

# Strukturální analýza upínací konzoly

Bc. Radek Frolek

---

Diplomová práce  
2019



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně

Fakulta technologická

Ústav výrobního inženýrství

Akademický rok: 2019/2020

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	<b>Bc. Radek Frolek</b>
Osobní číslo:	<b>T18302</b>
Studijní program:	<b>N3909 Procesní inženýrství</b>
Studijní obor:	<b>Konstrukce technologických zařízení</b>
Forma studia:	<b>Prezenční</b>
Téma práce:	<b>Strukturální analýza upínací konzoly</b>

### Zásady pro vypracování

- Literární přehled
- Návrh numerického modelu
- Řešení modelu
- Analýza a vyhodnocení výsledků

Forma zpracování diplomové práce: **Tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

BOWER, Allan F. *Applied mechanics of solids*. Boca Raton: CRC Press, 2010, xxv, 794 s. ISBN 978-1-4398-0247-2.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jakub Javořík, Ph.D.**  
Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání diplomové práce: **2. ledna 2020**  
Termín odevzdání diplomové práce: **15. května 2020**

L.S.

---

**prof. Ing. Roman Čermák, Ph.D.**  
děkan

---

**prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.**  
ředitel ústavu

Ve Zlíně dne 20. února 2020

## **PROHLÁŠENÍ AUTORA DIPLOMOVÉ PRÁCE**

Beru na vědomí, že:

- diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému a dostupná k nahlédnutí;
- na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- podle § 60 odst. 1 autorského zákona má Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- pokud bylo k vypracování diplomové práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tj. k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové práce využít ke komerčním účelům;
- pokud je výstupem diplomové práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

### **Prohlašuji,**

- že jsem diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou obsahově totožné.

Ve Zlíně dne:

Jméno a příjmení studenta:

.....  
podpis studenta

## **ABSTRAKT**

Tato diplomová práce se zabývá posouzením svařované upínací konzole. Teoretická část je rozdělena do 5 kapitol. První je zaměřena na průmyslové roboty, jejich části, klasifikaci, charakteristiky a použití. Druhá kapitola se zabývá technologií svařování, zejména svařování elektrickým obloukem, dále se zabývá nežádoucími účinky a defekty při svařování. Třetí kapitola se zabývá únavou materiálu, je zde popsána zejména Wöhlerova křivka a hypotéza Palmgrena Minera. Čtvrtá kapitola je zaměřena na únavu svařovaných konstrukcí a jejich výpočet, jsou zde popsány tři metody výpočtu dle mezinárodního institutu svařování (IIW). V páté kapitole je popsána tvorba geometrie pro MKP výpočet svarových spojů. V praktické části je navrženo pět MKP modelů pro výpočet posunutí a napětí. Poté je proveden odhadový výpočet životnosti konzole pro fiktivní pracovní cyklus metodou hot-spot napětí a efektivního vrubového napětí dle doporučení IIW.

Klíčová slova: Svarový spoj, MKP, Únavová životnost, Wöhlerova křivka, Hypotéza Palmgren-Miner, Hot-spot napětí, Efektivní vrubové napětí

## **ABSTRACT**

This diploma thesis deals with assessment of welded support. The theoretical part is divided into 5 chapters. The first chapter is focused on industrial robots, their parts, classification, characteristics and applications. The second chapter deals with welding technology, especially arc welding, as well as the adverse effects and defects in welding. The third chapter deals with the fatigue of the material, the Wohler curve and the hypothesis of Palmgren-Miner are described. The fourth chapter is focused on fatigue of welded structures and their calculation, there are described three methods of calculating according to International Institute of Welding (IIW). The fifth chapter describes the creation of geometry for FEM models of welded joints. In the practical part, there are five FEM models designed for calculation of displacements and stresses. Then, an estimation of fatigue life of support for fictive cycle is performed using the hot-spot stress and effective notch stress method.

Keywords: welded joint, FEM, fatigue life, Wohler curve, Palmgren-Miner hypothesis, hot-spot stress, effective notch stress

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Jakubu Javoříkovi, Ph.D. za vedení, rady a trpělivost při jejím vypracování. Děkuji také svým rodičům Anně a Radovanovi, sestře Monice, babičce Jiřině a přítelkyni Kamile s rodiči Radimem a Jindřiškou.

*„Většina lidí vidí věci takové, jaké jsou a ptají se: Proč? Já raději sním o věcech, které nikdy neexistovali a ptám se: Proč ne?“*

– George Bernard Shaw

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>8</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	<b>10</b>
<b>1 PRŮMYSLOVÉ ROBOTY</b> .....	<b>11</b>
1.1 ČÁSTI ROBOTU .....	13
1.2 KLASIFIKACE ROBOTŮ.....	16
1.2.1 Dle uspořádání a pracovního prostoru .....	16
1.3 CHARAKTERISTIKA ROBOTŮ.....	22
1.4 POUŽITÍ ROBOTŮ .....	23
1.4.1 Svařování.....	23
1.4.2 Montáž a sestavování aut .....	24
<b>2 SVAŘOVÁNÍ</b> .....	<b>25</b>
2.1 SVAŘOVÁNÍ ELEKTRICKÝM OBLOUKEM.....	25
2.1.1 Obloukové svařování netavicí se elektrodou v inertním plynu (TIG /WIG/ GTAW) .....	27
2.2 NAPĚTÍ, SMRŠTĚNÍ A DEFORMACE .....	30
2.2.1 Napětí ve svarech .....	31
2.2.2 Deformace svařovaných dílů.....	32
2.3 DEFEKTY SVARŮ .....	34
2.3.1 Typy svarových defektů .....	35
<b>3 PEVNOST A ÚNAVA MATERIÁLU</b> .....	<b>40</b>
3.1 FYZIKÁLNÍ PODSTATA ÚNAVY .....	41
3.2 NAPĚŤOVÝ CYKLUS.....	41
3.3 WÖHLEROVA KŘIVKA (S-N DIAGRAM).....	42
3.4 KUMULACE POŠKOZENÍ-HYPOTÉZA DLE PALMGRENA-MINERA .....	44
<b>4 ÚNAVA SVAŘOVANÝCH KONSTRUKCÍ</b> .....	<b>46</b>
4.1 PŘÍSTUPY HODNOCENÍ SVAŘOVANÝCH SOUČÁSTÍ .....	47
4.1.1 Přístup nominálních napětí.....	49
4.1.2 Přístup strukturálního napětí (hot spot napětí) .....	50
4.1.3 Efektivní vrubové napětí .....	54
<b>5 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ</b> .....	<b>56</b>
5.1 PRE-PROCESSING – PŘÍPRAVA VÝPOČTU .....	58
5.1.1 Příprava geometrie .....	58
5.1.2 Tvorba sítě (diskretizace).....	59
5.1.3 Modelování svarového spoje.....	61
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST</b> .....	<b>65</b>
<b>6 CÍL PRÁCE</b> .....	<b>66</b>
<b>7 ÚVOD DO PROBLÉMU</b> .....	<b>67</b>

7.1	KONSTRUKCE KONZOLE .....	67
7.2	SPECIFIKACE ROBOTA.....	69
<b>8</b>	<b>TVORBA VÝPOČETNÍCH MODELŮ .....</b>	<b>70</b>
8.1	POMOCNÁ GEOMETRIE .....	70
8.1.1	Pomocná geometrie 1 .....	70
8.1.2	Pomocná geometrie 2 .....	71
8.1.3	Pomocná geometrie 3 .....	71
8.1.4	Pomocná geometrie 4 .....	72
8.2	VÝPOČETNÍ MODEL Y .....	73
8.2.1	Skořepinový model .....	73
8.2.2	Model s RBE2 elementy .....	75
8.2.3	Objemové modely .....	75
8.3	OKRAJOVÉ PODMÍNKY A ZATÍŽENÍ .....	77
8.4	MATERIÁL .....	80
8.5	VOLBA ANALÝZY .....	80
8.6	ZVOLENÝ SOFTWARE.....	80
<b>9</b>	<b>VÝSLEDKY A DISKUZE .....</b>	<b>81</b>
9.1	VÝSLEDKY NAPĚTÍ A POSUNUTÍ.....	81
9.1.1	Posunutí.....	81
9.1.2	Napětí .....	83
9.2	VÝPOČET ŽIVOTNOSTI .....	88
9.2.1	Metoda hot-spot napětí.....	88
9.2.2	Metoda efektivního vrubového napětí .....	93
9.2.3	Porovnání metod .....	96
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>99</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>102</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>107</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>109</b>
	<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>113</b>



## ÚVOD

K selhání ocelových součástí dochází při jednorázovém přetížení, nízko cyklové únavě nebo vysoko cyklové únavě. Strukturální porucha způsobená únavou je považována za technicky nejnáročnější problém, protože se špatně předvídá. Konstrukce jsou během svého života vystaveny velkému množství opakujících se zatěžujících cyklů. I přes to, že díky těmto zatěžujícím cyklům mohou vznikat pouze malá napětí, po velkém množství opakování mohou vést k selhání konstrukce. Náchylná jsou zejména místa s náhlými změnami geometrie a konstrukčními vruby. Příčinou je velká koncentrace napětí v těchto místech. U svařovaných materiálů dochází v převážné většině případů k iniciaci trhliny v koncových částech svarů (pata svaru a kořen svaru). Svařováním dochází ke spojení materiálů, ale také k velkému tepelnému ovlivnění okolní oblasti spojených materiálů. Odolnost svarů ovlivňuje reziduální napětí, deformace po svařování a defekty svarových spojů.

Rozložení napětí ve svarových spojkách závisí hlavně na geometrii, typu zatížení a vlastnostech materiálu. Z tohoto důvodu je vytvoření výpočetního modelu svaru, který bude reflektovat reálnou situaci, velmi náročné. Pro výpočet svarových spojů a jejich MKP modelování existuje několik přístupů. Ty lze nalézt v příslušných normách a doporučeních. V této oblasti jsou nejpoužívanější doporučení Mezinárodní Instrukce Svařování (IIW) a poté Norská norma DNV. V obou dokumentech je popsána metodika výpočtu, a to i s doporučeným modelováním pomocí MKP. K výpočtu se využívají tři metody: životnost určovaná z napětí, životnost určovaná z deformace a metoda lineárně-elastické lomové mechaniky. Nejjednodušší a nejpoužívanější metoda je přes výpočet napětí. Tato metoda odhaduje životnost konstrukce dle Wohlerových křivek, respektive S-N křivek, které jsou zjišťovány experimentálně.

Pro určení životnosti svařované konstrukce z napětí, je možné použít tři přístupy – nominální napětí, strukturální hot-spot napětí a efektivní vrubové napětí. Přístup nominálního napětí a strukturálního hot-spot napětí lze použít na jednoduchých případech pomocí analytických vztahů, u komplexnějších konstrukcí je potřeba použít FEM analýzu. Přístup efektivního vrubového napětí je použitelný pouze s FEM analýzou.

Tato práce je zaměřena na FEM analýzu svařované upínací konzole, která je využívána v automobilovém průmyslu k manipulaci s kapotami. K analýze je použit program NX 12 od firmy Siemens. Konzole je složena z devíti plechů, které jsou svařeny v jeden celek. Pro tuto sestavu jsou navrženy výpočetní modely, které jsou mezi sebou porovnány. V poslední řadě

je proveden výpočet životnosti svařované upínací konzole pro fiktivní pracovní cyklus. Pro výpočet životnosti konzole je použita napěťová metoda s přístupem pomocí strukturálního hot-spot napětí a efektivního vrubového napětí.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 PRŮMYSLOVÉ ROBOTY

Automatizaci lze definovat jako „automatické řízení stroje nebo procesu, mechanickými nebo elektronickými zařízeními, které nahrazují lidskou práci“. V zásadě je automatizace nahrazení člověka za stroj, který řeší dané úkoly. Automatizace pokrývá široké pole zařízení, strojů a systémů od jednoduchých operací „vezmi a polož“ po komplexní kontrolu a řízení jaderných elektráren. [1]

Průmyslová automatizace vznikla v době průmyslové revoluce a nejvíce tomu přispěl vynález parního motoru Jamesem Watterem v roce 1769. Následoval vynález děrovacího tkalcovského stavu v roce 1801 a vačkově řízeného soustruhu v roce 1830 od Jacquarda. Tyto rané průmyslové stroje mohou být spíše řazeny do průmyslové mechanizace než automatizace, protože to byla výhradně mechanická zařízení, která měla minimální možnosti programovatelnosti. V roce 1905 představil Henry Ford hromadnou výrobu modelu T a v roce 1923 společnost Morris Motors zlepšila Fordův proces využitím automatického převodového stroje. První skutečně programovatelná zařízení se objevila až od 50. let 20. století, kdy byl vyvinut číslicově řízený obráběcí stroj v Massachusettském technologickém institutu. Firma General Motors nainstalovala v roce 1961 prvního průmyslového robota a v roce 1969 první programovatelný logický řadič. První průmyslová síť, s názvem Výrobní automatizační protokol, byla vytvořena v roce 1985. Všechny tento vývoj vedl k automatizaci, která se používá v dnešní době.

Roboty jsou zvláštní formou automatizace. Pro pochopení role robotů během výrobního procesu, je potřeba rozlišovat mezi různými typy automatizace. První hlavní rozdíl je mezi automatizací procesní a diskrétní. Diskrétní, respektive tovární umožňuje rychlé provedení přerušovaných pohybů. To v sobě zahrnuje vysoce dynamický pohyb velkých strojních součástí, které se musí pohybovat a poté zastavovat v dané pozici s velkou přesností. Celková produkce závodu se obvykle skládá z několika strojů od různých výrobců, které jsou často automatizovány nezávisle na sobě. Naproti tomu procesní automatizace je určena pro nepřetržité procesy. Závod se obvykle skládá z uzavřených systémů čerpadel pro pohyb médií potrubími a ventily spojovací nádoby. Zjednodušeně řečeno, diskrétní automatizace je spojena s jednotlivými díly, zatímco procesní automatizace řídí tekutiny. [1]

Kontrolní systémy pro chemické závody a ropné rafinerie představují příklady automatizace procesů. Zařízení využívána v automobilovém průmyslu představují diskrétní automatizaci a některá zařízení v potravinářském průmyslu vyžadují obě formy automatizace. V těchto

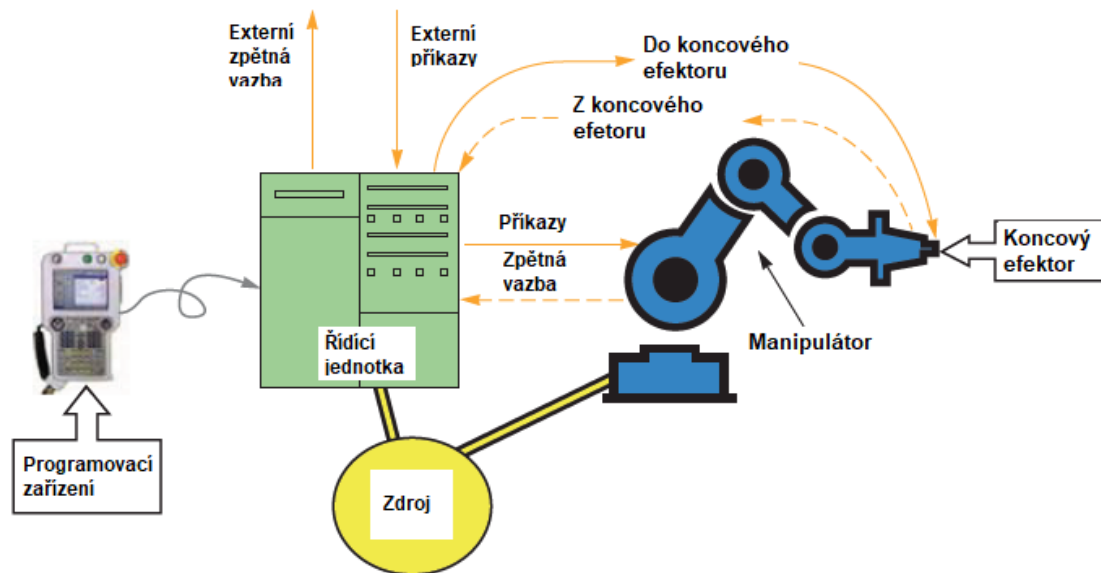
zařízeních zajišťuje procesní automatizace např. dávkování výchozích surovin, jako je mléko a diskrétní automatizace zajišťuje manipulaci s produktem. Roboty jsou formou diskrétní nebo tovární automatizace. Tato oblast se může rozdělit na tvrdou a měkkou automatizaci. Tvrdá automatizace je věnována určitému úkolu a v důsledku toho je robot vysoce optimalizován pro vykonávání tohoto úkolu. Má malou flexibilitu, ale může pracovat při vysokých rychlostech. Měkká automatizace poskytuje vyšší flexibilitu. V tomto případě může robot zvládnout různé typy produktů při použití stejného zařízení nebo může být pře-programován tak, aby vykonával různé úkoly nebo pracoval na různých produktech. Roboti jsou velmi flexibilní formou měkké automatizace, protože je lze použít na mnoho různých typů aplikací. [1]

Robotizace je v průmyslových procesech uplatňována nejen v hromadných výrobách, jak byl původní předpoklad, ale také v malosériové a kusové výrobě. Robotizace umožňuje osvobození člověka od namáhavé a monotónní práce, a taky od zdravotně škodlivých a nebezpečných pracovišť.

Robotizace umožnila nárůst produktivity práce, otevřela nové možnosti při rozdělování pracovního fondu společnosti a vytvořila podmínky pro kvalitnější způsob života. V každém odvětví je možno nalézt práci, která je monotónní, fyzicky náročná, prostředí působí negativně na zdraví, na pracovníka jsou kladeny nároky na svědomitost, pečlivost a bdělost. V těchto případech lze použít zařízení, která mají různý stupeň automatizace. [2]

## 1.1 Části robotu

Roboti mají mnoho tvarů a velikostí a sestávají z několika částí: řídicí jednotka, manipulátor, koncový efektor, zdroj, programovací prostředky a další. [3] Robotický systém se skládá z následujících členů, které jsou integrovány v jeden celek.



Obr. 1 Vztah mezi jednotlivými částmi systému průmyslového robotu [3]

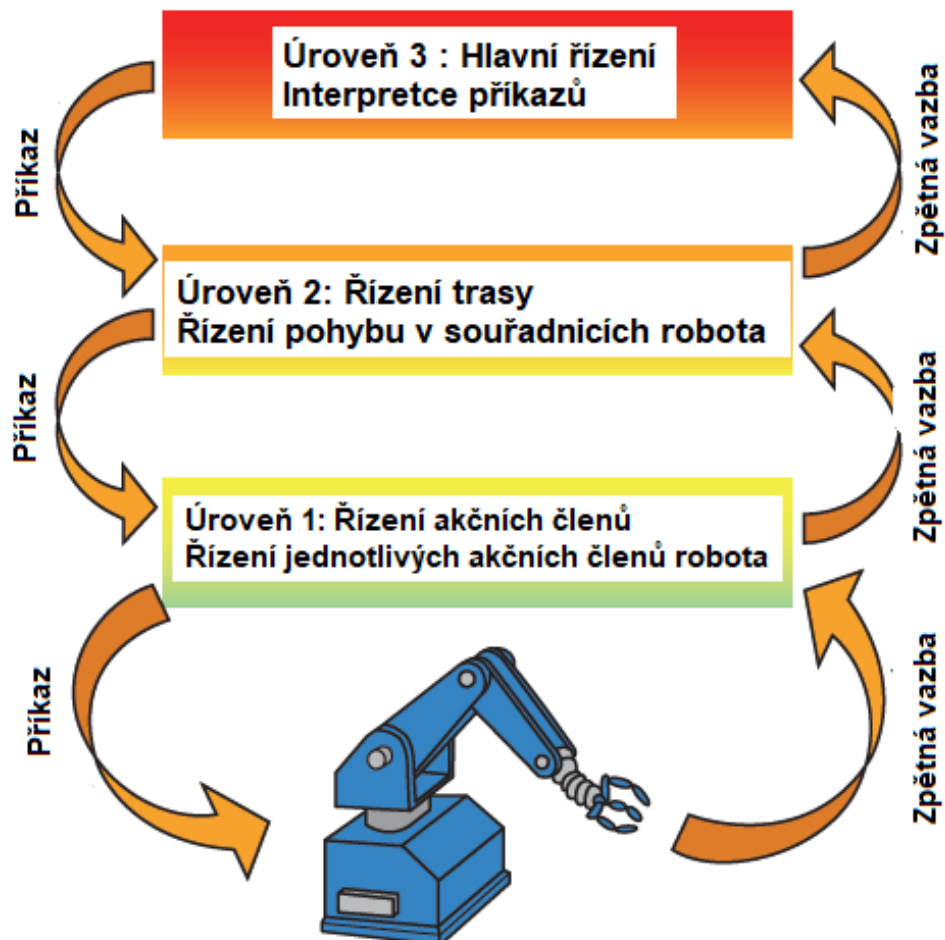
### a) Řídicí jednotka

Řídicí jednotka je podobná lidskému mozečku, i přesto, že nemá sílu mozku, tak řídí naše pohyby. Řídicí jednotka přijímá data z počítače (mozek systému), řídí pohyby akčních členů a koordinuje pohyby se zpětnou vazbou senzorů. [4] Srdcem řídicí jednotky je obecně mikroprocesor, spojený se vstupem/výstupem a s monitorovacím zařízením. Příkazy vydané řídicí jednotkou aktivují mechanismus řízení pohybu, sestávajícího z různých ovladačů, zesilovačů a akčních členů. Akční člen je motor nebo ventil, který přeměňuje energii na pohyb robota. Tento pohyb je iniciován řadou instrukcí nazývaných program, který je uložený v paměti řídicí jednotky. [3]

Řídicí jednotka má 3 úrovně hierarchického řízení. Každá jednotka vysílá signál na úroveň níže a signál zpětné vazby na úroveň výše. [3]

Tři úrovně řízení:

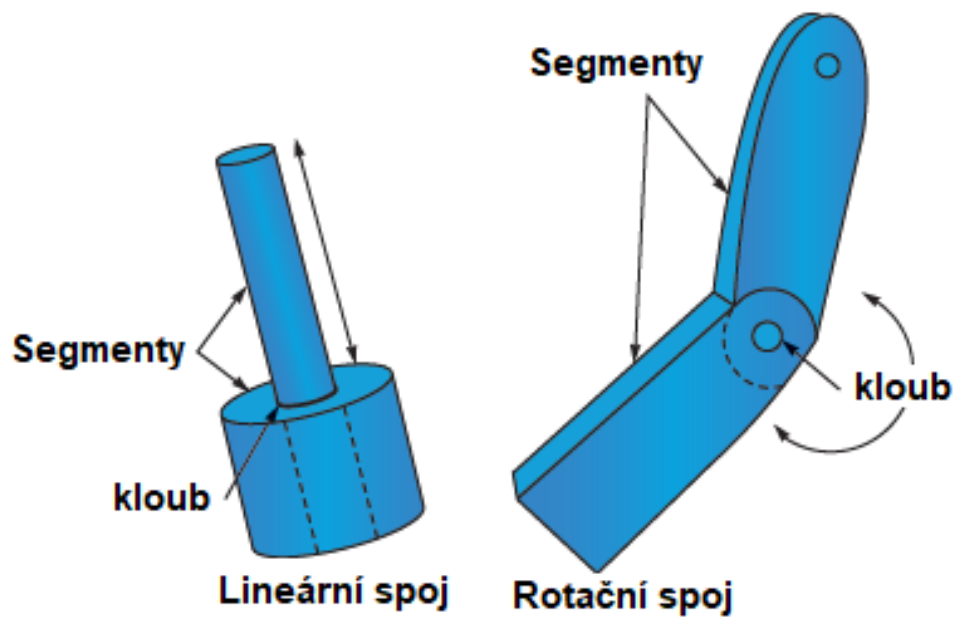
- Úroveň 1 – ovládání pohonu
- Úroveň 2 – řízení trasy
- Úroveň 3 – hlavní ovládání. Primární funkcí této nejvyšší úrovně je interpretovat pokyny od programátora. Tyto příkazy jsou poté převedeny na elementární instrukce, kterým porozumí úroveň 2.



Obr. 2 Tři řídicí úrovně [3]

### b) Manipulátor

Manipulátor je hlavní částí těla robota, která se skládá ze spojů, kloubů a dalších konstrukčních prvků [4]. Manipulátor je tvořen řadou segmentů a kloubů, podobně jako lidská paže. Klouby spojují dva segmenty dohromady a umožňují jim pohybovat se vůči sobě navzájem. Klouby poskytují buď lineární nebo rotační pohyb [3].



Obr. 3 Rotační a lineární spoj [3]

### c) Koncový efektor

Tato část je připojena k poslednímu kloubu manipulátoru, který obecně manipuluje s objekty. Výrobci robotů obvykle nenavrhují ani neprodávají koncové efekty. To je úkolem inženýrů a externích konzultantů. Ve většině případů je akce koncového efektoru řízena řídicí jednotkou robotu nebo řídicí jednotka komunikuje s řídicím zařízením koncového efektoru (PLC) [4]. Účelem je uchopování, zvedání, přeprava, manévrování nebo provádění operací na daném dílu. Je to jedna z nejdůležitějších částí robotického systému. Výkon robota je přímým výsledkem toho, jak dobře je schopen koncový efektor plnit danou funkci. Oblast dosahu koncového efektoru se nazývá pracovní prostor. [3]

### d) Pohon

Pohony jsou svaly manipulátorů. Řídicí jednotka odešle signál akčním členům, které hýbou klouby a spoji robota. Běžnými typy jsou servomotory, krokové motory, pneumatické pohony a hydraulické pohony. [4]

### e) Senzory

Používají se ke shromažďování informací o vnitřním stavu robota nebo ke komunikaci s vnějším prostředím. Řídicí jednotka potřebuje znát polohu každého členu robota. Senzory, které jsou integrovány v robotu, odesílají informace o každém kloubu nebo části robota do



řídící jednotky. Roboty jsou vybaveny externími senzory, které jim umožňují interakci s okolním prostředím. [4]

#### **f) Procesor**

Procesor je mozek robota. Počítá pohyby, určuje, kolik a jak rychle se musí každá část pohybovat, aby bylo dosaženo požadovaného umístění, rychlosti a dohlíží na koordinaci řídicí jednotky a senzorů. Procesor je obvykle počítač, který pracuje stejně jako všechny ostatní počítače. Vyžaduje operační systém, programy, periferní zařízení, jako je monitor a má stejné omezení a možnosti. V některých systémech je řídicí jednotka a procesor integrován v jedné jednotce. V některých jsou to samostatné jednotky a v některých je pouze řídicí jednotka a výrobce očekává, že uživatel použije vlastní procesor [4].

#### **g) Software**

V robotech se používají 3 typy softwarových programů. Jedním z nich je operační systém, který provozuje procesor. Druhým je robotický software, který počítá potřebné pohyby každého členu na základě kinematických rovnic. Tyto informace jsou odeslány do řídicí jednotky. Třetí skupinou je kolekce aplikačně orientovaných rutin a programů, vyvinutých pro použití robota nebo jeho periférií pro specifické úkoly jako je montáž, manipulace s materiálem a vidění [4].

## **1.2 Klasifikace robotů**

Roboty lze klasifikovat různými způsoby v závislosti na jejich komponentách, konfiguraci a použití. Běžně se roboty dělí podle typu řídicího systému, podle použitého pohonu a tvaru pracovního prostoru a uspořádání [3].

Další klasifikace může být individuální dle jednotlivých států nebo asociací [4].

### **1.2.1 Dle uspořádání a pracovního prostoru**

Roboty jsou vyráběny v mnoha velikostech a tvarech. Typ souřadného systému je také variabilní. Typ souřadnicového systému, uspořádání kloubů a délka všech segmentů manipulátoru pomáhají určit tvar pracovního prostoru. Pro určení maximálního pracovního prostoru se používá koncový bod zápěstí robotu, nepoužívá se špička chapadla nebo koncového nástroje. Z tohoto důvodu je pracovní prostor s koncovým efektoem vždy o něco větší než udávaný. Pracovní prostor se liší podle výrobce a jejich návrhu ramene robotu. Některé

pracovní prostory jsou geometrických tvarů a jiné mohou být nepravidelné. Jeden způsob klasifikace robota je tedy podle konfigurace pracovního prostoru. Některé roboty mohou být vybaveny více než jednou konfigurací. Mezi čtyři hlavní konfigurace patří: rotační, kartézské, válcové a kulové. Každá konfigurace se používá pro specifické aplikace [3].

Pracovní prostor je definován strukturou robotu, délkou jednotlivých elementů a typem a rozsahem pohybu. Je třeba poznamenat, že přidáním koncového efektoru bude mít dopad na aktuální pracovní prostor robotu [1].

#### **a) Rotační (kloubové)**

Rotační neboli kloubové uspořádání je nejběžnější. Roboty jsou často díky svým pohybům, podobajícím se lidskému tělu, označovány jako antropomorfní. Tuhé segmenty připomínají lidské předloktí a paže. Různé klouby napodobují činnost zápěstí, lokte a ramene [3].

