veľkosťou a vo všeobecnosti nebola podľa mikroštruktúrnej analýzy zistená žiadna degradácia materiálu.<sup>[41]</sup>

Zo skúšok je možné tvrdiť, že mechanické vlastnosti základného materiálu a tepelne ovplyvnenej oblasti zvaru v terajšom stave splňujú požiadavky dané normou ČSN 41 1503. Vlastnosti zvaru splňajú taktiež očakávania, pričom medza sklzu a pevnosti je pomerne väčšia než pri základovom materiáli a výsledky merania štruktúry pod mikroskopom naznačujú dobrú pevnosť.<sup>[41]</sup> Podľa poddimenzovania návrhovej hodnoty dovoleného namáhania je tiež možné povedať, že zariadenie by podľa aktuálne platných postupov malo byť odolnejšie než podľa pôvodných návrhov.



Obr. 33 – Mikroštruktúra základného materiálu (vľavo) a materiálu zvaru (vpravo) pod elektrónovým mikroskopom <sup>[41]</sup>

Chemická analýza materiálu sa vykonala na 2 vzorkách – jednej zo základného materiálu a druhej z miesta zvaru. Analýza potvrdila, že aj po viac ako 30 rokoch prevádzky zloženie materiálu stále spĺňa normy pre daný materiál. V materiáli zvaru sa tiež vyskytuje väčší podiel niklu pre vylepšenie húževnatosti zvarov.

## 7.2 Merania na adsorbéri NDT metódami

Pre získanie povolenia na predĺženú možnosť prevádzky boli na zariadení vykonané viaceré nedeštruktívne skúšky, menovite – meranie akustickej emisie, magnetickou pamäťou materiálu a ultrazvukom. Tieto skúšky mali za úlohu odhaliť prípadné defekty na zariadení, ktoré by mohli ohroziť jeho bezpečnú prevádzku.

**Meranie adsorbéra akustickou emisiou** - Meranie defektov v materiáli akustickou emisiou bolo vykonané pomocou 20-tich sond. Emisné zdroje boli klasifikované ako nevýznamné a niektoré predstavovali vibrácie pripojeného rebríka. Je ich možné zaradiť väčšinou do kategórie rušivých emisných zdrojov. Emisná aktivita týchto zdrojov nemá pôvod v degradačných procesoch na úrovni makroštruktúry materiálu. <sup>[44]</sup>

**Meranie adsorbéra ultrazvukovou metódou** - Kontrola ultrazvukovou metódou bola vykonaná v miestach kríženia zvarov v dĺžke asi 500 mm na každú stranu od kríženia. Na mnohých zvaroch boli nájdené indikácie, tie ale nesúviseli s degradačnými mechanizmami, ale s výrobou a zváraním adsorbéra. Sú to indikácie typu póry, trosky, natené hrany a pod. Indikácie spojené s prevádzkovaním adsorbéra neboli zistené. <sup>[45]</sup>

**Meranie metódou magnetickej pamäte materiálu** – touto metódou založenou na snímaní intenzity magnetického poľa vo forme zvyškovej magnetizácie na povrchu pomocou sond bolo nájdených niekoľko oblastí zvýšenej koncentrácie napätia. Tieto oblasti boli primárne klasifikované v stupňoch 1 a 2 a teda sú nízke alebo nevýznamné z hľadiska prípadného možného porušenia. V sledovaných oblastiach zároveň nedošlo k detekcii oblastí s neprípustnými hodnotami nad 50 (A/m)/mm, ktoré by odpovedali defektom typu trhliny, a ktoré by potrebovali dodatočné overenie napríklad ultrazvukovou metódou. <sup>[46]</sup>

### 7.3 Korózia na zariadení

Napriek tomu, že adsorbéry boli navrhnuté s koróznym prídavkom  $c = 3$  mm, sa počas prevádzky zistilo, že aj po 34 rokoch používania zariadenia je koróznym úbytok buď v rádoch desiatin milimetrov, alebo takmer žiadny. Hrúbky zariadenia boli pravidelne merané každých 5 rokov pomocou ultrazvukovej metódy UTT. Posledné meranie bolo vykonané v roku 2023<sup>[47]</sup>, pričom výsledky merania pre analyzované pozície sú v tabuľke 7-2 spolu s hodnotami z roku 2018<sup>[48]</sup>. Pri meraní boli zistené aj väčšie korózne úbytky, ale tie boli na pripojovacích častiach zariadenia, ktoré je v prípade potreby možné vymeniť relatívne rýchlo a lacno, a preto nebudú v tejto práci uvažované.

Na výpočet priemernej koróznej rýchlosti sa použil rozdiel na analyzovaných pozíciách medzi rokmi 2018 a 2023, ktorého korózne prídavky sa následne spriemerovali a doplnili intervalom odchýlky pomocou smerodajnej odchýlky

$$\bar{c} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n c_i = 0,0075 \text{ mm} \quad (7-3)$$

Smerodajnej odchýlka určuje interval pomocou vzťahu

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (c_i - \bar{c})^2} = 0,1991 \quad (7-4)$$

Po podelení dobou medzi meraním z roku 2018 a rokom 2023 dostaneme priemernú koróznou rýchlosť na zariadení

$$c(\tau) = 1,485 \pm 39,431 \text{ } \mu\text{m/rok} \quad (7-5)$$

Pre bezpečnosť volíme maximum intervalu s 95% spoľahlivosťou, a teda  $c(\tau) = 40,916 \text{ } \mu\text{m/rok}$  pri predpoklade rovnomernej korózie na celom zariadení.

Tab. 7-2 – Korózne úbytky na adsorbéri podľa merania UTT z roku 2018 a 2023 [v mm]

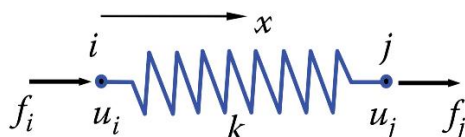
Pozícia	Rok 2018					Rok 2023					Rozdiel
	1	2	3	4	Priemer	1	2	3	4	Priemer	
Hrdlo 1	41,5	41,46	41,47	41,65	41,52	41,49	41,43	41,62	41,53	41,52	0,0025
Dno 1-1	45,81	45,8	45,7	45,91	45,81	45,99	46,75	45,82	46,01	46,14	-0,3375
Dno 1-2	46,64	46,53	46,69	46,41	46,57	46,83	46,38	46,66	46,27	46,54	0,0325
LUB 1	31,4	31,4	31,42	31,4	31,41	30,96	31,33	31,37	31,19	31,21	0,1925
LUB 2	31,8	31,7	31,81	31,54	31,71	31,74	31,61	31,69	31,40	31,61	0,1025
LUB 3	31,86	31,73	31,89	31,57	31,76	31,90	31,75	31,83	31,73	31,80	-0,04
LUB 4	31,86	31,6	32	31,58	31,76	31,75	31,55	31,28	31,31	31,47	0,2875
Dno 2-1	46,61	46,71	46,6	46,82	46,69	46,82	46,96	46,84	47,40	47,01	-0,32
Dno 2-2	45,9	46,71	45	46,2	45,95	46,23	46,24	45,17	45,83	45,87	0,085
Hrdlo 2	27,1	27,07	27,28	27,11	27,14	27,20	27,11	27,01	27,23	27,14	0,0025

## 8 Napät'ová analýza metódou konečných prvkov v programe ANSYS

Program Ansys Workbench je simulačný program založený na výpočte metódou konečných prvkov, ktorý vytvára a vlastní spoločnosť Ansys Inc. Zakladateľom tohto výpočtového programu je John. A. Swansson.

Analýza v programe ANSYS Workbench<sup>[49]</sup> bola vykonaná pomocou licencie pre študentov a zamestnancov Ústavu procesného inžinierstva Strojnej fakulty VUT v Brne.

Metóda konečných prvkov MKP je numerická analýza založená na idealizácii modelového telesa ako siete s konečným počtom prvkov – elementov a spojov.



Obr. 34 – Zjednodušený model MKP na základe pružín<sup>[50]</sup>

Zjednodušený základný princíp fungovania MKP sa dá vysvetliť na príklade elementárneho prvku a systému pružín. Sila pružiny je určená vzťahom  $F = k \cdot x$  kde  $k$  je tuhosť a  $x$  je posuv prvku, teda napríklad z bodu  $i$  do bodu  $j$  ako  $x = u_j - u_i$ . Po vyjadrení statickej rovnováhy podľa obrázku 34 dostane rovnice pre bod  $i$  a pre bod  $j$  ako

$$F_i = -k \cdot (u_j - u_i) \quad (8-1)$$

$$F_j = k \cdot (u_j - u_i) \quad (8-2)$$

Čo sa v maticovom zápise dá vyjadriť ako

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \end{Bmatrix} \quad (8-3)$$

A zovšeobecnene, platné aj pre väčšie množstvo prvkov ako<sup>[50]</sup>

$$K \cdot U = F \quad (8-4)$$

kde  $K$  je matica tuhosti prvku alebo sústavy prvkov

$U$  je matica vzťahujúca sa k posuvom

$F$  je matica síl pôsobiacich v uzloch

### 8.1 Možnosti výpočtových modelov pre tlakové nádoby

Je niekoľko možností ako môžeme postupovať pri tvorbe výpočtového modelu pomocou teórie MKP.

**Analýza 3D modelu – typ SOLID** predstavuje modelovanie a následne analyzovanie telesa ako jedného tuhého prvku o presne danom objeme. Jeho výhodou môžu byť presné výsledky hlavne čo sa kritických miest týka, ako napríklad prechody s malými zaobleniami. Nevýhodou je potreba veľkej výpočtovej siete, a teda aj času na výpočet spoločne s dostatočným výkonom pracovnej stanice.

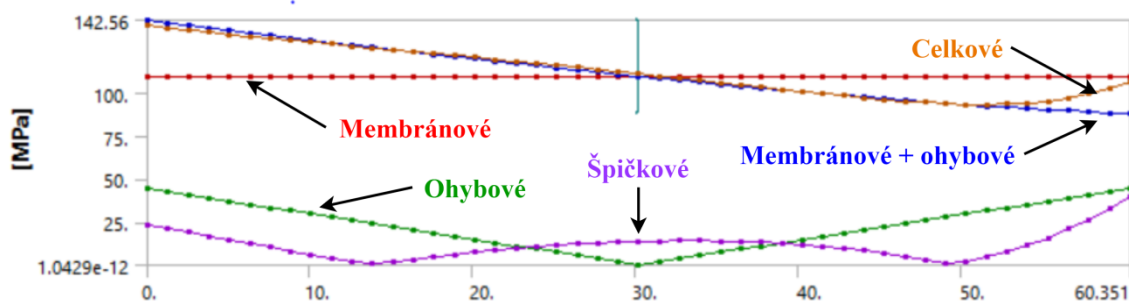
**Analýza 3D modelu – typ škrupina** je metóda, pri ktorej vytvorí užívateľ 3D model pomocou plošných prvkov a následne po nahratí do programu im priradí uvažované hrúbky. Výhodou tohto modelu sú oveľa rýchlejšie výpočty, než pri modeli typu solid. Nevýhodou je problematický výpočet v miestach lokálnych diskontinuit akými sú napríklad napojenia hrdiel. V tomto prípade je ale možné použiť submodeling a dané kritické miesto prepočítať pomocou modelu typu solid.

**2D analýza s pomocou osovej symetrie** je metóda, ktorú možno uplatniť pre zariadenia so symetrickou geometriou a zaťažením. Modelom je 2D plocha predstavujúca pričný prierez nádoby nakreslená v rovine x-y pričom osa y tvorí osu symetrie. Poskytuje veľmi presné výsledky za minimálneho výpočtového času. Nevýhodou je nemožnosť alebo obmedzená možnosť použitia na nesymetrické nádoby.

## 8.2 Kategorizácia napätí po hrúbke plášťa

Na vyhodnotenie napätí po hrúbke získaných z numerických výpočtov sa pre objemové modely používajú krivky napät'ovej klasifikácie. Krivka napät'ovej klasifikácie sa označuje anglickou skratkou SCL (Stress clasification line). V závislosti na pôvode a funkcií sa napätia na krivke delia do nasledovných kategórii:

- **Primárne napätia** – jedná sa o napätia, ktoré pôsobia na statickú rovnováhu škrupinového telesa, pričom vychádzajú predovšetkým z teórie momentových a bezmomentových škrupín. Delia sa na tri podkategórie:
  - **Membránové** – napätie má konštantný priebeh po hrúbke a je založené na membránovej teórii škrupín.
  - **Lokálne membránové** - napätie pôsobiace na určitú menšiu časť škrupiny, napr. rozdielne napätie na dnách nádoby oproti tým na valcovom plášti v mieste ich spoja.<sup>[8]</sup> Zahrňuje diskontinuity, ale nezahŕňa napätia od vrubov.
  - **Ohybové** – napätia vznikajúce teóriou momentovej škrupiny, vyskytujú sa v mieste spojov rôznych geometrii a vznikajú len mechanickým zaťažením.
- **Sekundárne napätia** – samo-vyrovnávacie napätia pôsobiace na statickú rovnováhu a celistvosť konštrukcie. Vyskytujú sa pri štruktúrnych diskontinuitách a môžu byť spôsobené mechanickým alebo tepelným zaťažovaním.
- **Špičkové napätia** – sú lokálne zvýšenia napätí na škrupine vplyvom malých lokálnych diskontinuit škrupiny - vrubov.<sup>[8]</sup> V mieste vrubov sa zvyšuje celkové napätie, pričom rozdielom maximálneho napätia v tomto kritickom bode a primárnych a sekundárnych napätí na strednici je práve špičkové napätie.



Obr. 35 – Linearizácia napätia po hrúbke a kategórie napätí

### 8.3 Vytváranie 2D výpočtového modelu a siete

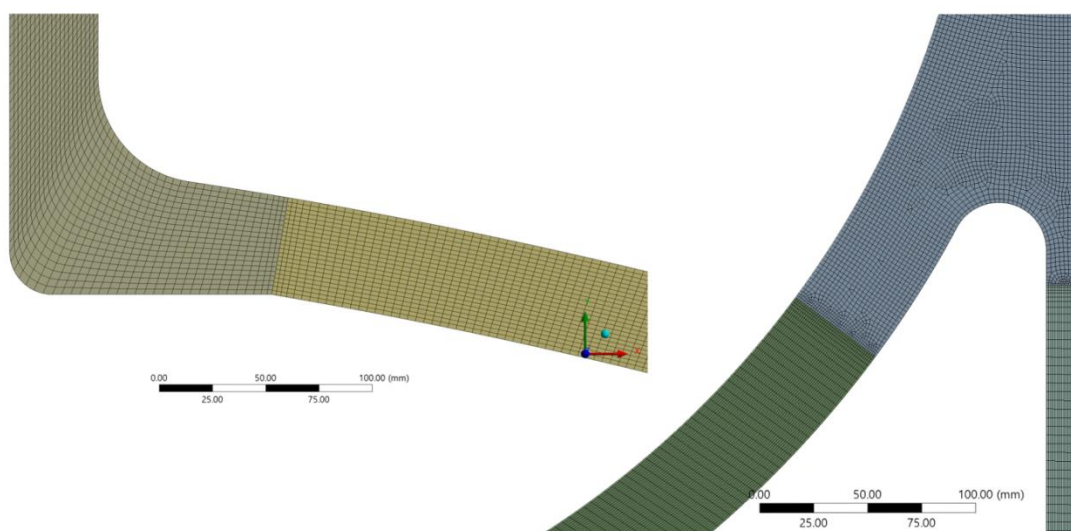
Na zistenie napätí v jednotlivých miestach škrupiny bola zvolená 2D analýza pomocou osovej symetrie a to hlavne z dôvodu skrátenia času a náročnosti výpočtu oproti prvkom typu SOLID, ktoré vyžadujú náročnejší výpočet a nastavenia siete. Výhodou je taktiež relatívne jednoduchá a symetrická geometria skutočného zariadenia, ktorá plne vyhovuje podmienkam osovo symetrickej 2D analýzy.

2D geometria v rovine x-y s osou symetrie tvorenou osou y bola vytvorená v programe Solidworks<sup>[51]</sup> pomocou funkcií *skica* a *planar surface* podľa výkresového plánu adsorbéra poskytnutého zadávateľom diplomovej práce.

Sieť bola zvolená tak, aby čo najlepšie interpretovala výsledky a aby na sieti nevznikali kritické miesta s problémovým určením napätí. Výhodou je opäť geometria bez ostrých hrán na vnútornej strane zariadenia, čo uľahčilo prácu, keďže metóda MKP má problémy s podobnými miestami a napätia v týchto miestach sa potom musia interpolovať. Sieť bola vytvorená jednotným sizingom a v lokálnych bodoch, ako napríklad napojenia častí, boli použité lokálne zlepšenia nastavením počtu prvkov po dĺžke hrany. Sieť možno vidieť na obrázku 36 predstavujú napojenie horného dna a spodného anuloidového prechodu.

Na kontrolu siete sa po výpočte použila funkcia *error*, ktorá ukázala lokálne nerealistické skoky susedných napätí. Po odstránení chýb bolo možné sieť považovať za kvalitnú. Predpoklad kvalitnejších výpočtov sa docielil použitím funkcie *face meshing* so štvoruholníkovými elementmi. Na miestach zvaraných spojov bol použitý *edge sizing*. Problematický bol jedine diel spoja valcového plášťa a spodného dna. V tomto mieste nebolo možné vytvoriť jednotnú štvoruholníkovú sieť kvôli zložitej geometrii.

Sieť tvorilo 102 945 prvkov a 316 306 uzlov.

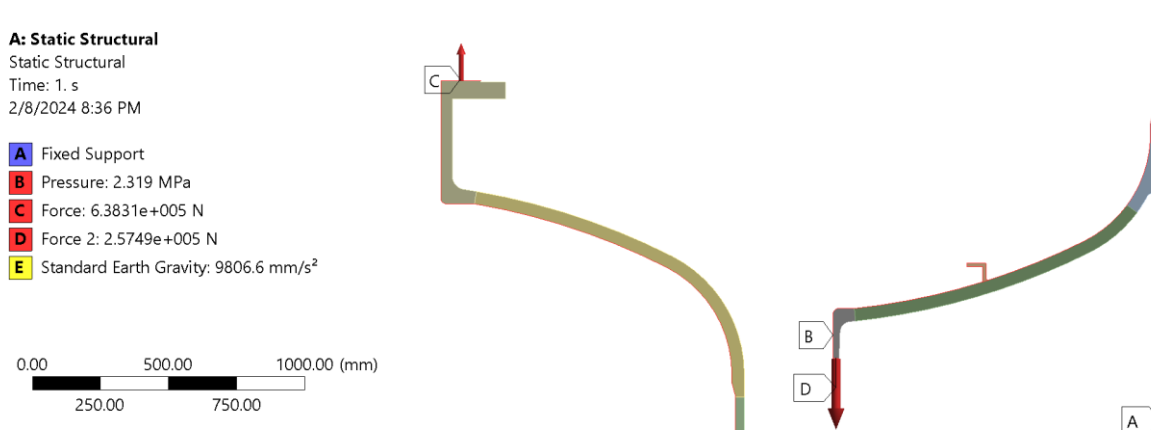


Obr. 36 - Výpočtová sieť v oblasti prechodu hrdla a anuloidového prechodu spodného dna

## 8.4 Nastavenie okrajových podmienok

Pre správny výpočet metódou konečných prvkov je potrebné vhodne zvoliť okrajové podmienky. Boli vytvorené dva prípady – pre maximálne a pre minimálne zaťaženia. Takýto výpočtový postup bol použitý z dôsledku nutnosti poznania maximálnych a minimálnych napätí pre výpočet pomocou noriem ASME a API, kde sú oba výsledky potrebné na výpočet nesymetrie cyklu. Preto boli na vnútorné strany modelu adsorbéra pridané vnútorné pretlaky podľa prevádzkových charakteristík a teda  $p = 2,319 \text{ MPa}$  a  $p = 0,1 \text{ MPa}$ . Na hrdlá boli pridané sily  $F$  ekvivalentné tlaku na plochu vnútorného priemeru hrdiel podľa rovnice  $F = p \cdot S$ , kde  $p$  je prevádzkový tlak a  $S$  je vnútorná plocha tesnenia na hrdle. Zistenie rozkmitu napätí sa docielilo použitím funkcie *solutions combination*. Model sa zaväzbil funkciou *fixed* (pevná väzba) na spodnej hrane podpernej sukne, ktorým bolo zamedzené pohybu hrany v smere osi  $x$  a  $y$ . V tomto mieste je reálne zariadenie pevne prichytené k základovej doske pomocou skrutkových spojov. Vplyv hmotnosti zariadenia bol do výpočtu zahrnutý použitím prvku *earth gravity* (zemská tiaž).