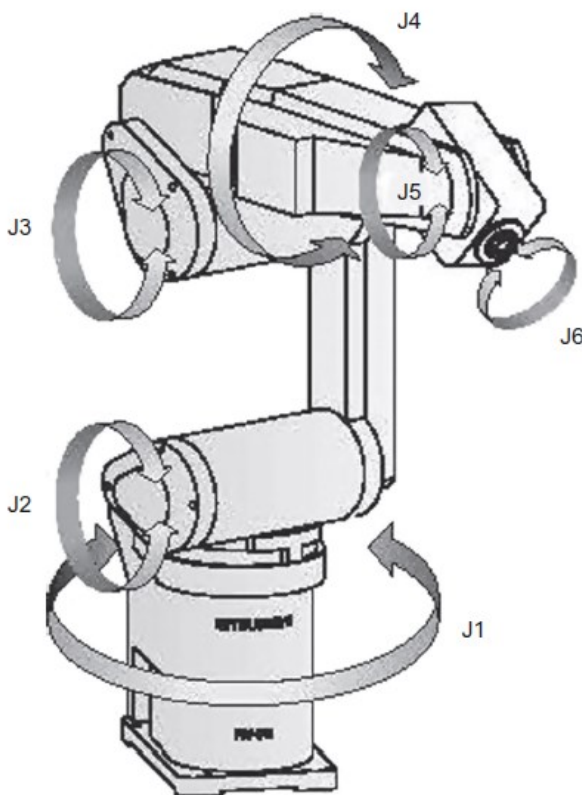
Rotační konfigurace má několik výhod. Je to nejvíce všestranná konfigurace a poskytuje větší pracovní rozsah než jiné konfigurace. Je také flexibilnější než ostatní konfigurace, což je ideální pro svařování a stříkání. Nevýhodou může být složitý řídicí systém a programování je komplexnější než u ostatních [3].

Jsou to klasicky šestiosé roboty, ale dostupné jsou také roboty se sedmi osami. Jsou roboty tzv. redundantní, které poskytují jednu nadbytečnou osu a díky tomu se zlepšuje přístup do špatně přístupných míst. Struktura zahrnuje šest rotačních kloubů. Mají schopnost dosáhnout kteréhokoliv bodu v rámci pracovního prostoru nebo umístit nástroj v jakékoliv orientaci ve specifické pozici.

Pohyb těchto robotů je velice komplexní, a proto je vizualizace jejich pohybu složitá. Při konstrukci ramene se musí počítat s tím, že každý kloub musí nést hmotnost všech následujících kloubů, to znamená, že kloub 3 nese kloub 4, 5 a 6. To ovlivňuje jak nosnost, tak i maximální užité zatížení robotu, dále také opakovatelnost a přesnost pohybu. Tyto struktury nejsou příliš tuhé a celková opakovatelnost je dána kumulativně všemi osami. Nicméně zvyšující se výkon servomotorů a zlepšení mechaniky poskytuje vynikající výkon pro většinu aplikací.

Jak už bylo zmíněno, struktura kloubového ramene je nejběžnějším typem průmyslového robotu, který je používán v 60 % instalací ročně po celém světě. Tento typ robotu je používán v procesech, zahrnujících svařování a barvení nebo také při manipulaci s objektem, jako v případě péče o obráběcí stroje, odlévání a obecně manipulace s materiálem. Typická

velikost robotů se pohybuje v rozmezí dosahu od 0,5 do 3,5 m a nosné kapacity od 3 do 1000 kg.



Obr. 4 kloubová struktura

Používají se také roboty se čtyřmi osami. Ty byly navrženy pro aplikace jako je paletizace, balení a chystání, při kterých není potřeba orientování nástroje. Tyto roboty jsou schopny pracovat při vyšších rychlostech a vyšších zatíženích než ekvivalentní šestiosé roboty.

Dvouramenné roboty jsou další variantou, která se používá v průmyslu, a to zejména tam, kde je potřeba složit sestavu z více dílů. Dvě ramena pracují jako lidské ruce, kooperují a jsou schopny vykonávat práci společně [1].

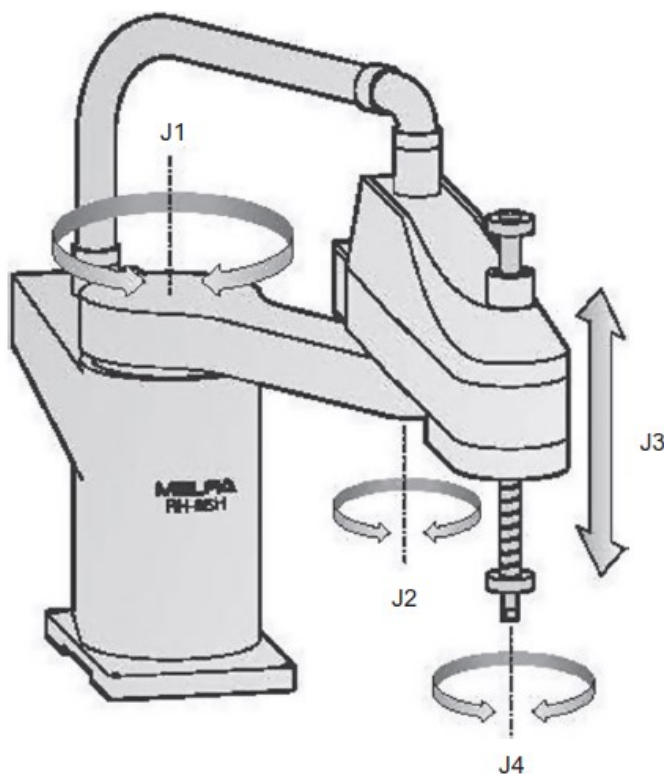
#### b) SCARA

Konfigurace SCARA poskytuje rozdílné atributy oproti kloubovému uspořádání. Tato konfigurace byla vyvinuta speciálně pro aplikaci v sestavování, jak plyne z názvu „Selective Compliance Assembly Robot Arm“. Rameno se čtyřmi osami zahrnuje základní rotace, lineární vertikální pohyb, doplněný dvěma rotačními pohyby ve stejné vertikální rovině [1].

Rameno je velmi tuhé ve svislém směru. Umožňuje vysokou rychlost, vysoké zrychlení, a to vše s velmi malými tolerancemi. Roboty SCARA jsou obvykle malé a největší mají nosnou kapacitu kolem 2 kg a dosah kolem 1 m [1].

Používají se hlavně při montáži, balení, nanášení lepidla apod. Použití SCARA je omezeno hlavně jejich velikostí a omezením pouze čtyř os [1].

Pro srovnání robotů byla definována standardní zkouška doby cyklu, která se skládá z 25 mm svislého pohybu, následovaný 300 mm vodorovným pohybem a 25 mm svislým pohybem dolů. SCARA roboty zvládají tento cyklus za méně než 0,3 s, což je obvykle rychlejší, než čas ekvivalentního šestiosého robotu [1].



Obr. 5 konfigurace SCARA

Konfigurace SCARA tvoří asi 12 % celosvětového prodeje, nejpopulárnější jsou v Asii, kdy 50 % všech robotů SCARA je prodáno právě zde [1].

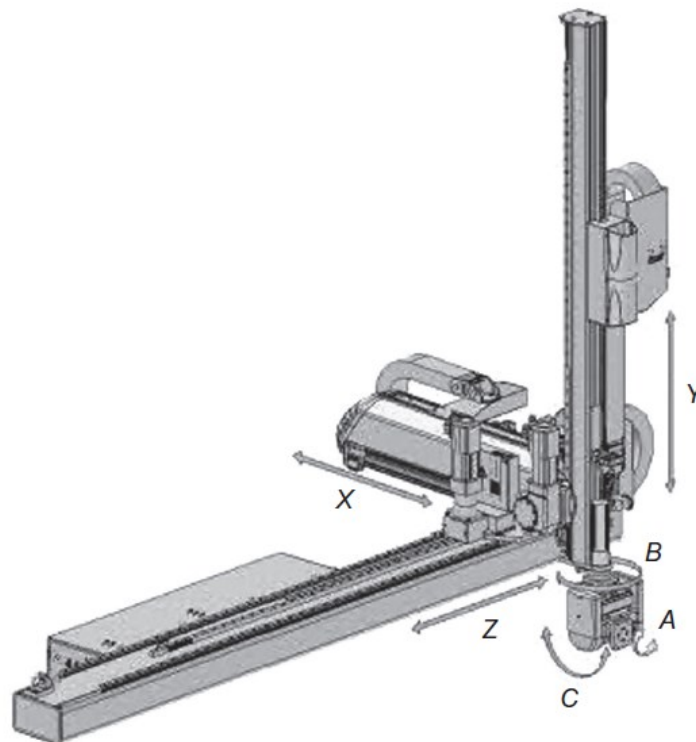
### c) Kartézské

Tato kategorie v sobě zahrnuje všechny průmyslové roboty, které mají pouze lineární pohony pro jejich tři hlavní osy a pohyby jsou totožné s kartézským souřadným systémem. Tyto stroje jsou často omezeny pouze na tři osy, ale byly vytvořeny také speciální verze

s jednou přidanou otočnou osou na poslední lineární ose. Tato kategorie zahrnuje portálové stroje a také lineární zařízení typu „pick and place“. Konfigurace těchto robotů jsou různé a mohou být konstruovány také jako modulární sestavy, které poskytují flexibilitu při návrhu stroje se specifickým požadavkem. Portálové stroje mohou být buď brankové, podporované pouze jednou konstrukcí, anebo prostorové se dvěma podpůrnými konstrukcemi [1].

Délka hlavní osy se pohybuje od méně než jednoho metru do desítek metrů. Portály mohou být velmi pevné a schopné nést zatížení až 3000 kg. Další výhodou portálů je, že jsou z velké části nad hlavou a nezabírají místo ve výrobní hale. Nicméně, v porovnání s ekvivalentním šestiosým robotem jsou portály dražší [1]. Nevýhodou je obecně malý obdélníkový pracovní prostor [3].

Použití těchto robotů je rozmanité, avšak obvykle se používají při manipulaci, paletizaci, manipulaci s formami, montáži a údržbě strojů. Používají se také v technologiích, jako je svařování a lepení velkých částí. Kartézské stroje jsou druhou nejoblíbenější konfigurací, jejich prodej představuje 22 % všech celosvětově prodaných robotů [1].



Obr. 6 Kartézská konfigurace

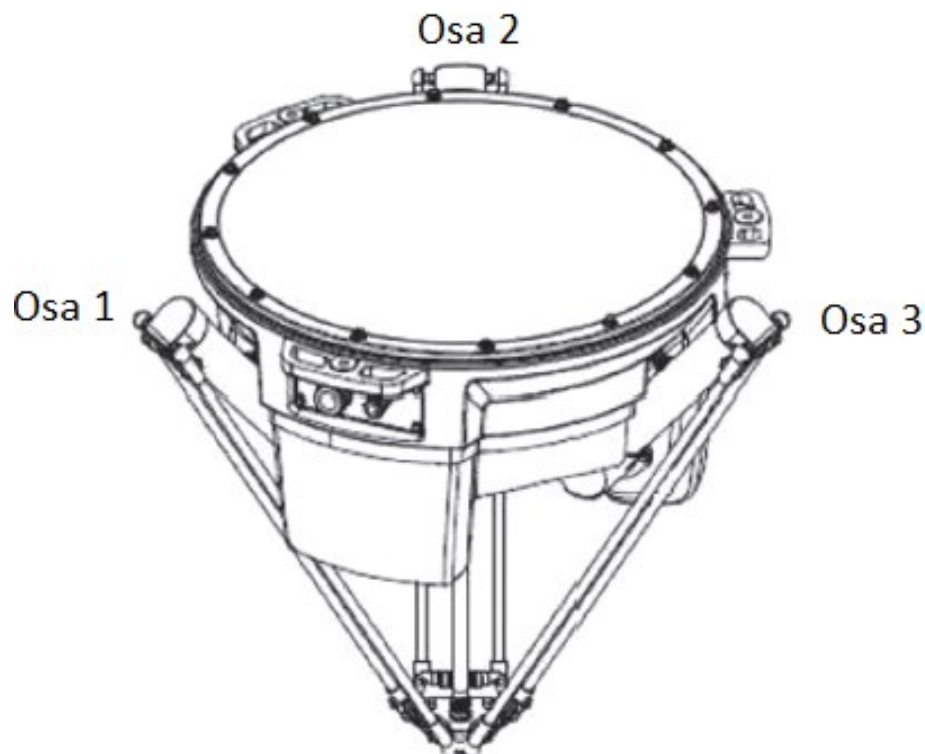
#### d) Paralelní

Paralelní nebo také delta konfigurace je jedna z posledních vyvinutých konfigurací. Zahrnuje stroje, které mají souběžné prizmatické nebo rotační klouby. Byly vyvinuty jako stroje, montované nad hlavami, s motorem v základní konstrukci, který řídil připojená ramena pod ním. Jejich výhodou je snížení hmotnosti na ramenech a je umožněno velké zrychlení. Mají však obvykle nízkou užitnou kapacitu do 8 kg.

Hlavní použití je přenos a sběr na balicích linkách v potravinářském průmyslu a montáži. Tyto roboty mohou dosahovat podobných časů cyklů jako SCARA. Tato konfigurace se prodává méně, a to pouze kolem 1 % celosvětového trhu [1].

#### e) Cylindrické

Tyto roboty jsou kombinací rotačních a lineárních os. Celá struktura je tuhá s dobrým přístupem do dutin. Jsou snadno programovatelné a hodí se zejména na „pick and place“ operace. Používají se zejména v elektronickém průmyslu v čistých prostředích. Zabírají asi 2 % celosvětového trhu. Podobně jako SCARA, jsou nejvíce oblíbené v Asii kvůli silnému odvětví elektroniky, který zabírá 90 % celosvětového prodeje těchto robotů [1].



Obr. 7 Paralelní konfigurace

### 1.3 Charakteristika robotů

Roboty každého výrobce mají rozdílné vlastnosti a schopnosti, záleží na aplikaci, na kterou má být robot zaměřen. Hlavní výrobci vyrábí širokou škálu robotů, které pokrývají požadavky na celou řadu aplikací. Kromě počtu os a konfigurace, mohou být hlavní charakteristiky robota definovány těmito parametry:

- **Nosná kapacita** – nosnost je obvykle chápána, jako maximální zatížení, které robot může nést. S tímto zatížením bude robot splňovat všechny ostatní specifikace, včetně opakovatelnosti, rychlosti a spolehlivého dlouhodobého provozu. Podrobné specifikace, často uváděné v robotických příručkách, určují polohu těžiště nákladu ve dvou směrech od příruby robotu. Jak se vzdálenost od příruby robotu zvětšuje, dostupná nosnost se snižuje. Schopnost robota nést zátěž, která je pod stanovenou maximální nosností, se snižuje se zvyšující se vzdáleností těžiště od příruby [1]. Maximální nosnost robota může být mnohem větší než užité zatížení robota. Užité zatížení robotů je ve srovnání s jejich vlastní hmotností obvykle velmi malé [4].
- **Přesnost** – je definována, jak přesně lze dosáhnout určeného bodu. Většina průmyslových robotů má přesnost v rozmezí 0,001 palce nebo lepší. Přesnost je funkcí toho, kolik pozic a orientací bylo testováno, s jakým zatížením a s jakou rychlostí. [4]
- **Opakovatelnost** – opakovatelnost robota je obvykle definovaná jako bodová opakovatelnost, ale v některých případech se definuje také jako opakovatelnost dané trajektorie. Bodová opakovatelnost je užitečná při bodovém svařování, manipulaci, montáži a podobných typech aplikací, ale pro svařování a nanášení lepidla po určité dráze je opakovatelnost cesty užitečnější. [1]  
Opakovatelnost je mnohem důležitější než přesnost. Pokud robot není přesný, bude obecně vykazovat konzistentní chybu, která může být předvídána a poté opravena v programu. Předpokládejme např., že robot je neustále posunut o 1 cm doprava. V takovém případě lze všechny požadované hodnoty zadat o 1 cm doleva a tím eliminovat chybu. Pokud je však chyba náhodná, nelze ji předvídat a vyloučit. Opakovatelnost je obvykle určena pro určitý počet cyklů [4].
- **Rychlost** – je často zobrazena jako maximální dosažitelná rychlost jednotlivých os. Toto má omezenou vypovídající hodnotu, protože osy nepracují nezávisle a v mnoha aplikacích jsou pohyby velmi krátké a neumožňují robotu dosáhnout maximální rychlosti. Pro porovnání různých robotů byl navržen tzv. brankový test viz 1.1.2. [1].

- **Dosah** – je maximální vzdálenost, kterou robot může dosáhnout ve svém pracovním prostoru. Dosah je funkcí členů robota, délek segmentů a konfigurací. Je to důležitá specifikace průmyslových robotů při jejich výběru [4].

## 1.4 Použití robotů

Použití robotů je vhodné na práci v prostředí a úkolech, které lidé nezvládnou. Roboti se používají v mnoha průmyslových odvětvích za různými účely. Vynikají v tom, že dosahují lepších výsledků při nižších nákladech než člověk. Např. svařovací robot bude svařovat lépe než lidský svářeč, protože se bude pohybovat více jednotněji a důsledněji. Roboti nepotřebují ochranné brýle, oděvy, větrání a další pomůcky, které člověk potřebuje. Ve výsledku bude robot produktivnější než člověk tím více, čím více je možno svařovací proces automatizovat. Podobně jako např. robot zkoumající mořské dno může zůstat pod vodou delší dobu, může jít do velké hloubky a nepotřebuje kyslík [3].

### 1.4.1 Svařování

Svařování se řadí mezi nejdůležitější spojovací technologie ve výrobě. Ruční svařování vyžaduje vysoce kvalifikované pracovníky, protože malé nedokonalosti svaru můžou mít vážné následky [5]. Moderní svařovací roboti mají následující vlastnosti:

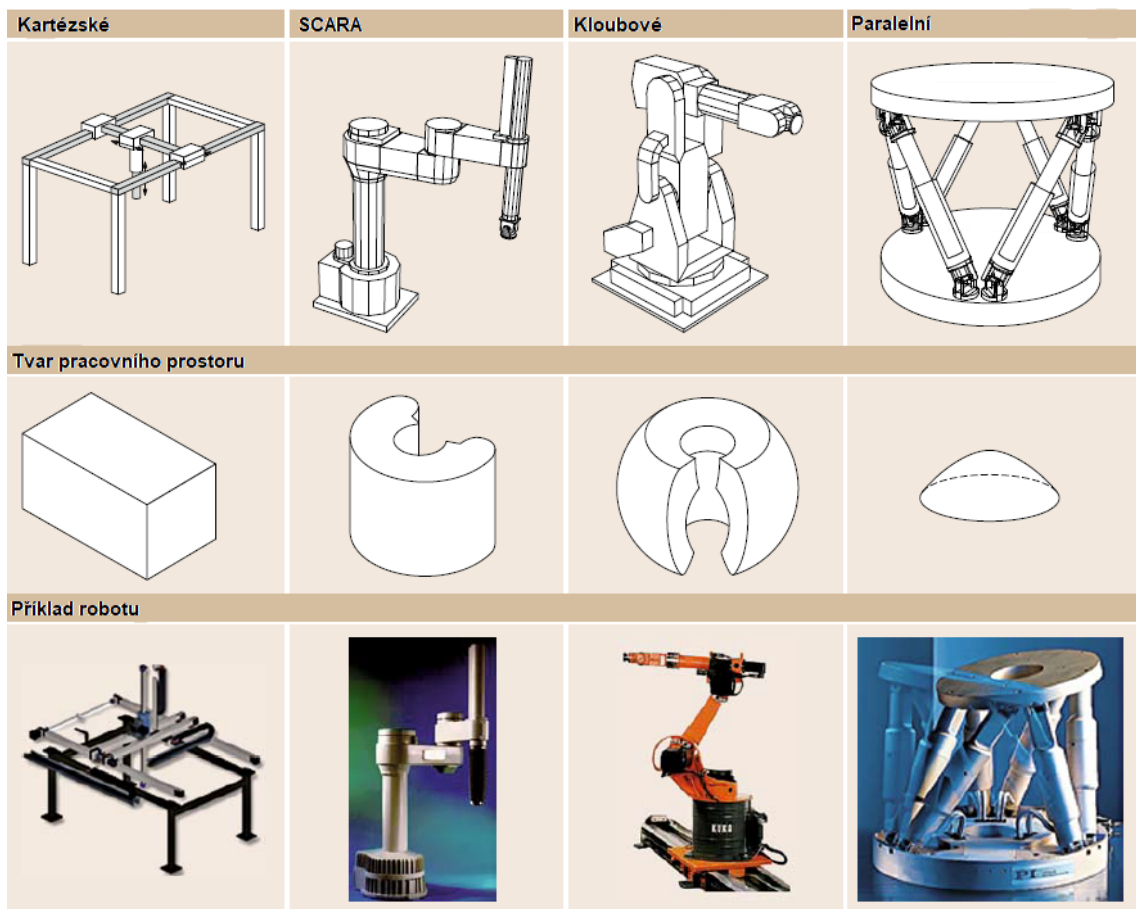
- Počítačové řízení umožňuje programování posloupnosti úkonů, pohybů robota, externích akčních členů, senzorů a komunikaci s externími zařízeními
- Volná definice a parametrizace pozic, či orientací, referenčních rámců a trajektorií
- Vysoká opakovatelnost a přesnost trajektorie, typická opakovatelnost je  $\pm 0,1$  mm a přesnost polohování je řádově  $\pm 1,0$  mm
- Vysoké rychlosti koncového efektoru jsou až 8 m/s
- Klouboví roboti mají obvykle šest os, je tedy možné dosáhnout požadovaných pozic a orientací v pracovním prostoru, běžné je také rozšíření robota o jednu lineární osu (celkem sedm os), zejména při svařování velkých konstrukcí
- Typické užité zatížení je 6–100 kg
- Propojení s vysokou úrovní továrního řízení pomocí ethernetu nebo fieldbusu [5]



### 1.4.2 Montáž a sestavování aut

Montáž rámu aut se zpočátku stala dominantní aplikací robotů. Manipulace a umístění kovových plechů, bodové svařování a transport rámu karoserie byly buď nebezpečné, fyzicky náročné nebo obtížně realizovatelné. Dnešní průmysloví roboti, zejména v oblasti zatížení 100–300 kg, jsou do značné míry výsledkem požadavků, vyplývajících z těchto aplikací:

- Požadovaná opakovatelnost nejméně  $\pm 0,5$  mm při zatížení 100 kg pro nástroje bodového svařování a těžké kabelové svazky vede k tuhému a těžkému ramenu robota. Typický poměr hmotnosti a užité hmotnosti je tak řádově 1500:150 kg.
- Třisměnný nepřetržitý provoz vyžaduje nejvyšší spolehlivost jak robota, tak vybavení. Typicky je udávána průměrná doba životnosti robota kolem 50 000 h.
- Kapacita linky závisí na rychlosti umístění svarů. Doba pohybu z bodu do bodu mezi svařovacími pozicemi by měla být co nejkratší. Toho je dosaženo hlavně pomocí výkonných pohonů, takže průměrná spotřeba energie je kolem 5kW [5].



Obr. 8 Druhy kinematických struktur a jejich pracovní prostor [5]

## 2 SVAŘOVÁNÍ

Svařování jako fyzický a praktický proces dvou materiálů je z velké části umění. Studium ohřevu, tuhnutí taveniny a predikce chování materiálu při zahřívacích a ochlazovacích cyklech spojených se svařováním, je věda [6].

Svařování zahrnuje malou plochu vzhledem k celkové struktuře základního materiálu. Svar je tedy malou hmotou kovu. Disipace tepla probíhá ve všech třech režimech, a to vedením, zářením a prouděním. Hlavní zdroj přenosu tepla do základního materiálu probíhá vedením. Proces zahřívání a ochlazování je velmi dynamický. Díky tomu probíhají konvenční svařovací operace při nerovnovážných podmínkách. To je důvod, proč v oblasti svaru vznikají neobvyklé struktury a vlastnosti [6].

Svařování je proces, při kterém dochází ke spojování dvou a více dílů za působení vysoké teploty, tlaku nebo obou zároveň. Svařováním se ve velké míře myslím spojování kovových materiálů, ovšem svařovat je možné také jiné materiály, jako například polymery, sklo, keramiku apod [7]. Obecně lze svařování rozdělit následovně:

- Tavné svařování za působení tepla (s mechanickým vlivem nebo bez mechanického vlivu).
- Tlakové svařování (za tepla nebo studena) [7].

Působením rychlých tepelných změn při vysokých teplotách dochází ke změně fyzických, metalurgických a mechanických vlastností svařovaných dílů. Je proto potřeba porozumět celému procesu svařování a zajistit, aby místo svaru nebylo kritickým místem konstrukce [8].

### 2.1 Svařování elektrickým obloukem

Termín obloukové svařování je používán pro klasifikaci skupiny procesů, které využívají elektrický oblouk jako zdroj tepla pro tavení a spojení kovů. Velké množství svařovacích procesů používá elektrický oblouk jako zdroj tepla pro fúzi, kdy poměrná část svařovaných dílů projde procesem tavení. Elektrický oblouk sestává z relativně vysokého proudového výboje. Energie oblouku může být vyjádřena v elektrických jednotkách např. 350 A při 22 V rozptýlí 7700 W. Toto vytvoří tepelnou energii kolem  $7700 \text{ J}\cdot\text{s}^{-1}$ . Ne všechno vyrobené teplo však může být použito efektivně na svařování, protože dochází k tepelným ztrátám. Efektivní teplo je výrazně nižší než teplo vyrobené, obecně je efektivita označována

jako účinnost oblouku. Účinnost oblouku je důležitou proměnnou při svařovacím procesu, je třeba ji brát v úvahu při určování vlivu tepla na svar a tepelně ovlivněnou okolní zónu. Účinnost vybraných elektrických oblouků je zobrazena v tab. 2 [6].

Tab. 1 Přehled nejpoužívanějších metod svařování obloukem a jejich značení [9]

EN ISO 4063	Evropská zkratka	Americká zkratka	Anglický název	Český název
111	MMA	SMAW	Manual Metal Arc Welding Shielded Metal Arc Welding	Ruční obloukové svařování obalenou elektrodou
114	FCAW	FCAW	Flux-cored wire metal arc welding without gas shield Flux-cored arc welding	Obloukové svařování plněnou elektrodou bez ochranného plynu
12	SAW	SAW	Submerged Arc Welding	Svařování pod tavidlem
131	MIG	GMAW	Metal Inert Gas Welding Gas Metal Arc Welding	Obloukové svařování tavící se elektrodou v inertním plynu MIG
135	MAG	GMAW	Metal-arc Active Gas Welding Gas Metal Arc Welding	Obloukové svařování tavící se elektrodou v aktivním plynu MAG
136	MAG	FCAW	Flux-cored wire metal arc welding with active gas shield Flux cored arc welding	Obloukové svařování plněnou elektrodou v aktivním plynu
137	FCAW	FCAW-S	Flux-cored wire metal arc welding with inert gas shield Flux cored arc welding	Obloukové svařování plněnou elektrodou v inertním plynu
141	TIG	GTAW	Tungsten Inert Gas Welding Gas Tungsten Arc Welding	Obloukové svařování netavící se elektrodou v inertním plynu TIG

Tab. 2 Účinnost vybraných elektrických oblouků [6]

Metoda	Účinnost oblouku	
	Rozsah	Průměr
SAW – svařování pod tavidlem	0,91–0,99	0,95
Ruční obloukové svařování obalenou elektrodou	0,66–0,85	0,80
Obloukové svařování tavící se elektrodou v CO <sub>2</sub> – Ocel	0,75–0,93	0,85
Obloukové svařování tavící se elektrodou v Argonu – Ocel	0,66–0,70	0,70
Obloukové svařování netavící se elektrodou v Argonu – Ocel	0,25–0,75	0,40
Obloukové svařování netavící se elektrodou v Heliu – Hliník	0,55–0,80	0,60
Obloukové svařování netavící se elektrodou v Argonu – Hliník	0,22–0,46	0,40

Obecně lze charakterizovat proces svařování elektrickým obloukem jako proces, ve kterém dochází k uhození elektrického oblouku mezi špičkou elektrody a spojovaným materiálem. Elektroda může nebo nemusí být při procesu spotřebována. Elektrody, které se nespoteřobávají, jsou hliníkové nebo wolframové. Dopředný pohyb elektrody může být uskutečněn manuálně nebo robotickým řízením. To stejné platí pro výplňový materiál [6].

Motivace automatizovat celý proces je schopnost využívat vyšší proud i vyšší rychlost posuvu [6].

### 2.1.1 Obloukové svařování netavící se elektrodou v inertním plynu (TIG /WIG/ GTAW)

Při tomto svařování se používá wolframová elektroda, která se nespoteřobává a musí být chráněna inertním plynem [6] o vysoké čistotě minimálně 99,995 % [10]. Inertní plyn chrání roztavený kov před atmosférickou kontaminací během ochlazování a také poskytuje požadované charakteristiky oblouku [6].

Svařování lze rozdělit dle druhu proudu na svařování střídavým proudem nebo stejnosměrným proudem. Střídavý proud se používá pro hliník, hořčík a jejich slitiny. Svařování

stejnoseměrným proudem se používá pro středně a vysokolegované oceli, měď, nikl, titan, molybden a další kovy. Pro svařování uhlíkové oceli se tato metoda používá méně, protože hrozí nebezpečí vzniku pórů ve svaru a taky kvůli ekonomickému hledisku [10].