Nastavené okrajové podmienky pre maximálne zaťaženie adsorbéra je možno vidieť na obrázku 37.



Obr. 37 – Okrajové podmienky pre výpočet MKP v programe ANSYS pre maximálne zaťaženie 2,319 MPa



## 8.5 Výsledky

Z dôvodu zdĺhavého výpočtového času pre analýzu celého zariadenia je vhodné určiť nebezpečné miesta na tlakovej nádobe a tie podrobiť numerickej analýze. Tieto miesta sú riadiacimi prvkami pre výpočet pevnosti a životnosti, preto správne určené kritické miesta dokážu urýchliť výpočet zameraním sa na najkritickejšie miesta konštrukcie a vynechaním tých viac bezpečnejších.

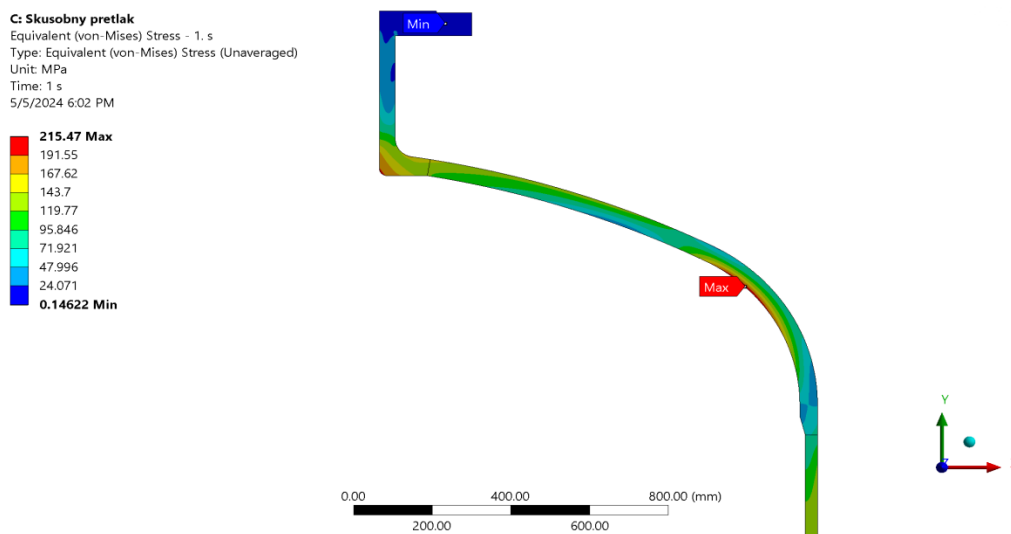
Pomocou výsledkov analýzy MKP pre celý adsorbér bolo možné určiť na zariadení viacero pozícií, ktoré by sa dali z dôvodu zvýšených napätí alebo konštrukčných uzlov (napr. zvary) považovať za kritické. Boli určené nasledujúce pozície:

- 1-Z – Zvar medzi hrdlom H1 a horným dnom
- 2 – Anuloidový prechod horného dna
- 3-Z – Zvar medzi dnom a valcovým plášťom
- 4-Z – Pozdĺžny zvar na valcovom plášti.
- 5-Z – Zvar na anuloidovom prechode spodného dna
- 6-Z – Zvar medzi hrdlom H2 a spodným dnom
- 7 – Vnútoraná hrana spodného hrdla

Tieto kritické pozície ako aj výsledok napäťovej analýzy podľa napäťovej podmienky von Mises sú zobrazené na obrázku 39 na strane 48.

Okrem zistenia kritických miest boli analýzou MKP zároveň vyhodnotené priebehy napätí po hrúbke plášťa na jednotlivých pozíciách podľa napäťovej podmienky von Mises.

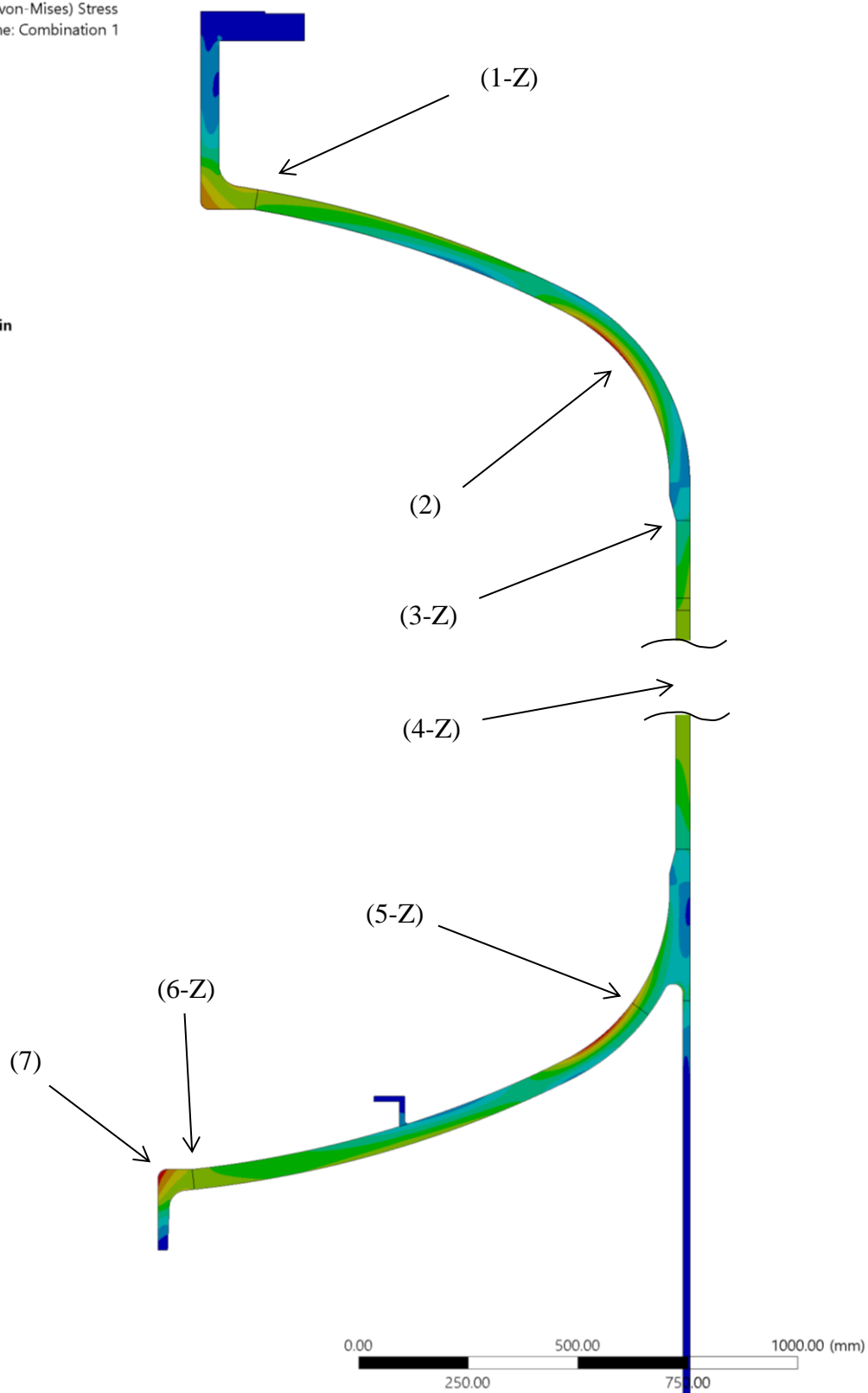
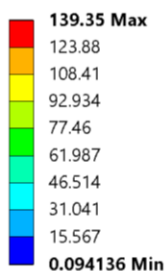
Vhodnosť použitia elastickej analýzy sa overila taktiež výpočtom MKP pre maximálnu záťaž z histórie zariadenia, ktorou bola tlaková skúška. Z výsledkov podľa podmienky von Mises na obrázku 38 je možné vidieť, že aj pri maximálnom zaťažení bol adsorbér namáhaný len v elasticom stave a nevytvorili sa tak na ňom zvyškové tlakové pnutia pri tlakovaní.



Obr. 38 – Výsledok analýzy MKP pre tlakovú skúšku 3,415 MPa – napätie von Mises

**Equivalent Stress**

Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Combination Name: Combination 1  
 Unit: MPa  
 2/8/2024 8:33 PM



*Obr. 39 – Výsledok analýzy MKP – ekvivalentné napätie podľa kritéria von Mises pri maximálnom prevádzkovom tlaku 2,319 MPa a určené kritické miesta konštrukcie*

## 9 Návrhové výpočty podľa únavových kriviek

V tejto kapitole budú uvedené jednotlivé postupy pre návrhový výpočet únavy pomocou únavových kriviek pre normy ČSN 69 0010-4.20, EN 13445-3 kapitoly 17 a 18 a podľa postupu úrovne 2 normy ASME BPVC Section VIII Div.2 ich vzájomné porovnanie.

### 9.1 Výpočet životnosti podľa ČSN 69 0010-4.20

Prvou normou, ktorá bola vybratá na analýzu životnosti adsorbéra bola československá norma ČSN 69 0010<sup>[52]</sup>. Touto normou bol navrhnutý adsorbér, pričom únava bola dopočítaná z kapitoly normy ČSN 69 0010-4.20<sup>[53]</sup> pre nízkocyklickú únavu. Prevádzkovateľom bolo požadované, aby nádoba bola schopná vydržať aspoň 475 000 cyklov rozkmitu tlakov 2,319 – 0,1 MPa. Norma je prekladom sovietskej normy ST SEV 3648-82 a platí pre zariadenia s počtom cyklov  $10^3 - 10^5$ , pričom v československom doplnku sa píše, že výpočet možno použiť aj na zariadenia s návrhovým počtom cyklov väčším než  $10^5$  a získané výsledky budú na strane väčšej bezpečnosti.

Norma ČSN 69 0010-4.20 uvádza nasledujúci postup pre výpočet nízkocyklickej únavy zváraných tlakových nádob.

Pre maximálny tlak na valcovom plášti a hrdlách sa použije rovnica

$$p_{max, val} = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_{a, plast}}{D_e - e_{a, plast}} \quad (9-1)$$

A pre torosferické dna rovnica

$$p_{max, dno} = \frac{2 \cdot e_{a, dno} \cdot z \cdot f_d}{D_e \cdot \beta_2} \quad (9-2)$$

kde  $z$  je súčiniteľ zvaru  
 $e_a$  je analyzovaná hrúbka  
 $f_d$  je dovolené namáhanie  
 $D_e$  je vonkajší priemer  
 $\beta_2$  je parameter klenutého dna, pre náš prípad  $\beta_2 = 1$

Pre nezvárané komponenty sa alternujúce napätie vypočíta ako

$$\sigma_a = \frac{2300 - t}{2300} \cdot \frac{A}{\sqrt{n_N \cdot N_{pož}}} + \frac{B}{n_\sigma} \quad (9-3)$$

Kde  $A$  je pre uhlíkové ocele  $A = 60 \cdot 10^3$  MPa  
 $n_N$  je súčiniteľ bezpečnosti k počtu cyklov podľa normy  $n_N = 10$   
 $n_\sigma$  je súčiniteľ bezpečnosti k napätie podľa normy  $n_\sigma = 2$   
 $N_{pož}$  je požadovaná životnosť  
 $t$  je pracovná teplota v °C  
 $B$  je parameter určený rovnicou



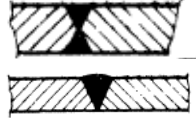


$$B = 0,66 \cdot R_m - 0,43 \cdot R_{p1,0} \quad (9-4)$$

Amplitúda zaťaženia zvarov sa určí pomocou zvarových súčiniteľov tvaru zvaru  $\zeta$ , súčiniteľu miesta zvaru  $\eta$ , rozdielu prevádzkových tlakov  $\Delta p$  a maximálneho tlaku komponenty  $p$

$$\sigma_a = \frac{f_d \cdot \zeta \cdot \eta}{2} \cdot \frac{\Delta p}{p_{max}} \quad (9-5)$$

Zvarové súčinitele  $\zeta$  a  $\eta$  sú pre vybrané prevedenia zvarov nachádzajúcich sa na analyzovanom zariadení uvedené v tabuľke 9-1.

Tab. 9-1 - Parametre zvarov na adsorbéri podľa ČSN 69 0010-4.20

Typ	Prevedenie		$\zeta$
Tupý	Jednostranný		1,5
	Obojstranný		1,0
Typ	Určenie		$\eta$
Tupý	Spoj škrupín rovnakých hrúbok		1,0
	Spoj škrupín rôznych hrúbok		2,0
	Príruby s plynulým prechodom		2,0

Strednou amplitúdou bude potom väčšia z hodnôt

$$\sigma_A = \max \left\{ \sigma_a; \frac{B}{n_\sigma} \right\} \quad (9-6)$$

Normou garantovaná cyklová životnosť zariadenia sa následne určí dosadením do vzorca

$$N = \frac{1}{n_N} \cdot \left[ \frac{A}{\sigma_A - \frac{B}{n_\sigma}} \cdot \left( \frac{2300 - t}{2300} \right) \right]^2 \quad (9-7)$$

### 9.1.1 Prevedenie výpočtu

Výpočet dovoleného počtu cyklov  $N$  pomocou tejto normy pozostával z viacerých častí – prvou bolo zopakovať návrhový výpočet ako tomu bolo v roku 1987.

Keďže sa už praxou prišlo na to, že korózia sa na danom zariadení takmer vôbec nevyskytuje, naskytá sa príležitosť použiť na výpočet menší korózný prídavok - 1 milimeter. Prvou obmenou výpočtu vykonaného výrobcom tak bola zmena korózneho prídavku. Pri návrhu zariadenia sa totižto uvažovalo s ubudnutím 3 milimetrov materiálu v priebehu 10 rokov predikovanej životnosti adsorbéra. Merania v posledných rokoch, ale preukázali, že aj po viac ako 30 rokoch fungovania je korózný úbytok zanedbateľný.

Posledným krokom bolo poňať výpočet novým spôsobom a prikloniť sa k aktuálnym meraniam materiálových vlastností použitím minimálnych nameraných hodnôt pri mikro

skúške materiálu ťahom. Tento spôsob sa tiež vykonal pre dva korózne prídavky 1 a 3 milimetre.

Medza sklzu  $R_{p02} = 370$  MPa

Medza pevnosti  $R_m = 540$  MPa

Výpočty boli vykonané v kritických miestach určených počas analýzy metódou konečných prvkov v programe ANSYS (kapitola 8.5, obr. 39) a na ich počítanie bol vytvorený výpočtový skript v programe Octave, ktorý sa prepojil s xls súborom programu Excel, odkiaľ bral vstupné hodnoty a zapisoval doňho výstupné.

### 9.1.2 Výsledky

Výsledky tohto výpočtu jasne ukazujú, ako je postup výpočtu podľa normy ČSN 69 0010-4.20 vysoko závislý na vstupných parametroch materiálových vlastností ocele a korózneho prídavku. Vidíme, že pokiaľ pôvodný návrhový výpočet dáva počet dovolených cyklov  $N_1$  na pozícií 1-Z ako 968 314, už len zmenou korózneho prídavku z 3 na 1 mm dostávame pre normované materiálové vlastnosti počet dovolených cyklov  $N_2$  s takmer dvojnásobnou hodnotou ako 1 757 041. Taktiež je možné vidieť, že už len zámenou materiálových charakteristík za namerané hodnoty dostávame pre oba korózne prídavky veľmi vysokú životnosť nad  $10^8$  cyklov. Výpočet bol vykonaný pomocou výpočtového skriptu naprogramovaného v programe GNU Octave<sup>[54]</sup> a jeho výsledky sú uvedené v tabuľke 9-2. Detailné výsledky výpočtu sú uvedené v tabuľkách súboru Excel v prílohe 1.

Ako bolo už vyššie spomenuté, výrobca adsorbérov pri návrhu využil tento postup na základe skúseností s cyklickým projektovaním. Otázkou je ale, či výsledky získané zmenou korózneho prídavku alebo materiálových vlastností skutočne odpovedajú reálne dosiahnuteľným životnostiam. Problém tiež môže nastať pri predlžovaní životnosti inšpekčným ústavom, ktorý môže požadovať skôr výpočet podľa novších noriem EN alebo prípadne ASME/API.

Tab. 9-2 – Výsledky návrhovej životnosti podľa normy ČSN 69 0010–4.20

c	[mm]		3		1		3		1	
$R_{p1,0}$	[MPa]		345		345		370		370	
$R_m$	[MPa]		490		490		540		540	
Kritický bod	$\zeta$	$\eta$	$N_1$	$D_1$	$N_2$	$D_2$	$N_3$	$D_3$	$N_4$	$D_4$
1-Z	1,5	2	968 314	1,06	1 757 041	0,59	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0
2	-	-	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0
3-Z	1	2	1 267 569	0,81	3 806 977	0,27	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0
4-Z	1	1	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0
5-Z	1,5	1	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0
6-Z	1,5	2	968 314	1,06	1 757 041	0,59	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0
7	-	-	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0	$> 10^8$	0

## 9.2 Výpočet životnosti podľa EN 13445-3 - kapitola 17

Tak isto ako ostatné normy pre tlakové nádoby, aj EN 13445-3 poskytuje screeningový test, ktorým možno predísť detailnému výpočtu cyklickej únavy zariadenia. Tento test stanovuje, že pokiaľ nádoba za celú svoju návrhovú životnosť vykoná pod 500 cyklov, tak sa pri jej konštrukcii nemusí počítať s únavou. <sup>[39]</sup> Toto zhodnotenie je ale platné len v prípade, že návrh, výroba a prevádzka nádoby bola v súlade s normou EN 13445-3.

Využitie zjednodušenej metódy posudzovania únavy podľa normy EN 13345-3 je možné využiť na zariadenia s cyklickým zaťažením vznikajúcim zmenou tlaku. V niektorých prípadoch je cena za tlakovú nádobu taká malá, že sa pri návrhu finančne neoplatí robiť zložitejšiu analýzu pomocou numerického výpočtu a tak je pre mnohých výpočtárov lacnejšou alternatívou použiť zjednodušený výpočet životnosti. Ďalším prípadom, kedy je vhodné využiť zjednodušenú metódu je v prípade nedostatočnej možnosti preverenia zvarov pri výrobe pomocou nedeštruktívnych metód, kedy tento postup poskytuje vďaka svojej konzervatívnej vhodnú bezpečnosť pred možnými vnútornými defektmi. <sup>[55]</sup>

Kapitola 17 rozoberá životnosť zvarov zariadenia pomocou 4 premenných a to rozdielu prevádzkových tlakov, maximálneho povoleného tlaku komponenty, dovoleného namáhania, a triedy zvaru.

### 9.2.1 Postup výpočtu

Na začiatok bolo vypočítané dovolené namáhanie  $f_d$  pre 2 prípady – z normovaných materiálových charakteristík oceli 11 503 a reálne nameraných charakteristík pomocou metódy mikro skúšky ťahom podľa kapitoly 7.1. Následne sa určili maximálne tlaky jednotlivých komponent.

Pre valcový plášť dostávame maximálny tlak podľa kapitoly 7.4.2 normy EN 13445-3 ako

$$p_{max,plast} = \frac{2 \cdot f_d \cdot z \cdot e_{a,plast}}{D_e - e_{a,plast}} \quad (9-8)$$

Pre maximálne tlaky na jednotlivých častiach dien platia vzťahy (9-9) až (9-11).

$$p_{s,max} = \frac{2 \cdot f_d \cdot e_{a,dno}}{R - 0,5 \cdot e_{a,dno}} \quad (9-9)$$

$$p_{y,max} = \frac{f_d \cdot e_{a,dno}}{\beta \cdot (0,75 \cdot R + 0,2 \cdot (D_e - 2 \cdot e_{a,dno}))} \quad (9-10)$$

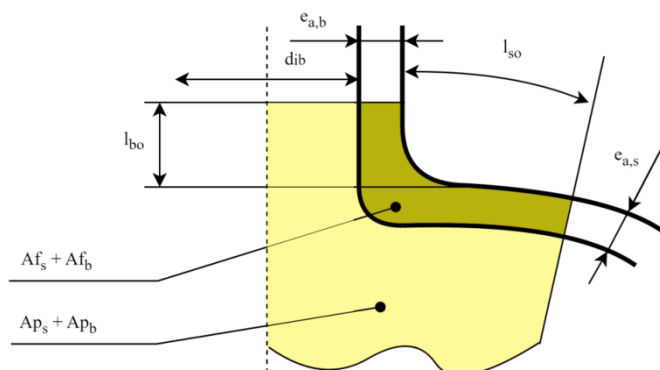
$$p_{b,max} = 111 \cdot f_d \cdot \left( \frac{e_{a,dno}}{0,75 \cdot R + 0,2 \cdot (D_e - 2 \cdot e_{a,dno})} \right)^{1,5} \cdot \left( \frac{r}{D_e - 2 \cdot e_{a,dno}} \right)^{0,825} \quad (9-11)$$

kde  $R$  je polomer sférickej a  $r$  je polomer anuloidovej časti torosférického dna. Parameter  $\beta$  je faktor dna závislý na jeho rozmeroch a daný grafom 7.5-2 v norme EN 13445-3.