Svařování wolframovou elektrodou se používá pro obtížně svařitelné materiály, jako např. titan, zirkon a taky pro různorodé materiály, jako je např. svařování oceli s mědí, bronzem nebo niklovými slitinami [10].

Nejvíce používané inertní plyny při tomto typu svařování jsou helium a argon. Volba inertního plynu, typu proudu a polaritě závisí na typu svařovaného materiálu a požadované kvalitě svaru. Například při použití helia bude výsledkem hlubší penetrace svaru, a při použití stejnosměrného proudu bude možno provést nejhlubší penetraci svaru. Použití stejnosměrného proudu s argonem pomůže odstranit oxidy z materiálu, který má na povrchu pasivační film, jako je hliník nebo nerezová ocel. Proces využívá konstantní svařovací proud. Při použití stejnosměrného proudu je umožněn bezdotykový start oblouku, což je zřetelná výhoda pro výrobu vysoce kvalitních svarů proti střídavému proudu [6].

#### **a) Svařování stejnosměrným proudem**

Je to základní způsob zapojení při svařování metodou TIG. Elektroda je připojena k zápornému pólu zdroje a svařovaný materiál je připojen ke kladnému pólu zdroje (přímé zapojení). Teplota oblouku není rovnoměrně rozdělená, přibližně 2/3 tepla připadají na základní materiál a 1/3 tepla na elektrodu. Elektroda tak není tepelně přetěžována a svarová lázeň má velkou hloubku závaru [10].

Tento typ svařování se používá pro spojování všech typů ocelí, mědi, niklu, titanu a jejich slitin. Dané zapojení se dá použít také pro svařování hliníku v atmosféře směsi argonu a minimálně 75 % helia. Díky vysoké vodivosti helia se při svařování hliníku předává do svarové lázně velké množství tepla, a to umožňuje i roztavení povrchových oxidů. Tento způsob je používán zejména při renovacích a opravách rozměrných a silnostěnných hliníkových odlitků a svařenců [10].

Zapojení elektrody na kladný pól zdroje se moc nepoužívá, z důvodu vysokého tepelného namáhání elektrody. Může se použít pro svařování tenkostěnných hliníkových svařenců nízkým proudem [10].

### b) Svařování střídavým proudem

Používá se kvůli čisticímu účinku, při kladné polaritě elektrody na svařování hořčíku, hliníku a slitin. Při svařování hliníku je výrazným problémem vrstva oxidu hlinitého, ta chrání hliník proti další oxidaci. Tato vrstva má teplotu tavení kolem 2050 °C a při použití stejnosměrného proudu v argonu brání spojení, protože pokrývá povrch roztaveného hliníku, který má teplotu tavení přibližně 658 °C [10].

Čisticí účinek vznikne při zapojení elektrody ke kladnému pólu zdroje. Na základním materiálu dojde k vytvoření katodové skvrny, která však není stabilní a pohybuje se na místa pokrytá oxidy. Oxidy se po zasažení katodovou skvrnou snadněji odpaří, protože tato místa mají nižší emisní energii [10].

#### Výhody metody TIG/WIG oproti jiným metodám:

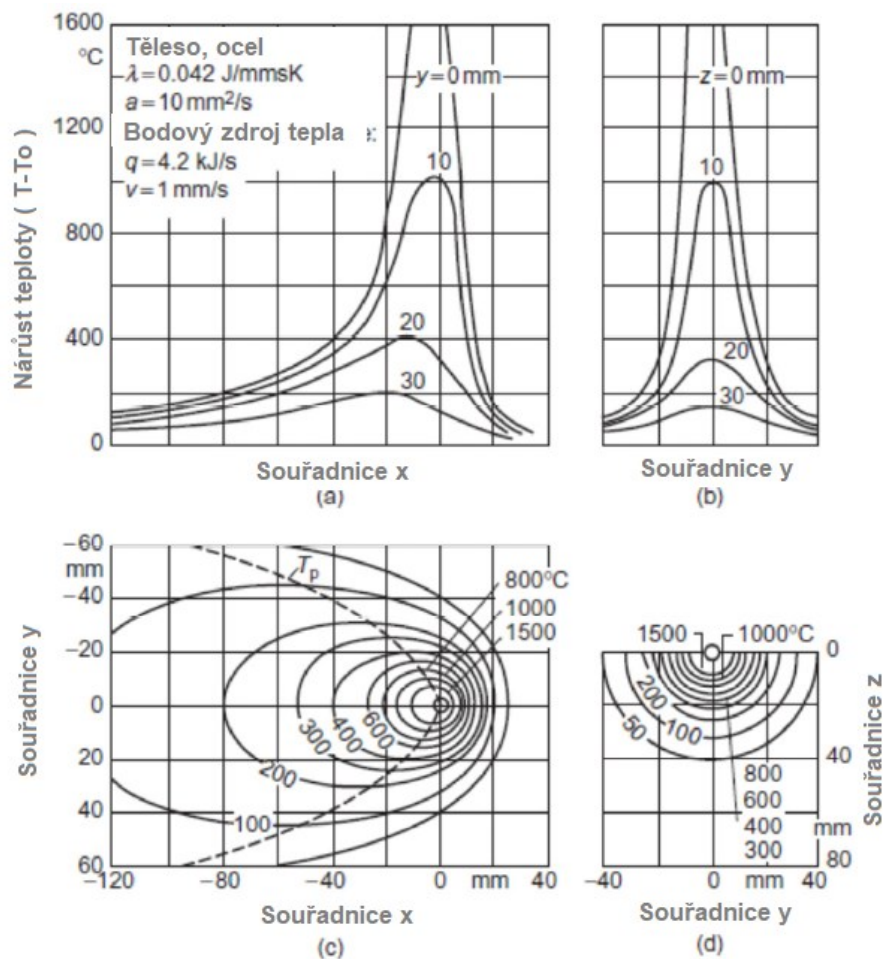
- Inertní plyn chrání svarovou lázeň před účinky kyslíku.
- Inertní plyn brání propálení prvků a tím i vzniku strusky, výsledkem je čistý povrch.
- Vytváří příznivé formování svarové housenky jak na straně povrchu, tak i na kořenové části.
- Není nutné použití tavidel, ale je to možné.
- Elektrický oblouk je vysoce stabilní v širokém rozsahu proudů.
- Svary mají malou tepelně ovlivněnou oblast a minimální deformace.

#### Nevýhody:

- Rychlost nanášení svarové housenky je nízká.
- Je vyžadována větší dovednost svářeče, aby vytvořil kvalitní svar.
- Nutnost ochrany svařované oblasti před větrem a průvanem, aby byla zachována ochranná oblast kolem svaru.
- Pokud je umožněn kontakt elektrody se svarovou lázní, může dojít k inkluzi wolframu.
- Může dojít ke kontaminaci, není-li dostatečná ochrana, nebo pokud je výplňový kov, či základní kov kontaminován.

## 2.2 Napětí, smrštění a deformace

Svařování zahrnuje lokální zahřívání a chlazení materiálu, což je hlavní důvod, který způsobuje deformace. Po zahájení svařování se začne zvyšovat teplota v oblasti poblíž spoje. Zvýšením teploty dochází k expanzi materiálu, pokud mu v tom není bráněno. Existují tři typy expanze pozorované v materiálu, a to pevná expanze, přechodná a tekutá expanze. Pevná expanze nastane, když je pevná látka zahřata na přechodnou teplotu, přechodná expanze nastává při přechodu z jedné krystalické struktury do jiné, ale kov je stále ve formě pevné látky a tekutá expanze nastane, když kov změní stav z pevného na kapalný. Pokračování expanze není možné, kvůli nízké teplotě okolí. Nelineární rozložení teploty je možno pozorovat na obr. 9 [11].



Obr. 9 Vypočítaná distribuce teplota podél souřadnic x, y a z desky pro bodový tepelný zdroj

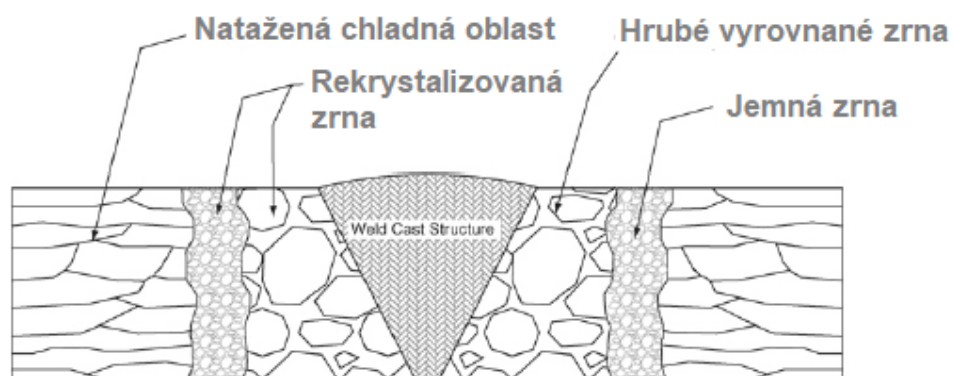
Rozložení teploty ve spoji není rovnoměrné a mění se v čase. Obr. 9 demonstruje rozdělení teploty tupého spoje pod pohybujícím se zdrojem tepla v izotermických křivkách. Teplota

je nejvyšší kolem zdroje tepla a tvar izotermických křivek je téměř kruhový. V okolí zdroje se křivky stávají elipsami. Pokud je spoj dostatečně dlouhý, pohybuje se stejné rozdělení teploty s pohyblivým zdrojem tepla, s výjimkou blízkosti počátečních a koncových bodů. Sklon teplotního gradientu je kolem zdroje tepla velmi strmý [11].

Je zřejmé, že expanze nemůže být provedena nepřetržitě, kvůli sousedním chladným oblastem. V okolí svaru se tvoří tlakové napětí. Při vysokých teplotách je mez pevnosti materiálu nižší. Jakmile dojde k ochlazení na pokojovou teplotu, cyklus se obrátí a v oblasti svaru se vytvoří tahové napětí. Toto tahové napětí bude kompenzováno tlakovým napětím, vzniklým dál od svaru. Nadměrné tlakové napětí bude však vždy přítomné v okolí svarové oblasti a pokud toto napětí nepřekročí mez kluzu, tak bude v materiálu uloženo ve formě zbytkového napětí. Díky zbytkovému napětí budou degradovány mechanické vlastnosti. V takovém případě je vhodné provést žíhání [11].

### 2.2.1 Napětí ve svarech

- Zbytkové napětí je vnitřní napětí, které zůstává ve svařenci po ukončení svařování. Vzniká lokální částečnou plastickou deformací během svařovacího cyklu a bráněnou kontrakcí těchto oblastí při ochlazení.
- Strukturální napětí vzniká z hranic zrn, orientace krystalů a transformační fáze v malých objemech svařovaného kovu.
- Reakční napětí je vnitřní napětí, které existuje, protože je zabráněno volnému pohybu dílů.
- Koncentrace napětí označuje zvýšenou úroveň napětí při náhlých změnách jako jsou ostré přechody, náhlé změny svarových profilů, ostré rohy, zářezy a trhliny [6].



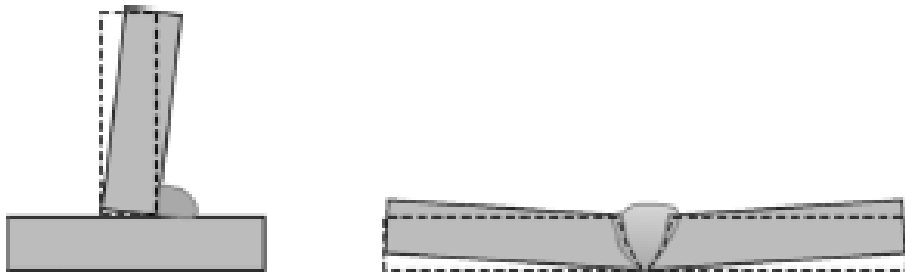
Obr. 10 Příčiny napětí ve svarech [6]



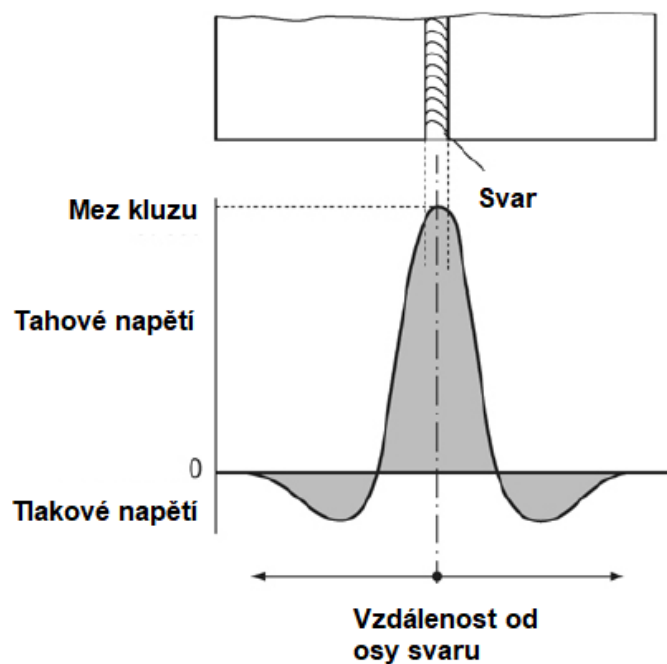
### 2.2.2 Deformace svařovaných dílů

K deformaci dochází, pokud zbytkové napětí v materiálu přesáhne mez kluzu, což je způsobeno nerovnoměrnou expanzí a kontrakcí kovu. Deformace mění tvar součásti po svařování a podle toho, jakým způsobem nastane, se klasifikuje deformace rovinná a mimo rovinu. Deformace rovinná se dělí na úhlovou, příčnou a podélnou. Deformace bortěním je druh nerovinné deformace [11].

- Úhlová deformace je ohybem příčným a kolmým na svar a po tloušťce, kvůli nerovnoměrnému ohřevu a chlazení. Je to hlavní příčina nesouladu v montážní a rozměrové nepřesnosti. Tento typ deformace způsobuje svařování pouze na jedné straně desky. Může být odstraněno svařením na obou stranách. [11]

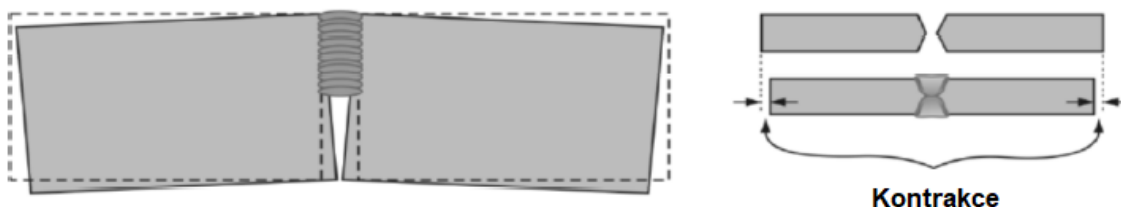


Obr. 11 Schematické znázornění úhlové deformace



Obr. 12 Distribuce napětí ve svaru [6]

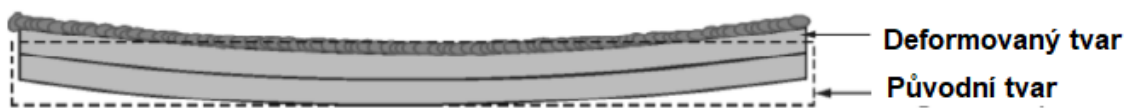
- Příčná deformace je způsobena smrštěním kolmým ke směru svaru, je odpovědná za vytvoření vysokého zbytkového napětí a také praskání silně ukotvených spojů. Kvůli příčnému smrštění se zmenší šířka desky.



Obr. 13 Příčná deformace desky

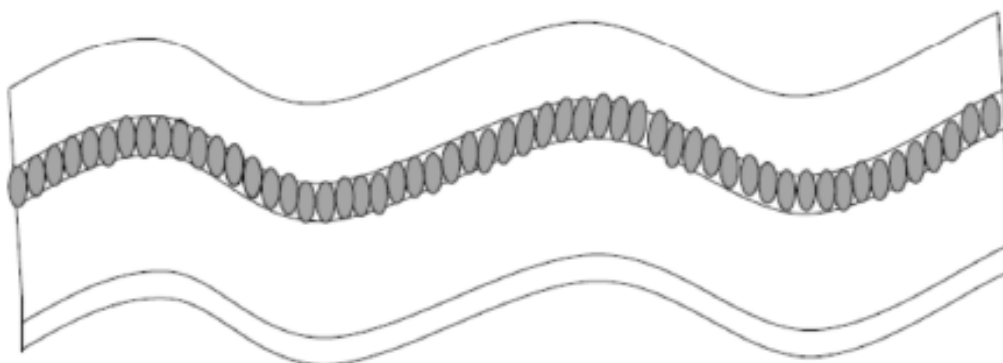
Tato deformace je pozorovatelná zejména u drážkových typů svarů. [11]

- Podélná deformace se vytváří ve směru svařování. Její účinek je více pozorovatelný podél svaru, dál od svaru je tato deformace malá. Tento jev je patrný u velkých desk. [11]



Obr. 14 Podélná deformace desky

- Deformace bortěním je způsobená kombinací podélné, příčné a úhlové deformace. Vzniká v důsledku indukování teplených a mechanických zbytkových napětí v materiálu. Je velmi těžké tento typ deformace kontrolovat a lze jej minimalizovat dobře definovanými a řízenými procesy ohřevu plamenem [11].



Obr. 15 Deformace bortěním

### 2.3 Defekty svarů

Defekty svarů lze definovat jako nepravidelnosti, nespojitosti, nedokonalosti nebo nekonzistence povrchu svaru. Vady ve svarových spojích by mohly mít za následek odmítnutí součástí a sestav, nákladné opravy, výrazné snížení výkonu za pracovních podmínek a v extrémních případech katastrofické selhání se ztrátou majetku a života [12].

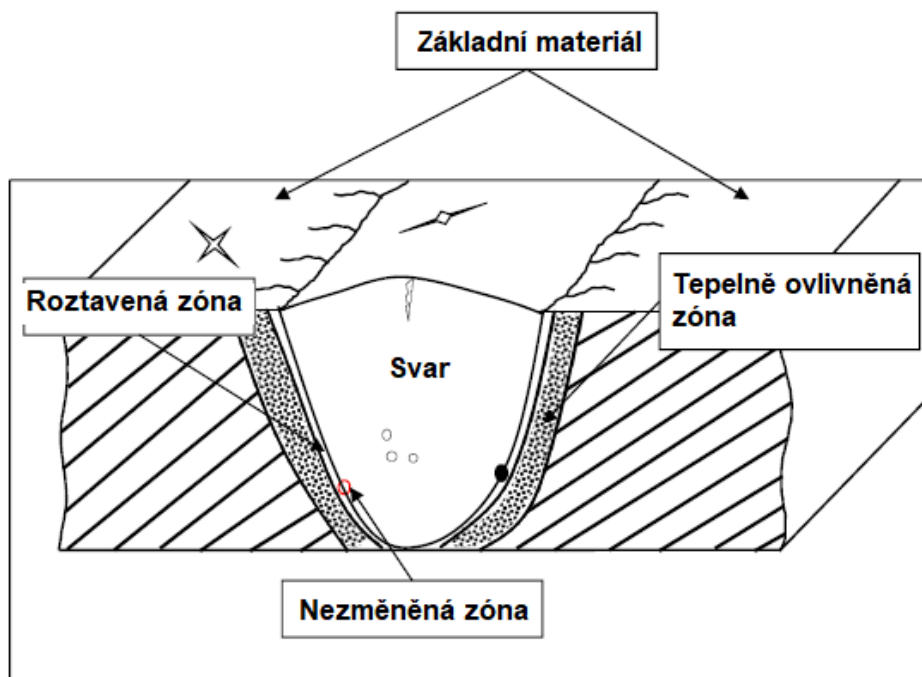
Tyto vady pocházejí z různých zdrojů. Ve většině případů se vady vyskytují v důsledku nesprávného provedení svaru, nevhodné svařovací metody a výběru nekompatibilních materiálů. Dále to může být nedostatečná znalost procesu, špatné zpracování a nedostatečné zaškolení svářeče. Kromě toho existují vždy určité nedostatky způsobené vlastní slabostí svařovací technologie a vlastnostmi kovů [12].

Kritické hodnocení kvality svařování může udržovat vady na přijatelné úrovni. K nedestructivnímu hodnocení nebo k nepřímé kvantifikaci kvality svaru lze použít metody nedestructivního testování. Je důležité vyhodnotit kvalitu svaru, protože svařované spoje jsou často místy iniciace trhlin v důsledku vlastních metalurgických geometrických defektů, jakož i heterogenity mechanických vlastností a přítomnosti zbytkových napětí [12].

V praxi je prakticky nemožné vytvořit dokonalý svar, ve většině případů to ani není nutné k tomu, aby byla vykonávána adekvátní funkce. Pro mnoho průmyslových odvětví byly tedy stanoveny specifikace a tolerance svarů, které jsou pro danou funkci dostatečné. Jsou specifikovány jako kódy nebo standardy a umožňují různé typy vad, velikosti a frekvence. Protože některé normy jsou přísnější než jiné, může se stát, že stejný svar bude přijatelný pod jednou normou, ale nikoli pod druhou [12].

### 2.3.1 Typy svarových defektů

Vady svarů lze rozdělit do dvou hlavních kategorií, a to procesní a materiálové (metalurgické). Tyto vady se vyskytují zejména v materiálu svaru, tepelně ovlivněné zóně a základním materiálu. Na obr. 15 jsou zobrazeny běžné oblasti, ve kterých vznikají vady [12].



Obr. 16 Běžné lokace svarových defektů

#### a) Podřezání

Když se základní kov odtaví z oblasti svaru, vytvoří se drážka ve tvaru zářezu. Snižuje únavovou pevnost spoje. Typické příklady jsou zobrazeny na obr. 17 [12].

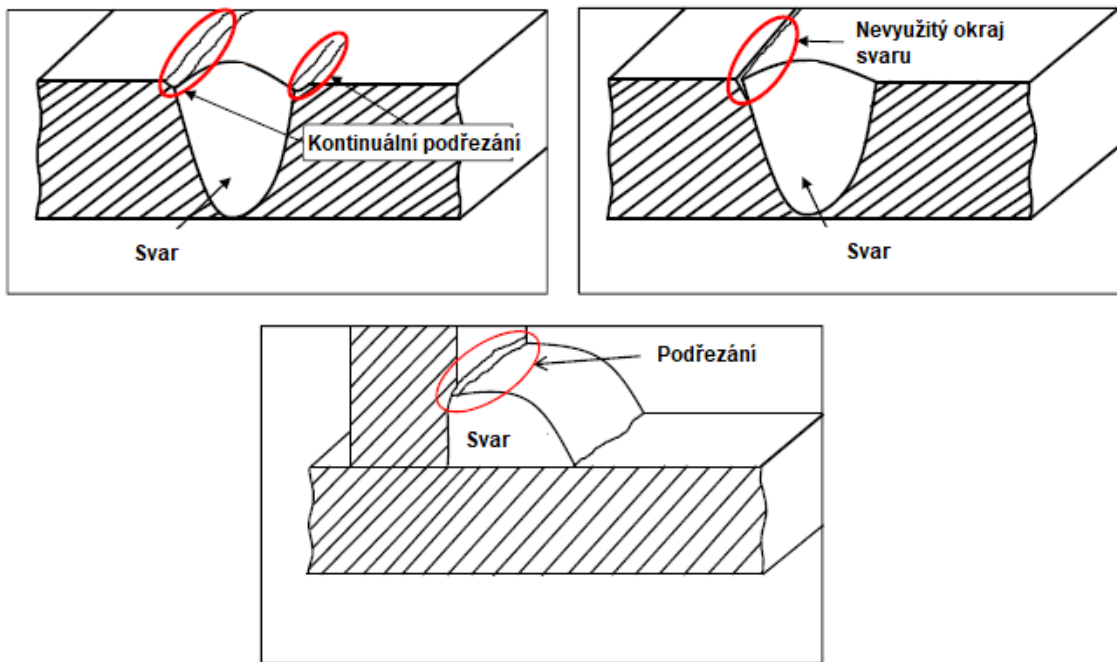
#### b) Nedostatečná fúze

Nedostatečná fúze představuje nedostatečné připojení nebo průnik mezi svarovým materiálem a základním materiálem. Tato vada nastává v momentě, kdy nedojde k úplnému roztavení svarového materiálu, aby vytvořil soudržnou vazbu se základním materiálem. V metalurgii jsou popisovány 3 typy nedostatečné fúze:

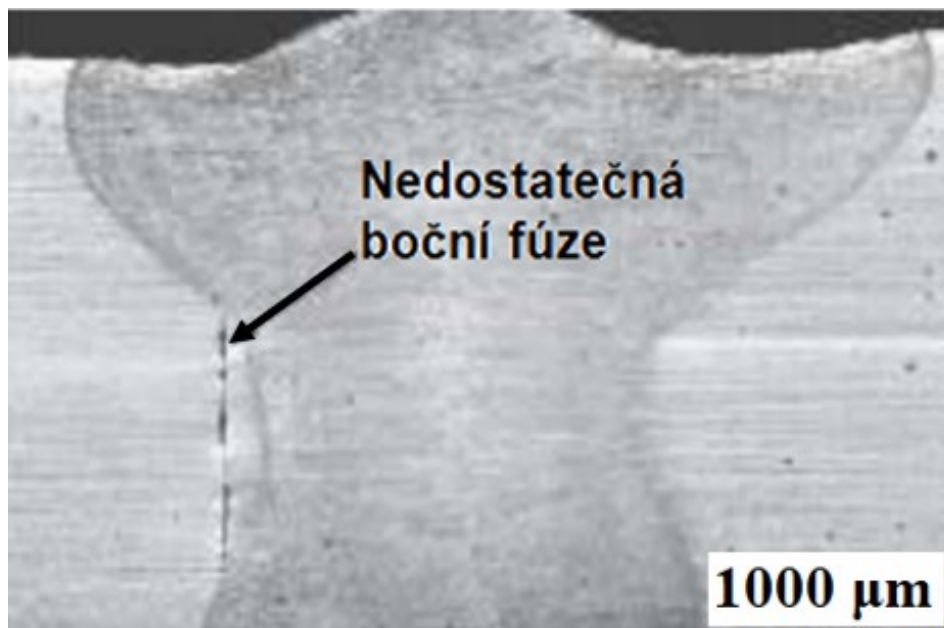
- Úplný nedostatek fúze se tvoří, když se svařovaný kov během svařování úplně neroztaví a nepřilne k základnímu materiálu.
- Otevřený nedostatek fúze nastává, když vnitřní napětí způsobené ztuhnutím svaru způsobí oddělení ploch ve vnitřním svaru. Mezi svařovanými plochami se vytvoří úzká mezera a je obtížné ji odlišit od trhliny.

- Nedostatečná fúze sestávající s inkluzí nastává, když jsou inkluze rovnoměrně rozmístěny po celém povrchu defektu. Ve svařencích se vytvářejí kulové tvary defektů [12].

Tato vada je považována za velmi nebezpečnou vadu ve svařované konstrukci z důvodu vrubového efektu, trhlinka se může dále šířit i při malém silovém působení [12].



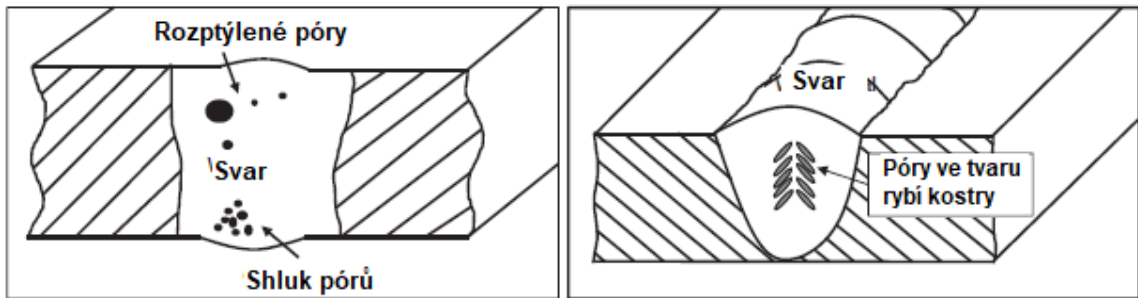
Obr. 17 Typické příklady podřezání ve svarech [12]



Obr. 18 Nedostatečná boční fúze

### c) Poréznost

Póry nebo dutiny ve svaru jsou nespojitosti dutinového typu, které se mohou tvořit zachycením plynu uvnitř roztaveného kovu. Obecně se póry tvoří odpařováním prvků s nízkým bodem varu [12].