Pre hrdlo H platí rovnica (9-12).

$$p_{H,max,i} = \frac{f_d \cdot (Af_s + Af_b)_{Hj}}{(Ap_s + Ap_b)_{Hj} + 0,5 \cdot (Af_s + Af_b)_{Hj}} \quad (9-12)$$

Hodnoty prierezovej plochy plášťa ( $Af_s + Af_b$ ) a prierezovej plochy pod plášťom ( $Ap_s + Ap_b$ ) boli určené zo skice softwaru Solidworks<sup>[51]</sup> pre ich zložitejší tvar, ktorý nepokrývajú všeobecné rovnice uvedené v norme v súlade s odstavcom 9.5.2.4.4.2 tejto normy. Plochy sú vyobrazené na obrázku 40.



Obr. 40 – Prierezové plochy plášťa podľa EN 13445-3 – podkapitola 9.5.2.4.4.2<sup>[19]</sup>

Rozdiel tlakov sa získa ako rozdiel maximálneho a minimálneho prevádzkového pretlaku

$$\Delta p = p_{prev,max} - p_{prev,min} \quad (9-13)$$

Rozkmity napätia pre uvažovanú komponentu sú dané rovnicou

$$\Delta \sigma = \frac{\Delta p}{p_{max}} \cdot f_d \cdot \eta \quad (9-14)$$

kde  $\eta$  je faktor napätia komponenty určený podľa tabuľky 17-2 normy EN 13445-3.

Tento rozkmit je ale ešte korigovaný na teplotu, ktorú pre nízky rozdiel prevádzkových teplôt podľa normy zanedbávame a korekčný súčiniteľ na teplotu považujeme za rovnú  $f_T = 1$ . Druhou korekciou je korekcia na hrúbku steny, kvôli väčšej pravdepodobnosti defektov v hrubšom materiáli danou ako

$$f_e = \left(\frac{25}{e_n}\right)^{0,25} \quad (9-15)$$

Korigovaný rozkmit napätia pre uvažovanú komponentu sa potom určí ako

$$\Delta \sigma^* = \frac{\Delta \sigma}{f_e \cdot f_T} \quad (9-16)$$

Pre zvarané komponenty dostaneme maximálny dovolený počet cyklov pre dané zaťaženie pomocou rovnice

$$N = 5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,737 \cdot C}{\Delta \sigma^*}\right)^3 \quad (9-17)$$

kde  $C$  vyjadruje zvarovú triedu z tabuľky 9-5 (napr. trieda 71 je  $C = 71$  MPa).

Pre nezvarané komponenty platia vzťahy podľa veľkosti korigovaného rozkmitu napätia

$$N = \infty \quad \text{pre } \Delta \sigma^* < 172,5 \quad (9-18)$$

$$N = \left(\frac{46000}{\Delta \sigma^* - 140}\right)^2 \quad \text{pre } \Delta \sigma^* > 172,5 \quad (9-19)$$

Korigovaný rozkmit napätia pre nezvárané komponenty sa určí ako

$$\Delta\sigma^* = \frac{\Delta\sigma}{f_e \cdot f_T} \cdot K_f \quad (9-20)$$

kde koeficient  $K_f$  je platný len pre nezvárané časti nádoby, na ktorých sa vyskytujú zaoblené prechody – na analyzovanom zariadení je to pozícia 7, hrana spodného hrdla. Pre ostatné časti  $K_f$  zanedbávame a uvažujeme  $K_f = 1$ .

$$K_f = 1 + \frac{1,5 \cdot (K_t - 1)}{1 + 0,5 \cdot \max\left[1; K_t \cdot \frac{\Delta\sigma}{\Delta\sigma_D}\right]} \quad (9-21)$$

Pre oba prípady pozície 7 platí, že  $r \geq \frac{e}{4}$  a preto  $K_t = 1$ . Dovolený rozkmit  $\Delta\sigma_D$  pre prípad adsorbéra je  $\Delta\sigma_D = 172,5$  MPa.

### 9.2.2 Výsledky

Výpočet bol vykonaný pre 2 výpočtové prípady – prvý s normovanými materiálovými vlastnosťami a koróznym prídavkom 3 mm a druhý s nameranými materiálovými vlastnosťami a prídavkom na koróziu 1 mm. Výsledky životnosti pre jednotlivé výpočtové prípady sú zobrazené v tabuľke 9-3.

Vo všeobecnosti ale vidíme veľmi nízke hodnoty životnosti pre zvárané komponenty adsorbéra, z ktorých niektoré by zďaleka nespĺňali ani len návrhovú životnosť 475 000 cyklov. Pre nezvárané komponenty alebo zvárané komponenty s jednoduchou zvarovou geometriou ale vychádzajú pomerne dobré výsledky spĺňajúce ako návrhový počet cyklov, tak niektoré aj aktuálny počet cyklov zariadenia. Metóda výpočtu životnosti podľa kapitoly 17 normy EN 13445-3 sa vo všeobecnosti podľa výsledkov javí ako konzervatívna a pre zariadenia prevádzkované s častými zmenami zaťaženia by bolo vhodnejšie zvoliť iný výpočtový postup.

Tab. 9-3 – Výsledky návrhovej životnosti podľa kapitoly 17 normy EN 13445-3

c	[mm]		1			1	
$R_{p1,0}$	[MPa]		345			370	
$R_m$	[MPa]		490			530	
Kritický bod	$\eta$	$p_{max}$ [MPa]	$N_1$	$D_1$	$p_{max}$ [MPa]	$N_2$	$D_2$
1-Z	3	6,54	56 133	18,33	7,23	56 133	18,33
2	1,4	7,46	$> 10^8$	0	8,24	$> 10^8$	0
3-Z	1	5,00	963 912	1,07	5,52	963 912	1,07
4-Z	1	5,00	1 274 752	0,81	5,52	1 274 752	0,81
5-Z	1	5,00	1 274 752	0,81	5,52	1 274 752	0,81
6-Z	3	5,05	33 159	31,03	5,52	25 073	41,03
7	-	6,88	$> 10^8$	0	7,60	$> 10^8$	0



### 9.3 Výpočet životnosti podľa EN 13445-3 - kapitola 18

Metóda detailnej analýzy pochádza z roku 1990, kedy sa na výpočet vybrala aplikácia štrukturálnych napät'ových parametrov, ktorá sa následne implementovala do metodológie výpočtov v norme EN 13445-3.<sup>[56]</sup>

Únavové posúdenie poškodenia v EN 13445-3 je založené na spojení únavových S-N kriviek a Minerovho pravidla kumulatívneho únavového poškodenia od rôznych napät'ových cyklov, ktoré môžu nastať počas prevádzky zariadenia.<sup>[39]</sup> Základným rozdielom medzi postupom výpočtu pre zvarané a nezvarané komponenty spočíva v aplikácii rozdielnych únavových kriviek. Tento rozdiel je rovnako dôležitý pri posudzovaní únavy zvarov pri vysokocyklickej únave. Výsledky založené na únavovej krivke zvarov nebudú porovnateľné s únavovou krivkou nezvaranej komponenty založenej na únave nezvaranej leštenej vzorky materiálu bez vrubu.<sup>[56]</sup>

Pravidlá sú prezentované tak, že užívateľ musí počítať so všetkými detailmi a súčasťami nádoby, ktoré môžu pôsobiť ako potenciálne miesto iniciácie únavovej trhliny a musí zaistiť dostatočnú odolnosť voči únavovému poškodzovaniu počas navrhovanej dĺžky života.<sup>[39]</sup>

Počítanie rozkmitu napätí v zariadení bolo uvažované ako tlakové cykly operujúce v prevádzkovom rozkmitu tlaku 2,319 MPa a 0,1 MPa.

Napätia na posudzovaných miestach adsorbéra sa určili metódou MKP pomocou program Ansys, spomenutého vyššie. V tomto prípade sa ekvivalentný rozkmit napätí  $\Delta\sigma_{eq}$  určil ako rozdiel napätí v daných miestach pri maximálnom a pri minimálnom tlaku. V programe ANSYS sa s pomocou funkcie *solutions combination* vytvoril z analýz pre maximálne a minimálne zaťaženia automatický výpočet rozkmitu napätia  $\Delta\sigma_{eq}$ .

$$\Delta\sigma_{eq} = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (9-22)$$

Stredné ekvivalentné napätie  $\overline{\sigma}_{eq}$  sa získa z maximálnych a minimálnych hodnôt napätia ako

$$\overline{\sigma}_{eq} = \frac{1}{2} \cdot [\sigma_{max} + \sigma_{min}] \quad (9-23)$$

Tieto hodnoty boli taktiež vypísané do výsledkov, ktoré sú uvedené v tejto kapitole pre jednotlivé skúmané pozície zariadenia. Sú uvedené v tabuľke 9-4.

Tab. 9-4 – Hlavné napätia podľa analýzy v programe ANSYS a odpovedajúce ekvivalentné napätie podľa podmienky von Mises

Kritické miesto	1-Z	2	3-Z	4-Z	5-Z	6-Z	7
	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa
$\sigma_{max}$	104,08	146,00	72,303	91,714	124,13	100,05	139,31
$\sigma_{min}$	4,107	5,966	2,976	3,974	5,331	4,452	6,194
$\Delta\sigma_{eq}$	99,971	140,03	69,335	87,759	118,8	95,549	133,1

### 9.3.1 Postup výpočtu pre zvárané časti nádoby

Vstupom výpočtu musí byť ekvivalentné nominálne napätie  $\Delta\sigma_{eq}$  v mieste zvaru. V prípade tupých zvarov so zabrúseným vrubom päty zvaru je postup jednoduchší a je možné napätie zistiť priamo z klasifikačných kriviek po hrúbke pomocou metódy konečných prvkov. V prípade kútových zvarov, nezabrúsených tupých zvarov alebo zvarov vytvárajúcich lokálne diskontinuity je potreba určiť napätie pomocou extrapolácie z hodnôt napätí pred touto diskontinuitou. V prípade analyzovaného zariadenia ale nemáme takéto zvary a preto si vystačíme s napätím v mieste zvaru získaného pomocou MKP.

Určí sa korekčný súčiniteľ pre nominálnu hrúbku materiálu  $e_n$ , pričom ak je  $e_n \leq 25$  mm, tak platí, že  $f_e = 1$ , v ostatných prípadoch až po  $e_n = 150$  mm platí vzorec

$$f_e = \left(\frac{25}{e_n}\right)^{0,25} \quad (9-24)$$

Korekčný súčiniteľ na teplotu  $f_{T^*}$  sa uvažuje v prípade, že medzná teplota  $T^* > 100^\circ\text{C}$ , pričom sa táto teplota určí rovnicou, v opačnom prípade sa stanoví ako  $f_{T^*} = 1$

Keďže adsorbér operuje v rozmedzí teplôt  $70^\circ\text{C}$  až  $20^\circ\text{C}$  bude podľa rovnice (9-25) teplota  $T^*$

$$T^* = 0,75 \cdot T_{max} + 0,25 \cdot T_{min} = 0,75 \cdot 70 + 0,25 \cdot 20 = 57,5^\circ\text{C} \quad (9-25)$$

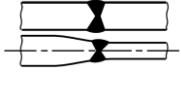
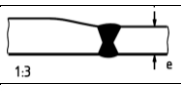
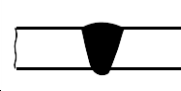
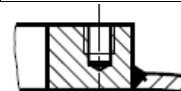
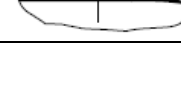
Táto hodnota je menšia než  $100^\circ\text{C}$  a preto bude vo všetkých prípadoch týchto výpočtov uvažovaný korekčný súčiniteľ na teplotu  $f_{T^*}$  ako  $f_{T^*} = 1$ .

Celkový korekčný súčiniteľ pre zvary sa potom určí súčinom korekčných súčiniteľov na nominálnu hrúbku materiálu a na teplotu

$$f_u = f_e \cdot f_{T^*} \quad (9-26)$$

Pomocou získaných napätí a súčiniteľov už môžeme určiť počet dovolených cyklov daných zvarov. Môžu nastať 2 prípady, ktoré sa od sebou líšia podľa hodnoty  $\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w}$ , pričom sa určuje či je tento podiel väčší alebo menší ako rozkmit napätí  $\Delta\sigma_D$  daných únavovými krivkami pre zvary. Ak je podiel menší ako rozdiel napätí  $\Delta\sigma_{cut}$ , môžeme životnosť zvaru považovať za veľmi vysokú nad  $10^8$  cyklov.

Tab. 9-5 - Vybrané zvary z normy EN 13445-3 nachádzajúce sa na adsorbéri

Typ zvaru	Obrázok	Prevedenie	Pozn.	Trieda pre 1,2
Tupý zvar		Obojstranný, symetrický	Zvar bez významných väd	80
		Jednostranný, plne prevarený		
		Obojstranný, nesymetrický	Zvar bez významných väd	80
		Jednostranný	Zaručené plné prevarenie	63
		Jednostranný	Plne prevarený, päta zvaru brúsená	80

Parametre únavových kriviek získané zo skúšok zváraných komponent boli uvedené v kapitole 6.1.3 o únavových krivkách zváraných častí tlakových nádob v tabuľke 6-1. Počet maximálnych dovolených cyklov pre daný rozkmit napätia získame dosadením konštánt  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $m_1$  a  $m_2$  z tejto tabuľky. Trieda zvaru sa určí podľa tabuľky 9-5.

Ak je  $\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w} \geq \Delta\sigma_D$  tak

$$N = \frac{C_1}{\left(\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_u}\right)^{m_1}} \quad (9-27)$$

Ak je  $\Delta\sigma_{cut} < \frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_w} < \Delta\sigma_D$  tak

$$N = \frac{C_2}{\left(\frac{\Delta\sigma_{eq}}{f_u}\right)^{m_2}} \quad (9-28)$$

### 9.3.2 Postup výpočtu pre nezvárané časti nádoby

Pri posudzovaní nezváraných častí nádoby sa postupuje podobne ako v prípade zváraných častí, no treba počítať s viacerými korekčnými súčiniteľmi.

Ekvivalentné napätie sa opäť získa pomocou analýzy MKP alebo výpočtom škrupinových častí v medziach platnosti týchto výpočtov. Pri analýze pomocou objemových modelov miesto škrupinových sa môže na výpočet efektívneho rozkmitu napätia  $\Delta\sigma_f$  použiť celkové napätie získané z MKP ako

$$\Delta\sigma_f = \frac{K_f}{K_t} \cdot \Delta\sigma_{eq,total} \quad (9-29)$$

kde ak sme pri modelovaní uvažovali všetky lokálne diskontinuity, môžeme použiť zjednodušenie, s ktorým súčiniteľ  $K_t$  nie je potrebné počítať a pomer  $K_f$  ku  $K_t$  tak bude rovný hodnote 1.

Prvým súčiniteľom, ktorý je treba zohľadniť je drsnosť povrchu komponent zariadenia. Súčiniteľ drsnosti povrchu sa získa jednou z rovníc

$$f_s = F_s^{0,1 \cdot \ln N - 0,465} \quad (9-30)$$

$$f_s = F_s \quad \text{pre } N > 2 \cdot 10^6 \quad (9-31)$$

Tento výpočet získame iteračne, keďže jednou z premenných je hodnota počtu cyklov, ktorú nepoznáme.

Faktor korekčného súčiniteľa na drsnosť  $F_s$  získame vzťahom

$$F_s = 1 - 0,056 \cdot (\ln R_z)^{0,64} \cdot \ln R_m + 0,289 \cdot (\ln R_z)^{0,53} \quad (9-32)$$

kde  $R_m$  je medza pevnosti materiálu a  $R_z$  je drsnosť povrchu –pre valcovanie  $R_z = 200 \mu\text{m}$ .

Korekčný súčiniteľ na hrúbku materiálu určíme podľa počtu cyklov jednou z rovníc

$$f_e = F_e^{0,1 \cdot \ln N - 0,465} \quad (9-33)$$

$$f_e = F_e \quad \text{pre } N > 2 \cdot 10^6 \quad (9-34)$$

Tieto súčinitele sú opäť závislé na počte cyklov a korekčnom faktore  $F_e$ , ktorý získame ako

$$F_e = \left(\frac{25}{e_n}\right)^{0,25} \quad (9-35)$$

Posledným súčiniteľom je súčiniteľ na zohľadnenie stredného napätia  $f_m$ , ktorý je závislý od medze pevnosti, stredného ekvivalentného napätia  $\overline{\sigma_{eq}}$  a rozkmitu napätia získaného z únavových kriviek  $\Delta\sigma_R$ . V tomto prípade, kedy platí, že  $\Delta\sigma_{eq} \leq 2 \cdot R_{p1,0}$  a zároveň že  $|\sigma_{max}| < R_{p1,0}$  sa parameter citlivosti stredného napätia  $M$  určí ako

$$M = 0,00035 \cdot R_m - 0,1 \quad (9-36)$$

Dostávame rovnicu pre korekčný súčiniteľ stredného napätia pre nezvárané komponenty ako

$$f_m = \left[1 - \frac{M \cdot (2 + M)}{1 + M} \cdot \left(\frac{2 \cdot \overline{\sigma_{eq}}}{\Delta\sigma_R}\right)\right]^{0,5} \quad (9-37)$$

kde  $\Delta\sigma_R$  je rozkmit napätia získaný z únavových kriviek. Je závislý na počte cyklov a jeho výpočet je preto tiež súčasťou iterácie.

$$\Delta\sigma_R = \frac{46000}{\sqrt{N}} + 0,63 \cdot R_m - 11,5 \quad (9-38)$$

Ak je počet cyklov väčší ako  $2 \cdot 10^6$ , tak sa za  $N$  dosadzuje hodnota  $N = 2 \cdot 10^6$

Celkový korekčný súčiniteľ  $f_u$  dostávame súčinom všetkých vyššie uvedených súčiniteľov

$$f_u = f_s \cdot f_e \cdot f_m \cdot f_T \quad (9-39)$$

### 9.3.3 Výsledky

Výpočet bol vykonaný s uvažovaním nameraných materiálových vlastností a korózneho prídavku 1 mm. Napätia pre výpočet boli získané metódou konečných prvkov v programe Ansys Workbench<sup>[49]</sup>. Za napätovú podmienku bola zvolená podmienka von Mises, ktorá dáva oproti Trescovej podmienke predikciu menších napätí a tým pádom vyššej životnosti.

Z výsledkov z tabuľky 9-6 je zrejmé, že postup výpočtu návrhovej životnosti podľa kapitoly 18 normy EN 13445-3 spĺňa na všetkých kritických miestach požadovaný návrhový počet cyklov 475 000. Je ale zrejmé, že kumulácia poškodenia je pri aktuálnom počte cyklov 1 083 000 viac ako 1,5-násobná na pozícii 1-Z. Norma tak nemôže slúžiť ako podklad k ďalšej prevádzke adsorbéra.

Z výsledkov vychádza, že najkritickejšie miesto únavového porušenia je miesto zvaru horného hrdla a torosférického dna. Po ňom nasleduje zvar spodného hrdla na spodné dno a miesto zvaru anuloidového prechodu na spodnom dne. Nezváraným komponentom vychádza podľa tejto normy veľmi vysoká životnosť nad  $10^8$ . Zvary na valcovom plášti by ešte boli schopné operovať v rádoch stoviek tisíc a zvar spoja dna a valcového plášťa viac než 1,5 milióna cyklov.

Tab. 9-6 – Výsledky návrhovej životnosti podľa normy EN 13445-3 kapitoly 18

Kritický bod	C	$f_u$	$\Delta\sigma_{eq}$	N	D
1-Z	80	0,863	99,97	656 897	1,56
2	-	0,62	140,03	$> 10^8$	0
3-Z	90	0,863	69,33	2 819 624	0,36
4-Z	90	0,948	87,74	1 839 474	0,56
5-Z	90	0,948	118,80	741 051	1,39
6-Z	80	0,899	95,60	751 275	1,37
7	-	0,899	133,12	$> 10^8$	0

## 9.4 Určenie životnosti podľa ASME BPVC VIII Div.2

Napätia na posudzovaných miestach adsorbéra sa určili metódou MKP podobne ako v kapitole 9.3. Napätie sa vyhodnocovalo pomocou podmienky von Mises. Tieto hodnoty boli taktiež vypísané do výsledkov, ktoré sú uvedené v tejto kapitole pre jednotlivé pozície. Jednotlivé rozkmity napätia získané MKP analýzou sú rozložené na membránové, ohybové a špičkové napätia v tabuľke 9-7.

Tab. 9-7 – Rozbor napätia na analyzovaných miestach pre metódu von Mises

Kritické miesto	1-Z	2	3-Z	4-Z	5-Z	6-Z	7
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
$\Delta\sigma_{eq}$	99,971	140,03	69,335	87,759	118,8	95,594	133,11
$\Delta\sigma_m$	85,23	77,098	47,997	85,815	67,785	87,572	104,85
$\Delta\sigma_b$	32,074	71,414	6,4715	1,9207	58,532	29,788	42,594
$\Delta\sigma_{peak}$	3,4001	3,977	29,072	0,002	2,1261	4,1669	22,456

### 9.4.1 Pre nezvárané komponenty – metóda súčiniteľov

Ekvivalentná amplitúda napätia sa určí ako

$$\sigma_a = \frac{K_f \cdot K_e \cdot \Delta\sigma_{eq}}{2} \quad (9-40)$$

Kde  $K_f$  a  $K_e$  sú zaťažujúce únavové faktory.  $K_e$  je pre hodnoty rozkmitu napätia menšieho, než je dovolené namáhanie materiálu daná ako  $K_e = 1$ . Hodnota  $K_f$  je daná z tabuľky normy ASME pri použití metódy na posudzovanie zvarov, inak je pre nezvárané komponenty jej hodnota daná ako  $K_f = 1$ .

Počet cyklov do lomu sa určí vynesím do krivky životnosti udanej normou ASME pre uhlíkové oceli neprekračujúce prevádzkovú teplotu 371°C, ktoré majú medzu pevnosti menšiu než 552 MPa. Jej výpočet pomocou parametrov X a Y je uvedený v rovniciach (6-4) až (6-6) v kapitole 6.1.2. Výsledný počet dovolených cyklov do lomu sa získa ako:

$$N = 10^X \quad (9-41)$$

### 9.4.2 Pre zvárané komponenty – metóda ekvivalentného štruktúrneho napätia

Ekvivalentná amplitúda rozkmitu štruktúrnych napätí zvaru sa určí pomocou rovnice

$$\Delta\sigma_{ess} = \frac{\Delta\sigma}{t_{ess}^{\left(\frac{2-m_{SS}}{2 \cdot m_{SS}}\right)} \cdot I_{m_{SS}} \cdot f_M} \quad (9-42)$$

kde  $t_{ess}$  je hrúbka plášťa v danom mieste, pričom ak je menšia ako 16 mm, uvažuje sa hodnota  $t_{ess} = 16$  mm.

$$\frac{1}{I_{m_{SS}}} = \frac{1,23 - 0,364 \cdot R_b - 0,17 \cdot R_b^2}{1,007 - 0,306 \cdot R_b - 0,178 \cdot R_b^2} \quad (9-43)$$

kde koeficient  $R_b$  vyjadruje pomer medzi rozdielom ohybového a rozdielu celkového napätia

$$R_b = \frac{|\Delta\sigma_{eq,e,b}|}{|\Delta\sigma_{eq,e,b}| + |\Delta\sigma_{eq,e,m}|} \quad (9-44)$$

kde  $|\Delta\sigma_b^e|$  je absolútna hodnota rozdielu ohybového napätia v danom bode

$|\Delta\sigma_m^e|$  je absolútna hodnota rozdielu membránového napätia v danom mieste

Koeficient  $f_M$  je vyjadrený pre zaťaženie adsorbéra ako

$$f_M = (1 - R)^{\frac{1}{m_{ss}}} \quad (9-45)$$

kde  $R$  je pomer minimálneho a maximálneho napätia v bode v analyzovanom mieste

$$R = \frac{\sigma_{eq,min}}{\sigma_{eq,max}} \quad (9-46)$$

a  $m_{ss}$  je konštanta daná ako

$$m_{ss} = 3,6 \quad (9-47)$$

Nelineárny štruktúrny rozdiel napätí  $\Delta\sigma$  sa získa pomocou rovnice (9-48) - Neuberovho pravidla a z rovnice (9-49) - upraveného Romberg-Osgoodovho modelu deformácie.

$$\Delta\sigma \cdot \Delta\varepsilon = \Delta\sigma_e \cdot \Delta\varepsilon_e \quad (9-48)$$

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma}{2 \cdot K_{css}} \right)^{\frac{1}{n_{css}}} \quad (9-49)$$

Po dosadení jednej rovnice do druhej a následnej úprave tak aby jedna strana bola rovná nule získame rovnicu pre výpočet rozkmitu, ktorej riešenie dostaneme pomerne ľahko pomocou numerickej metódy delenia intervalov.

$$\frac{\Delta\sigma}{E} + 2 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma}{2 \cdot K_{css}} \right)^{\frac{1}{n_{css}}} - \frac{\Delta\sigma_e^2}{\Delta\sigma \cdot E} = 0 \quad (9-50)$$

Pre ocele do hrúbky 50 mm a prevádzkových teplôt do 200°C sú materiálové parametre z rovnice (9-49) a (9-50) dané normou API 579-1 ako:

$$K_{css} = 1,65 \cdot R_m \quad (9-51)$$

$$n_{css} = 0,15 \quad (9-52)$$

Dovolený počet cyklov sa určí ako

$$N = \frac{f_l}{f_E} \cdot \left( \frac{f_{MT} \cdot C}{\Delta\sigma_{ess}} \right)^{\frac{1}{h}} \quad (9-53)$$

kde parametre tejto rovnice sú popísané v podkapitole 6.1.3.

### 9.4.3 Výsledky

Výpočet bol vykonaný pre namerané hodnoty materiálových vlastností a korózný prídavok 1 mm. Z výsledkov v tabuľke 9-8 je možné vidieť, že adsorbér by podľa normy ASME BPVC Sec.VIII Div.2 nespĺňal návrhový počet cyklov. Kritickými miestami sú miesta navarenia hrdiel na torosférické dna a miesto zvaru v anuloidovom prechode spodného dna. Návrhová životnosť adsorbéra by podľa postupu úrovne 2 normy ASME BPVC VIII Div.2 bola 232 319 cyklov.

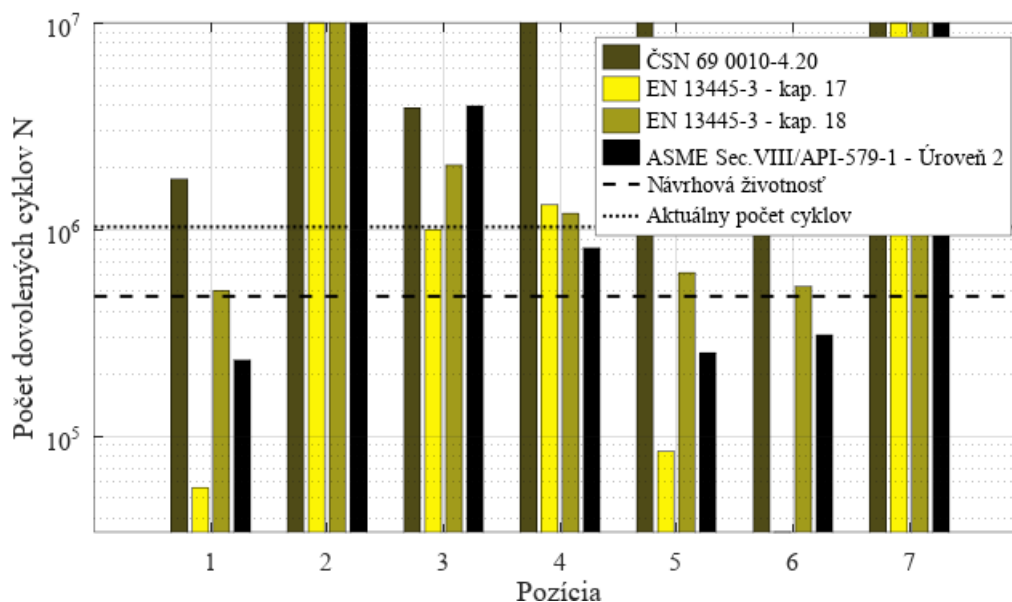
Tab. 9-8 – Výsledky návrhovej životnosti podľa postupu úrovne 2 ASME BPVC VIII Div. 2

Kritický bod	$\Delta\sigma_e$	$\Delta\sigma_{ess}/\Delta\sigma_a$	$N_1$	D
	[MPa]	[MPa]	[-]	[-]
1 - Z	117,31	246,83	232 319	4,43
2	140,04	70,02	$> 10^8$	0
3 - Z	54,47	106,18	3 909 814	0,26
4 - Z	87,74	171,35	814 124	1,27
5 - Z	126,32	243,20	246 248	4,18
6 - Z	117,36	228,23	306 965	3,35
7	133,12	66,59	$> 10^8$	0



## 9.5 Porovnanie návrhových prístupov

Výsledky pre rôzne výpočtové postupy podľa rovnakých vstupných parametrov korózneho prídavku a mechanických vlastností materiálu sa pre jednotlivé pozície vytvorili stĺpcové grafy, vďaka ktorým sa mohli lepšie porovnať výsledky návrhových výpočtov. Tento výstup je zobrazený na grafe na obrázku 41.



Obr. 41 – Stĺpcový graf porovnania návrhových noriem na únavu

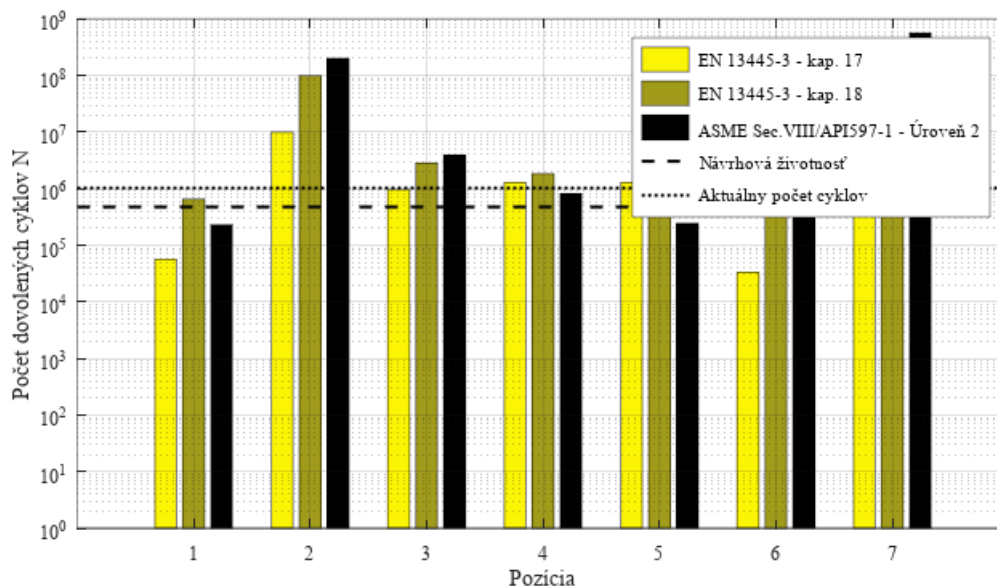
Už z prvého pohľadu je možné rozoznať 2 veci – prvá, pre nezvárané komponenty vychádza neobmedzená životnosť a druhá, že hodnoty výsledkov podľa normy ČSN 69 0010-4.20 sú dvoj až štvornásobne vyššie pre zvárané komponenty. Zároveň je možné pozorovať, že jediná norma, pre ktorú sú splnené požiadavky na návrhový počet cyklov a aj aktuálny počet cyklov je práve norma ČSN 69 0010-4.20. Zo všeobecného dôvodu neistoty predĺženia životnosti technickým inšpekčným úradom podľa normy ČSN a kvôli slabej možnosti rozlíšiteľnosti zvyšných noriem sa z grafu odstránili jej hodnoty. Upravený graf je možno vidieť na obrázku 42.

Z detailnejšieho záberu je zreteľne možno vidieť, že požadovaná návrhová životnosť by podľa noriem EN a ASME bola splnená len v prípade použitia návrhového postupu kapitoly 18 normy EN 13445-3.

Najnižšia životnosť sa dostane zjednodušeným výpočtom podľa kapitoly 17 normy EN 13445-3 a je preto zrejmé, že túto normu je vhodné používať skôr v prípade zariadení, pri ktorých sa nepredpokladá vysoký počet cyklovania záťaže. Kritickým miestom je miesto zvaru spodného hrdla a dna. Norma dáva vysoko konzervatívne výsledky.

Naopak, detailný výpočtový postup kapitoly 18 tejto normy dáva jasne najlepšie výsledky čo sa životnosti týka. Hodnoty počtu cyklov do lomu sú najvyššie z jednotlivých noriem, až na prípad pozície 6-Z – zvaru na spoji spodného hrdla a dna. Kritickým miestom na analyzovanom zariadení bude podľa normy zvarový spoj horného hrdla a dna.

Za zmienku ale treba spomenúť, že sa v dobe písania tejto práce pripravuje nová verzia normy EN 13445-3, v ktorej by mal byť prepracovanejší postup hodnotenia únavy primárne pridaním výpočtu pre neproporcionálne zaťaženie a táto verzia by mala nadobudnúť platnosť približne v dobe obhajoby tejto práce.



Obr. 42 – Stĺpcový graf porovnania návrhových noriem na únavu pre normy EN a ASME

Postup úrovne 2 normy ASME BPVC Sec.VIII Div.2 dáva vo všeobecnosti nižšie výsledky životnosti než postup podľa kapitoly 18 normy EN 13445-3, avšak v mieste spoja spodného hrdla a dna ich dáva najvyššie. Kritickým miestom je zvarový spoj dna v anuloidovom prechode, pričom je zaujímavosťou že toto miesto je zároveň kritické pre prístup metódou lomovej mechaniky – bude podrobne rozobraná v kapitole 10 tejto práce.

V prípade použitia hociktorej z aktuálne platných noriem EN alebo ASME je ale zreteľne vidieť, že nespĺňajú požiadavku na prevádzku s aktuálnym počtom cyklov, pričom zaostávajú o viac ako dvojnásobok. Z výsledkov je tak zrejmé, že nádoba nemôže byť prevádzkovaná podľa podkladov návrhového výpočtu a musí sa pristúpiť na výpočet metódou Fitness for Service, založenou na riadení životnosti pomocou sledovania rastu trhlin na zariadení.

## 10 Zvyšková životnosť zariadenia s trhlinou podľa normy API 579-1/ASME FFS-1 „Fitness for Service“

Po vyčerpaní alebo prekročení pôvodnej návrhovej životnosti alebo v prípade zistenia defektov, môže byť na určenie životnosti tlakovej nádoby použitá lomová mechanika.<sup>[57]</sup>

Posúdenie metódami Fitness for Service (FFS) je viacborový prístup na určenie, ako už z názvu vyplýva, spôsobilosti na ďalšiu prevádzku. Norma na viac ako 1200 stranách pokrýva široký interval rôznych poškodzovaní, ktoré je možno zvyčajne nájsť na zariadeniach v petrochemickom priemysle. Udáva postupy pre rôzne typy korózií, fyzického poškodenia, vplyvu teploty a defektov typu trhliny. Postup tejto normy vychádza z návrhových pravidiel tlakových zariadení podľa normy ASME BPVC Section VIII, ale zároveň udáva pozmenené postupy na použitie pre zariadenia navrhnuté inými normami.<sup>[58]</sup>

V norme sú uvedené 3 úrovne výpočtu pre zistenie počtu cyklov do lomu. Vo všeobecnosti poskytuje každá úroveň vyvážený prístup medzi konzervatívnosťou, množstvom vstupných informácií potrebných na analýzu a komplexnosťou výpočtu. V praxi sa zvyčajne uplatňuje postup kedy sa od úrovne 1 pokračuje na vyššie úrovne, v prípade že daná úroveň nesplní požiadavky na životnosť.<sup>[59]</sup>

- **Úroveň 1** – Ide o konzervatívne, screeningové kritérium
- **Úroveň 2** – Táto úroveň podáva menej konzervatívne riešenie než úroveň 1. Využíva čiastkové bezpečnostné faktory *PSF* na lomovú húževnatosť, veľkosť trhliny a napätie kde si výpočtár môže zadať cieľovú spoľahlivosť a počítať na jej základe.<sup>[59,60]</sup>
- **Úroveň 3** – Táto úroveň je zvyčajne založená na analýze trhliny pomocou numerických výpočtov, akými je napríklad metóda konečných prvkov. Úroveň 3 by sa mala primárne vykonávať špecialistami na únavu zbehlými vo vyhodnocovaní analýz FFS.<sup>[59]</sup> Má 5 podúrovní – metódy A,B,C,D a E
  - **Metóda A** – Posúdenie postupom úrovne 2 s vlastnými bezpečnostnými súčiniteľmi
  - **Metóda B** – Posúdenie materiálovo-charakteristickým FAD diagramom
  - **Metóda C** – Diagram FAD založený na J-krivkách rastu trhliny
  - **Metóda D** – Posúdenie tvárnym lomom
  - **Metóda E** – Využíva uznávané alternatívne postupy ako napríklad normu BS 7910

Na posúdenie zvyškovej životnosti v tejto diplomovej práci bol zvolený výpočet úrovňou 3 – metódou A.

Vzhľadom na to, že analyzované zariadenie je v prevádzke už dlhšiu dobu ako  $10^6$  cyklov je zrejme, že z hľadiska únavy sa toto zariadenie pohybuje už v oblasti vysokocyklickej únavy. Pre túto únavu sú už charakteristické povrchové trhliny a nie trhliny vo vnútri materiálu, ktorých rast a kolaps by sa už pravdepodobne prejavil. Taktiež neboli na zariadení odhalené trhliny vo vnútri materiálu pri žiadnej z NDT kontrol. Z tohto dôvodu sa pri tejto analýze počítalo len s povrchovými trhlinami.

## 10.1 Priebeh napätí pre analýzu trhlín

Norma API 579-1 poskytuje možnosti výpočtu pre rôzne prípady zaťaženia, väčšinou základné ako zaťaženie čisto vnútorného tlaku. Takýto prepočet potom nepotrebuje ako vstupné hodnoty výsledky analýzy MKP a je tak vhodný pre použitie na hodnotenie trhlín na telesách vo väčšej vzdialenosti od lokálnych diskontinuit. Nevýhodou tohto postupu je ale nemožnosť presnej aplikácie na všetky kombinácie konštrukcie a zaťažovacích stavov a kvôli tomu je tento postup zaťaženi vysokou bezpečnosťou.

Ďalšou možnosťou výpočtu je už spomínané použitie analýzy metódou konečných prvkov, vďaka ktorej dá vyzistiť priebeh napätia po hrúbke tlakového zariadenia v kritických miestach. Pomocou piatich bodov po hrúbke z analýzy MKP sme už schopný zostaviť interpolačný polynóm 4-tého stupňa, ktorý lepšie vyjadruje veľkosť napätia na špičke trhliny v závislosti na jej hĺbke. Napätie v danej hĺbke  $x$  bude matematicky vyjadrené polynómom 4-tého stupňa ako

$$\sigma(x) = \sigma_0 + \sigma_1 \cdot \left(\frac{x}{t}\right) + \sigma_2 \cdot \left(\frac{x}{t}\right)^2 + \sigma_3 \cdot \left(\frac{x}{t}\right)^3 + \sigma_4 \cdot \left(\frac{x}{t}\right)^4 \quad (10-1)$$

kde  $\sigma_0, \sigma_1, \dots, \sigma_4$  sú koeficienty polynómu  
 $x$  je hĺbka/vzdialenosť od povrchu  
 $t$  je hrúbka plášťa

V prípade rohovej trhliny na hrdle sa použije kubický polynóm

$$\sigma(x) = \sigma_0 + \sigma_1 \cdot x + \sigma_2 \cdot x^2 + \sigma_3 \cdot x^3 \quad (10-2)$$

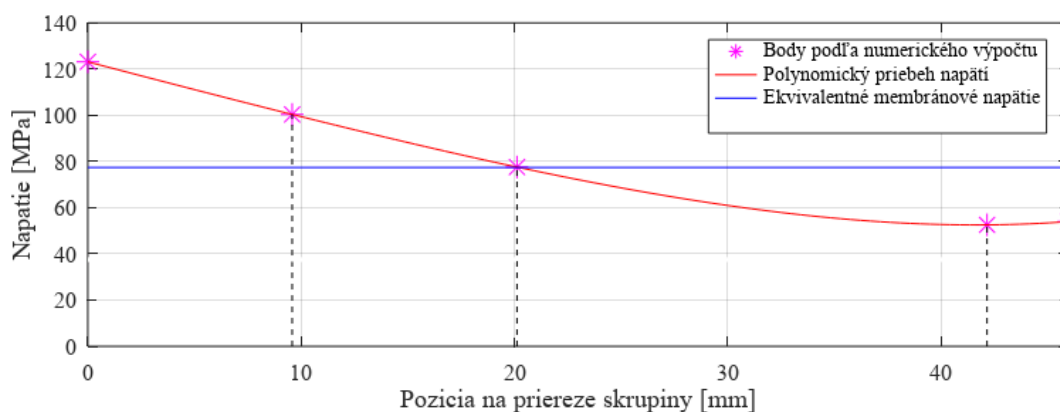
Ekvivalentné membránové napätie sa z koeficientov polynomického priebehu určí ako

$$\sigma_m = \sigma_0 + \frac{\sigma_1}{2} + \frac{\sigma_2}{3} + \frac{\sigma_3}{4} + \frac{\sigma_4}{5} \quad (10-3)$$

A ekvivalentné ohybové napätie ako

$$\sigma_b = -\frac{\sigma_1}{2} - \frac{\sigma_2}{2} - \frac{9 \cdot \sigma_3}{20} - \frac{6 \cdot \sigma_4}{15} \quad (10-4)$$

Polynomický priebeh 4-tého rádu pre napätia a ekvivalentné membránové napätie po hrúbke škrupiny na zware anuloidového prechodu spodného dna podľa API 579-1 je možno vidieť na obrázku 43.