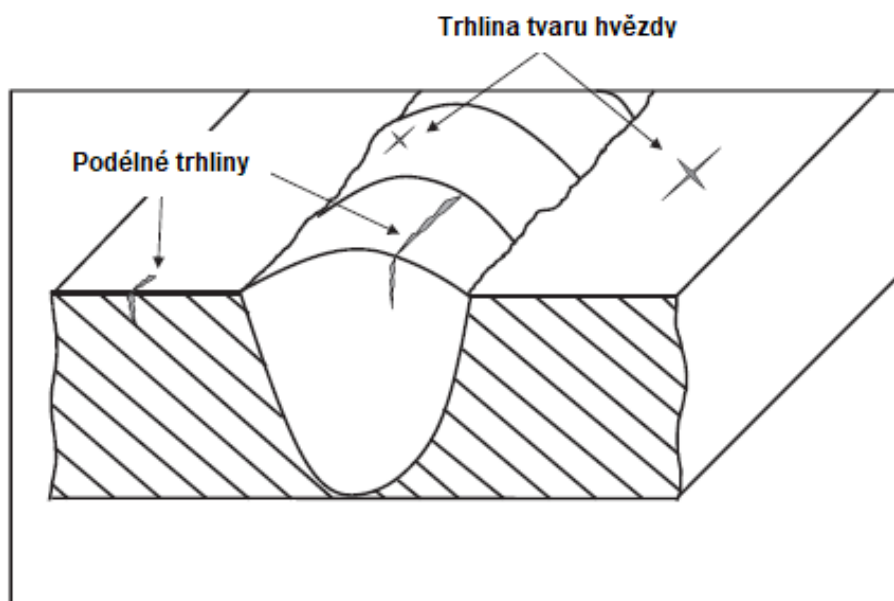


Obr. 19 Pórovité vady ve svarech [12]

### d) Trhliny ve svarech

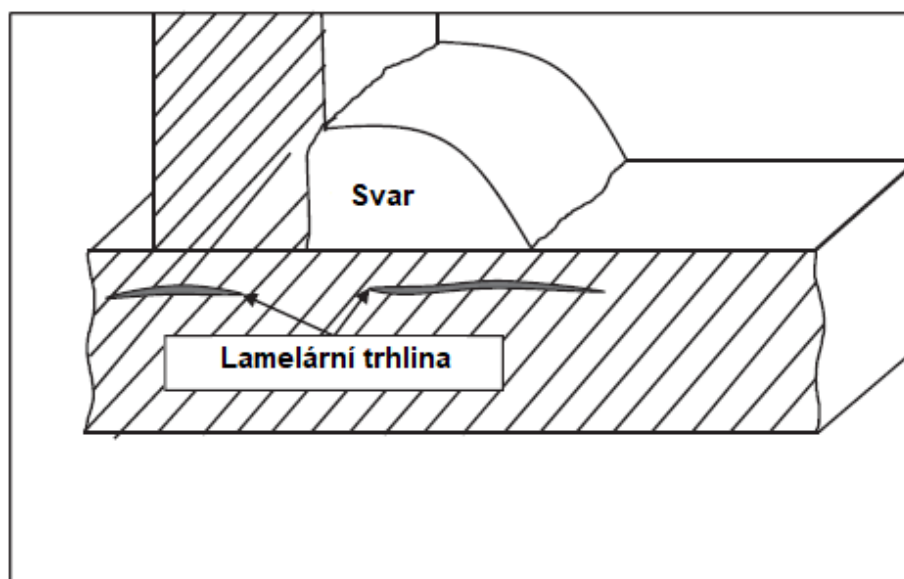
Trhlina ve svaru je vážná vada, zejména při vystavení únavovým podmínkám zatížení. Některé z běžných typů trhlin, které se mohou vyskytovat, jsou praskání za studena, za horka, příčné praskání, praskání ve střední ose a podélné praskání [12].

- Studená trhlina se vytváří po ztuhnutí ve svaru při teplotě přibližně pod 200 °C. Fenomén studených trhlin nastává při nerovnoměrném tepelném cyklu v materiálu, to vytváří tvrdší tepelně ovlivněnou vrstvu, zbytkové napětí a náchylnost k praskání ve svaru a základním materiálu, zejména u železných materiálů.



Obr. 20 Studené trhliny [9]

- Horká trhlina je způsobena popraskáním za horka, tato vada se tvoří při tuhnutí a segregaci materiálu svaru. Trhliny způsobené tuhnutím se objevují převážně ve svaru, zatímco trhliny způsobené segregací vznikají především v tepelně ovlivněné vrstvě.
- Lamelární trhlina je způsobena štěpením ve formě podpovrchových teras v základním materiálu. Hlavními příčinami těchto vad je nedostatečná tažnost základního materiálu, vysoký obsah síry v základním materiálu, přítomnost vysokého obsahu vodíku během svařování, inkluze v základním materiálu a vysoké napětí v tahu s ohledem na tloušťku základního materiálu. Příklad trhliny je zobrazen na obr. 21.



Obr. 21 Lamelární trhlina

#### e) Inkluze

Během svařovacího procesu může vznikat vada také zachycením pevné externí částice. Zdrojem pevných částic můžou být povrchové oxidy, sulfidy, wolframová elektroda a struska. Oxidy a struskové inkluze lze nalézt na povrchu poblíž kořene svaru, uvnitř svaru a mezi svarovou housenkou u vícenásobného svařování [12].

- Inkluze oxidů je způsobena hlavně silnou afinitou materiálu svaru ke kyslíku.
- Vměstky strusky – svařovací procesy s přítomností strusky jsou citlivé na vznik inkluzí. Během svařování může struska uniknout před elektrickým obloukem a výsledkem je zakrytí přicházející svarovou lázní. Únik strusky může být způsoben nevhodným uspořádáním spoje, špatnou konstrukcí spoje, nesprávnou manipulací elektrody nebo pohybem oblouku. Při vícenásobném svařování je důležité odstranit strusku

z předešlé svarové housenky, nedostatečné odstranění strusky vede k zachytávání strusky kdekoli ve směru svařování

- Vměstky wolframu – při svařování elektrickým obloukem netavící se elektrodou je hlavní činitel úniku wolframových částic wolframová elektroda. Faktory, které zvyšují možné zachycení částic wolframu jsou, nadměrný proud, příliš dlouhé elektrody, nedostatek ochranného plynu, nesprávné kombinace ochranného plynu.

#### f) Rozstřík

Rozstřík je možno pozorovat u metod MIG, MAG a ručního svařování elektrickým obloukem (MMAW). Rozstřík se nepovažuje za závažnou vadu, neměl by přesahovat standard kvality. Existují tři úrovně (B, C a D) vyhodnocení dle ISO 5817. Rozstřík je typická povrchová nedokonalost a má minimální vliv na mechanickou pevnost [12]. Obecné příčiny rozstříku v procesech MIG / MAG a MMAW jsou následující:

- Příliš dlouhý oblouk.
- Nevhodný výplňový materiál.
- Nesprávná kombinace ochranného plynu s ohledem na základní materiál a výplňový kov.
- Znečištění výplňového kovu [12].



Obr. 22 Rozstřík



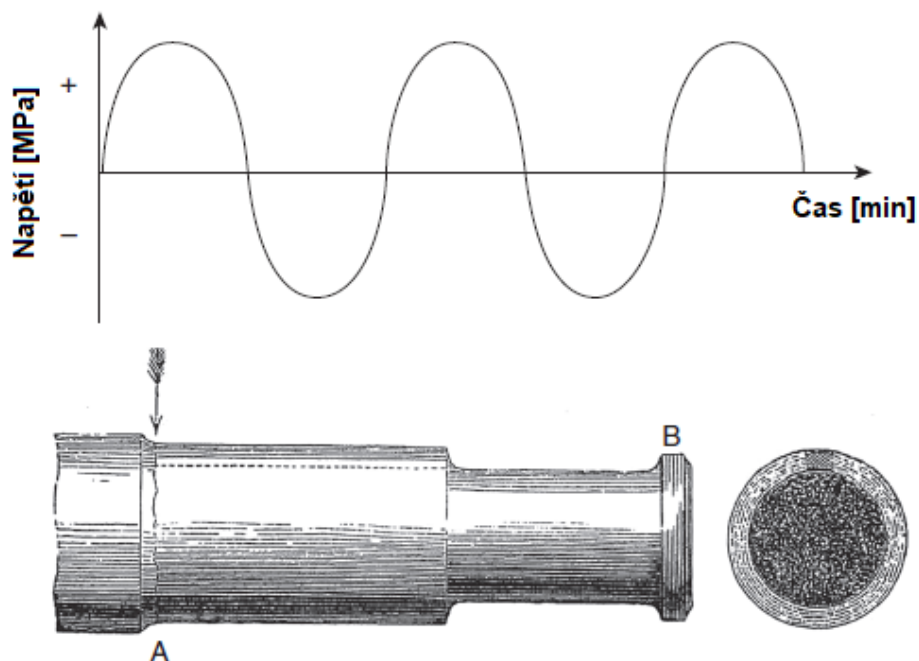
### 3 PEVNOST A ÚNAVA MATERIÁLU

Jedním z technicky nejnáročnějších problémů, kterým čelí strojní inženýři, je strukturální porucha materiálu způsobená únavou a lomem [13].

Mnoho ocelových konstrukcí, takových jako jsou silniční a železniční mosty, plošiny pro těžbu ropy a zemního plynu (na moři), větrné mlýny apod. jsou vystaveny vysokému počtu cyklických účinků napětí. V průběhu času můžou tato napětí na kritických místech způsobit poškození. Únavové trhliny jsou obvykle iniciovány v místech náhlých změn v geometrii nebo v místech vrubu kde dochází k lokalizované koncentraci napětí. Nejčastějšími místy kde dochází k lomům, jsou svařované spoje, protože se jedná o místa s vysokou koncentrací napětí [17].

Pojem únava byl poprvé zmíněn v 19. století jako selhání konstrukčního prvku vystaveného cyklickému zatížení. První výzkum provedl August Wöhler, který vyšetřoval selhání hřídelí vlaku. Zjistil, že zatížení, které je hluboko pod statickou pevností, nezpůsobuje žádné poškození. Nicméně v případě opakovaného zatížení, může po delší době dojít k selhání [17].

V tomto období byli inženýři schopni spočítat tato napětí a zajistit, aby napětí bylo značně pod mezí kluzu oceli. Přesto došlo k selhání a možná nejvýznamnější byla železniční nehoda, ke které došlo těsně před Paříží ve Versailles v roce 1842. O život přišlo více než 50 lidí a později bylo zjištěno, že příčinou bylo zlomení hřídele lokomotivy [14].

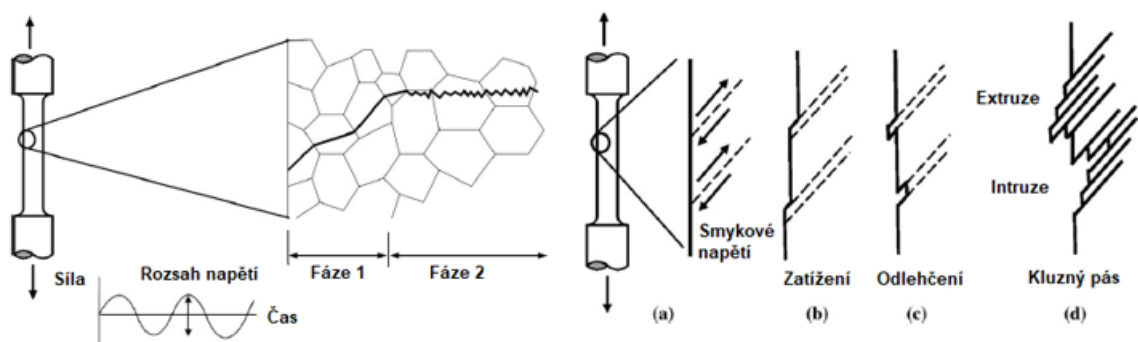


Obr. 23 Napěťový cyklus a hřídel lokomotivy [14]

### 3.1 Fyzikální podstata únavy

Ve vědě o materiálech je únava progresivní a lokalizované strukturální poškození, ke kterému dochází v důsledku cyklického zatížení materiálu. Maximální hodnoty napětí jsou obvykle mnohem nižší než maximální pevnost v tahu a hodně pod mezí kluzu materiálu [13].

Když je součást vystavena cyklickému zatížení při amplitudách napětí pod mezí kluzu, může na mikroskopické úrovni dojít k tzv. cyklickému prokluzu. Stává se to na povrchu součástí, protože zde je materiál ve srovnání s vnitřkem méně omezen. U houževnatých materiálů se skluz vyskytuje v rovině maximálního smykového napětí. Skluz není reverzibilní, protože exponovaný povrch čerstvého materiálu je pokryt oxidovou vrstvou a také kvůli zpevnění materiálu. Následující skluzy nezavřou počáteční skluz, ale nahromadí se v jeho blízkosti. Pak se vytvoří mikrotrhlina, která může dále prorůstat materiálem [13].



Obr. 24 Součást pod cyklickým sinusoidním zatížením [13]

Fyzický vývoj trhliny je obecně rozdělen do tří fází: iniciace trhliny (fáze 1), růst nebo šíření trhliny (fáze 2) a dolomení (fáze 3).

Jakmile dosáhne trhlina velikosti přibližně 3 zrn, začíná měnit svůj směr šíření. K růstu ve fázi jedna dochází pod úhlem maximálního smykového napětí 45 stupňů ke směru zatížení. Během fáze 2 dochází ke změně mechanismu únavy. Trhlina dále roste kolmo na směr aplikovaného zatížení. Když trhlina naroste do kritické velikosti, při které už struktura není schopná odolat další zátěži, nastává zlomení (fáze 3) [13].

### 3.2 Napět'ový cyklus

Hlavním faktorem při specifikaci typu zatížení, kterému je součást vystavena je povaha měnícího se zatížení a z toho výsledná změna napětí v čase. Změny napětí jsou

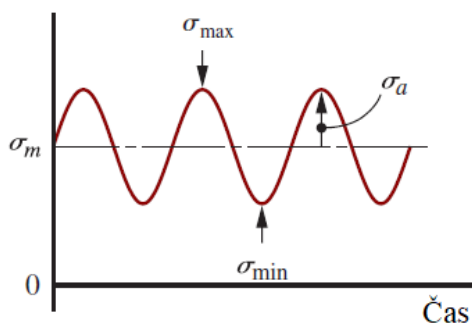
charakterizovány pomocí čtyř hodnot, rozkmitem napětí  $\Delta\sigma$ , amplitudou napětí  $\sigma_a$ , středním napětím  $\sigma_m$  a poměrem napětí  $R$ . Tyto veličiny lze vyjádřit těmito vztahy [15]:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (1)$$

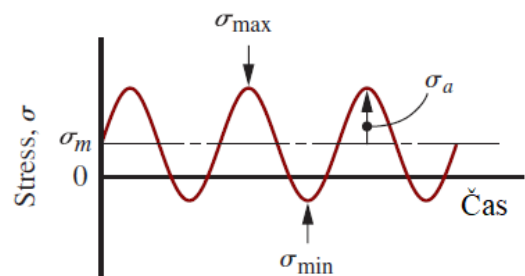
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3)$$

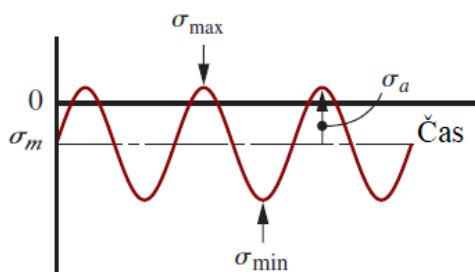
$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (4)$$



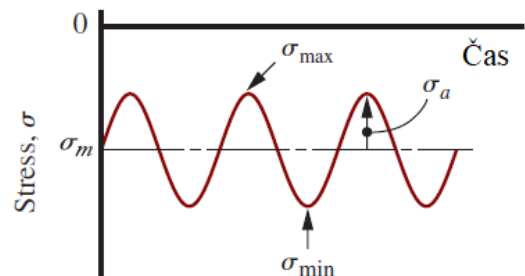
(a) Tahové střední napětí -  
všechna napětí tahová  
 $0 < R < 1.0$



(b) Tahové střední napětí -  
 $\sigma_{max}$  tahové  
 $\sigma_{min}$  tlakové  
 $-1.0 < R < 0$



(c) Tlakové střední napětí -  
 $\sigma_{max}$  tahové  
 $\sigma_{min}$  tlakové  
 $-\infty < R < -1.0$



(d) Tlakové střední napětí -  
všechna napětí tlaková  
 $1.0 < R < \infty$

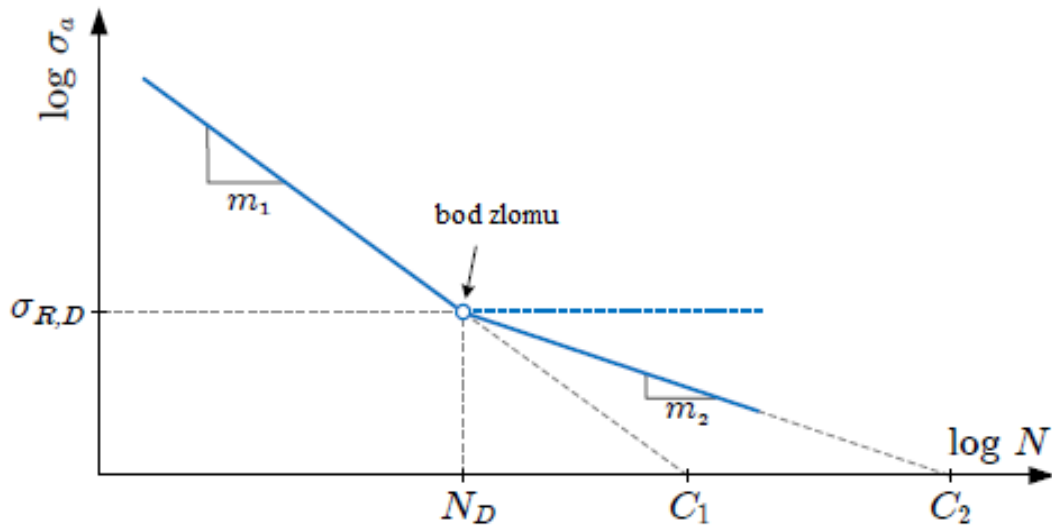
Obr. 25 Typy zatěžujících cyklů [24]

### 3.3 Wöhlerova křivka (S-N diagram)

Při navrhování a analýze součástí na únavovou životnost jsou používány tři metody, životnost dle napětí, dle deformace a metoda lineárně-elastické lomové mechaniky. Tyto metody se pokoušejí předpovědět životnost v počtu cyklů „N“ do selhání pro určité zatížení.

Životnost se dělí na nízko cyklovou a vysoko cyklovou [16]. Při vysoko cyklové únavě je životnost mezi  $10^3$  a  $10^6$ - $10^7$  cyklů [13][14][15][16].

S-N křivka je rozdělena na primární část (vlevo od bodu zlomu) a sekundární (vpravo od bodu zlomu). Je definována mezi únavy, tj. amplitudou napětí v bodě zlomu a primárním sklonem  $m_1$ . Bod zlomu je umístěn v určitém počtu cyklů, v doporučeních IIW a v EN 1993-1-9:2006 je to hodnota  $2 \cdot 10^6$  cyklů [33].



Obr. 26 Standardní S-N diagram [33]

Chování S-N křivky po překročení bodu zlomu, může mít dvojí podobu. Může pokračovat rovnoběžně s osou N anebo klesat pod menším sklonem než v primární části. První podoba bývá obvykle zjištěna z experimentu v laboratoři, druhá podoba se pravděpodobně více blíží realitě [33].

Každá část S-N křivky je popsána tímto vztahem:

$$N \cdot \sigma_a^m = C \quad (5)$$

kde  $N$  – počet cyklů,  $C$  – únavová kapacita,  $\sigma_a$  – amplituda napětí,  $m$  – sklon křivky

nebo alternativně vzhledem k požadované životnosti  $N$  nalézt příslušnou amplitudu napětí  $\sigma_a$  :

$$\sigma_a = \sqrt[m]{\frac{C}{N}} \quad (6)$$

Rozlišujeme mezi následujícími typy S-N křivek [33]:

- Experimentální: křivka přizpůsobená experimentu, nejlépe popisuje únavu vzorku
- Odvozená: S-N křivka vytvořená z učebnicového rámce
- Kodifikovaná: S-N křivka z normy (např. Eurocode 3[25]). Jsou obecně konzervativní, protože berou v úvahu nejhorší případy škodlivých účinků, které mohou u daného vzorku nastat

### 3.4 Kumulace poškození-hypotéza dle Palmgrena-Minera

Princip kumulace poškození je založen na předpokladu, že dané napětí jednoho zatěžujícího cyklu způsobí určité poškození. Jestliže z S-N křivky pro ocel odečteme hodnoty viz tab. 3, tak lze odhadnout životnost následovně. Řekněme, že součást vykoná 480 cyklů při napětí 600 MPa. Výsledkem je poškození  $480 / 1 \times 10^4 = 0,048$ . Vykonání 250 cyklů při napětí 710 MPa vyprodukuje poškození 0,250. Sečtením obou poškození dostaneme kumulované poškození. Jestliže součet poškození  $\geq 1$ , předpokládá se, že dojde k poruše součásti [24].

Tab. 3 Příklad hodnot napětí a počtu cyklů do selhání [24]

Amplituda napětí [MPa]	Počet cyklů do selhání
710	$1 \times 10^3$
600	$1 \times 10^4$
505	$1 \times 10^5$
415	$1 \times 10^6$ ( Mez únavy )
< 415	nekonečno

Tato úvaha může být použita k predikci celkového života součásti vystavené cyklickému zatížení s různými amplitudami. Poškození se tedy vypočítá:

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (10)$$

kde  $N_i$  je počet cyklů do porušení na dané napěťové hladině a  $n_i$  je počet vykonaných cyklů pod určitým napětím. Jestliže je vykonáno více cyklů o různých amplitudách napětí, kumulace poškození se vypočte:

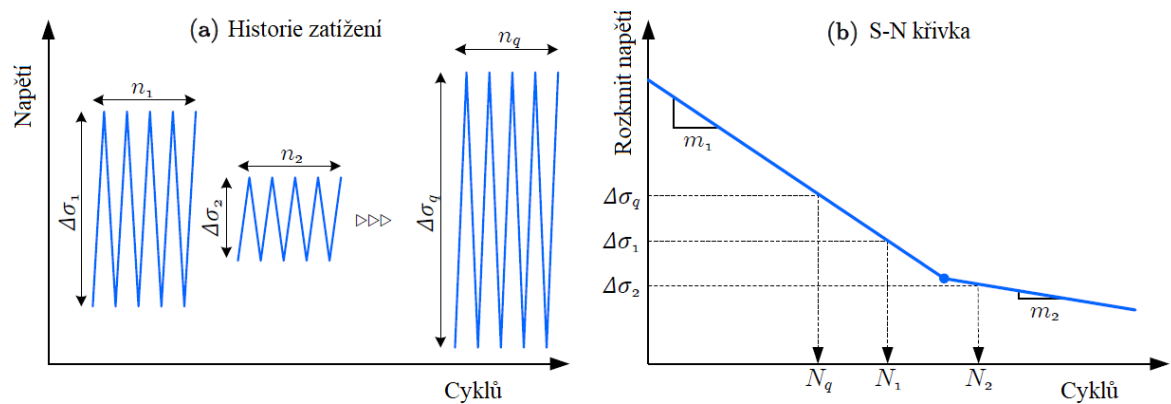
$$D_c = \sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} \quad (11)$$

Selhání se předpokládá, jestliže  $D_c \geq 1$  [24].

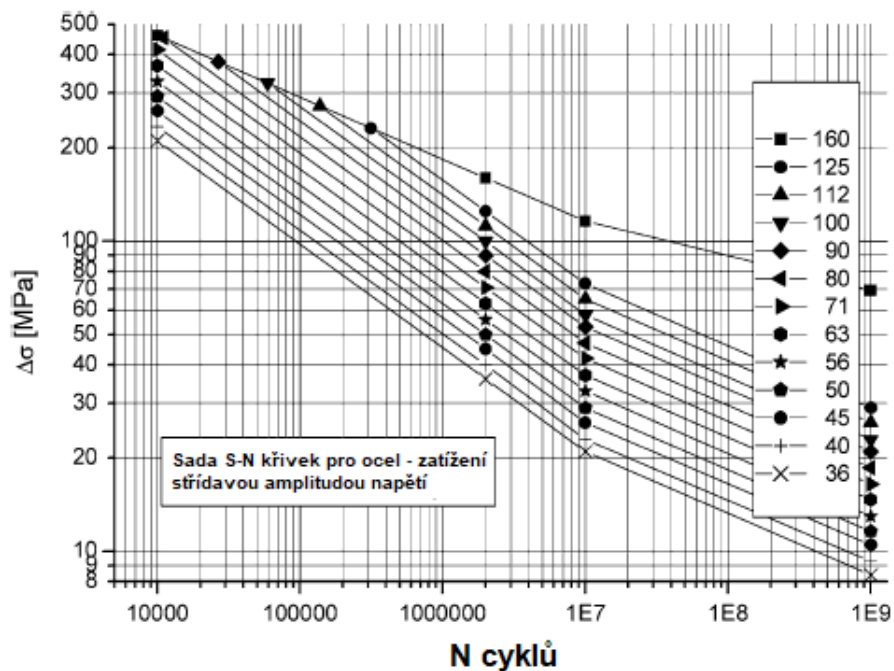
Pořadí bloků nemá žádný vliv na výsledky tohoto výpočtu. Je akceptováno, že napětí pod předpokládanou mezí únavy se musí zahrnout do výpočtu kumulativního poškození při

výpočtu svarových spojů. Modifikované křivky pro použití výpočtu dle Palmgrena-Minera jsou na obr.28. Nedávný výzkum však naznačuje, že hodnota  $D_c$  může být nekonzervativní, doporučuje se tedy  $D_c = 0,5$  [21]. Norma [25] uvádí selhání při  $D_c \geq 1$ .

Několik výzkumných prací ukázalo, že pravidlo akumulace lineárního poškození Palmgren-Minera je za určitých zatěžujících účinků nespolehlivé. Např. rozkmity napětí, ke kterým dochází na konci životnosti jsou škodlivější než na začátku. Z toho důvodu bylo navrženo několik složitějších principů kumulace poškození, které však spoléhají na experimentální parametry, které v daném technickém konceptu nejsou dostupné. Palmgren-Minera je proto stále nejrozšířenějším a uznávaným přístupem [33].



Obr. 27 Zatěžující bloky a odpočet počtu cyklů pro akumulaci poškození [33]

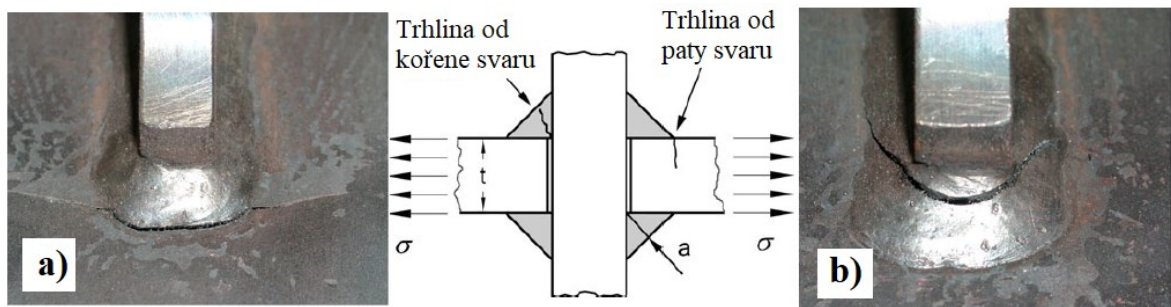


Obr. 28 Modifikované S-N křivky oceli pro použití sumace dle Palmgrena-Minera dle IIW [21]

## 4 ÚNAVA SVAŘOVANÝCH KONSTRUKCÍ

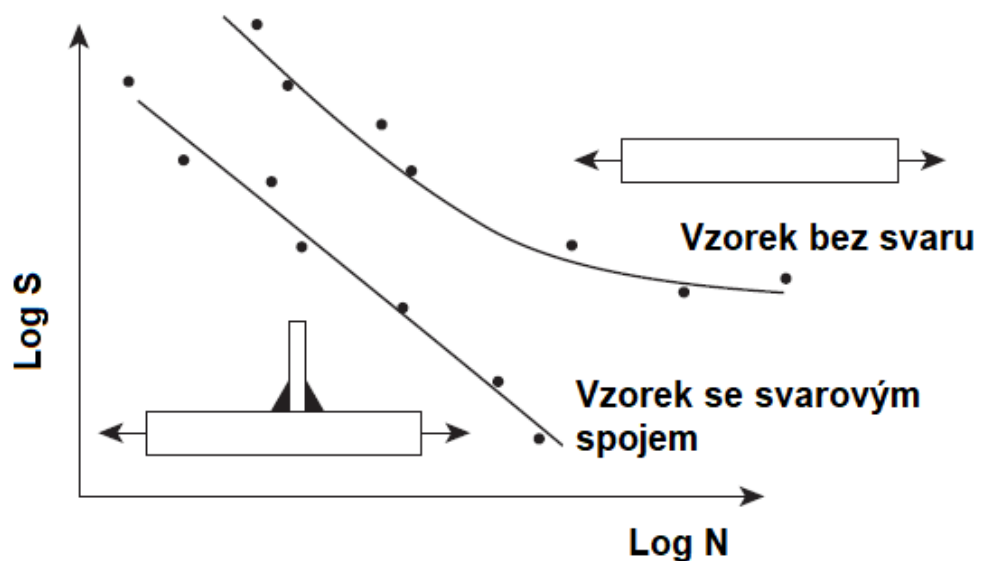
Ocelové konstrukce obsahují velké množství geometricky složitých svarů. Svařování ovlivňuje vlastnosti materiálu zahříváním, chlazením a spojením základního a přídavného materiálu. Výsledkem je nehomogenní struktura. Svary vždy obsahují určité nedokonalosti, jako jsou póry, dutiny, zářezy, malá penetrace a neúplné spojení základního a přídavného materiálu [17].

Mez únavy svarových detailů závisí na počáteční velikosti nedokonalosti uvnitř svaru. Již zmíněné zvláštnosti svarových spojů ukazují, že trhliny začínají spíše ve svarové oblasti než v základním materiálu [17]. Trhliny se mohou iniciovat buď v kořenu nebo patě svaru [34].



Obr. 29 Šíření trhliny a) od paty nebo b) od kořene svaru [34]

Trhliny od kořene svaru jsou považovány za nebezpečnější než od paty svaru, protože nejsou detekovány do doby, než prorostou celým svarem [34].

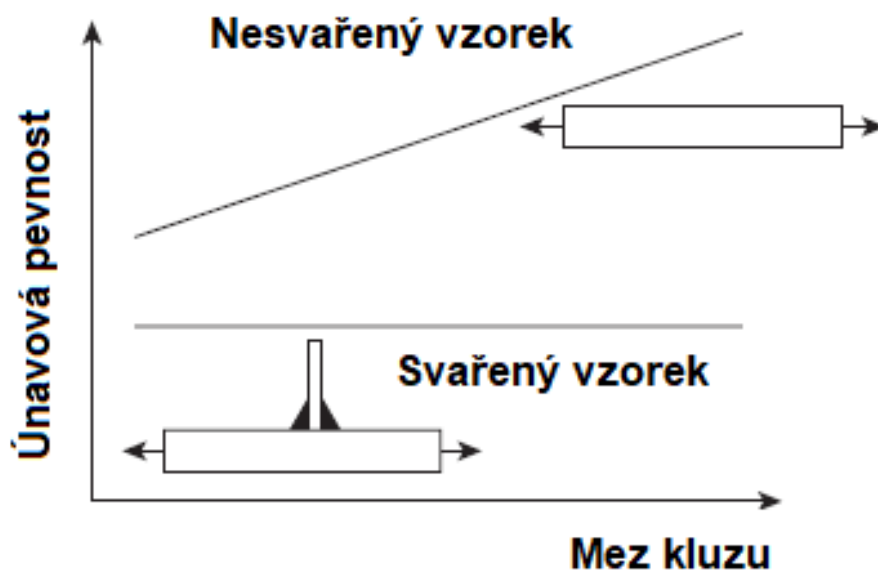


Obr. 30 Porovnání S-N křivek pro ocelové vzorky, bez svaru a se svarovým spojem [18]

Únavové chování svarových spojů je dramaticky horší než u materiálu bez svaru. Přivaření materiálu viz obr. 30 vypadá neškodně, ale z hlediska únavy neškodné není. Jeho přítomnost má za následek mnohem menší výkon [18].

U materiálu bez svaru, únavová data naznačují existenci meze únavy, tj. napětí pod kterým nedochází k únavovému selhání. Naproti tomu výsledky materiálu se spojem nevykazují žádnou mez únavy, i relativně nízká napětí způsobí únavové selhání ve svaru [18].

U nesvařených materiálů s rostoucí mezí kluzu vzrůstá únavová pevnost materiálu. U svařeného materiálu tomu tak není [18].



Obr. 31 Porovnání závislosti únavové pevnosti na mezi kluzu pro vzorek bez svaru a se svarem

#### 4.1 Přístupy hodnocení svařovaných součástí

Únava svařovaných součástí je stále nedostatečně prozkoumaným jevem, který je pod vlivem mnoha parametrů jako je zatížení, geometrie, kvality materiálu, výrobního procesu a účinku životního prostředí. Nedokonalosti svarového spoje komplikují proces hodnocení [17].

S-N křivky svarových spojů jsou uváděny v příslušných normách. Můžou být použity tak jak jsou, v některých případech však potřebují modifikovat.



Mezi nejpoužívanější normy, respektive doporučení patří:

- Evropská norma – Eurocode 3, Část 1-9: Únava [25]
- Doporučení IIW [21]
- Norská doporučení DNV RP-C203 [35]

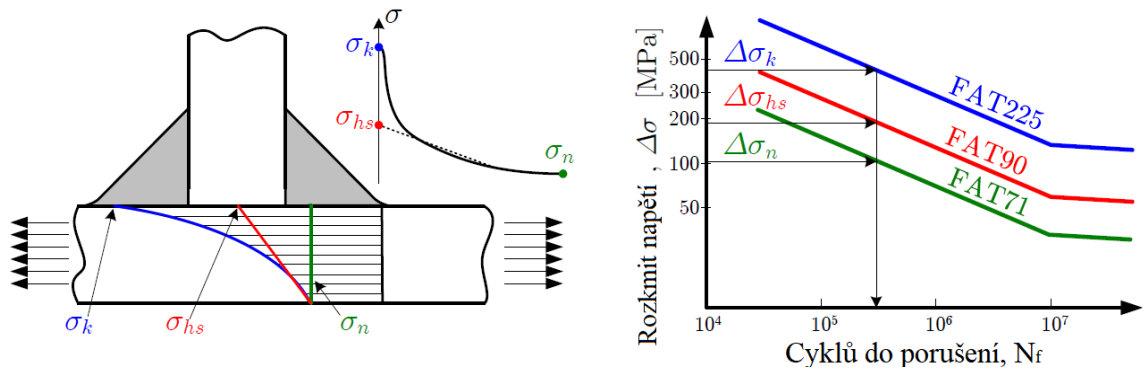
Uváděné S-N křivky jsou založeny na velkém objemu experimentálních výsledků (rozptyl výsledků únavové pevnosti svarů je mnohem větší než u hladkých vzorků). Křivky jsou odvozeny pro vysoké poměry napětí  $R = 0,5$ , za účelem simulace vysokého zbytkového tahuvého napětí, které nemusí být přítomné ve stejném rozsahu ve zkušebních vzorcích jako ve velkých svařovaných konstrukcích [33].

Přístupy se dělí na globální a lokální [17; 19; 20; 21; 22; 23].

Globální, označení pro přístup, který posuzuje pevnost přímo z vnějších sil a momentů nebo z nominálních napětí v kritickém průřezu, který je z nich odvozen, za předpokladu konstantní nebo linearizované distribuce napětí (tedy nominálního napětí) [20].

Lokální přístupy vycházejí z lokálních napětí nebo deformací. Jsou uvažovány lokální procesy poškození únavou, tj. iniciace trhlin, šíření trhlin a zlomení. Iniciace trhliny je řešena „přístupem lokálního napětí ve vrubu“ nebo „přístupem lokální deformace ve vrubu“. Šíření a zlomení je popsáno „přístupem šíření trhlin“, který je založen na elastické lomové mechanice. Spojkou mezi globálním a lokálním konceptem je „přístup strukturálních napětí“, který odráží koncentrace napětí pocházející z makro geometrie, zatímco účinek vrubový účinek svaru je zohledněn snížením S-N křivky [20].

Mezinárodní institut svařování (IIW) v posledních letech vyvinul několik dokumentů souvisejících s analýzou a návrhem svařovaných konstrukcí, které odolávají únavovému selhání. Tyto dokumenty poskytují definované metody, které mohou sloužit jako základ pro návrh proti únavě a posouzení svařených součástí a konstrukcí vystavených cyklickému zatížení. Doporučené metody dle IIW zahrnují posouzení únavy založené na **nominálním** (jmenovitým) napětí, **strukturálním** napětí, **efektivním vrubovém** napětí, lineární elastické lomové mechanice nebo laboratorním testování [19].



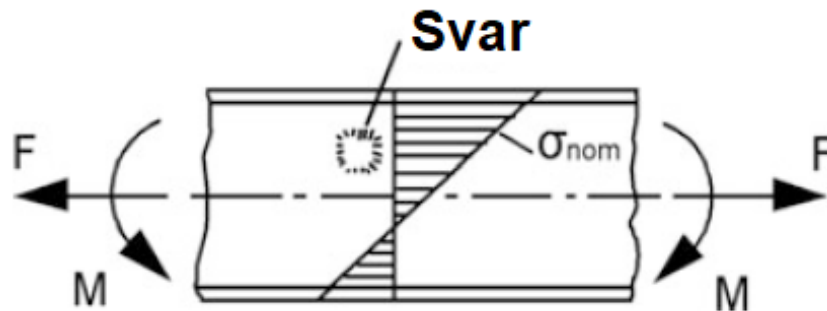
Obr. 32 Porovnání tří nejběžnějších přístupů posouzení svarových spojů [33]

Všechny přístupy by měli ideálně vést ke stejnému odhadu životnosti, nicméně dochází k tomu velmi málo [33].

#### 4.1.1 Přístup nominálních napětí

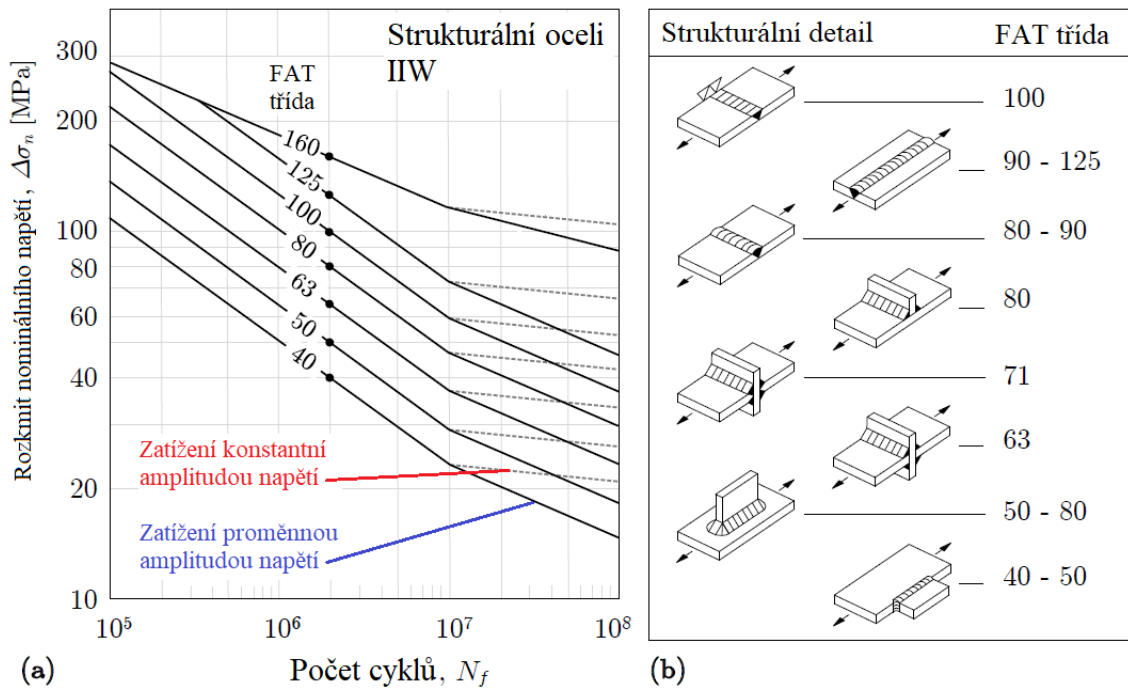
Výpočet napětí založený na této metodě je poměrně jednoduchý. Z toho důvodu se jedná o nejpoužívanější metodu posouzení únavy svařovaných konstrukcí. Tato metoda poskytuje uspokojivé výsledky při relativně malém úsilí [19].

Nominální napětí je napětí vypočtené v uvažované oblasti průřezu, bez ohledu na lokální účinky svarového spoje na zvýšení napětí [21].



Obr. 33 Nominální napětí v nosníku

IIW definuje 12 křivek pro svarové spoje a jednu pro základní materiál. Křivky jsou platné pro počet cyklů  $N > 10^4$ , a všechny mají inverzní sklon  $m = 3$ . Křivky jsou definovány třídami FAT, které reprezentují rozkmit napětí při  $N = 2 \times 10^6$ . Při  $N > 1 \times 10^7$  se sklon mění na  $m = 5$  pro měnící se amplitudu napětí nebo  $m = 22$  pro konstantní amplitudu napětí. FAT třídy vyjadřují charakteristickou mez únavy s určitou mírou pravděpodobnosti přežití, typicky 97,7 %. Hodnota napětí je definována rozkmitem napětí a zbytkové napětí po svařování se považuje za vysoké. FAT křivky jsou platné do tloušťky součásti  $t \leq 25$  mm [19].



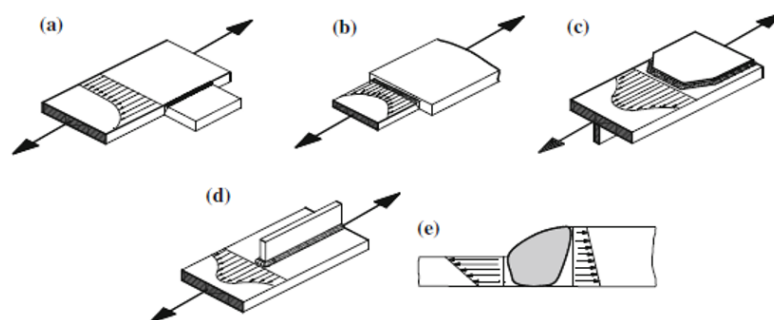
Obr. 34 Příklad detailu k porovnání dle doporučené FAT křivky [20]

U jednoduchých součástí lze nominální napětí vypočítat použitím analytických vztahů mechaniky, v opačném případě by měla být použita metoda konečných prvků [21].

#### 4.1.2 Přístup strukturálního napětí (hot spot napětí)

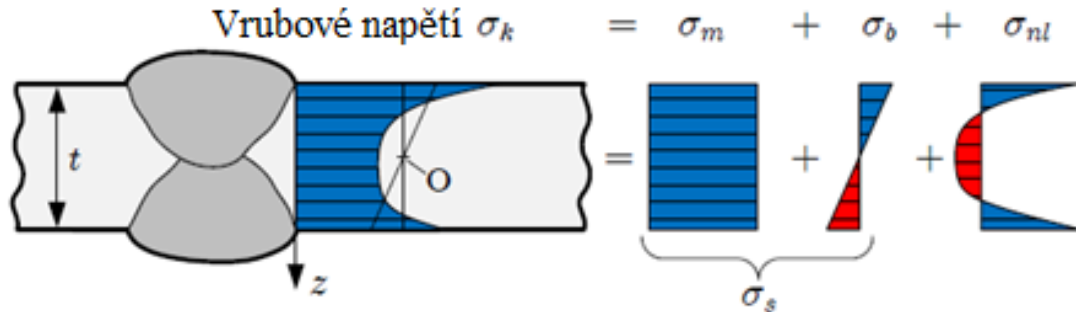
Strukturální nebo také geometrické napětí zahrnuje všechny strukturální detaily, které zvyšují napětí kromě svaru samotného. Nelineární napěťová špička není ve strukturálním napětí zahrnuta, viz obr.36. Na obr. 35 jsou zobrazeny příklady strukturálních diskontinuit a rozložení strukturálního napětí [21; 22].

Přístup strukturálního napětí se obvykle používá tam, kde neexistuje jasně definované nominální napětí kvůli složitým geometrickým efektům nebo kde strukturální diskontinuita není srovnatelná s klasifikovanými strukturálními detaily [21; 22].



Obr. 35 Strukturální detaily a strukturální napětí [21]

Základní myšlenkou hot-spot napětí je vyloučit nelineární část lokálního napětí v místě svaru, jehož rozměry většinou nejsou přesně známé. Hot-spot napětí je definováno jako součet membránového a ohybového napětí, viz obr.36.



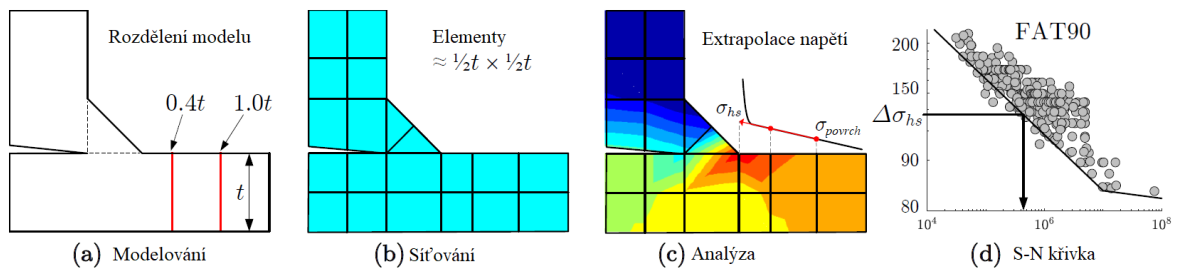
Obr. 36 Definice strukturálního napětí [22][33]

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b \tag{11}$$

Hot-spot napětí může být vyjádřeno pomocí nominálního napětí pomocí součinitele koncentrace napětí  $K_{hs}$ , který je obvykle v rozsahu 1-2 [33].

$$\sigma_{hs} = K_{hs} \cdot \sigma_n \tag{12}$$

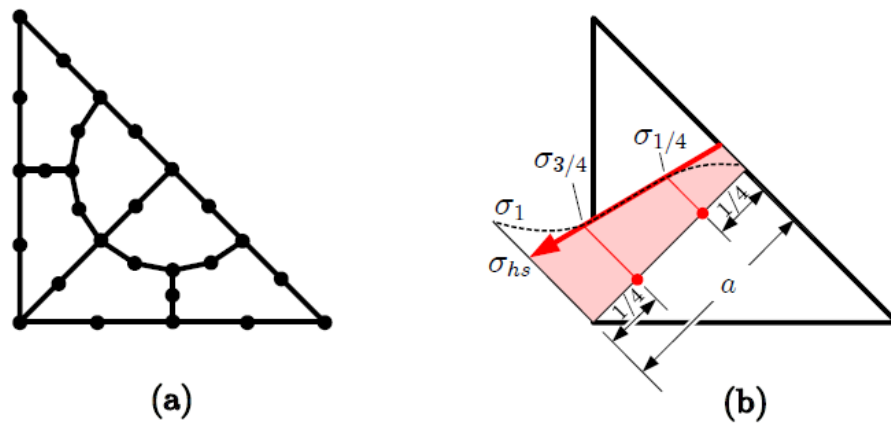
Princip přístupu hot-spot napětí je zobrazen na obr.37. Prvně je připraven model s příslušným rozdělením pro extrapolaci napětí. Poté je model vysítován, proběhne výpočet, extrapoluje se hot-spot napětí, napětí se porovná s danou FAT křivkou a odečte se počet cyklů.



Obr. 37 Princip přístupu hot-spot napětí [33]

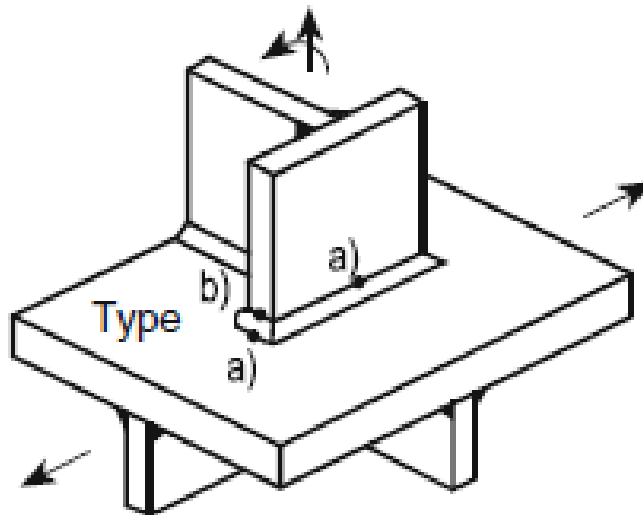
Přístup hot-spot napětí by vyvinut pouze pro posouzení v patě svaru, ale později bylo navrženo několik rozšíření také pro posouzení kořene svaru [33; 34].

Princip zjištění hot-spot napětí v kořeni svaru viz obr. 39 je extrapolace napětí od povrchu svaru ke kořeni (efektivní rozměr svaru „a“).



Obr. 38 Princip posouzení kořene svaru [33][34]

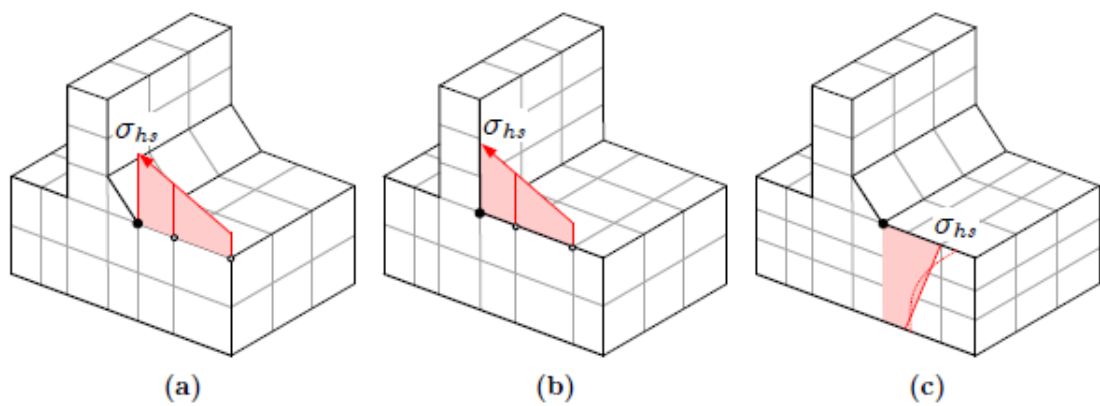
Dle umístění definuje IIW dva typy hot spotů viz obr.39.



Obr. 39 Typy hot spotů a) na ploše, b) na hraně [21][22]

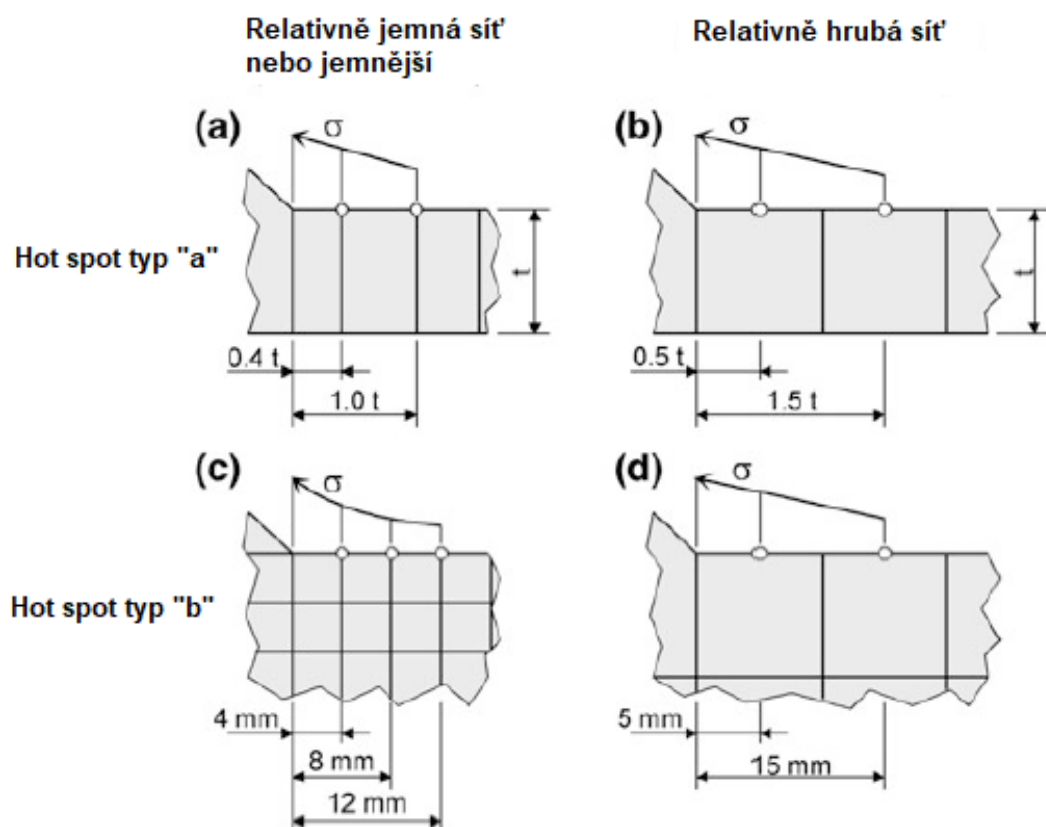
Strukturální napětí může být stanoveno experimentálně extrapolací naměřených deformací pomocí tenzometrů v referenčních bodech viz obr. 41. Obvykle se však napětí stanovuje metodou konečných prvků. Je možno použít 2 metod [21][22]:

- a) extrapolace napětí na povrchu desky
- b) linearizace napětí po tloušťce desky



Obr. 40 Zjištění hot-spot napětí a), b) extrapolace napětí na povrchu, c) linearizace napětí po tloušťce. Svar není nutné vždy modelovat

Extrapolace napětí může být lineární nebo kvadratická, záleží na typu hot-spotu a zvolené síti, viz obr. 41 [22].



Obr. 41 Extrapolace povrchového napětí dle typu hot spotu a použité sítě [22]

Posouzení únavy je založeno na vypočítaném hot spot napětí a S-N křivkách FAT 90 a FAT 100. FAT 90 se používá pro svary, které nenesou zatížení a FAT 100 pro svary, které nesou zatížení [19].

### 4.1.3 Efektivní vrubové napětí

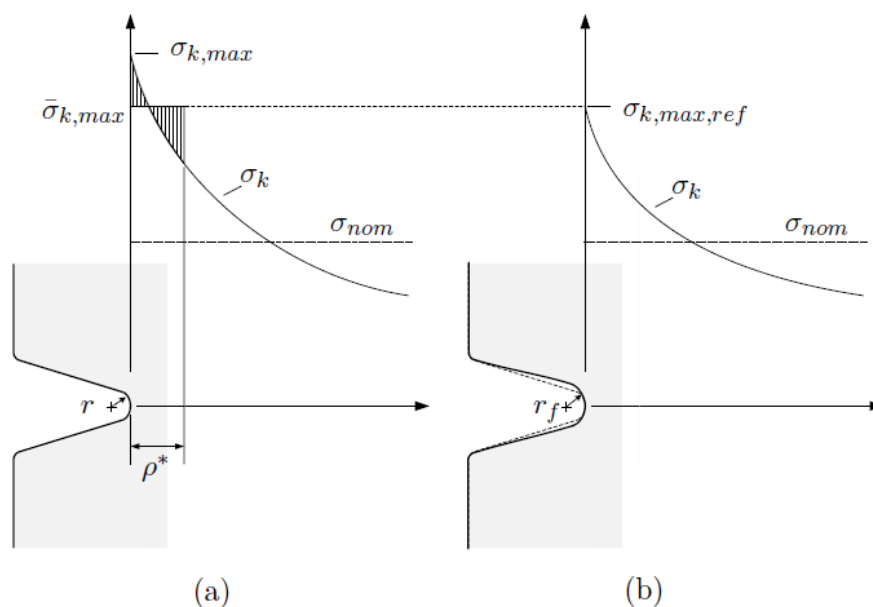
Tento přístup byl původně koncipován koncem 70. let 20. století [20], ale příliš se nepoužíval, dokud nebylo detailněji popsáno jeho použití [23].

Přístup vrubového napětí zahrnuje zvýšení lokálního napětí ve svaru na základě teorie pružnosti. Mikrostrukturální účinek materiálu, který bere v úvahu vliv únavového chování nehomogenní struktury materiálu při napěťovém gradientu, lze metodou (elastického) vrubového napětí zohlednit různými přístupy [23]:

- přístup gradientu napětí (Siebel a Stielet, 1955)
- přístup průměrování napětí (Neuber, 1946 a 1968)
- přístup kritické vzdálenosti (Peterson, 1959)
- přístup vysoce stlačeného objemu (Kuguel, 1961; Sonsino, 1993 a 1995)

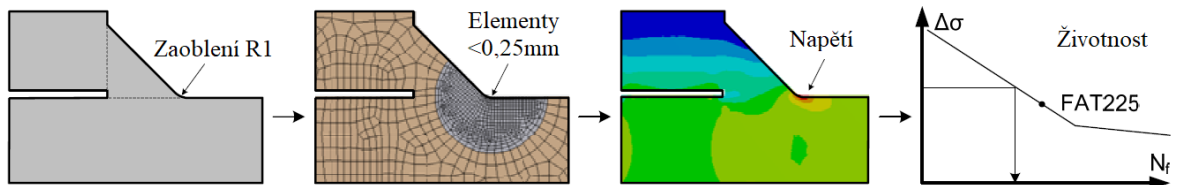
Pouze poslední 3 našly širší uplatnění. Přístup průměrování napětí je použit hlavně ve formě fiktivního zaoblování vrubů a je znám jako přístup efektivního vrubového napětí [23].

Radaj [20] navrhl použít Neuberovu hypotézu pro svařované spoje, ačkoli původně byla vyvinuta pro obráběné komponenty. Neuber zjistil, že místní napětí ve vrubu nekoreluje s únavovou životností a místo toho by měla být použita průměrná hodnota napětí v malé hloubce. Našel také chytrý způsob, jak se vyhnout průměrování, a to fiktivním zvětšením poloměru vrubu, tak že lokální napětí ve zvětšeném vrubu odpovídalo průměrné hodnotě lokálního napětí původního vrubu [33].