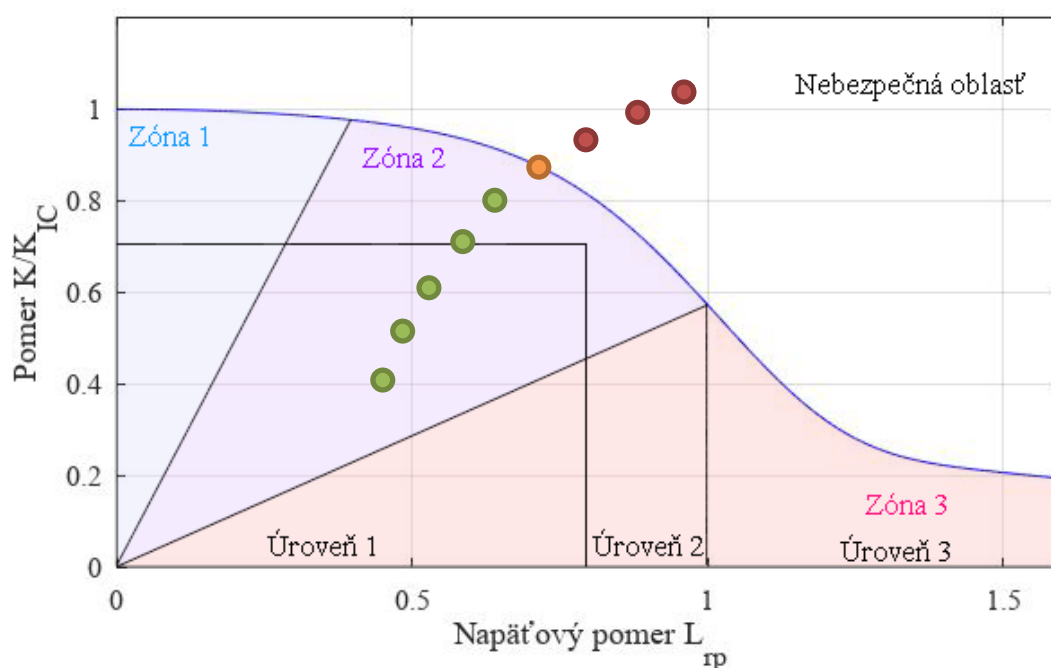


Obr. 43 – Polynomický priebeh napätí

## 10.2 FAD diagram

Krivka FAD (ang. Failure analysis diagram – Diagram pre analýzu zlyhania) predstavuje predpokladané miesto únavy. Uvádza závislosť pomeru húževnatosti  $K_r$  na záťažnom pomere  $L_r^P$ . Pokiaľ bod príslušný posudzovanej trhline spadá pod túto krivku, tak je považovaný za bezpečný na danú prevádzku.<sup>[60]</sup> Na obrázku nižšie môžeme vidieť náčrt FAD diagramu.

V prípade šírenia trhliny v ľavej časti grafu (Zóna 1) z materiálového hľadiska nastane pri zaťažovaní krehký lom. Naopak, čím v grafe postupujeme ďalej doprava, tým sa krehký lom začína viac spájať s plastickým porušením (Zóna 2) a úplne vpravo v diagrame sa už bude jednať o takmer čisto plastické porušenie (Zóna 3).<sup>[61]</sup>



Obr. 44 - Diagram FAD [zdroj: autor]

Pre jednotlivé posudzovacie úrovne 1, 2 a 3 podľa normy sa používajú rôzne diagrame analýzy zlyhania.

Graf FAD pre posudzovanie tretím stupňom API 579-1 je daný materiálovo špecifickou rovnicou, ktorá sa dá podľa<sup>[61]</sup> pre neplastický lom upraviť na jednotnú rovnicu ako

$$K_r = \left(1 - 0,14 \cdot L_r^{P2}\right) \cdot \left(0,3 \cdot 0,7 \cdot \exp\left(-65 \cdot L_r^{P6}\right)\right) \quad (10-5)$$

kde  $K_r$  je pomer faktoru intenzity napätia  $K_I$  k lomovej húževnatosti  $K_{IC}$  a  $L_r^P$  je pomer referenčného napätia  $\sigma_{ref}^P$  k medzi sklzu  $R_{p1,0}$

$$L_r^P = \frac{\sigma_{ref}^P}{R_{p1,0}} \quad (10-6)$$

Pričom je podľa<sup>[61]</sup> tento graf pre posúdenie tretím stupňom odstrihnutý pri hodnote  $L_r^P = 1$ .

### 10.3 Referenčné napätie na špičke trhliny

Referenčné napätia vyjadrujú napätie na špičke trhliny. Tieto napätia sú závislé na geometrii, tvare a polohe trhliny. Počítajú sa pomocou rovníc a parametrov uvedených v prílohe 9-C normy API 579-1. V tejto práci sú uvedené len niektoré z možných typov, ktoré sa najpravdepodobnejšie vyskytnú na analyzovaných kritických miestach.

Pre polo eliptickú trhlinu na sférickom a valcovom plášti zaťaženom vnútorným tlakom platí vzťah

$$\sigma_{ref}^P = \frac{g \cdot \sigma_b + [(g \cdot \sigma_b)^2 + 9 \cdot (M_s \cdot \sigma_m \cdot (1 - \alpha)^2)^2]^{0,5}}{3 \cdot (1 - \alpha)^2} \quad (10-7)$$

kde parameter rozmerov trhliny  $g$  sa pre valcový plášť určí vzťahom

$$g = 1 - 20 \cdot \left(\frac{a}{2 \cdot c}\right)^{0,75} \cdot \alpha^3 \quad (10-8)$$

Korekčný faktor pre povrchovú trhlinu sa získa pomocou parametru  $M_t$  rovnicou

$$M_s = \frac{1 - C \cdot \left(\frac{a}{t}\right) \cdot \left(\frac{1}{M_t}\right)}{1 - C \cdot \left(\frac{a}{t}\right)} \quad (10-9)$$

kde konštantu  $C$  volíme ako  $C = 0,85$ , ktorá vyjadruje najlepšiu krivku preloženú nameranými hodnotami,  $a$  je hĺbka trhliny,  $c$  polovičná dĺžka trhliny a parameter  $\alpha$  závisí na parametroch trhliny a hrúbky materiálu  $t$  podľa vzťahu

$$\alpha = \frac{\frac{a}{t}}{1 + \frac{t}{c}} \quad (10-10)$$

Parameter  $M_t$  pre pozdĺžnu trhlinu na valcovom plášti je daný rovnicou

$$M_t = \sqrt{\frac{1,02 + 0,4411 \cdot \lambda^2 + 0,006124 \cdot \lambda^4}{1,0 + 0,02642 \cdot \lambda^2 + 1,533 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda^4}} \quad (10-11)$$

A parameter  $M_t$  pre trhlinu na sférickom plášti je daný ako

$$M_t = \frac{1,0005 + 0,49001 \cdot \lambda + 0,32409 \cdot \lambda^2}{1,0 + 0,50144 \cdot \lambda - 0,011067 \cdot \lambda^2} \quad (10-12)$$

Parameter trhliny na škrupine  $\lambda$  sa určí rovnicou

$$\lambda = \frac{1,818 \cdot c}{\sqrt{R_i \cdot t}} \quad (10-13)$$

Referenčné napätie pre rohovú trhlinu na hrane hrdla sa určí pomocou vzťahu

$$\sigma_{ref}^P = \sigma_m \cdot \left( \frac{2,5 \cdot t_n^2 + (q - r_n) \cdot t}{2,5 \cdot t_n^2 + (q - r_n) \cdot t - 0,25 \cdot \pi \cdot a^2} \right) \quad (10-14)$$

kde parameter  $q$  je maximum z

$$q = \max[2 \cdot r_n, r_n + t_n + t] \quad (10-15)$$

A polomer hrdla  $r_n$  sa určí pomocou vonkajšieho priemeru hrdla  $d_n$  a jeho hrúbky  $t_n$  ako

$$r_n = \frac{d_n - t_n}{2} \quad (10-16)$$

## 10.4 Faktor intenzity napätia trhliny

Pomocou koeficientov polynómu 4-tého stupňa priebehu napätia po hrúbke podľa rovnice (10-1) môžeme určiť faktor intenzity napätia v danej hĺbke trhliny  $a$ . Ten bude podľa normy API 579-1 daný pre trhlínu na sférickom a valcovom plášti rovnicou

$$K_I = \left[ (\sigma_0 + p_c) \cdot G_0 + \sigma_1 \cdot G_1 \cdot \left(\frac{a}{t}\right) + \sigma_2 \cdot G_2 \cdot \left(\frac{a}{t}\right)^2 + \Delta\sigma_3 \cdot G_3 \cdot \left(\frac{a}{t}\right)^3 + \sigma_4 \cdot G_4 \cdot \left(\frac{a}{t}\right)^4 \right] \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot a}{Q}} \quad (10-17)$$

A faktor intenzity napätia rastu dĺžky trhliny  $c$  na povrchu komponenty ( $x = 0$ ) ako

$$K_I = (\sigma_0 + p_c) \cdot G_0 \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot c}{Q}} \quad (10-18)$$

kde  $p_c$  je tlak média pôsobiaci na stenu trhliny a parameter  $Q$  je pomer hlavných rozmerov trhliny ako

$$Q = 1,0 + 1,464 \cdot \left( \min \left[ \frac{a}{c}, \frac{c}{a} \right] \right)^{1,65} \quad (10-19)$$

Parametre  $G_0$  a  $G_1$  sa určia podľa vzorca

$$G_0 = A_{0,0} + A_{1,0} \cdot \beta + A_{2,0} \cdot \beta^2 + A_{3,0} \cdot \beta^3 + A_{4,0} \cdot \beta^4 + A_{5,0} \cdot \beta^5 + A_{6,0} \cdot \beta^6 \quad (10-20)$$

$$G_1 = A_{0,1} + A_{1,1} \cdot \beta + A_{2,1} \cdot \beta^2 + A_{3,1} \cdot \beta^3 + A_{4,1} \cdot \beta^4 + A_{5,1} \cdot \beta^5 + A_{6,0} \cdot \beta^6 \quad (10-21)$$

Kde  $A_{0,0}$  až  $A_{6,0}$  sú parametre uvedené pre rôzne pomery v prílohe 9-B normy API 579-1 a  $\beta$  je daná ako  $\beta = 1$  pre najhlbší bod trhliny a  $\beta = 0$  pre povrchový bod trhliny.

Parametre  $G_2$ ,  $G_3$  a  $G_4$  sa určia pre najhlbší bod trhliny ( $\varphi = \frac{\pi}{2}$ ) podľa vzorcov

$$G_2 = \frac{\sqrt{2 \cdot Q}}{\pi} \cdot \left( \frac{16}{15} + \frac{1}{3} \cdot M_1 + \frac{16}{105} \cdot M_2 + \frac{1}{12} \cdot M_3 \right) \quad (10-22)$$

$$G_3 = \frac{\sqrt{2 \cdot Q}}{\pi} \cdot \left( \frac{32}{35} + \frac{1}{4} \cdot M_1 + \frac{32}{315} \cdot M_2 + \frac{1}{20} \cdot M_3 \right) \quad (10-23)$$

$$G_4 = \frac{\sqrt{2 \cdot Q}}{\pi} \cdot \left( \frac{256}{315} + \frac{1}{5} \cdot M_1 + \frac{256}{3465} \cdot M_2 + \frac{1}{30} \cdot M_3 \right) \quad (10-24)$$

Kde parametre  $M_1$ ,  $M_2$  a  $M_3$  sa určia ako

$$M_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\sqrt{2 \cdot Q}} \cdot (3 \cdot G_1 - G_0) - \frac{24}{5} \quad (10-25)$$

$$M_2 = 3 \quad (10-26)$$

$$M_3 = \frac{6 \cdot \pi}{\sqrt{2 \cdot Q}} \cdot (G_0 - 2 \cdot G_1) + \frac{8}{5} \quad (10-27)$$

Faktor intenzity napätia pre rohový trhlínu na hrane hrdla sa určí pomocou vzťahu

$$K_I = \left[ 0,706 \cdot (\sigma_0 + p_c) + 0,537 \cdot \left(\frac{2 \cdot a}{\pi}\right) \cdot \sigma_1 + 0,448 \cdot \left(\frac{a^2}{2}\right) \cdot \sigma_2 + 0,393 \cdot \left(\frac{3 \cdot a^2}{4 \cdot \pi}\right) \cdot \sigma_3 \right] \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (10-28)$$

## 10.5 Overenie bezpečnosti trhliny

Prvotnou úlohou je pri postupe podľa normy API 579-1 Fitness for service overiť bezpečnosť aktuálnej trhliny a zakresliť jej pozíciu do FAD diagramu. V prípade vyhovujúceho výsledku bezpečnosti je možné pokračovať na predikciu počtu cyklov do lomu a vrátiť zariadenie do prevádzky, avšak v prípade nevyhovujúceho výsledku a nemožnosti opravy treba zariadenie vyradiť z prevádzky, aby sa predišlo nehode.

Pomer  $L_r^P$  referenčného napätia  $\sigma_{ref}^P$  ku medzi sklzu  $R_{p1,0}$  označíme a vypočítame pomocou rovnice 10-6.

Pomer faktoru intenzity napätia  $K_r$  k lomovej húževnatosti  $K_{IC}$  sa získa ako

$$K_r = \frac{\Delta K}{\frac{K_{IC}}{k_K}} \quad (10-29)$$

kde  $k_K$  je zvolená bezpečnosť z intervalu  $k_K > 1$ , ja som v tejto práci volil bezpečnosť  $k_K = 2$  pre konzervatívnejšie výsledky.

Výsledok sa vykreslí do FAD diagramu podľa vzťahov a postupov v kapitole 10.2.

## 10.6 Rast trhliny

Najprv sa vytvoria polynomicke priebehy – a to primárnych napätí  $\sigma^P$  a sekundárnych napätí  $\sigma^{SR}$  pri maximálnych a minimálnych zaťažových podmienkach cyklu v analyzovanom mieste pomocou rovnice (10-1) a výsledkov numerickej analýzy MKP. Pomocou nich sa určia faktory intenzity primárneho napätia  $K_I^P$  a sekundárneho napätia  $K_I^{SR}$  ako pre maximálne, tak aj pre minimálne zaťaženie. Intenzita napätia so započítaním plastického pretvorenia na špičke trhliny sa potom podľa API 579-1 určí ako

$$K_I = K_I^P + \Phi \cdot K_I^{SR} \quad (10-30)$$

kde  $\Phi$  je korekčný faktor plastického chovania materiálu určený nasledujúcimi rovnicami

$$\Phi = \zeta \cdot \sqrt{\frac{a_{eff}}{a}} \quad (10-31)$$

$$a_{eff} = a + \left(\frac{1}{2 \cdot \pi}\right) \cdot \left(\frac{\Delta K_I^{SR}}{R_{p1,0}}\right)^2 \quad (10-32)$$

a parameter  $\zeta$  je určený z tabuľky 9.3 normy API 579-1 podľa parametrov  $L_r^P$  a pomeru  $X$  určeného ako

$$X = \sqrt{\frac{a_{eff}}{a}} \cdot \Delta K_I^{SR} \cdot \frac{L_r^P}{\Delta K_I^P} \quad (10-33)$$

Následne sa z hodnôt pre maximálne a minimálne zaťaženie určí rozkmit intenzity napätia.

$$\Delta K_I = K_{I,max} - K_{I,min} \quad (10-34)$$



Vzhľadom na fenomén uzatvárania trhliny sa bude vo výpočte pracovať s efektívnym rozkmitom intenzity napätia  $\Delta K_{eff}$ , ktorý je daný rovnicou podľa kapitoly 5.8 tejto práce ako

$$\Delta K_{eff} = \Delta K_I \cdot (0,55 + 0,35 \cdot R + 0,1 \cdot R^2) \quad (10-35)$$

kde  $R$  je pomer minimálnej  $K_{I,min}$  a maximálnej intenzity napätia  $K_{I,max}$ , pričom hore uvedená rovnica platí pre  $R < 0,6$

Trhlina sa v materiáli začína šíriť stabilným rastom po prekročení prahovej hodnoty faktoru intenzity napätia  $K_{th}$ , ktorý je normou API 579-1 daný ako

$$\Delta K_{th} = 2,0 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}} \quad (10-36)$$

V prípade vodíkového plynu sa ale prahová hodnota zväčšuje. Dostávame tak kratšie hodnoty pre možnosť posúdenia oblasti stabilného šírenia trhliny. Táto hodnota sa líši jednotlivými skúšobnými meraniami a preto bola na výpočet zvolená hodnota z horného intervalu viacerých meraní uhlíkovej ocele X70 pri nízkych tlakoch vodíkového plynu prevedených Sureshom a Topolskym<sup>[62]</sup> a to ako

$$\Delta K_{th} = 6,0 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}} \quad (10-37)$$

Rýchlosť rastu trhliny  $da/dN$  sa vyjadří pomocou Paris-Erdoganovho vzťahu, ktorý platí pre  $\Delta K_{eff} > \Delta K_{th}$  ako

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K_{eff}^m \quad (10-38)$$

Vo výpočte sa zároveň použili koeficienty pre rast trhliny v prostredí vodíkového plynu. Mechanizmus šírenia trhliny v prostredí, ktoré ovplyvňuje vodíkové krehnutie je detailnejšie rozobraný v podkapitole 5.12. Tieto koeficienty sú podľa štúdie [34]:

$$C = 2,14 \cdot 10^{-10} \frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}, m = 5,10 \quad \text{pre } 2 < \Delta K_{eff} < 6,18 \quad [\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}]$$

$$C = 1,22 \cdot 10^{-8} \frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}, m = 2,88 \quad \text{pre } 6,18 \leq \Delta K_{eff} < 6,41 \quad [\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}]$$

$$C = 1,19 \cdot 10^{-13} \frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}, m = 9,09 \quad \text{pre } 6,41 \leq \Delta K_{eff} < 11,86 \quad [\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}]$$

$$C = 1,68 \cdot 10^{-10} \frac{\text{mm}}{\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}, m = 3,37 \quad \text{pre } 11,86 \leq \Delta K_{eff} \quad [\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}]$$

Kvôli náročnosti integrácie Paris-Erdoganovho vzťahu sa použije numerické riešenie rovnice, kedy sa zvolia isté minimálne prídavky s veľkosťou  $da$  a  $dc = 0,01 \text{ mm}$ . Pre každý bod sa tak vypočíta počet cyklov do lomu a následne sa k veľkosti trhliny pričítajú prídavky  $a + da$  a  $c + dc$ , pričom sa následne určí prírastok počtu cyklov do lomu  $dN$  pre tento interval. Takto sa pokračuje až do dosiahnutia hranice krivky FAD diagramu, kedy sa predpokladá začiatok nekontrolovateľného šírenia trhliny a lomu.