Obr. 42 Koncept fiktivního zaoblení vrubu [33]

Princip metody efektivního vrubového napětí je zobrazen na obr. 43. Výpočetní model je vytvořen s idealizovanou geometrií svaru se zaoblením kořene a paty svaru o poloměru 1 mm. Model je řešen s velmi jemnou sítí v kritické oblasti, respektive oblasti, kterou chceme posuzovat. Výsledné napětí se poté porovnává pouze s jednou FAT křivkou. Z velkého množství experimentů byla odvozena křivka FAT225 [33].



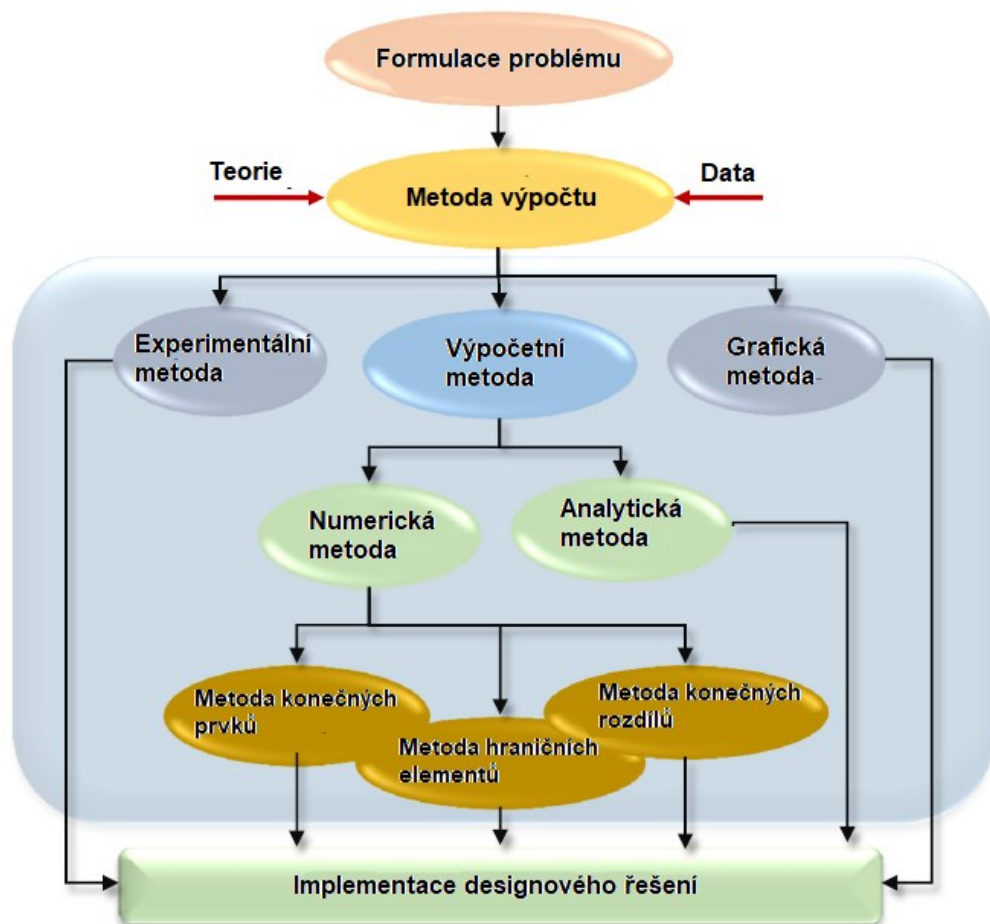
Obr. 43 Schématické zobrazení posouzení životnosti metodou efektivního vrubového napětí [37]

Mezinárodní instituce svařování (IIW) doporučuje použití křivky FAT225 při posuzování svarů touto metodou. V [36] bylo zjištěno, že křivka FAT225 není konzervativní při srovnání s metodou nominálního napětí. Pro zajištění konzervativních výsledků, stejných jako metodou nominálního napětí, je doporučeno redukovat křivku FAT225 na křivku FAT200.



## 5 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků je numerická metoda, kterou lze použít k dostatečně přesnému řešení složitých inženýrských problémů. Ačkoli lze původ této metody vysledovat až o několik století zpět, většina výpočetních podrobností byla vyvinuta v polovině 20. století, především v souvislosti s analýzou leteckých konstrukcí. V průběhu let byla technika konečných prvků tak dobře zavedena, že dnes je považována za jednu z nejlepších metod pro efektivní řešení široké škály praktických problémů. Jedním z hlavních důvodů popularity metody v různých oborech inženýrství je to, že jakmile je napsán obecný počítačový program, může být použit pro řešení různých problémů jednoduše změnou vstupních dat [27].



Obr. 44 Způsoby řešení technických problémů [29]

Řešení nějakého analytického nebo numerického problému je složeno ze dvou kroků, sestavení řídicí rovnice – matematická formulace problému a poté matematické řešení rovnice. Konečný výsledek je součtem kroku 1 a kroku 2. Analytické řešení bude 100% přesné (exaktní řešení), protože v žádném kroku není provedena aproximace. Numerická metoda provádí aproximace v obou krocích – všechny numerické metody jsou aproximační

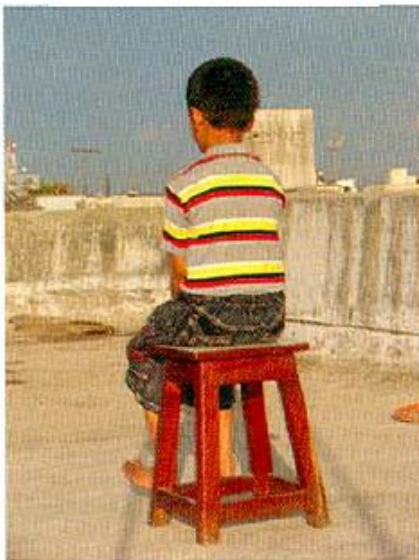
(výsledkem je přibližná hodnota, která se blíží skutečnému – exaktnímu řešení). Analytické řešení je přesné, ale nepoužívá se při řešení reálných komplexních problémů. Hlavním důvodem je krok 1, sestavení rovnice, která matematicky popíše daný problém, a to je v případě komplexních problémů velmi obtížné, ne-li nemožné.

Numerické metody jsou založeny na diskretizaci integrálních rovnic. Základem numerických metod je provádět výpočty na konečném počtu bodů (uzlů) a poté interpolovat výsledky pro celou doménu (element). Ještě, než se dostaneme k výsledku, je proveden předpoklad, jakým způsobem se bude neznámá v doméně měnit, např. jestliže je síť tvořena lineárními čtyřúhelníkovými 4 uzlovými elementy, předpoklad je lineární změna posunutí v doméně, pro čtyřúhelníkové 8 uzlové elementy je předpokládána změna parabolická.

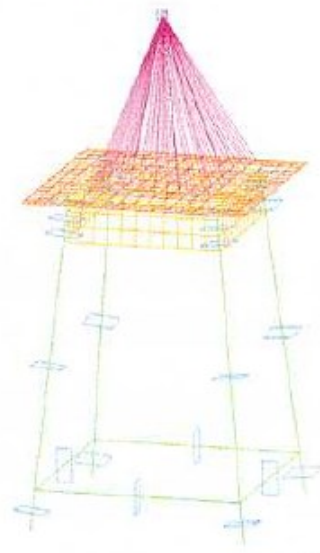
Všechny reálné objekty jsou kontinuální a jsou složeny z nekonečného množství částic. Řešení reálného problému přístupem kontinuálního materiálu je složité a numerické metody zjednodušují daný problém diskretizací. Jednoduše, uzly pracují jako atomy a mezery mezi nimi jsou vyplněny entitami zvanými elementy. Výpočty jsou provedeny v uzlech a poté jsou výsledky interpolovány pro elementy [28].

## Dva přístupy řešení problému

### a) Přístup kontinuity



### b) Přístup diskretizace



Obr. 45 Dva přístupy řešení problému – a) reálný kontinuální problém, b) diskrétní (matematicky ekvivalentní) model, židle reprezentována skořepinovými a nosníkovými elementy, osoba prostřednictvím hmotného bodu [28]

Metoda konečných prvků je numerickou metodou, která dominuje dnešnímu trhu komerčních softwarů. Je to zejména kvůli všestrannosti použití a efektivitě [30].

Proces analýzy metodou konečných prvků se obecně skládá ze 3 hlavních kroků, tyto kroky jsou shrnuty v tab. 5.

Tab. 4 Postup výpočtu metodou MKP

<b>Pre-processing</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tvorba geometrického modelu – zjednodušení, předpoklady (může být vytvořen v CADu nebo v prostředí pre-processoru)</li> <li>• Tvorba sítě (diskretizace) – volba typu, velikosti a rozložení elementů (volba aproximační funkce)</li> <li>• Definování materiálových vlastností, zatížení, okrajových podmínek</li> <li>• Volba typu analýzy – lineárně statická, nelineárně statická apod.</li> </ul>
<b>Výpočet (řešič)</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Odvození matic tuhosti, vektorů sil a posunutí jednotlivých elementů</li> <li>• Sestavení globální matice tuhosti, vektorů sil a posunutí</li> <li>• Zavedení okrajových podmínek</li> <li>• Výpočet neznámých uzlových posunutí</li> </ul>
<b>Post-processing</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zobrazení výsledků – barevné kontury napětí, deformace</li> <li>• Animace, grafy</li> </ul>

## 5.1 Pre-processing – příprava výpočtu

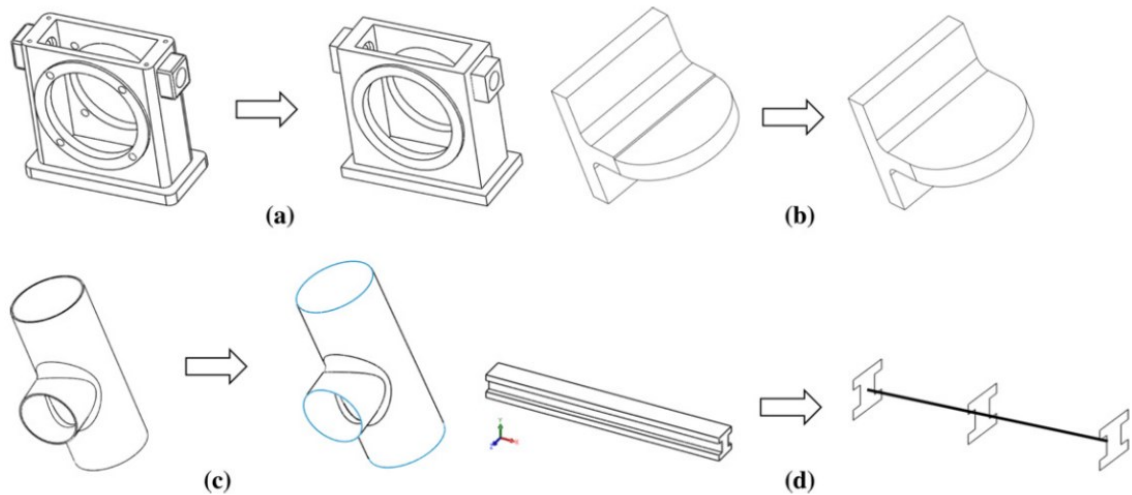
Pre-processing neboli příprava výpočetního modelu, je časově nejnáročnějším krokem celého výpočtu.

### 5.1.1 Příprava geometrie

Příprava geometrie znamená převedení specifické CAD geometrie/modelu do specifické geometrie pro MKP, to je taková geometrie, která zahrnuje jen všechny důležité části a nepotřebné jsou odstraněny, a zároveň je tato geometrie vhodná k vytvoření požadované sítě. Obvyklou chybou je snaha použít plný CAD model, který je vytvořen jako výrobní a

obsahuje všechny detaily. Při přípravě geometrie pro MKP analýzu by měl být použit Saint-Venantův princip a detailní modelování použít jen v oblasti, která je pro výpočet důležitá [30].

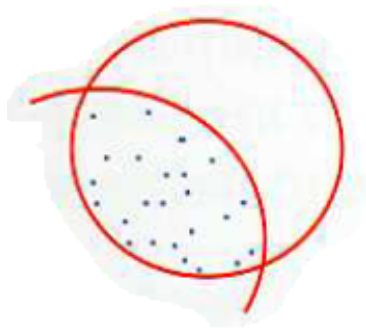
Kromě odstranění nepotřebných detailů, je v některých případech možné geometrii zjednodušit díky symetrii či antisymetrii daného problému.



Obr. 46 Příklady zjednodušení geometrie a) odstranění nepotřebných prvků b) zarovnání ploch, c) převedení objemového modelu na plošný, d) zjednodušení nosníku

### 5.1.2 Tvorba sítě (diskretizace)

Základním principem MKP je provést výpočet v konečném počtu bodů (uzlů) a poté výsledky interpolovat pro celou doménu (plochu nebo objem). Každý spojitý objekt má nekonečný počet stupňů volnosti a je nemožné takový problém vyřešit. MKP redukuje počet stupňů volnosti z nekonečného na konečný pomocí diskretizace, tj. síťováním (uzly a elementy).



Počet bodů =  $\infty$   
 Stupňů volnosti / bod = 6  
 Celkem rovnic =  $\infty$



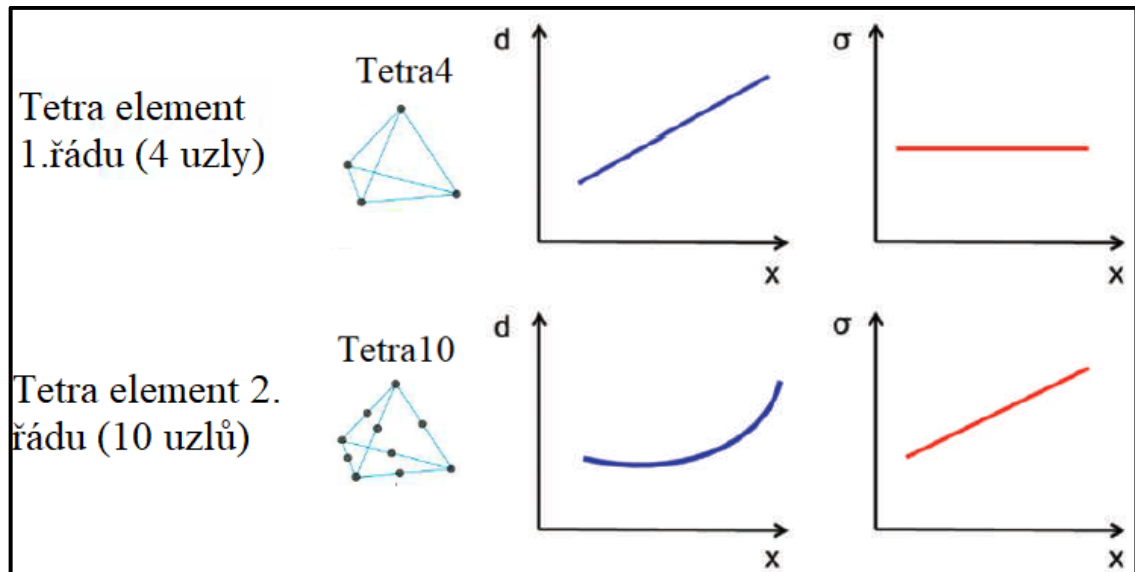
Počet uzlů = 8  
 Stupňů volnosti / uzel = 6  
 Celkem rovnic = 48

Obr. 47 Princip diskretizace

Elementy používané v MKP se dělí dle dominantního rozměru geometrie na 1D, 2D a 3D. Běžně používané elementy jsou zobrazeny na obr.47. Dále se elementy dají dělit dle řádu interpolační funkce posunutí na elementy prvního řádu, druhého řádu atd. viz obr. 48. Jestliže jsou posunutí popsány polynomy prvního řádu (lineární funkce), tak deformace a napětí jsou uvnitř elementu konstantní. Jestliže jsou posunutí popsány polynomem druhého řádu, napětí a deformace jsou v elementu distribuovány lineárně viz obr.48.

2D elementy		3D elementy		
Tria3	Quad4	Tetra4	Wedge6	Hex8
Tria6	Quad8	Tetra10	Wedge15	Hex20

Obr. 48 Typy 2D a 3D elementů

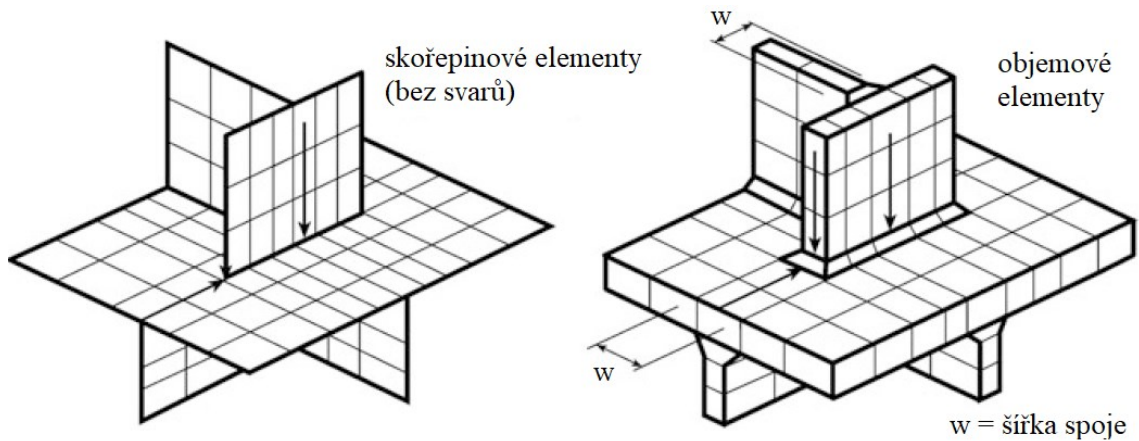


Obr. 49 Porovnání elementů dle řádu interpolační funkce posunutí a následné distribuce napětí v elementu

Quad elementy jsou přesnější než Tria elementy (kvůli lepší interpolační funkci). Tria elementy mají oproti Quad elementům větší tuhost, výsledkem jsou nižší napětí a posunutí, jestliže jsou použity v kritických místech. Kritická místa jsou oblasti s vysokou koncentrací napětí. Doporučuje se hustá a dobře strukturovaná síť (bez Tria elementů).

### 5.1.3 Modelování svarového spoje

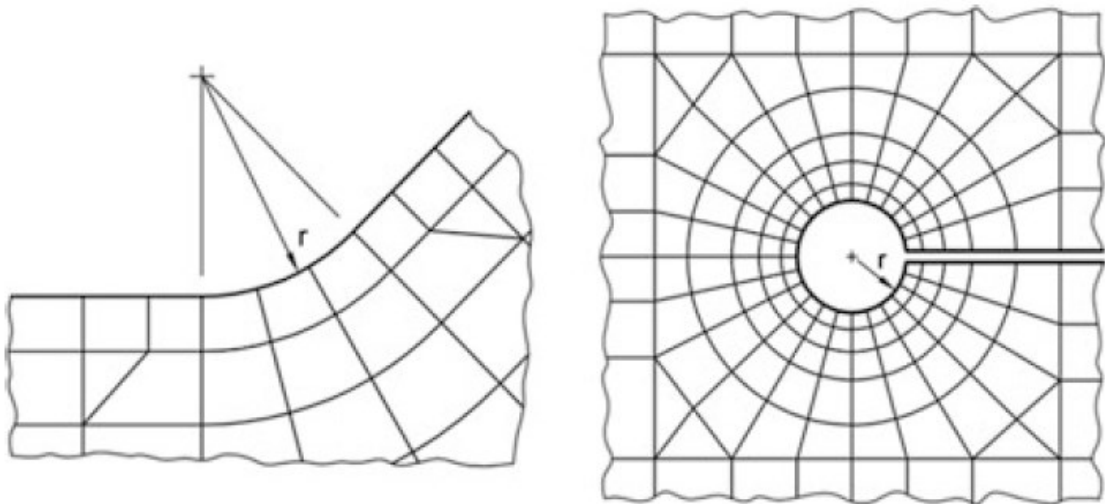
Obecně lze svarový spoj modelovat 1D nosníkovými elementy, 2D skořepinovými elementy nebo 3D objemovými elementy. Volba záleží na zvolené metodě napětí, nosníkové elementy se používají pro výpočty nominálních napětí, skořepinové elementy pro výpočet strukturálního napětí nebo nominálního napětí a objemové elementy pro výpočet lokálních napětí, strukturálních napětí a nominálních napětí. Použít se dá také kombinace 1D elementů s 2D elementy nebo kombinace 2D elementů s 3D elementy.



Obr. 50 Modely pro výpočet strukturálního napětí dle [22][21]

- Doporučení IIW

Dle [21][22] je pro výpočet strukturálního napětí doporučeno u skořepinových modelů použít v místě strmého gradientu napětí 8 uzlové elementy. U zjednodušených modelů se svary nemodelují, s výjimkou případů, kdy jsou výsledky ovlivněny lokálním ohybovým napětím. Pro komplexní případy se používají objemové elementy např. 20 uzlové elementy s kvadratickou interpolační funkcí [21][22].



Obr. 51 Doporučená síť pro výpočet vrubového napětí

[21][22]

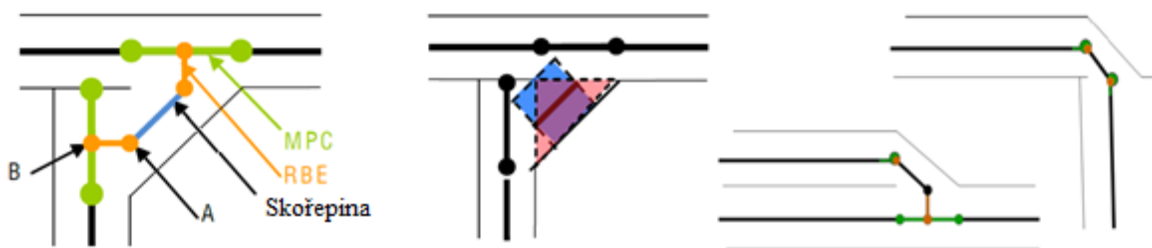
Pro výpočet vrubového napětí pomocí MKP jsou doporučeny velikosti elementů v kritickém místě dle tab. 5.

Tab. 5 Doporučená velikost elementů pro vrubové napětí [21]

Typ elementu	Relativní velikost	Absolutní velikost [mm]	Počet elementů na 45°oblouk	Počet elementů na 360°oblouk
Kvadratické	$\leq r/4$	$\leq 0,25$	$\geq 3$	$\geq 24$
Lineární	$\leq r/6$	$\leq 0,15$	$\geq 5$	$\geq 40$

- Metoda dle Turliera – Seam Sim [31]

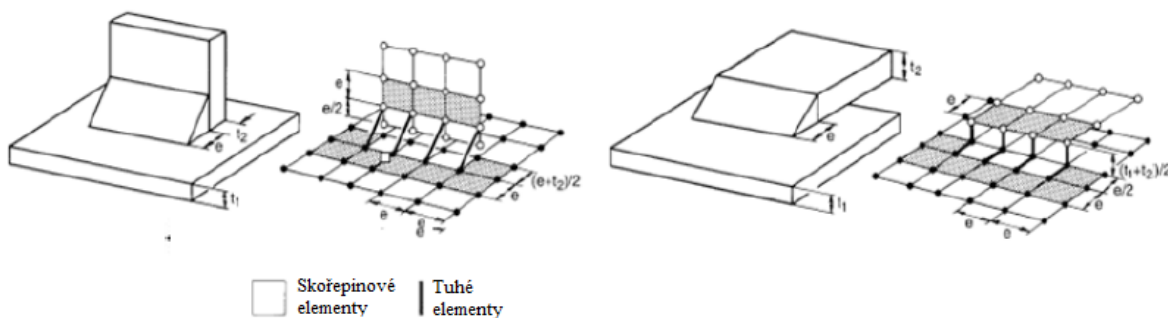
Jedná se o metodu, která kombinuje skořepinové elementy, které jsou použity na přeponu koutového svaru, ta je připojena k 1D tuhým RBE elementům a ty pomocí MPC (multi point constraint) k elementu desky. Tato metoda byla vyvinuta pro transportní vozidla (firma Lohr). Tato metoda je implementována také v softwaru NX, ve kterém je tato metoda částečně automatizována.



Obr. 52 Metoda Seam Sim dle [31]

- Metoda dle Fayarda [32]

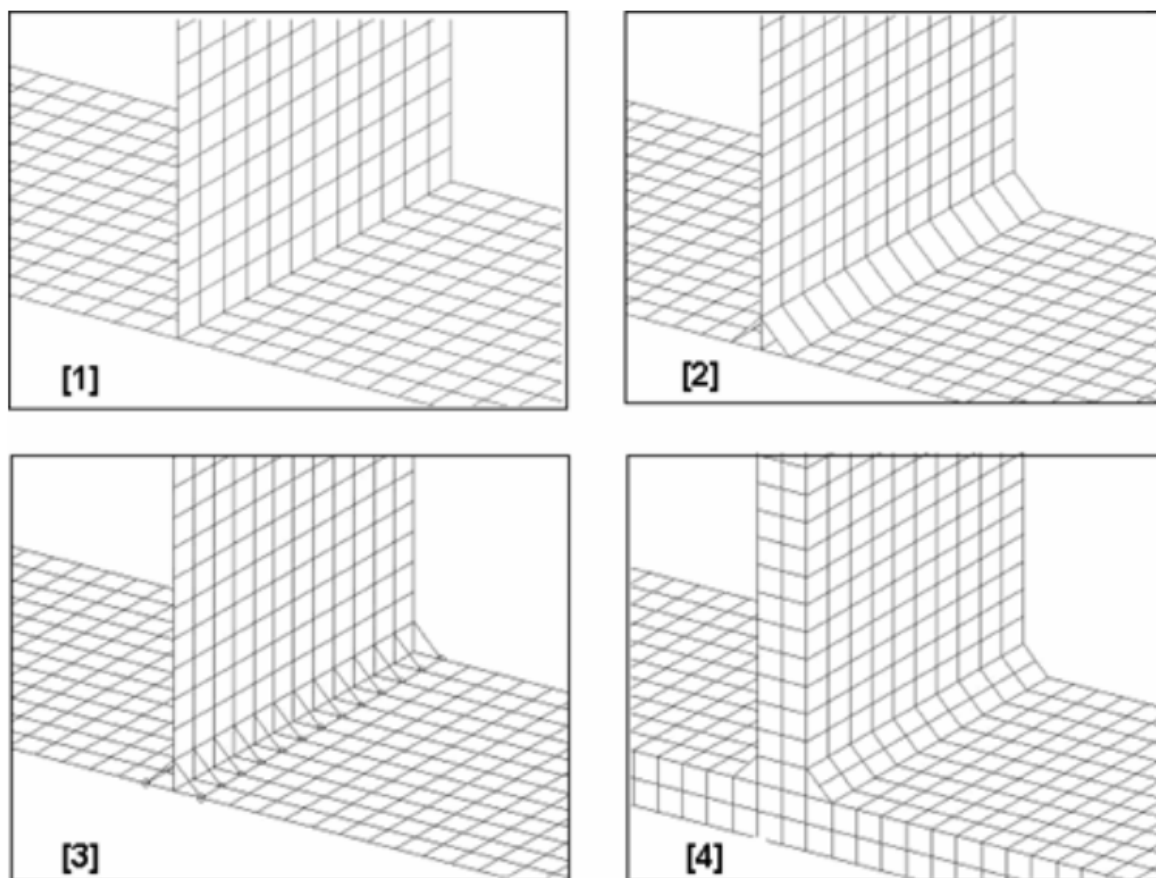
Jedná se o metodu, ve které je svar modelován tuhými elementy a strukturální napětí je vypočteno v patě svaru. Desky jsou modelovány skořepinovými elementy.



Obr. 53 Metoda dle Fayarda [32]



- Varianty modelování svarů dle [39]



Obr. 54 Varianty modelování svarů: 1) bez modelování svaru, 2) svary modelovány skořepinovými elementy, 3) svary modelovány pomocí nosíkových nebo dokonale tuhých elementů, 4) plné modelování objemovými elementy

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 6 CÍL PRÁCE

Cílem této práce je analýza upínací konzoly metodou konečných prvků a odhad životnosti při cyklickém zatížení.

Cílem je vytvoření výpočetních modelů upínací konzole, které je možné použít pro analýzu svařovaných součástí. Dále výpočetní modely analyzovat a porovnat dle výsledků posunutí a napětí.

Dále bude proveden výpočet životnosti konzole na základě fiktivního provozního cyklu. Pro výpočet budou použity dvě metody dle doporučení IIW. Výsledky životnosti budou porovnány s požadovanou životností konzole a s dobou, po které došlo ke skutečnému poruše.