## 10.7 Stanovenie počiatkovej veľkosti trhliny

Počiatkové veľkosti trhlín pre výpočet sa na zariadeniach v prevádzke stanovujú nedeštruktívnymi skúškami NDT. Kvôli pôsobeniu vodíkového plynu na vnútornej strane zariadenia je vysoká pravdepodobnosť únavového poškodenia práve na vnútornej ploche zariadenia. Adsorbéry sú ale naplnené adsorbentom a ich obhliadka povrchovými metódami ako vizuálna kontrola alebo penetračný náter je preto možná len pri odstávke a odobratí adsorbentu. Tento postup je ale finančne náročný a viac sa preto oplatí hľadať defekty za prevádzky z vonkajšej strany zariadenia. Vhodnými metódami na takúto analýzu sú akustická emisia AE, magnetická pamäť MPM a ultrazvuk UT, ktorý je zároveň najvhodnejším a pre väčšinu aplikácií hlavnou voľbou čo sa zisťovania veľkostí trhlín týka. Z ekonomického hľadiska je ale výhodnejšie použiť kombináciu NDT metód. UT kontrola je síce najvhodnejšia pre zisťovanie trhlín a ich veľkostí, ale 100% preskúmanie zvarov a povrchu sa odrazí na vysokej cene. Je preto výhodné zvoliť inú metódu na počiatkové premeranie, akou je napríklad akustická emisia. Tá je lacnejšia a aj rýchlejšia, než kontrola ultrazvukom. Akustickou emisiou sa tak dá spraviť akýsi „screening“ zariadenia, pričom následne sa na potencionálnych nebezpečných miestach zistených meraním AE vykoná detailná kontrola ultrazvukovou metódou a zistia sa veľkosti nájdených defektov. Spája sa tak v sebe rýchlosť a obsahosť akustickej emisie a následná presnosť zistenia veľkosti ultrazvukom alebo magnetickou pamäťou.

Pokiaľ pri inšpekcii NDT metódami alebo prípadne inými skúškami nie sú zistené žiadne defekty na zariadení, je vhodné z hľadiska bezpečnosti usúdiť, že na zariadení sa nachádzajú trhliny s veľkosťou na medzi detekovateľnosti inšpekčnými metódami.<sup>[57]</sup> Kvôli širokému spektru rozdielnych materiálov a geometrii konštrukcii a viacerým postupom na aplikáciu jednotlivých metód, neexistuje jednotný postup na určovanie nedetekovateľných defektov.<sup>[63]</sup> Určenie minimálnej zistiteľnej veľkosti defektu je možné napríklad pomocou údajov z publikácie *Nondestructive evaluation (NDE) capabilities data book*<sup>[64]</sup> od Rummela a Matzkanina, ktorá uvádza minimálne veľkosti rôznych typov trhlín a jej závery sú stavebným pilierom pre uvažovanie minimálnych trhlín v norme NASA-STD-(I)-5009<sup>[65]</sup> a sú tiež implementované do únavového softwaru vyvinutého v NASA – NASA/FLAGRO.

Spôľahlivosť metód NDT je merateľná z hľadiska pravdepodobnosti odhalenia defektu POD, ktorá túto pravdepodobnosť určuje v závislosti na veľkosti trhliny  $a$ . Neexistuje veľkosť trhliny  $a$ , pre ktorú je 100% zaručená jej detekcia. Na hodnotenie detekovateľnosti sa preto kvôli bezpečnosti konštrukcie a podľa vzoru leteckého priemyslu môže použiť metóda 90% pravdepodobnosti odhalenia trhliny. Aby však táto pravdepodobnosť bola zaručená aj štatisticky je vhodné použiť 95% interval spoľahlivosti. Veľkosť trhliny, ktorá tak spĺňa s 95% spoľahlivosťou výskytu trhliny s 90% pravdepodobnosťou detekovateľnej veľkosti sa označuje ako  $a_{90/95}$ . V skutočnosti sa ale odhalí okolo 50% defektov s menšou veľkosťou než je  $a_{90/95}$ .<sup>[63]</sup>

Veľkosti trhliny  $a_{90/95}$  a  $c_{90/95}$  sú vypísané podľa normy NASA-STD-(I)-5009 pre zvolené prípady vyskytujúce sa na analyzovanom adsorbéri a zvolené NDT uvedené v tabuľke 10-1.

Tab. 10-1 – Minimálne detekovateľné veľkosti pre povrchové trhliny pre  $t > 3 \text{ mm}$ <sup>[64,65]</sup>

Umiestnenie	NDT metóda	Strana	Hĺbka trhliny $a_{90/95}$ [mm]	Dĺžka trhliny $c_{90/95}$ [mm]
Sféra	UT	Vnútoraná	1,65	1,65
	MPM	Vnútoraná	1,91	3,18
		Vonkajšia	0,97	4,78
Valec	UT	Vnútoraná	1,65	1,65
	MPM	Vnútoraná	1,91	3,18
		Vonkajšia	0,97	4,78
Rohová	UT	Vnútoraná	2,540	-

## 10.8 Výsledky rastu trhliny

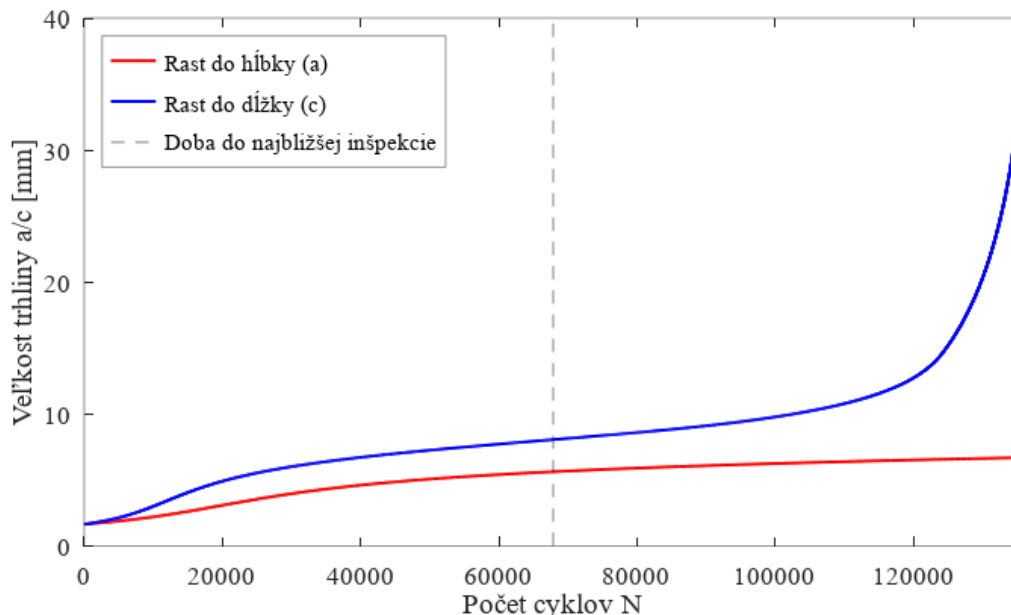
Výsledky rastu trhlín boli určené pre všetky posudzované kritické miesta zvarov a pozíciu 7. Keďže podľa všetkých normovaných postupov vyšli životnosti pre nezvárané komponenty v oblasti trvalej životnosti, rozhodol som sa tieto pozície nepočítať pomocou metódy Fitness for Service, nakoľko sú bezpečné na dlhodobú prevádzku už podľa návrhu. Jedinou analyzovanou nezváranou pozíciou bola pozícia 7, pre možnosť výskytu rohovej trhliny v ústí hrdla. Boli vytvorené grafy rastu trhlín do hĺbky a do šírky a FAD diagramy bezpečnosti. Na grafoch rastu trhliny je zobrazený ako rast vo vodíkovom prostredí, tak aj rast vo vzduchu, čím je možné graficky vidieť odchýlku spôsobenú neuvažovaním prostredia.

Počet cyklov do lomu je uvedený v tabuľke 10-2, pričom uvádza okrem počiatocne uvažovanej veľkosti trhlín podľa pravdepodobnosti detekcie aj počiatocnú veľkosť trhliny, pri ktorej sa prekročila prahová hodnota intenzity napätia  $\Delta K_{th}$  a nastalo šírenie trhliny.

V písomnej časti práce sú uvedené len grafy rastu trhliny pre najkritickejšie miesto podľa analýzy – pozície 5-Z, zvaru v blízkosti anuloidového prechodu spodného dna. Grafy pre zvyšné kritické miesta a FAD diagramy sú vyobrazené v prílohe 3.

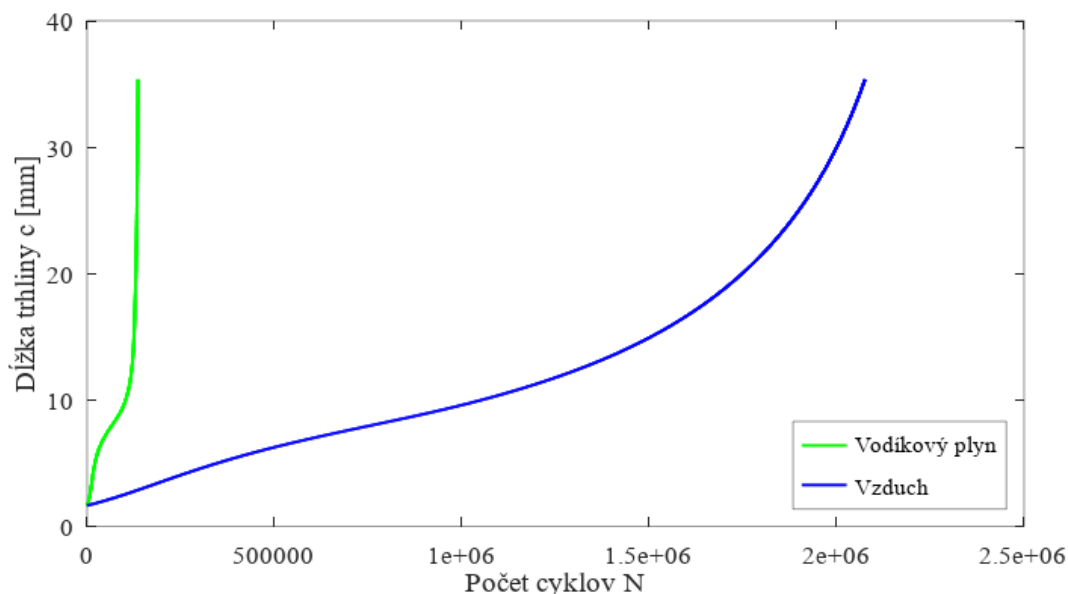
Z výsledkov všetkých rastov je zrejmé, že vplyv vodíka na dobu do lomu je rôzny v závislosti na danom analyzovanom mieste. Vo všeobecnosti ale platí, že znižuje dobu do lomu, pričom táto redukcia sa pohybuje približne v intervale 1,4 až 6 násobnej redukcie počtu cyklov do lomu. Vplyv je rôzny v závislosti na rôznych častiach adsorbéra, ich geometrii a pôsobiaceho napätia po hrúbke škrupiny.

Na obrázku 45 je zobrazený graf rastu únavovej trhliny do hĺbky a šírky vo vodíkovom prostredí pre pozíciu 5-Z z výpočtového skriptu programu GNU Octave. Počiatočné rozmery boli  $a_{90/95} = 1,65$  mm a  $c_{90/95} = 1,65$  mm a uvažovalo sa meranie ultrazvukovou metódou.



Obr. 45 – Rast trhliny s počiatočnými rozmermi  $a_{90/95} = 1,65$  mm a  $c_{90/95} = 1,65$  mm na vnútornej strane pozície 5-Z (zvar spodného anuloidového prechodu) vo vodíkovom prostredí

Na obrázku 46 môžeme vidieť rast trhliny do hĺbky pre pozíciu 5-Z ako pre vodíkový plyn, tak aj pre vzduch. Súbežné zobrazenie rastu v oboch prostrediach tak môže dať predstavu o vplyve vodíka na rast trhlín a na vhodnosť jeho uváženia pri výpočte.



Obr. 46 – Rast trhliny s počiatočnými rozmermi  $a_{90/95} = 1,65$  mm a  $c_{90/95} = 1,65$  mm do dĺžky na vnútornej strane pozície 5-Z (zvar spodného anuloidového prechodu) vo vodíkovom prostredí a vo vzduchu

Výsledky detekovateľných parametrov veľkosti trhlín, počiatkových parametrov veľkosti na začatie šírenia trhlín a počtu cyklov do lomu pre všetky pozície sú zapísané do tabuľky 10-2.

Tab. 10-2 – Výsledky analýzy rastu trhliny podľa postupu normy API 579-1

Kritické miesto	Typ trhliny	Parametre trhliny POD	Začiatok šírenia trhliny	Kritická veľkosť trhliny	Počet cyklov do lomu
		$a_{90/95}/c_{90/95}$ [mm]	$a_0/c_0$ [mm]	$a_c/c_c$ [mm]	$N$ [-]
1-Z	Eliptická	1,65 / 1,65	9,57 / 8,59	36 / 12,01	1 048 490
1-Z Vonkajšia	Eliptická	0,97 / 4,78	4,81 / 6,74	7,67 / 33,58	779 858
2	Návrhová životnosť v oblasti trvalej životnosti				
3-Z	Eliptická	1,65 / 1,65	7,16 / 10,37	14,48 / 11,18	363 753
4-Z	Eliptická	1,65 / 1,65	7,25 / 6,34	22,76 / 8,74	743 778
5-Z	Eliptická	1,65 / 1,65	1,65 / 1,65	6,69 / 35,36	135 749
6-Z	Eliptická	1,65 / 1,65	9,33 / 6,85	14,51 / 36	1 295 767
6-Z Vonkajšia	Eliptická	0,97 / 4,78	5,06 / 7,09	7,95 / 29,44	851 167
7	Rohová	2,54	3,75	10,26	679 995

## 10.9 Odhad životnosti a stanovenie inšpekcií

Výpočty zvyškovej životnosti alebo doby k nutnej oprave podľa API 579-1 sa používajú na vyhotovenie vhodných inšpekčných intervalov na základe zhodnosti s aplikovateľnými normami inšpekcie prevádzkovaných zariadení (API-580, API-581 – Risk based inspection), vstupných parametrov zariadenia a zaťaženia.<sup>[59]</sup>

Pri posudzovaní životnosti by sa mali výsledky počtu cyklov do lomu použiť na stanovenie inšpekčných intervalov. Vhodné zjednodušenie metódou polčasu životnosti (Half-life) by malo byť použité tak, aby bolo zaručené, že porucha integrity nenastane do ďalšej plánovanej inšpekcie a zároveň po nej ostane dostatočný čas na naplánovanie výmeny alebo opravy zariadenia v prípade nevyhovujúcich podmienok na ďalšiu prevádzku.<sup>[57]</sup>

Podľa údajov o prevádzke z predchádzajúcich rokov bolo určené, že maximálny počet cyklov pre jeden adsorbér bol podľa minuloročnej prevádzky 22 290 cyklov. Pomocou tohto údaje tak môžeme určiť dobu do najbližšej inšpekcie, prípadne do lomu pomocou údaje času a nie len cyklov. V nasledujúcej tabuľke 10-3 sú uvedené počty cyklov a doba do lomu ako aj počet cyklov a doba do najbližšej inšpekcie podľa výsledkov získaných výpočtom z vypracovaných skriptov v programe GNU Octave pre vybrané kritické miesta.

Ak ani pri následnej inšpekčnej kontrole nie sú na zariadení zistené žiadne trhliny, je možné na stanovenie ďalšej životnosti použiť pôvodný výpočet a stanoviť tak ďalšiu plánovanú inšpekciu za rovnaký čas.<sup>[57]</sup> Treba ale uvažovať s možnosťou korózie a nej odpovedajúcimi zmenami hrúbky stien adsorbéra. V opačnom prípade, pri zistení trhlín je potrebné vykonať opätovnú analýzu, na ktorú je možno použiť predpripravené výpočtové skripty v programe GNU Octave s pozmenenými vstupnými hodnotami veľkosti trhliny podľa nameraných údajov.

Tab. 10-3 – Výpočet životnosti a stanovenie inšpekcie na kritických miestach adsorbéra

Kritické miesto	Parametre trhliny POD	Kritická veľkosť trhliny	Inšpekčná veľkosť trhliny	Počet cyklov do lomu	Počet cyklov do najbližšej inšpekcie	Doba do najbližšej inšpekcie
	$a_{90/95} / c_{90/95}$	$a_c / c_c$	$a_I / c_I$	$N$	$N_I$	$t_I$
	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[rok]
1-Z	1,65 / 1,65	36 / 12,01	10,84 / 9,79	1 048 490	524 244	23,5
1-Z Vonkajšia	0,97 / 4,78	7,67 / 33,58	5,72 / 7,76	779 858	389 929	17,5
2	Návrhová životnosť v oblasti trvalej životnosti					
3-Z	1,65 / 1,65	14,48 / 11,18	7,59 / 10,75	363 753	181 876	8,1
4-Z	1,65 / 1,65	22,76 / 8,74	8,15 / 7,19	743 778	371 889	16,6
5-Z	1,65 / 1,65	6,69 / 35,36	5,62 / 8,06	135 749	67 874	3
6-Z	1,65 / 1,65	14,51 / 36	10,86 / 8,44	1 295 767	647 883	29
6-Z Vonkajšia	0,97 / 4,78	7,95 / 29,44	6,05 / 8,19	851 167	425 583	19
7	2,54	10,26	4,61	679 995	339 997	15,2

Postup inšpekcie je podľa výpočtu možné vykonať po nasledujúcich rokoch skôr podľa tabuľky 10-4, prípadne počtom cyklov podľa tabuľky 10-3 podľa toho, čo nastane skôr. Množstvo ušetrených NDT inšpekcie je vyjadrené nezafarbenými políčkami.

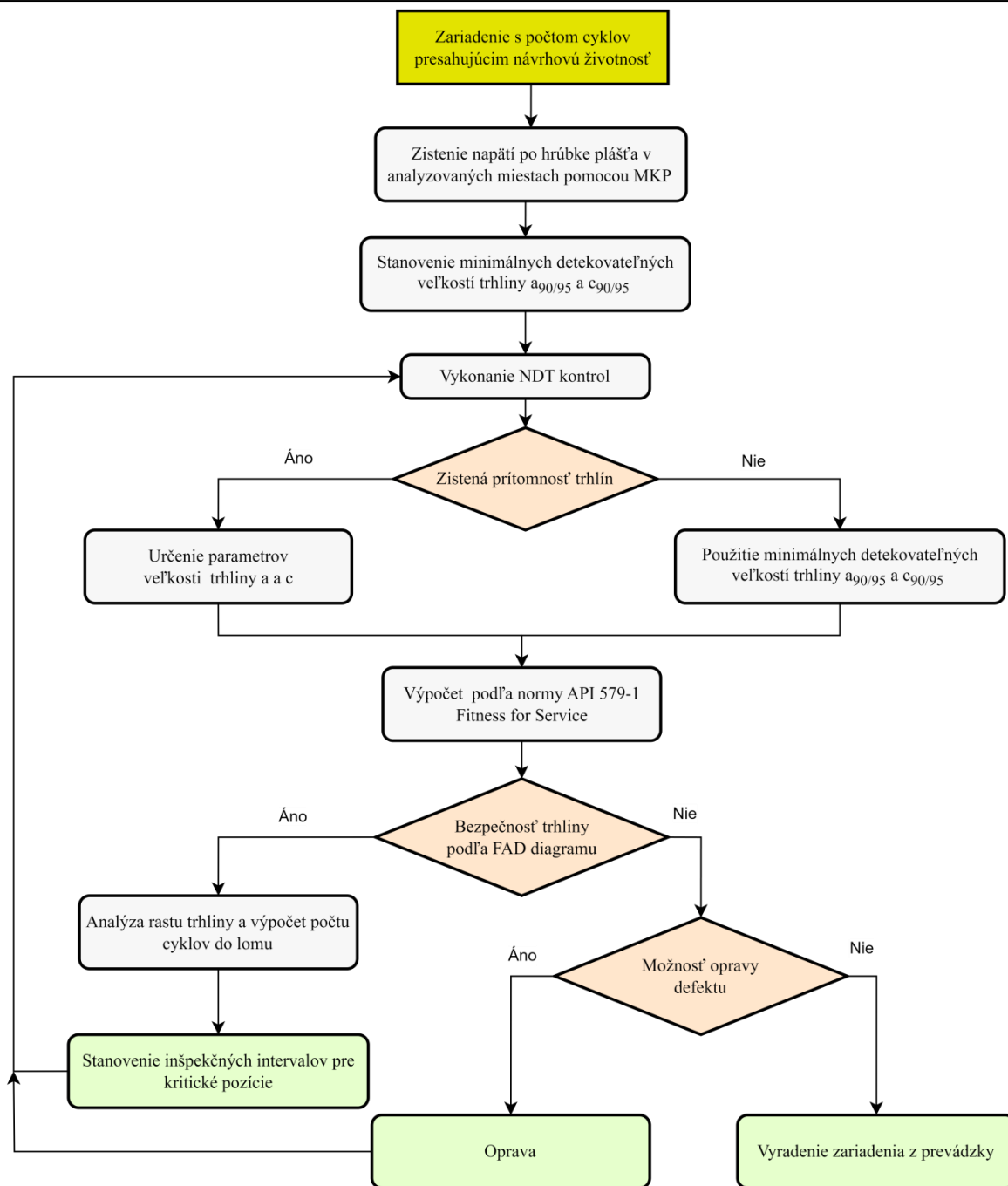
Tab. 10-4 – Stanovenie časového plánu NDT inšpekcie adsorbéra na 30 rokov

Počet rokov	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30
Počet cyklov [ $\cdot 10^3$ ]	66,9	133,7	200,6	267,5	334,4	401,2	468,1	535,0	601,8	668,7
1-Z										
2										
3-Z										
4-Z										
5-Z										
6-Z										
7										

Bol vytvorený algoritmus na posudzovanie zvyškovej životnosti v ďalšej prevádzke, ktorým je vhodné sa riadiť. Je vyobrazený na obrázku 47 na ďalšej strane a zakladá sa na postupoch a výpočtoch uvedených v tejto kapitole.

Po vyčerpaní životnosti je nutné posúdiť, či je poškodenie zariadenia opraviteľné. Ak áno, je potrebné po oprave opäť vykonať NDT inšpekcie na zistenie defektov vzniknutých pri teplotných zmenách materiálu v priebehu opravy. Na základe ich výskytu bude opäť potrebné vykonať výpočet metódami FFS.

V prípade nemožnosti opravy je nutné zariadenie vyradiť z prevádzky.



Obr. 47 – Postup posudzovania životnosti pre zariadenia s presiahnutým počtom návrhových cyklov [zdroj: autor]

## 11 Záver

Cieľom mojej diplomovej práce bolo zistiť zvyškovú životnosť a možnosť bezpečnej prevádzky zariadenia aj po skončení návrhovej životnosti pre adsorbéry typu PSA na výrobné jednotke hydrokraku.

V prvej, teoretickej časti práce bolo mojim cieľom uviesť postupne čitateľa do problematiky životnosti cyklicky namáhaných tlakových zariadení. Rozobrali sa jednotlivé možnosti výpočtu podľa únavových kriviek alebo podľa lineárne elastickej lomovej mechaniky (LELM) šírenia trhlín. Pre postup pomocou únavových kriviek sa vytvorilo základné porovnanie kriviek z noriem ČSN 69 0010-4.20, EN 13445-3 a ASME BPVC Sec. VIII Div.2 ako pre nezvárané, tak aj pre zvárané časti nádoby. Pre postup pomocou LELM bola uvedená mechanika šírenia trhlín a z nej plynúce matematické modely popisujúce toto chovanie. Taktiež boli tieto modely doplnené o výsledky štúdií určujúcich parametre pre rýchlosť šírenia trhliny vo vodíkovom prostredí.

Výpočtová časť pozostávala z troch častí. V prvej sa pomocou metódy konečných prvkov v programe ANSYS Workbench určili podľa napätí kritické miesta na konštrukcii, ktoré sa následne detailne riešili v ďalších výpočtoch. Zvolilo sa 5 miest zvarov a dve nezvárané miesta a na ich miestach sa pomocou MKP určili napätia po hrúbke steny.

V druhej časti sa počítala a následne porovnávala životnosť zariadenia pomocou metód únavových kriviek. Boli zvolené postupy podľa ČSN 69 0010-4.20 (návrhová norma zariadenia), EN 13445-3 kapitoly 17 a 18 (aktuálne platná norma na území Slovenska) a podľa ASME BPVC Section VIII Div.2 – Úroveň 2 (Normy často používané pre petrochemické zariadenia). Z výsledkov sa urobilo finálne porovnanie, pričom sa zistilo, že novšie postupy podľa noriem ASME BPVC Section VIII Div.2 a EN 13445-3 kapitola 17 nespĺňajú ani len požadovaný návrhový počet cyklov 475 000. Postupom podľa kapitoly 18 normy EN 13445-3 je síce splnená návrhová životnosť, ale životnosť nevyhovuje pre aktuálny počet cyklov zariadenia a to 1 083 000. Jediný možný výpočtový postup, ktorý spĺňa ako návrhový, tak aj aktuálny počet cyklov je postup podľa normy ČSN 69 0010-4.20. Pre najkritickejšie miesto predikuje životnosť 1 757 000 cyklov, pričom ale treba podotknúť, že ak do výpočtu zahrnieme namerané materiálové vlastnosti z odobratých vzoriek zo zariadenia, tak podľa tejto normy spadajú všetky kritické miesta do oblasti trvalej životnosti.

V tretej časti sa na výpočet použil postup založený na raste trhliny a LELM, konkrétne sa na výpočet použila norma API 579-1 Fitness for Service. Keďže na adsorbéroch nebola nájdená žiadna trhlina, uvažoval sa prípad, že na zariadení je trhlina o veľkosti, ktorá je na prahu detekovateľnosti NDT testov. Zariadenia sú tiež prevádzkované vo vysokocyklickej oblasti a preto sa modelovo zvolili povrchové trhliny. Pre rast trhlín boli zároveň zahrnuté parametre podľa laboratórnych skúšok šírenia trhliny vo vodíkovom prostredí na oceliach pre tlakové zariadenia. Pri výpočte sa vykreslil aj rast v atmosférickom prostredí, na čom bolo možno porovnať, že v závislosti na danom mieste zariadenia skracoval vodíkový plyn životnosť 1,4 až 6 násobne. Z výsledkov sa na základe metódy polovičnej životnosti stanovili inšpekčné intervaly pre kontrolu veľkostí trhlín. Rozpätie kontrol nedeštruktívnych skúšok pomocou ultrazvuku bolo stanovené zvlášť pre každé kritické miesto, čím bolo možné zredukovať finančné náklady na pravidelnú inšpekciu celého zariadenia, pri zachovaní



bezpečnosti jeho prevádzky. Taktiež bol stanovený algoritmus pre správny postup predlžovania životnosti podľa výpočtových postupov a záverov tejto práce.

Podľa výsledkov by bolo pri opätovnom prepočte podľa normy ČSN 69 0010-4.20 pri uvážení menšieho korózneho prídavku, kvôli minimálnej korózii na zariadení možné nádobu prevádzkovať ešte ďalších takmer 650 000 cyklov. Problematickým ale môže byť udelenie povolenia technickou inšpekciou, kvôli pomerne starému dátumu poslednej aktualizácie normy (1991).

Ideálnym riešením sa tak javí postupné predlžovanie životnosti podľa postupu Fitness for Service normy API 579-1. Najkritickejšie miesto by bolo nutné premerať každé 3 roky pomocou ultrazvukového testu, pričom pri opätovnom nenájdení trhlín by bolo možné skúšku opakovať v rovnakom intervale o ďalšie 3 roky. Ak sa na zariadení nájde trhlinka, určí sa jej rast opätovným výpočtom podľa jej aktuálnych parametrov veľkosti a z neho sa určí interval do ďalšej inšpekcie. Taktiež sa v závislosti na výsledku ďalšieho výpočtu môže navrhnúť oprava, alebo v prípade nemožnosti preukázania bezpečnosti odstavenie a výmena zariadenia. Pre každé kritické miesto sa takto stanovil samostatný inšpekčný interval.

V diplomovej práci sa podarilo určiť zvyškovú životnosť adsorbéra PSA jednotky pomocou viacerých prístupov a preukázať možnosť ďalšej prevádzky aj po skončení návrhovej životnosti pomocou metódy Fitness for Service. Toto riešenie, môže vďaka predvedenej metodike riadeného starnutia umožniť pracovať aj s ďalšími podobnými zariadeniami prevádzkovanými spoločnosťou. To umožní dodržať bezpečnosť prevádzky pri potencionálnom znížení nákladov na inšpekcie a kúpu nových zariadení.

## 12 Symboly a značenie

Symbol	Význam	Jednotka
$A$	Ťažnosť	-
$Af_s + Af_b$	Prierezové plochy plášťa	$\text{mm}^2$
$Ap_s + Ap_b$	Prierezové plochy pod plášťom	$\frac{\text{mm}^2}{\text{mm}}$
$C$	Materiálová konštanta Paris-Erdoganovho vzťahu	$\frac{\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}}{\text{MPa}}$
	Koeficient zvarovej triedy	MPa
	Konštanta zvarovej únavovej krivky	MPa
$D$	Kumulácia poškodenia	-
$D_e$	Vonkajší priemer	mm
$E$	Youngov modul pružnosti	MPa
$F_{OP}$	Medzná hodnota sily otvárajúcej trhlinu	N
$G_0 - G_4$	Parametre trhliny	-
$K_{I,max}$	Maximálny faktor intenzity napätia	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$K_{I,min}$	Minimálny faktor intenzity napätia	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$K_I$	Faktor intenzity napätia	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$K_{IC}$	Lomová húževnatosť	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$K_I^P$	Faktor intenzity primárnych napätí	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$K_I^{SR}$	Faktor intenzity sekundárnych napätí	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$K_{OP}$	Faktor intenzity napätia pre prahovú hodnotu otvárania trhliny	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$K_{CSS}$	Materiálová konštanta závislá medzi sklzu	MPa
$K_{IH}$	Kritická hodnota faktoru intenzity napätia pre vodíkové prostredie	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$K_t$	Súčiniteľ koncentrácie napätia	-
$K_f$	Súčiniteľ koncentrácie napätia	-
$L_r^P$	Pomer referenčného napätie k medzi pevnosti	-
$M_s$	Korekčný faktor pre povrchovú trhlinu	-
$M_t$	Parameter trhliny	-
$N_f$	Počet cyklov do lomu	-
$N_\theta$	Vnútoraná sila v pozdĺžnom smere	N/mm
$N_\varphi$	Vnútoraná sila v obvodovom smere	N/mm
$Q$	Parameter trhliny	-
$R_e$	Medza sklzu	MPa
$R_m$	Medza pevnosti	MPa
$R_{p0,2}$	Zmluvná medza sklzu pri predĺžení 0,2%	MPa
$R_{p1,0}$	Zmluvná medza sklzu pri predĺžení 1%	MPa
$R$	Pomer nesúmernosti cyklu	-
	Pomer intenzity napätia	-
	Veľký polomer torosférického dna	mm
$Y(a, c)$	Parameter geometrie trhliny	
$\Delta K_I$	Rozkmit intenzity napätia	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$\Delta K_{eff}$	Efektívny rozkmit faktoru intenzity napätia	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$\Delta K_{th}$	Prahová hodnota rozkmitu intenzity napätia	$\text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$
$a$	Hĺbka (polovičná hrúbka) trhliny	mm
$c$	Polovičná dĺžka trhliny	mm
	Korózný prídavok	mm

$c(\tau)$	Rýchlosť korózie	$\frac{\text{mm}}{\text{rok}}$
$d_n$	Vonkajší priemer hrdla	mm
$da/dN$	Rýchlosť rastu trhliny	$\frac{\text{mm}}{\text{cyklus}}$
$e_a$	Analyzovaná hrúbka	mm
$e_n$	Nominálna hrúbka	mm
$f_I$	Korekcia zlepšenia únavy opracovaním zvaru	-
$f_{MT}$	Korečný faktor materiálu a teploty	-
$f_T$	Korekčný súčiniteľ na teplotu	-
$f_d$	Dovolené namáhanie	-
$f_e$	Korekčný faktor vplyvu prostredia	-
$f_{ew}$	Korekčný súčiniteľ na hrúbku	-
$f_m$	Súčiniteľ stredného napätia	-
$f_s$	Súčiniteľ drsnosti povrchu	-
$f_u$	Celkový korekčný súčiniteľ nezváraných komponent	-
$f_w$	Celkový korekčný súčiniteľ zvarových komponent	-
$h$	Konštanta zvarovej únavovej krivky	-
$k_K$	Súčiniteľ bezpečnosti k lomovej húževnatosti	-
$k_a - k_f$	Korekčné súčinitele medzi únavy	-
$m$	Materiálová konštanta Paris-Erdoganovho vzťahu	-
$m_{SS}$	Materiálová konštanta	-
$n_{CSS}$	Materiálová konštanta plastického spevnenia	-
$p_c$	Tlak na steny trhliny	MPa
$p_{max}$	Maximálny tlak	MPa
$p_n$	Normálový tlak	MPa
$q$	Parameter korekcie únavy opracovaním zvaru $f_I$	-
$r$	Malý polomer torosférického dna	mm
$r_n$	Polomer hrdla	mm
$r_\theta$	Polomer v pozdĺžnom smere	mm
$r_\theta$	Polomer pre meridiánový smer	mm
$r_\varphi$	Polomer v obvodovom smere	mm
$r_\varphi$	Polomer v ose rotácie	mm
$\gamma_{xz} - \gamma_{zy}$	Uhlové pretvorenia v rovinách xy až zy	-
$\epsilon_e$	Elastická časť pozdĺžneho pretvorenia	-
	Pretvorenie získané lineárne elastickou analýzou	-
$\epsilon_p$	Plastická časť pozdĺžneho pretvorenia	-
$\epsilon_x - \epsilon_z$	Pozdĺžne pretvorenia v smere osí x,y,z	-
$\sigma'_c$	Korigovaná medza pevnosti	MPa
$\sigma_1 - \sigma_3$	Hlavné napätia	MPa
$\sigma_H$	Vrubové napätie	MPa
$\sigma_{Mises}$	Ekvivalentné napätie podľa Von Misesovej podmienky	MPa
$\sigma_{Rankine}$	Ekvivalentné napätie podľa Rankineovej podmienky	MPa
$\sigma_{Tresca}$	Ekvivalentné napätie podľa Trescovej podmienky	MPa
$\sigma_a$	Amplitúda napätia	MPa
$\sigma_b$	Ohybové napätie	MPa
$\sigma_c$	Medza únavy	MPa
$\sigma_e$	Napätie získane lineárne elastickou analýzou	MPa
$\overline{\sigma_{eq}}$	Stredné ekvivalentné napätie	MPa

$\sigma_{eq,max}$	Maximálne ekvivalentné napätie	MPa
$\sigma_{eq,min}$	Minimálne ekvivalentné napätie	MPa
$\sigma_m$	Stredné napätie	MPa
$\sigma_m$	Membránové napätie	MPa
$\sigma_{max}$	Maximálne napätie	MPa
$\sigma_{min}$	Minimálne napätie	MPa
$\sigma_{ref}^p$	Referenčné napätie	MPa
$\sigma_z$	Kolmé napätie	MPa
$\sigma_\theta$	Pozdĺžne napätie	MPa
$\sigma_\varphi$	Obvodové napätie	MPa
$\tau_{xz} - \tau_{zy}$	Šmykové napätia v rovinách xy až zy	MPa
$\Delta\sigma_D$	Limitné napätie	MPa
$\Delta\sigma_{eq}$	Rozkmit ekvivalentného napätia	MPa
$\Delta\sigma_{ess}$	Ekvivalentná amplitúda rozkmitu štruktúrnych napätí	MPa
$\Delta\sigma_R$	Rozkmit napätia z únavových kriviek	MPa
$\Delta p$	Prevádzkový rozkmit tlaku	MPa
$\Delta\sigma$	Rozkmit napätí	MPa
$\Delta\sigma^*$	Korigovaný rozkmit napätia	MPa
$\alpha$	Parameter trhliny	-
$\varepsilon$	Pozdĺžne pretvorenie	-
$\zeta$	Súčiniteľ tvaru zvaru	-
$\eta$	Súčiniteľ miesta zvaru	-
$\eta$	Faktor napätia zvaranej komponenty	-
$\lambda$	Parameter trhliny na škrupine	-
$\Phi$	korekčný faktor plasticity	-
$\mu$	Poissonova konštanta	-
$\tau$	Šmykové napätie	MPa

## 13 Zdroje

- [1] ZHAO, M. Fatigue Design and Evaluation of Head to Skirt Welded Joint of a Pressure Swing Adsorber Vessel. *Volume 3: Design and Analysis*. Online. Baltimore, 17-21 July 2021. Maryland, USA: ASMEDC, 2011. s. 345–350. ISBN: 978-0-7918-4453-3 Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/PVP2011-57735> . [cit. 2024-01-15].
- [2] STOLTEN, D. - EMONTS, B. *Hydrogen Science and Engineering: Materials, Processes, Systems, and Technology*. 1st ed. Berlin: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2016. ISBN 978-3-527-33238-0.
- [3] PECIAR, P. et al. *Procesné strojnictvo II*. 1. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2016. ISBN 978-80-227-4540-6.
- [4] KUMAR, K.V. et al. Characterization of the adsorption site energies and heterogeneous surfaces of porous materials. Online. *Journal of Materials Chemistry* . 2019. vol. 7, no. 17, s. 10104–10137. ISSN 2050-7496. Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1039/C9TA00287A>. [cit. 2024-01-15].
- [5] SIMBECK, M. Hydrogen costs with CO2 capture. In: *Greenhouse Gas Control Technologies 7* [online]. Vancouver, 5-9 September 2004, Elsevier, 2005. s. 1059–1066. ISBN 978-0-08-044704-9. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/B978-008044704-9/50108-7>. [cit. 2024-01-16].
- [6] INCE, A. - BANG, D. Deviatoric Neuber method for stress and strain analysis at notches under multiaxial loadings. *International Journal of Fatigue* . 2017. Vol. 102, s. 229–240. ISSN 0142-1123. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2017.05.007>. [cit. 2024-03-06].
- [7] ZHU, X.-K. - LEIS, B.N. Average shear stress yield criterion and its application to plastic collapse analysis of pipelines. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* . 2006. Vol. 83, no. 9, s. 663–671. ISSN 0308-0161. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2006.06.001>. [cit. 2024-03-17].
- [8] ANNARATONE, D. *Pressure vessel design*. 1st ed. Berlin: Springer, 2007. ISBN 978-3-540-49142-2.
- [9] JAWAD, M.H. *Stress in ASME pressure vessels, boiler and nuclear components*. 1st ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, 2018. ISBN 978-1-119-25926-8.
- [10] UGURAL, A.C. *Plates and shells: theory and analysis*. 4th ed. Boca Raton: CRC Press, 2018. ISBN 9781138032453.
- [11] NIEMI, E. *Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components*. 1st ed. Cambridge: Abington Publishing, 1995. ISBN 978-1-85573-213-1
- [12] HOBACHER, A.F. *Recomendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*. 2nd ed. Cham: Springer, 2019. ISBN 978-3-319-23756-5

- [13] INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY [IAEA] *Fatigue Assessment in Light Water Reactors for Long Term Operation: Good Practices and Lessons Learned*. 1st ed. Vienna: International Atomic Energy Agency, 2023. ISBN 978-92-0-128322-1.
- [14] Fatigue crack cause of pipeline rupture, oil spill. *Industrial Safety and Hygiene News*. Online. Dostupné z: <https://www.ishn.com/articles/108930-fatigue-crack-cause-of-pipeline-rupture-oil-spill> [cit. 2024-5-1].
- [15] ANDERSSON, H. *Metal fatigue principles and analysis*. Online. 1st ed. RISE Research Institutes of Sweden, 2021. ISBN 978-91-89385-90-0. Dostupné z: <http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1612930&dswid=2671> [cit. 2023-9-12].
- [16] CAMPBELL, F.C. *Fatigue and Fracture: Understanding the basics*. 1st ed. Materials Park, Ohio: ASM International, 2012, ISBN 978-1-61503-976-0
- [17] BUDYNAS, R.J., NISBETT, J.K., et al. *Shigleyho konstruování strojních součástí*. Brno: Akademické nakladatelství VUTIUM, 2023. ISBN 978-80-214-5471-2
- [18] KOVÁČIK, J., BENIAČ, M. *Pružnosť a pevnosť pre špeciálne inžinierstvo*. 2. dopl. a prepr. vyd. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline, 2005. ISBN 80-8070-433-3
- [19] ÚRAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNI SKUŠEBNICTVÝ [ÚNMZ]. ČSN EN 13 445-3:2023, *Netopené tlakové nádoby - Část 3: Konstrukce a výpočet*
- [20] UNIVERSITY OF LJUBLJANA. *ESDEP WG12: Fatigue*. Lecture 12.2: Advanced Introduction to Fatigue. Online. Ljubljana. 2003. Dostupné z: [https://fgg-web.fgg.uni-lj.si/~pmoze/esdep/master/wg12/10200.htm#SEC\\_7\\_1](https://fgg-web.fgg.uni-lj.si/~pmoze/esdep/master/wg12/10200.htm#SEC_7_1) [cit. 2023-11-17].
- [21] PEDERSEN, M.M. *Introduction to Metal Fatigue*. Aarhus: Department of Engineering, Aarhus University, 2018. ISSN: 2245-4594
- [22] ASTM INTERNATIONAL ASTM E1049-85(2023). *Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis*
- [23] ÚRAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNI SKUŠEBNICTVÝ [ÚNMZ]. ČSN ISO 12110-2:2015. *Kovové materiály - Zkoušení únavy - Zkoušení únavy s proměnnou amplitudou - Část 2: Počítání cyklů a metody redukce souvisících údajů*
- [24] AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE [API]. API 579-1/ASME FFS-1. *Fitness-For-Service (FFS)*. 2023
- [25] ZEHNDER, A.T. *Fracture mechanics*. Cham: Springer, 2012. ISBN 978-94-007-2594-2.
- [26] KUNZ, J. *Aplikovaná lomová mechanika*. 2. prepr. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-01215-8.