## 7 ÚVOD DO PROBLÉMU

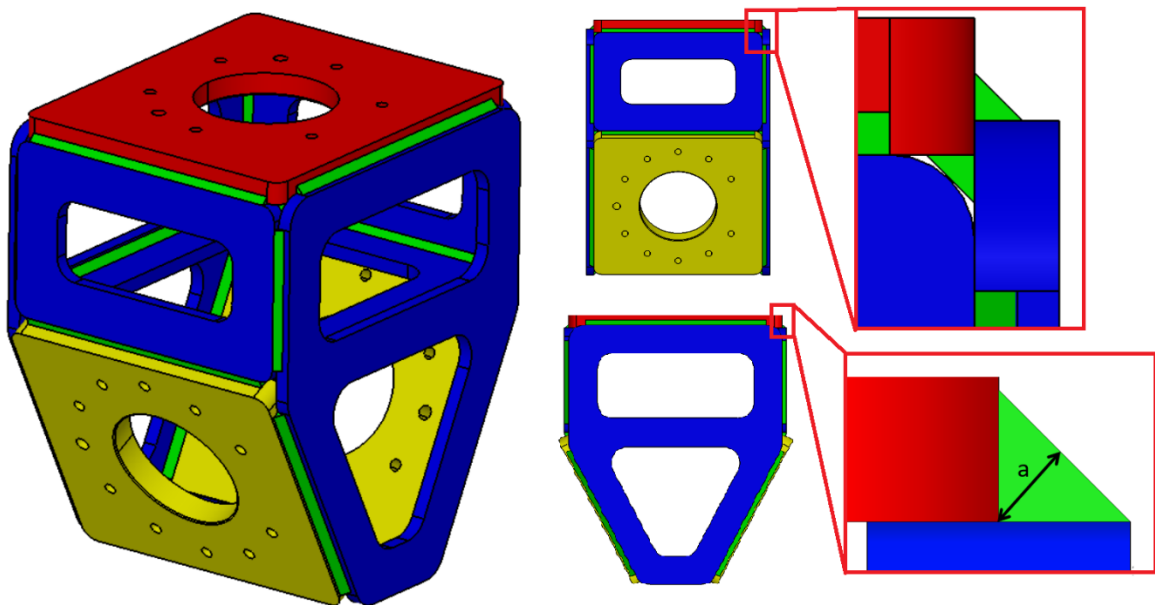
Před samotnou analýzou problému jsou definovány a popsány základní informace o upínací konzole, její konstrukci, použití a vlastnostech používaného robota.

### 7.1 Konstrukce konzole

Konstrukční návrh upínací konzole není součástí této práce. Upínací konzole byla navržena firmou SOLVETECH ENGINEERING s.r.o. [38]. Upínací konzole je složena z plechů, které jsou svařeny v jeden celek viz obr. 53. Plechy konzole jsou z oceli s označením dle Evropské normy S355J2. Svary jsou zhotoveny metodou TIG.

Tab. 6 Tloušťky jednotlivých plechů

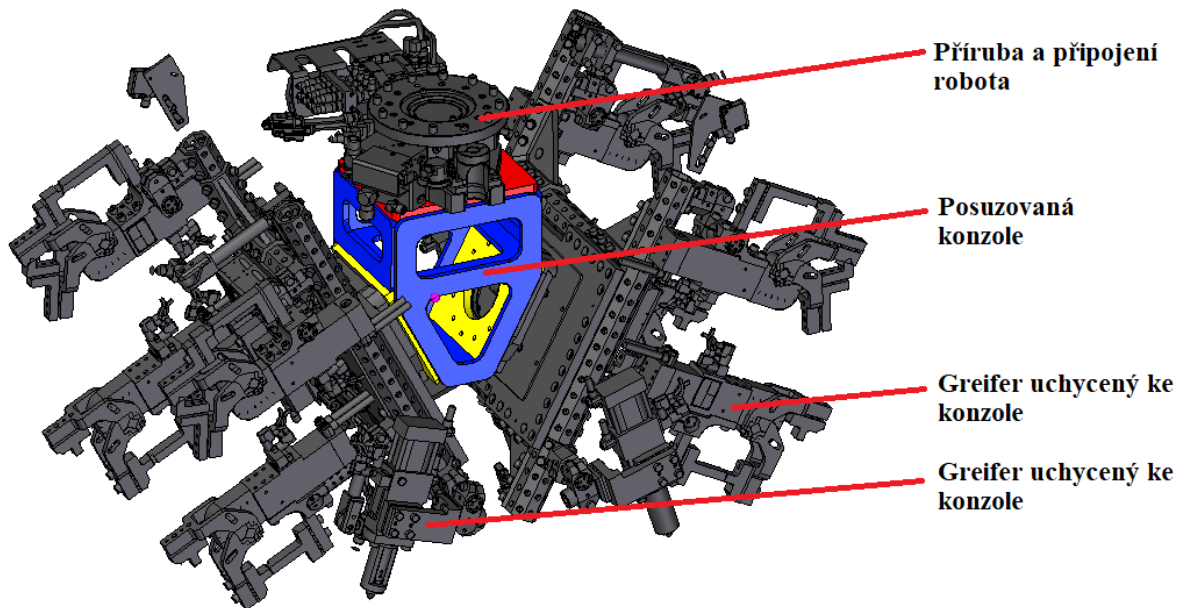
Entita	Rozměr [mm]
Tloušťka červeného plechu	16
Tloušťka modrého plechu	10
Tloušťka žlutého plechu	20
Efektivní rozměr svaru „a“	4



Obr. 55 Model konzole

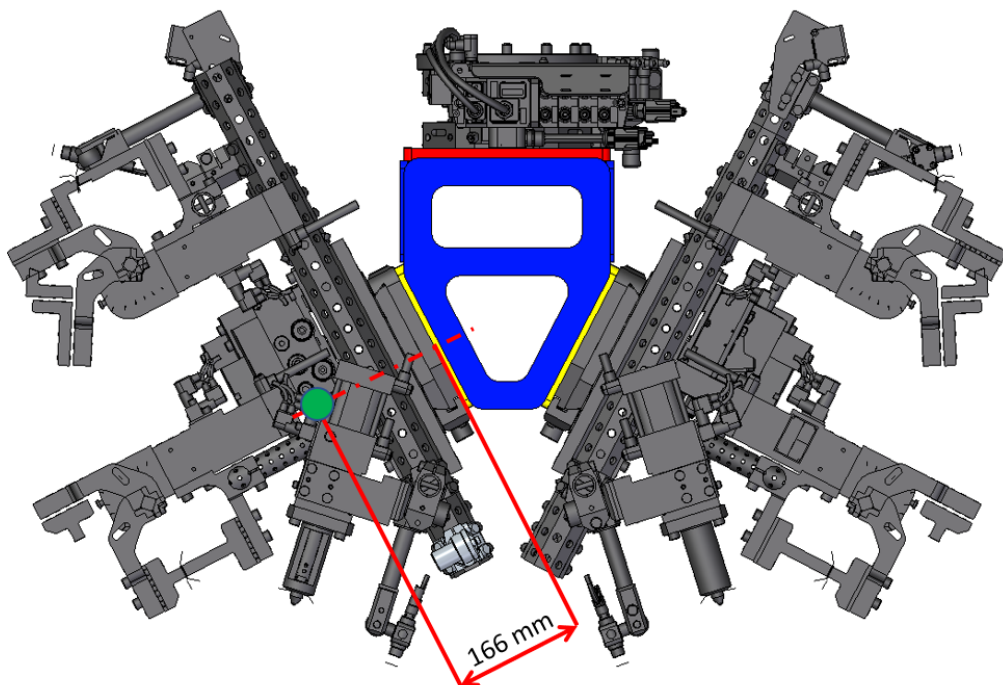
Celková sestava viz obr. 55 je složena dále ze dvou tzv. greiferů, funkčních částí, které slouží k uchycení kapoty. Greifery jsou upnuty ke žlutým plechům o tloušťce 20 mm. Poslední částí je příruba, která slouží k upnutí celé sestavy k robotickému ramenu.

Celá sestava slouží k manipulaci s kapotami mezi svařovacími stanicemi.



Obr. 56 Celková sestava

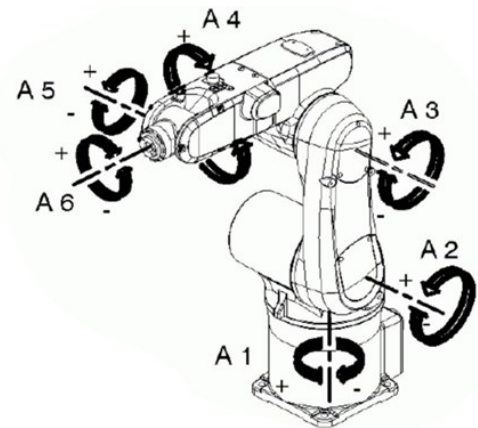
Celková hmotnost sestavy, kterou robot přenáší je 219 kg. Hmotnost jednoho graiferu včetně kapoty je 83 kg. Poloha těžiště graiferu včetně je zobrazena na obr. 55.



Obr. 57 Těžiště graiferu

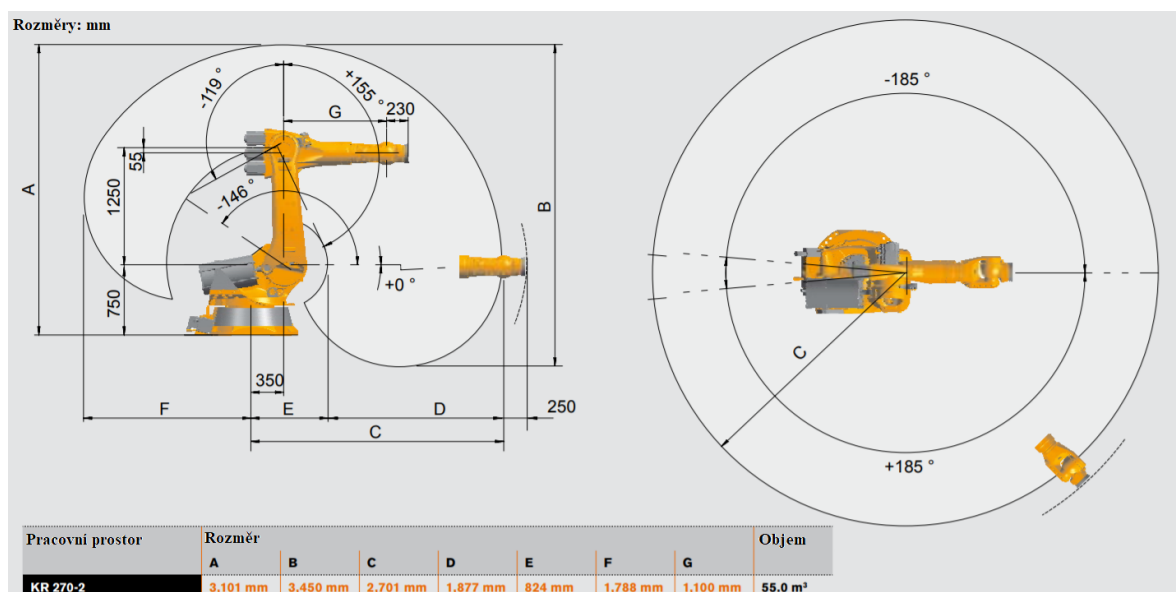
## 7.2 Specifikace robota

Upínací konzole je upnuta k robotickému ramenu od firmy Kuka s označením KR2000-2 KR 270-2. Jedná se o univerzální šestiosý robot s maximálním užitným zatížením 270 kg a maximálním dosahem 2700 mm kolem horizontální osy A1. Maximální rychlost kolem jednotlivých os je zobrazena na obr. 56.



Osa	Rozsah	Rychlost se zatížením 270 kg
Axis 1 (A1)	$\pm 185^\circ$	85°/s
Axis 2 (A2)	$0^\circ - 146^\circ$	79°/s
Axis 3 (A3)	$+155^\circ - 119^\circ$	77°/s
Axis 4 (A4)	$\pm 350^\circ$	100°/s
Axis 5 (A5)	$\pm 125^\circ$	100°/s
Axis 6 (A6)	$\pm 350^\circ$	156°/s

Obr. 58 Kuka Robot KR 270-2 a maximální rychlosti kolem jednotlivých os



Obr. 59 Rozměry pracovního prostoru

## 8 TVORBA VÝPOČETNÍCH MODELŮ

Bylo navrženo celkem 5 výpočetních modelů k porovnání na základě maximálního posunutí a napětí v okolí svarů. Byly navrženy dva modely objemové a tři modely zjednodušené – skořepinové, kde jednotlivé plechy a svary jsou nahrazeny plochami.

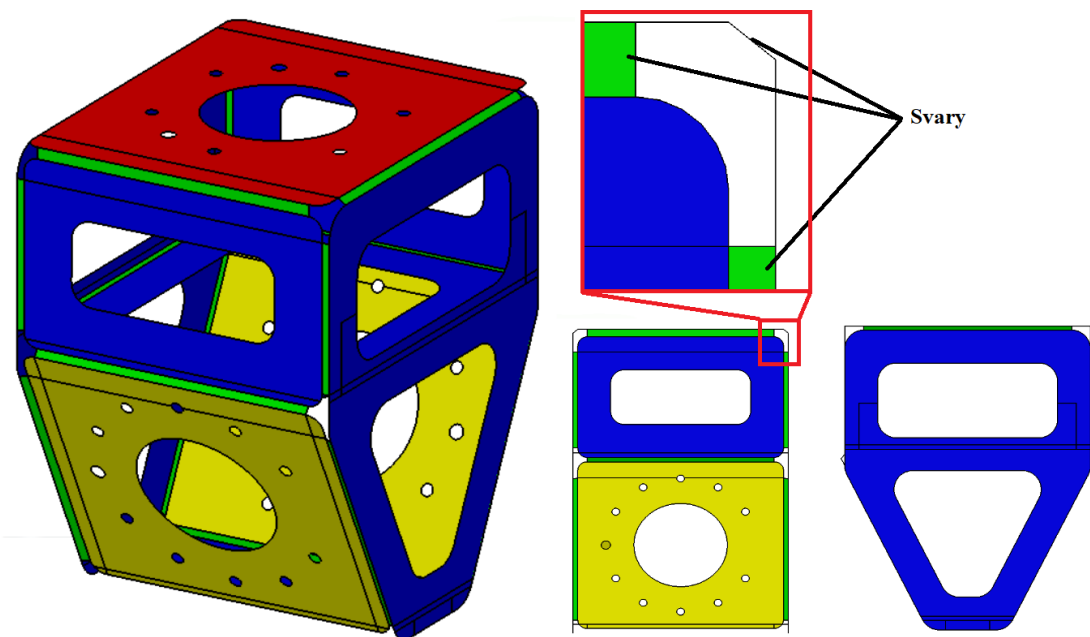
K vytvoření výpočetních modelů bylo zapotřebí nejprve vymodelovat vhodnou pomocnou geometrii. Celkem bylo zapotřebí vytvořit čtyři různé geometrie. Dvě objemové a dvě tvořené plochami, z toho jednu plošnou geometrii bylo možno použít pro vytvoření dvou výpočetních modelů.

Před samotnou přípravou geometrie je potřeba rozhodnout, které části sestavy je možno zjednodušit a které se musí modelovat v plném rozsahu. V tomto případě bylo u všech modelů vypuštěno plné modelování greiferů, které byly místo toho nahrazeny hmotným bodem v jejich těžišti.

### 8.1 Pomocná geometrie

Tvorba pomocné geometrie probíhala v CAD/CAE softwaru Catia V5, poté byla uložena ve formátu step a otevřena v CAD/CAE softwaru NX 12.0. Tato geometrie je podkladem pro vytvoření konečně prvkové sítě.

#### 8.1.1 Pomocná geometrie 1

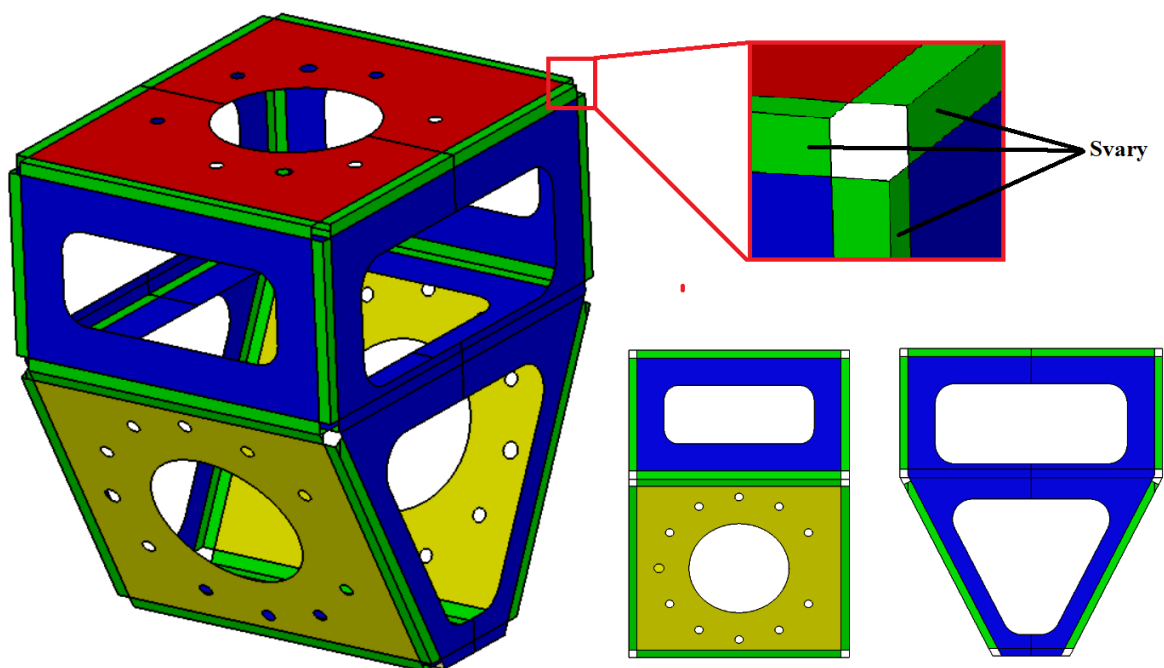


Obr. 60 Pomocná geometrie č.1 tvořená plochami

Pomocná geometrie č. 1 je tvořena plochami, je to zjednodušená geometrie. Plochy jsou vytvořeny jako střednice plechů. Svary jsou zde tvořeny také plochami. Geometrie je zobrazena na obr. 60. Tato geometrie byla použita pro vytvoření dvou výpočetních modelů. Tyto výpočetní modely

### 8.1.2 Pomocná geometrie 2

Pomocná geometrie č. 2 je tvořena plochami, je to zjednodušená geometrie. Tato geometrie je podobná geometrii č.1. Rozdíl mezi první a druhou geometrií je ten, že v případě druhé geometrie, nejsou plochy přesně střednicemi plechů. Plochy jsou vytvořeny tak, aby na sebe vzájemně navazovaly. Další rozdíl je ten, že u této geometrie jsou svary tvořeny vždy dvěma plochami, naproti tomu u geometrie č.1 jsou svary tvořeny jednou plochou. Geometrie č.2 je zobrazena na obr. 61.



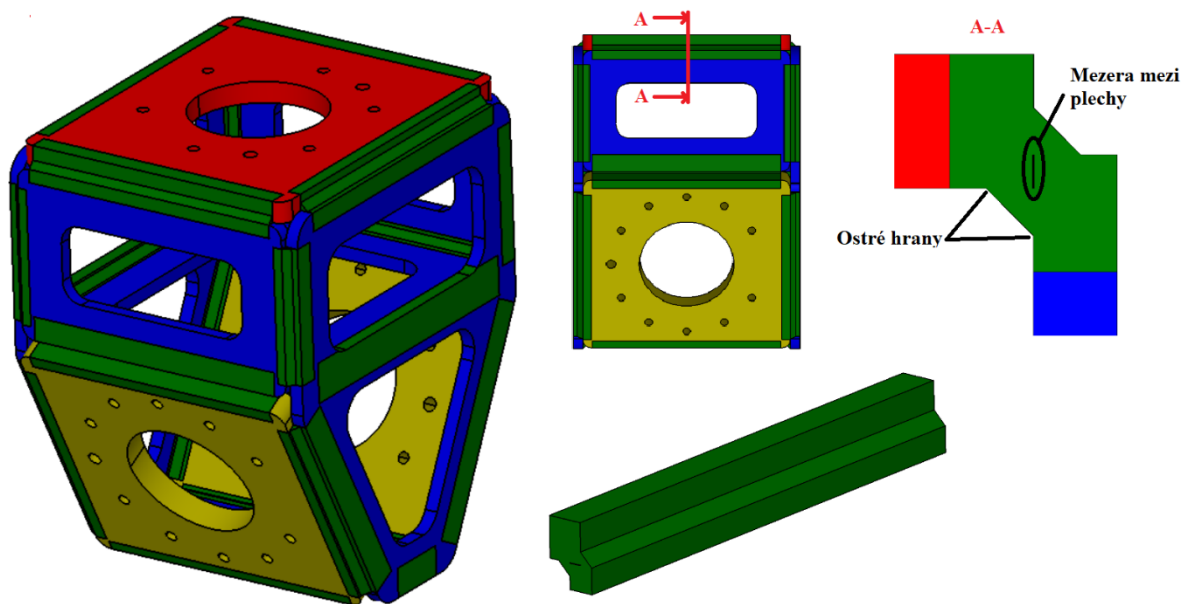
Obr. 61 Pomocná geometrie č.2 tvořená plochami

### 8.1.3 Pomocná geometrie 3

Třetí geometrie je tvořena objemovými tělesy. Svary nejsou tvořeny jako samostatné objemové těleso jako je vidět na obr. 62, ale jsou vytvořeny jako jedno těleso s částmi plechů, které jsou v daném místě spojeny. Takto vytvořené těleso umožňuje lepší kontrolu nad vytvořením konečně prvkové sítě v kritickém místě svaru. V místě dotyku jednotlivých plechů, jsou vytvořeny mezery tloušťky 0,5 mm, a to z důvodu, aby při tvorbě konečně prvkové sítě



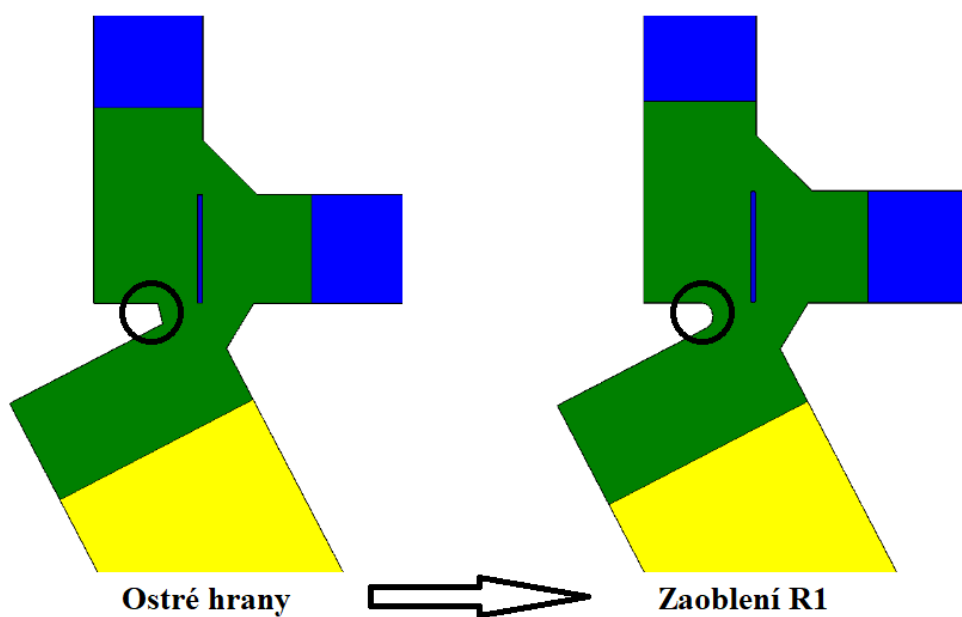
nevzniklo vzájemné propojení mezi plechy, ale jen propojení pomocí svarů. Paty svarů jsou v tomto případě vytvořeny s ostrou hranou.



Obr. 62 Pomocná geometrie č.3 tvořená objemovými tělesy a ostrými hranami v patách svarů

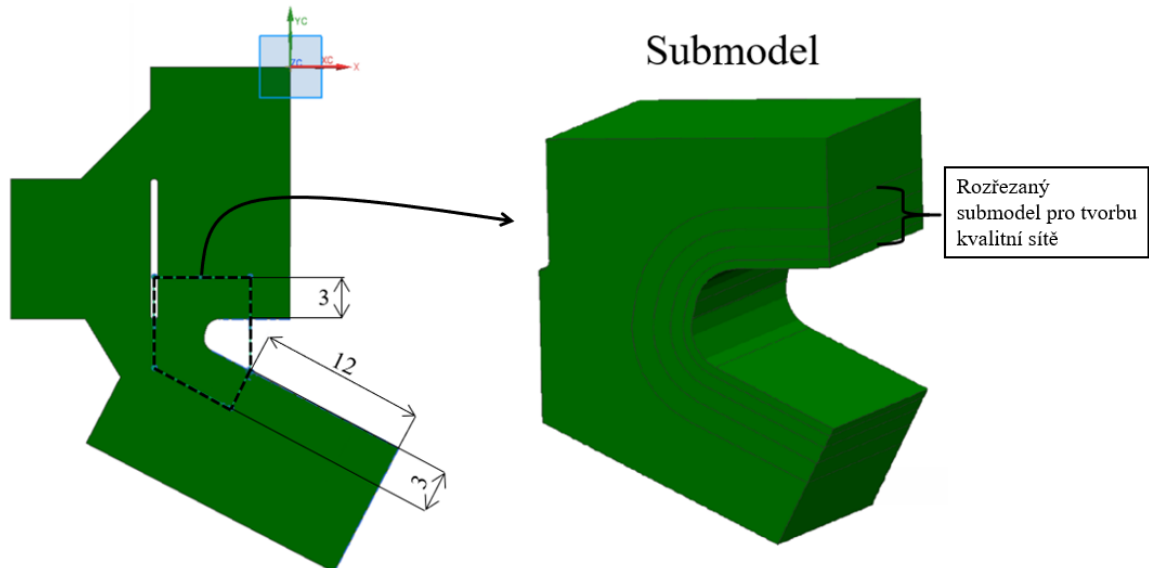
#### 8.1.4 Pomocná geometrie 4

Čtvrtá geometrie vit obr. 63 je téměř totožná s geometrií č. 3, rozdíl je pouze v místě svaru. V místě svaru je vytvořeno zaoblení o poloměru R1.



Obr. 63 Pomocná geometrie č.4 tvořená objemovými tělesy a zaoblením R1 v patě svaru

Dále byl vytvořen submodel kritického místa viz obr.64. Díky zaoblení je možné nalézt maximální napětí v kritickém místě a to vyžaduje hustou síť. Submodel lze řešit samostatně a to zmenšuje výpočetní čas.



Obr. 64 Submodel v kritickém místě

## 8.2 Výpočetní modely

V této kapitole jsou popsány jednotlivé výpočetní modely, které jsou použity při analýze upínací konzole.

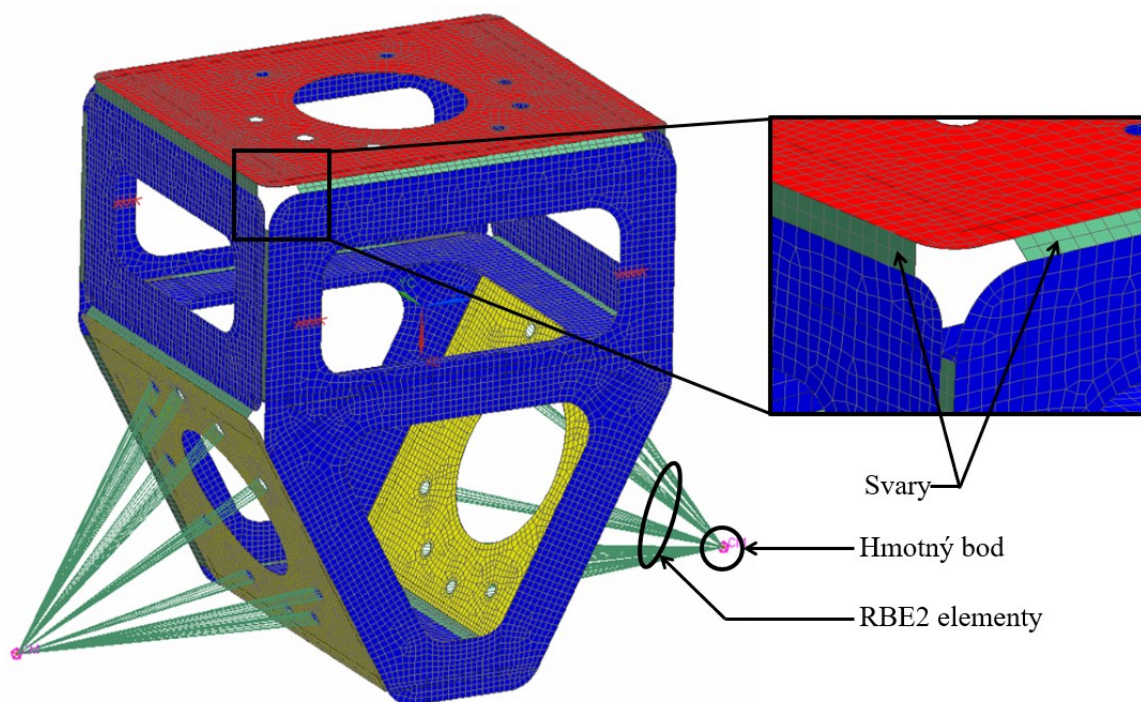
Greifer je u všech výpočetních modelů zjednodušen stejným způsobem. Greifer je reprezentován hmotným bodem, který je propojen s dírami, ke kterým je greifer upínán. Výpočetní modely se liší použitými elementy, které tvoří jednotlivé plechy a svarové spoje.