- [27] DIKSHIT, V. et al. Multiscale Polymer Composites: A Review of the Interlaminar Fracture Toughness Improvement. *Fibers*. Online. 2017. Vol. 5, no. 4, p. 38. ISSN 2079-6439. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/fib5040038>. [cit. 2024-01-11].
- [28] ZERBST, U., MADIA M. et al. *Fatigue and fracture of weldments: the IBESS approach for the determination of the fatigue life and strength of weldments by fracture mechanics analysis*. 1st ed. Cham: Springer, 2019. ISBN 978-3-030-04072-7.
- [29] SCHIJVE, J. Some formulas for the crack opening stress level. *Engineering Fracture Mechanics*. Online. 1981. Vol. 14, no. 3, p. 461–465. ISSN 0013-7944. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(81\)90034-5](https://doi.org/10.1016/0013-7944(81)90034-5). [cit. 2024-02-07].
- [30] YUNG, L.L. *Fatigue Testing and Analysis: Theory and Practice*. Online. 1st ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 9780750677196. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/B978-075067719-6/50003-8>. [cit. 2023-10-02].
- [31] MAITI, S.K. *Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications*. Online. 1st ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2015. ISBN 978-1-107-09676-9. Dostupné z: <https://doi.org/10.1017/CBO9781316156438>. [cit. 2023-09-24].
- [32] PEREZ, N. *Fracture Mechanics*. 2nd ed. Cham: Springer, 2017. ISBN 978-3-319-24997-1.
- [33] BASKUTIS, S. et al. Mechanical properties and microstructure of aluminium alloy AW6082-T6 joints welded by double-sided MIG process before and after aging. *Mechanics of Solid Bodies*. Online 2019. Vol. 25, no. 2, p. 107–113. ISSN: 2029-6983. Dostupné z: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.25.2.22008>. [cit. 2024-01-14].
- [34] DADFARNIA, M. et al. Assessment of resistance to fatigue crack growth of natural gas line pipe steels carrying gas mixed with hydrogen. *International Journal of Hydrogen Energy*. Online. 2019. Vol. 44, no. 21, p. 10808–10822. ISSN 0360-3199. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.02.216>. [cit. 2023-12-08].
- [35] NANNINGA, N. et al. A review of fatigue crack growth for pipeline steels exposed to hydrogen. *Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology*. Online. 2010. Vol. 115, no. 6, p. 437. ISSN: 1044-6776 Dostupné z: <https://doi.org/10.6028%2Fjres.115.030>. [cit. 2023-11-28].
- [36] SOMERDAY, B.P. - BARNEY, M. Measurement of Fatigue Crack Growth Relationships in Hydrogen Gas for Pressure Swing Adsorber Vessel Steels. *Journal of Pressure Vessel Technology*. Online. 2015. Vol. 137, no. 2, p. 021406. ISSN 1528-8978 Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.4028349>. [cit. 2023-11-27].
- [37] XU, K. Hydrogen embrittlement of carbon steels and their welds. *Gaseous Hydrogen Embrittlement of Materials in Energy Technologies*. Online. Elsevier, 2012. p. 526–561. ISBN 978-1-84569-677-1. Dostupné z: <https://doi.org/10.1533/9780857093899.3.526>. [cit. 2024-03-04].

- [38] LOŠÁK, P. *Řízení životnosti procesních zařízení v průmyslové praxi*. Disertační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016.
- [39] BAYLAC, G., et al. *EN 13445 “Unfired pressure vessels”: Background to the rules in Part 3 Design*. Online. 2nd Issue. Courbevoie: Union de Normalisation de la Mécanique, 2004. Dostupné z: [https://unm.fr/wp-content/uploads/2022/10/EN13445\\_background\\_part3.pdf](https://unm.fr/wp-content/uploads/2022/10/EN13445_background_part3.pdf). [cit. 2024-10-18].
- [40] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS [ASME], ASME BPVC Section VIII Div. 2. *Rules for Construction of Pressure Vessels Division 2-Alternative Rules*. 2019. ISBN:9780791872888
- [41] CORWELD RESEARCH-DEVELOPMENT Ltd. *Sub-size testing and remaining life assesment of adsorbers*. Technical Report. Interný dokument. Diósd, 2022. Miesto: Slovnaft a.s.
- [42] RUND, M. et al. Investigation of Sample-size Influence on Tensile Test Results at Different Strain Rates. *Procedia Engineering*. Online. 2015. Vol. 114, p. 410–415. ISSN 1877-7058 Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.08.086>. [cit. 2024-01-22].
- [43] ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT [ČNI]. ČSN 41 1503. *Ocel 11 503*. 1994
- [44] PREDITEST S.R.O. *Protokol č.02-5-1343/21-AE Měření akustické emise 10ks adsorberu*. Praha, 2021. Miesto: Slovnaft a.s.
- [45] PREDITEST S.R.O. *Protokol č.02-5-1343/21-UT Ultrazvuková kontrola svarových spoju 10ks adsorberu*. Praha, 2021. Miesto: Slovnaft a.s.
- [46] PREDITEST S.R.O. *Protokol č.02-5-1346/21-MPM Měření MPM 10ks adsorberu*. Praha, 2021. Miesto: Slovnaft a.s.
- [47] PREDITEST S.R.O. *Protokol č.02-5-1494/23-UTT o provedení měření tloušťky stěny adsorberu*. Praha, 2023. Miesto: Slovnaft a.s.
- [48] PREDITEST S.R.O. *Protokol č.02-5-1086/18-UTT o provedení měření tloušťky stěny adsorberu*. Praha, 2018. Miesto: Slovnaft a.s.
- [49] ANSYS, Inc. *ANSYS® Workbench*. [Software]. Release 2023R1. 2023.
- [50] CHEN, X. LIU, Y. *Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, 2018. ISBN 978-1-138-48629-4.
- [51] Dassault Systèmes, S. A. *Solidworks®*. [Software]. Version 2022. 2024.
- [52] ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT [ČNI]. ČSN 69 0010-4. *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Výpočet pevnosti*. 1991
- [53] ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT [ČNI]. ČSN 69 0010-4.20. *Tlakové nádoby stabilní. Technická pravidla. Výpočet pevnosti. Nízkocyklová únava částí nádob*. 1991



- [54] EATON, J.W., et al. *GNU Octave*. [Software]. Version 9.1.0. 2024.
- [55] LIDONNICI, F. The Simplified Method for Fatigue Assessment of the European Pressure Vessel Standard EN 13445. Online. In: Volume 1B: Codes and Standards. *ASME 2013 Pressure Vessels and Piping Conference*. Paris. 18-14 July 2013. ISBN: 978-0-7918-5564-5. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/PVP2013-97568>. [cit. 2024-02-20].
- [56] RUDOLPH, J. et al. Outline of the recent consolidated revision of EN13445-3, clause 18 and related annexes: detailed assesment of fatigue life. Online. *Procedia Structural Integrity*. 2019. Vol. 19. p. 575-584. ISSN 2452-3216. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2019.12.062> . [cit. 2023-11-25].
- [57] JONES, J.R. Design and Inspection Considerations for Cyclic Equipment. In: Volume 3: Fitness-for-Service Evaluations. Online. *ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Conference*. Bellevue, Washington. 18-22 July 2010. s. 813–823. ISBN: 978-0-7918-4922-4. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/PVP2010-25829> [cit. 2024-01-15].
- [58] GIACOBBE, F. et al. MAINTENANCE ENGINEERING: CASE STUDY OF FITNESS FOR SERVICE ASSESMENTS. Online. *ICED 11 - 18th International Conference on Engineering Design - Impacting Society Through Engineering Design*. Copenhagen: Technical University of Denmark, 15-18 August 2011. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/287020078\\_Maintenance\\_engineering\\_Case\\_study\\_of\\_fitness\\_for\\_service\\_assessments](https://www.researchgate.net/publication/287020078_Maintenance_engineering_Case_study_of_fitness_for_service_assessments) [cit. 2024-02-19].
- [59] OSAGE, D.A. Fatigue Assessment for In-Service Components – A New Part for API 579-1/ASME FFS-1 Fitness-For-Service. Online. *Procedia Engineering* . 2015. Vol. 133, p. 320–347. ISSN 1877-7058. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.673>. [cit. 2024-02-19].
- [60] ANDERSON, T.L. - OSAGE, D.A. API 579: a comprehensive fitness-for-service guide. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. Online. Elsevier. 2000. Vol. 77, no. 14–15, p. 953–963. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/S0308-0161\(01\)00018-7](https://doi.org/10.1016/S0308-0161(01)00018-7) [cit. 2024-02-19].
- [61] GJETA, A. et al. Analyzing Defects with Failure Assessment Diagrams of Gas Pipelines. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering* . Online. 2014. Vol. 8, no. 5, p. 1045–1047. ISSN: 0976-6359 Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/340793299\\_Analyzing\\_Defects\\_with\\_Failure\\_Assessment\\_Diagrams\\_of\\_Gas\\_Pipelines](https://www.researchgate.net/publication/340793299_Analyzing_Defects_with_Failure_Assessment_Diagrams_of_Gas_Pipelines) [cit. 2024-02-24].
- [62] SURESH, S. et al. Environmentally Affected Near-Threshold Fatigue Crack Growth in Steels. In LEWIS, J. - SINES, G. *Fracture Mechanics: Fourteenth Symposium—Volume I: Theory and Analysis*. Online. ASTM International: West Conshohocken, 1983. s. 329–347. ISBN 978-0-8031-0728-1. Dostupné z: <https://doi.org/10.1520/STP37080S>. [cit. 2024-04-14].

[63] MIEDLAR, P. et al. *Delivery Order 0016: USAF Damage Tolerant Design Handbook: Guidelines for the Analysis and Design of Damage Tolerant Aircraft Structures*. Online. University of Dayton Research Institute: Dayton, 2002. AFRL-VA-WP-TR-2003-3002, 2002. Dostupné z: <https://www.afgrow.net/applications/dtdhandbook/about.aspx>. [cit. 2024-02-27].

[64] RUMMEL, W., MATZKANIN, G. *Nondestructive Evaluation (NDE) Capabilities Data Book*. Online. 3rd ed. Nondestructive Testing Information Center: Austin, 1997. AD-A286 978. Dostupné z: <https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/ADA286978.pdf>. [cit. 2024-02-27].

[65] NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION. NASA-STD-(I)-5009. *NONDESTRUCTIVE EVALUATION REQUIREMENTS FOR FRACTURE CRITICAL METALLIC COMPONENTS*. 2018. Dostupné z: [https://standards.nasa.gov/sites/default/files/standards/NASA/Baseline/0/NASASTD\\_I\\_5009.pdf](https://standards.nasa.gov/sites/default/files/standards/NASA/Baseline/0/NASASTD_I_5009.pdf). [cit. 2024-02-15].

## 14 Zoznam obrázkov

Obr. 1 – Rafinérské procesy využívajúce vodík [zdroj: autor]	2
Obr. 2 – 6 typov adsorpčných izoteriem pre plyny [4]	3
Obr. 3 – Schéma funkcie jednotky PSA [zdroj: autor]	4
Obr. 4 – Schematický PSA cyklus v závislosti tlaku na čase [zdroj: autor]	6
Obr. 5 – Napätia na teleso v priestore a pretvorenia na teleso v 2D [zdroj: autor]	7
Obr. 6 – Neuberovo pravidlo určenia plastickej deformácie [zdroj: autor]	8
Obr. 7 – Podmienky von Mises, Tresca a Rankine v rovine (vľavo) a v priestore (vpravo) [9]	9
Obr. 8 – Statická rovnováha na bezmomentovej škrupine – meridiánový smer (vľavo), smer rotácie (vpravo) [zdroj: autor]	10
Obr. 9 – Priebeh napätí po hrúbke plášt'a pred neupraveným zvarom s vrubom [zdroj: autor]	11
Obr. 10 – Ropné potrubie poškodené následkom únavovej trhliny [14]	13
Obr. 11 – Oblasti únavového poškodzovania [zdroj: autor]	14
Obr. 12 – Haighov diagram a kritéria poškodzovanie pre vzorku oceli 11 503.1 [zdroj: autor]	16
Obr. 13 – Harmonické cyklické zaťažovanie [zdroj: autor]	17
Obr. 14 – Typy a priebehy jednotlivých druhov napäťových cyklov [zdroj: autor]	18
Obr. 15 – Graficky znázornení postup rezervoárovej metódy [21]	19
Obr. 16 – Metóda stekajúceho dažďa [zdroj: autor]	20
Obr. 17 – Metóda párových rozkmitov – plné cykly (vľavo) a polcykly (vpravo) [zdroj: autor]	20
Obr. 18 – Typy trhlín - zľava: povrchová trhlina, vnútorná trhlina, trhlina cez celý materiál, rohová trhlina (horný rad: skutočný tvar, spodný rad: idealizovaný tvar) [zdroj: autor]	21
Obr. 19 – Módy otvárania trhliny [27]	22
Obr. 20 – Iniciácia trhliny [13]	24
Obr. 21 - Priebeh rastu únavovej trhliny [13]	25
Obr. 22 - Závislosť rýchlosti rastu trhliny $da/dN$ na rozkmitte intenzity napätia $\Delta K$ [zdroj: autor]	26
Obr. 23 – Tepelne ovplyvnená zóna zvaru [33]	27
Obr. 24 – Druhy trhlín vo zvaroch [zdroj: autor]	27
Obr. 25 – Efekt vodíka na špičke trhliny [zdroj: autor]	28
Obr. 26 – Možnosti rastu trhliny v závislosti na rozkmitte intenzity napätia vo vodíkovom prostredí a jej porovnanie s touto závislosťou vo vzduchu [35]	29
Obr. 27- Rast trhliny vo vodíkovom prostredí – nafitované dáta v rámci štúdie Dadfarnia, Sofronisa a Brouwera na oceliach pre tlakové zariadenia [34]	30
Obr. 28 - Porovnanie únavových kriviek podľa ASME BPVC Sec.VIII Div.2, EN 13445-3 kapitoly 17 a 18 a ČSN 69 0010-4.20 pre ocel' 11 503.1 ( $R_m = 490\text{MPa}$ ) pre výpočet s kumulatívnym poškodením.....	34
Obr. 29 – Únavové krivky podľa noriem EN 13445-3, ASME BPVC VIII Div.2 a ČSN 69 0010-4.20 pre obojstranný tupý bezvrubovo brúsený zvar .....	36
Obr. 30 – Bočný pohľad na 3D model analyzovaného adsorbéra v priereze a v celosti.....	38
Obr. 31 – Údaje tlaku zariadenia v závislosti na čase počas prevádzky .....	39
Obr. 32 – Odobratá vzorka z adsorbéra, meracie teleso a výsledok skúšky ťahom [41]	39
Obr. 33 – Mikroštruktúra základného materiálu (vľavo) a materiálu zvaru (vpravo) pod elektrónovým mikroskopom [41]	41

Obr. 34 – Zjednodušený model MKP na základe pružín <sup>[50]</sup> .....	43
Obr. 35 – Linearizácia napätia po hrúbke a kategórie napätí.....	44
Obr. 36 - Výpočtová sieť v oblasti prechodu hrdla a anuloidového prechodu spodného dna. 45	
Obr. 37 – Okrajové podmienky pre výpočet MKP v programe ANSYS pre maximálne zaťaženie 2,319 MPa.....	46
Obr. 38 – Výsledok analýzy MKP pre tlakovú skúšku 3,415 MPa – napätie von Mises.....	47
Obr. 39 – Výsledok analýzy MKP – ekvivalentné napätie podľa kritéria von Mises pri maximálnom prevádzkovom tlaku 2,319 MPa a určené kritické miesta konštrukcie.....	48
Obr. 40 – Prierezové plochy plášťa podľa EN 13445-3 – podkapitola 9.5.2.4.4.2 <sup>[19]</sup> .....	53
Obr. 41 – Stĺpcový graf porovnania návrhových noriem na únavu .....	63
Obr. 42 – Stĺpcový graf porovnania návrhových noriem na únavu pre normy EN a ASME ...	64
Obr. 43 – Polynomický priebeh napätí .....	66
Obr. 44 - Diagram FAD <sup>[zdroj: autor]</sup> .....	67
Obr. 45 – Rast trhliny s počiatočnými rozmermi $a_{90/95} = 1,65$ mm a $c_{90/95} = 1,65$ mm na vnútornej strane pozície 5-Z (zvar spodného anuloidového prechodu) vo vodíkovom prostredí .....	74
Obr. 46 – Rast trhliny s počiatočnými rozmermi $a_{90/95} = 1,65$ mm a $c_{90/95} = 1,65$ mm na vnútornej strane pozície 5-Z (zvar spodného anuloidového prechodu) vo vodíkovom prostredí a vo vzduchu .....	74
Obr. 47 – Postup posudzovania životnosti pre zariadenia s presiahnutým počtom návrhových cyklov <sup>[zdroj: autor]</sup> .....	77

## 15 Zoznam tabuliek

<i>Tab. 6-1 - Zvarové triedy a ich koeficienty podľa normy EN 13445-3 .....</i>	<i>35</i>
<i>Tab. 7-1 – Vlastnosti ocele 11 503.1 .....</i>	<i>40</i>
<i>Tab. 7-2 – Korózne úbytky na adsorbéri podľa merania UTT z roku 2018 a 2023 [v mm] ...</i>	<i>42</i>
<i>Tab. 9-1 - Parametre zvarov na adsorbéri podľa ČSN 69 0010-4.20.....</i>	<i>50</i>
<i>Tab. 9-2 – Výsledky návrhovej životnosti podľa normy ČSN 69 0010–4.20.....</i>	<i>51</i>
<i>Tab. 9-3 – Výsledky návrhovej životnosti podľa normy EN 13445-3 kapitoly 17.....</i>	<i>54</i>
<i>Tab. 9-4 – Hlavné napätia podľa analýzy v programe ANSYS a odpovedajúce ekvivalentné napätie podľa podmienky von Mises .....</i>	<i>55</i>
<i>Tab. 9-5 - Vybrané zvary z normy EN 13445-3 nachádzajúce sa na adsorbéri .....</i>	<i>56</i>
<i>Tab. 9-6 – Výsledky návrhovej životnosti podľa normy EN 13445-3 kapitoly 18.....</i>	<i>59</i>
<i>Tab. 9-7 – Rozbor napätia na analyzovaných miestach pre metódu von Mises .....</i>	<i>60</i>
<i>Tab. 9-8 – Výsledky návrhovej životnosti podľa postupu úrovne 2 ASME BPVC VIII Div. 2</i>	<i>62</i>
<i>Tab. 10-1 – Minimálne detekovateľné veľkosti pre povrchové trhliny pre <math>t &gt; 3 \text{ mm}^{[64,65]}</math> .....</i>	<i>73</i>
<i>Tab. 10-2 – Výsledky analýzy rastu trhliny podľa postupu normy API 579-1 .....</i>	<i>75</i>
<i>Tab. 10-3 – Výpočet životností a stanovenie inšpekcií na kritických miestach adsorbéra .....</i>	<i>76</i>
<i>Tab. 10-4 – Stanovenie časového plánu NDT inšpekcií adsorbéra na 30 rokov .....</i>	<i>76</i>

## 16 Zoznam príloh

Príloha 1 – Zložka so súbormi programov Excel a GNU Octave na výpočet podľa noriem

Príloha 2 – Zložka s výpočtovými skriptami a databázami pre výpočet rastu trhlín podľa API 579-1 vo vodíkovom prostredí v programe GNU Octave.

Príloha 3 – Výsledkové grafy pre rast trhlín získané z programu Octave GNU.

Príloha 4 – Report výsledkov analýzy MKP z programu ANSYS Workbench.