### 8.2.1 Skořepinový model

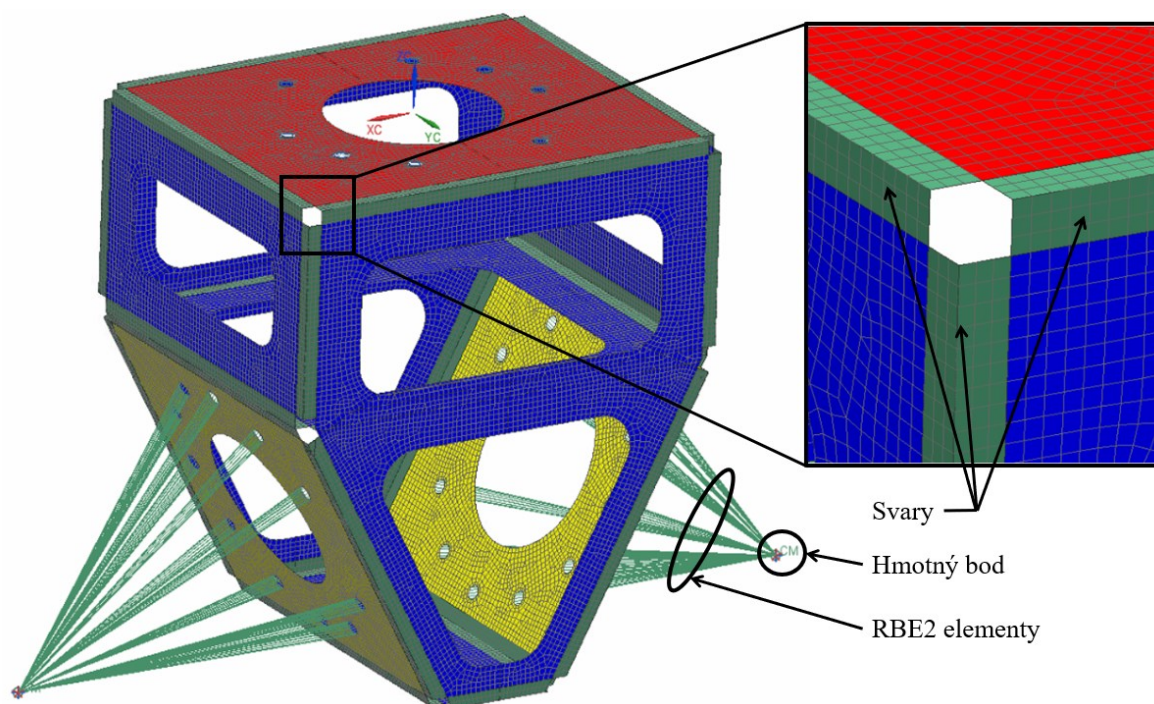
Výpočetní modely, ve kterých jsou svary reprezentovány skořepinovými elementy jsou ve dvou variantách viz obr. 65 a obr. 66.

U obou výpočetních modelů je síť tvořena převážně čtyř uzlovými skořepinovými elementy a částečně také tří uzlovými skořepinovými elementy. Průměrná velikost elementů byla zvolena 3 mm. Byla použita metoda síťování Paver.

Hmotné body, které reprezentují greifery jsou s konzolou propojeny pomocí dokonale tuhých RBE2 elementů.



Obr. 65 Skořepinový výpočetní model 1

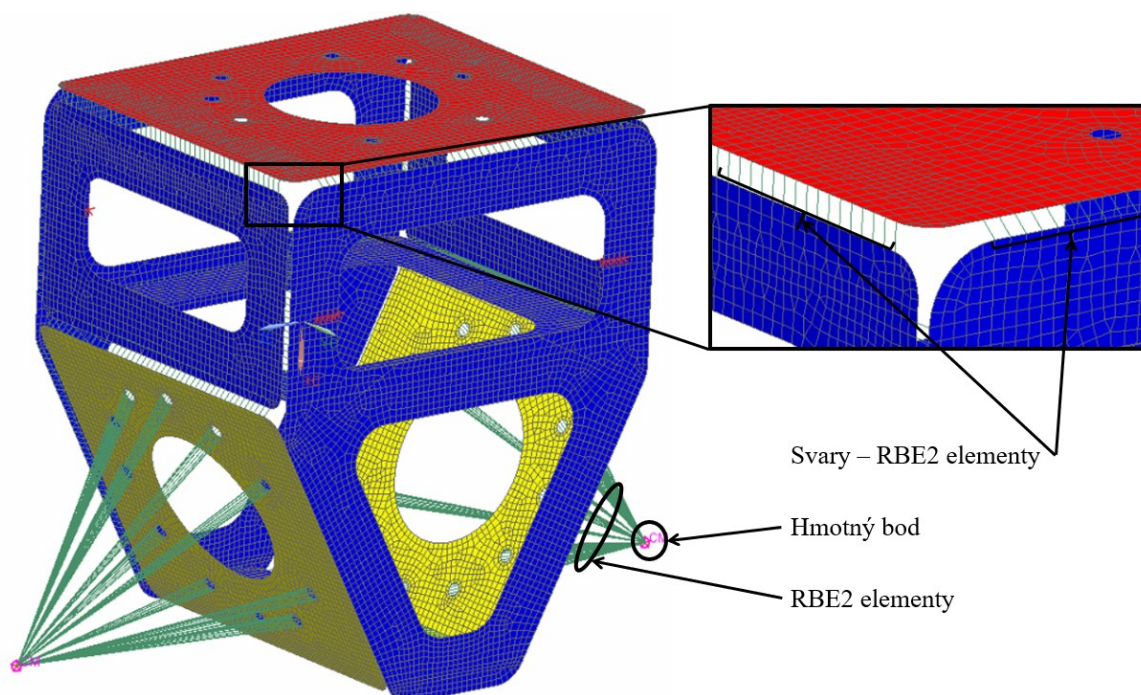


Obr. 66 Skořepinový výpočetní model 2

### 8.2.2 Model s RBE2 elementy

V tomto výpočetním modelu jsou svary tvořeny dokonale tuhými RBE2 elementy. Na každé hraně sousedních plechů je vytvořen stejný počet elementů a sousední uzly jsou poté propojeny pomocí RBE2 elementů.

Síť výpočetního modelu je tvořena převážně čtyř uzlovými skořepinovými elementy a částečně tří uzlovými skořepinovými elementy. Průměrná velikost elementů byla zvolena 3 mm. Byla použita metoda síťování Paver.



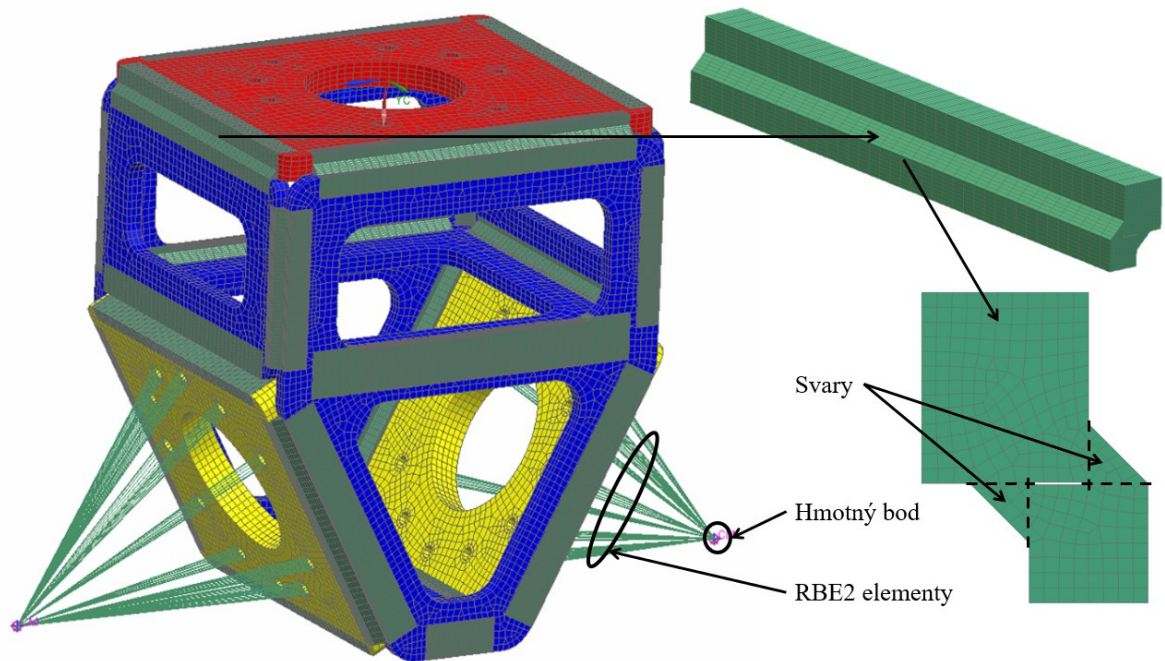
Obr. 67 Výpočetní model s RBE2 elementy

### 8.2.3 Objemové modely

V těchto výpočetních modelech jsou svary a plechy tvořeny objemovými elementy. Greifery jsou zjednodušeny na hmotné body, které jsou s konzolami propojeny pomocí dokonale tuhých RBE2 elementů.

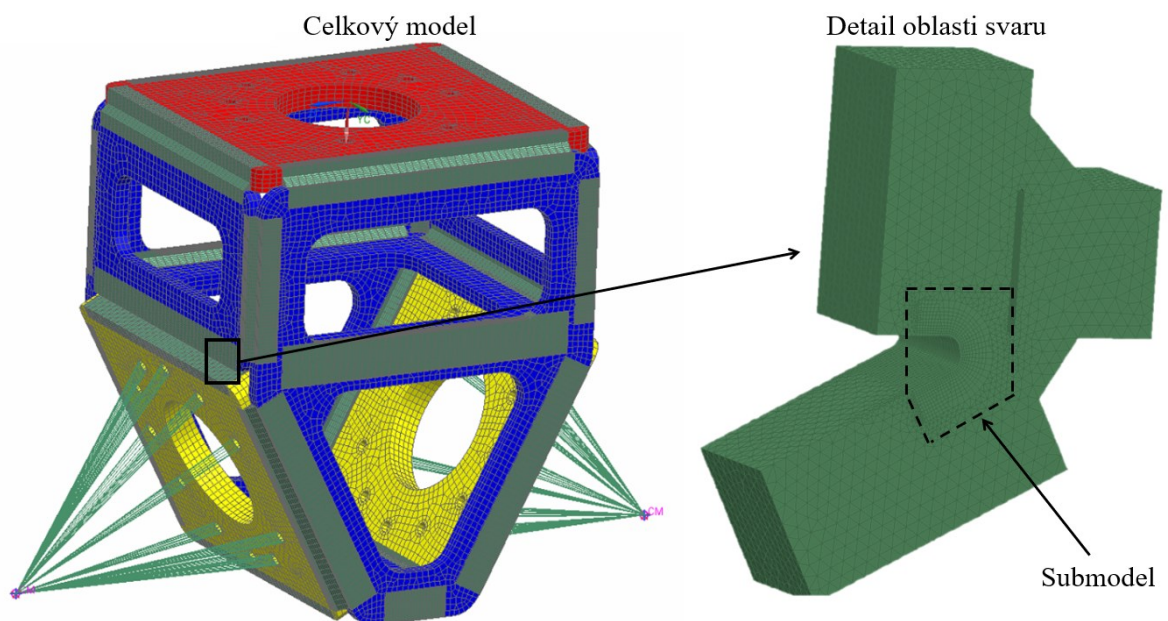
Ve výpočetním modelu s ostrými hranami viz obr. 68 jsou plechy i svary tvořeny osmiuzlovými elementy Hex8. K vytvoření sítě byla použita metoda tažení (Swept mesh). Velikost elementů sítě byla pro všechny části modelu zvolena automaticky, protože u tohoto modelu není potřeba husté sítě. Po vysíťování byla použita funkce sjednocení sítí (Mesh Mating) jednotlivých těles, které na sebe navazují, aby nemuselo být použito funkce lepení ploch. Při použití lepení vykazují tělesa větší tuhost než v případě sjednocených sítí. Na tuto skutečnost

upozorňuje i samotný program při spuštění výpočtu hláškou: elementy sjednoceny lepením můžou vykazovat velkou tuhost.



Obr. 68 Objemový výpočetní model s ostrými hranami

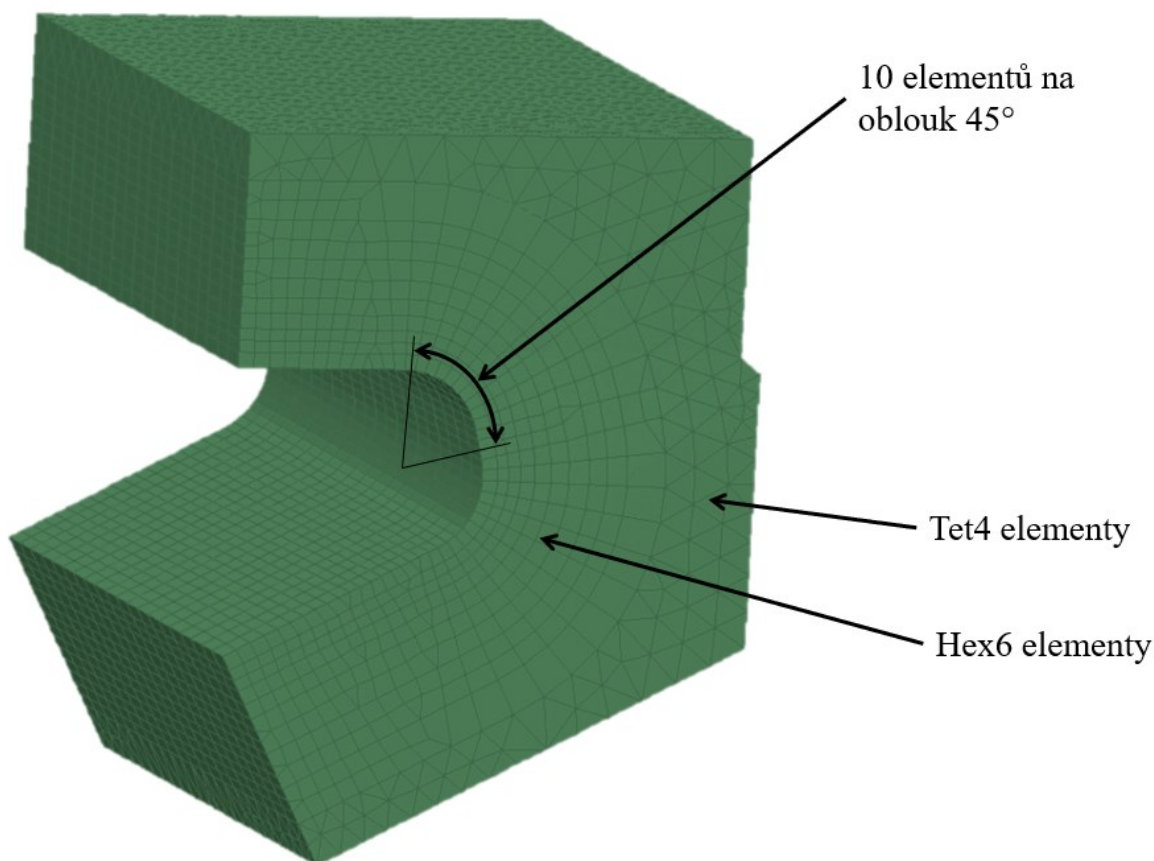
Objemový model se zaoblením v kritickém místě viz obr. 69 je také tvořen osmiuzlovými elementy Hex8, výjimku tvoří část geometrie navazující na submodel kritického místa, která je tvořena čtyřuzlovými elementy Tet4.



Obr. 69 Objemový výpočetní model se zaoblením v kritickém místě

Sítě plechů i geometrií se svary byly vytvořeny metodou tažení (Swept mesh) s automaticky zvolenou velikostí elementů. Výjimku tvoří geometrie, které propojují žlutý a modrý plech viz obr.69. V této geometrii je vytvořen submodel kritické oblasti. Submodel je tvořen osmiuzlovými elementy Hex8 vytvořenými metodou tažení (Swept Mesh). Okolní síť je vytvořena pomocí čtyřuzlových elementů Tet4, které umožňují jednoduché sjednocení sítí.

Submodel je vytvořen zrovna při řešení celkové geometrie s poměrně hrubou sítí, tak aby výpočet proběhl v krátkém čase. Po provedení výpočtu jsou známy posunutí jednotlivých uzlů elementů, které tvoří výpočetní model. Pro další analýzu jsou uloženy posunutí uzlů pouze v oblasti vytvořeného submodelu. Poté je možné provést výpočet na samotném submodelu s výrazně jemnější sítí a tím nalézt konvergující hodnotu napětí.

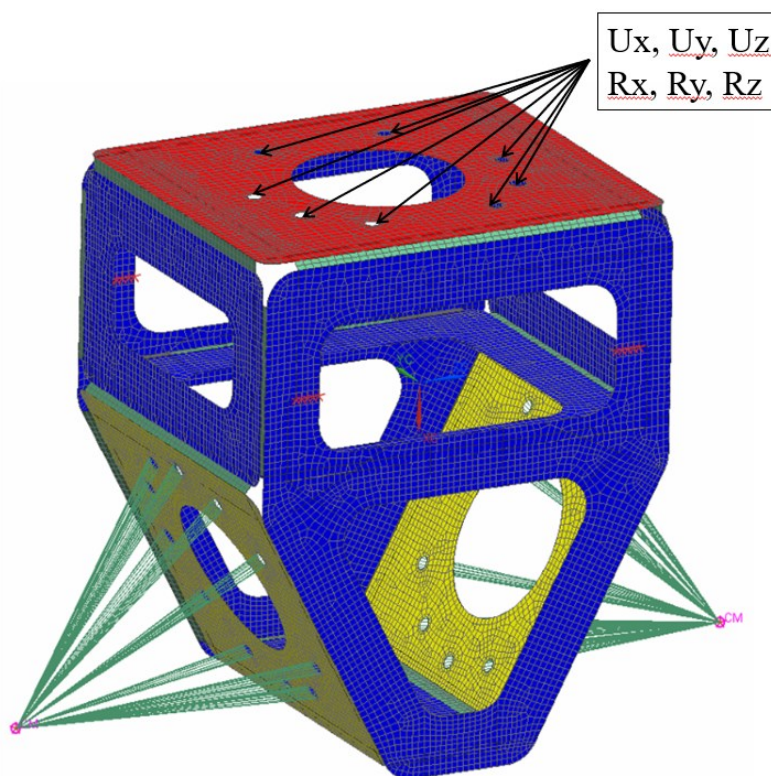


Obr. 70 Detail submodelu kritického místa

### 8.3 Okrajové podmínky a zatížení

Okrajové podmínky jsou pro všechny výpočetní modely totožné. Bylo odebráno všech šest stupňů volnosti v 8 dírách v červeném plechu viz obr.71. Přes tyto díry je konzole upnuta k přírubě.

Pro definici zatížení byl zvolen jednoduchý zatěžující cyklus. Tento cyklus se skládá celkem z 16 jednoduchých pohybů. Jelikož nejsou známa maximální úhlová zrychlení kolem jednotlivých os, jsou použity pouze maximální úhlové rychlosti kolem jednotlivých os s největším možným poloměrem rotace. Pro lineární pohyby nejsou udávány žádné hodnoty rychlosti. V tomto případě bude uvažováno maximální zrychlení  $a = 10 \text{ ms}^{-2}$ . Předpokládá se, že u každého rotačního pohybu bude dosaženo maximální úhlové rychlosti a u každého přímočarého pohybu maximálního zrychlení.

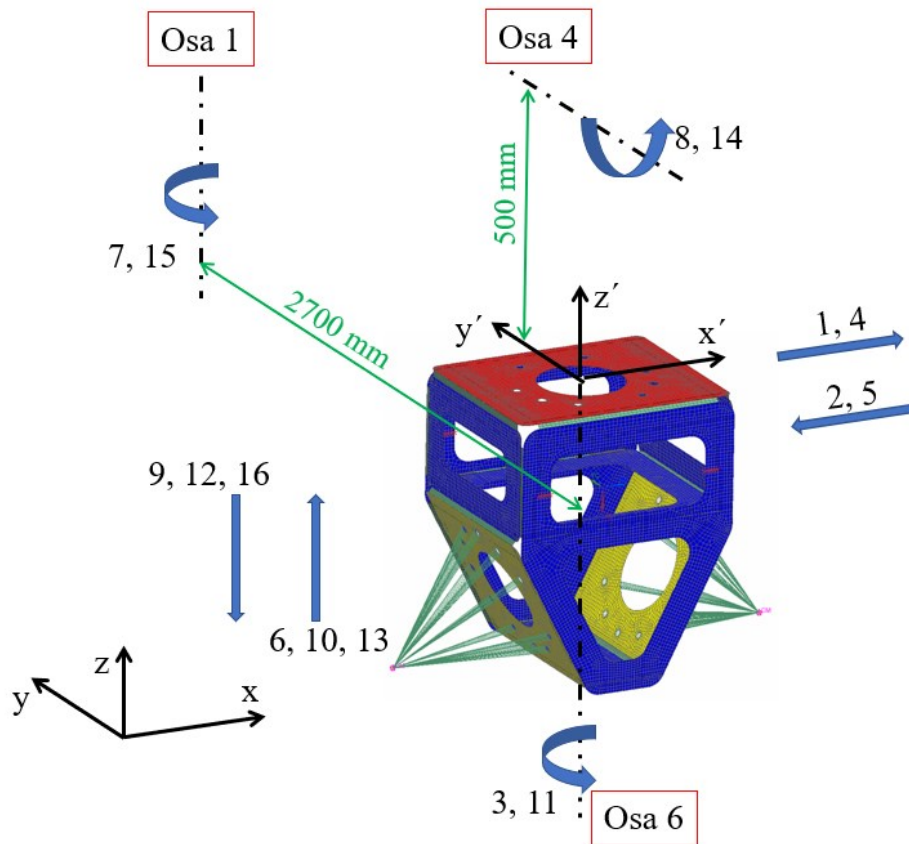


Obr. 71 Definice okrajových podmínek

Konzole přepravuje 2 kapoty automobilu najednou, ale uvažován je také pohyb bez kapot (pohyby mezi položením poslední kapoty do nabrání nové kapoty) a pohyb s jednou kapotou.

Jednotlivé pohyby jsou schematicky zobrazeny na obr. 72 a popsány v tabulce 7. Myšlený cyklus začíná přímočarým pohybem č.1 v ose x bez kapot k pomyslnému zásobníku s kapotami. Poté následuje zpětný přímočarý pohyb s jednou kapotou, otočení o  $180^\circ$  kolem osy 6 a další přímočarý pohyb v ose x pro druhou kapotu. Po nabrání druhé kapoty se konzole pohybuje přímočarým pohybem v ose x do počáteční pozice. Poté následuje přímočarý pohyb nahoru v ose z a otočení kolem osy 1 o  $180^\circ$  nad druhý zásobník. Konzole se otočí o  $90^\circ$  kolem osy 4 a sjede dolů v ose z, pustí kapotu, následuje pohyb nahoru v ose z a otočení o

90° kolem osy 6. Konzole opět sjede dolů a pustí kapotu. Poté se konzole pohybem nahoru v ose z, rotací kolem osy 1 o 180° a pohybem dolů v ose z vrací do počáteční pozice.



Obr. 72 Schematické znázornění pohybů, které tvoří jeden cyklus

Tab. 7 Popis pohybů schematicky zobrazených v obr. 72

Pohyb	Popis
1	Přímočarý pohyb ve směru osy x, bez kapot
2	Přímočarý pohyb ve směru osy x, s jednou kapotou
3	Rotace kolem osy 6 o 180° s jednou kapotou
4	Přímočarý pohyb ve směru osy x, s jednou kapotou
5	Přímočarý pohyb ve směru osy x, se dvěma kapotami
6	Přímočarý pohyb ve směru osy z, se dvěma kapotami
7	Rotace kolem osy 1 o 180° se dvěma kapotami
8	Rotace kolem osy 4 o 90° se dvěma kapotami
9	Přímočarý pohyb ve směru osy z, se dvěma kapotami
10	Přímočarý pohyb ve směru osy z, s jednou kapotou
11	Rotace kolem osy 6 o 180° s jednou kapotou
12	Přímočarý pohyb ve směru osy z, s jednou kapotou
13	Přímočarý pohyb ve směru osy z, bez kapot
14	Rotace kolem osy 4 o 90° bez kapot
15	Rotace kolem osy 1 o 180° bez kapot
16	Přímočarý pohyb ve směru osy z, bez kapot



## 8.4 Materiál

Při analýze se předpokládá, že nedojde k překročení meze kluzu a nebude tak dosaženo mezního stavu napjatosti. Celý výpočetní model je uvažován z homogenního izotropního materiálu. Předpokládají se stejné vlastnosti plechu a tepelně ovlivněných oblastí v místě svaru. Zanedbávají se možná zbytková napětí a deformace po svařování. Pro použitý materiál S355 J2, dle ČSN 11 523 jsou použity tyto konstanty:

- Modul pružnosti  $E = 210\,000$  MPa
- Poissonův poměr  $\nu = 0,3$
- Zaručená mez kluzu  $R_e = 275$  MPa

## 8.5 Volba analýzy

Pro analýzu upínací konzole byla zvolena lineárně statická analýza. Zvolením lineárně statické analýzy se bere v potaz několik předpokladů:

- Závislost mezi aplikovanou silou a odezvou materiálu je lineární
- Napětí se pohybuje pod mezí kluzu a je přímo úměrné deformaci
- Je zanedbán vliv setrvačných sil
- Okrajové podmínky a aplikovaná síla se v čase nemění

## 8.6 Zvolený software

Analýza byla provedena v programu NX 12 společnosti Siemens. NX je CAD/CAM/CAE program, který podporuje konstrukční a výrobní činnost. Umožňuje provádět návrhy, výpočty, simulace, modelování dílů a sestav, tvorbu výkresové dokumentace, programování obrábění apod.

Program NX 12 je vybaven řešičem NX Nastran. Řešič NX Nastran umožňuje výpočet lineárních, nelineárních a dynamických problémů.

V tomto případě program NX 12 slouží jako pre-processor a post-processor a NX Nastran jako řešič.

## 9 VÝSLEDKY A DISKUZE

V této kapitole jsou popsány výsledky lineárně statické analýzy jednotlivých výpočetních modelů. Lineárně statická analýza byla u všech modelů provedena pro zatížení pohybem 5-9 viz kapitola zatížení.

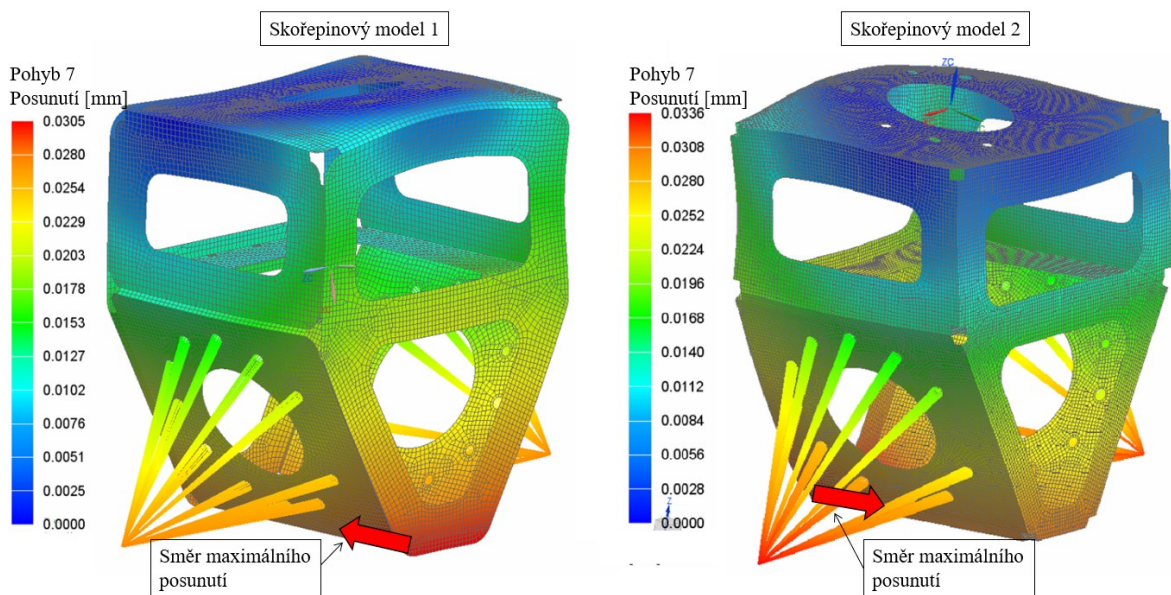
Analýza zatížení při pohybech 1-16 byla provedena pouze pro dva výpočetní modely. Výsledná napětí byla použita pro odhad životnosti konzole při tomto cyklu.

### 9.1 Výsledky napětí a posunutí

V této kapitole jsou popsány a porovnány výsledky jednotlivých výpočetních modelů. Jednotlivé modely jsou porovnány na základě výsledných napětí a posunutí. Analýza byla provedena pro pohyby 5-9 viz kapitola zatížení.

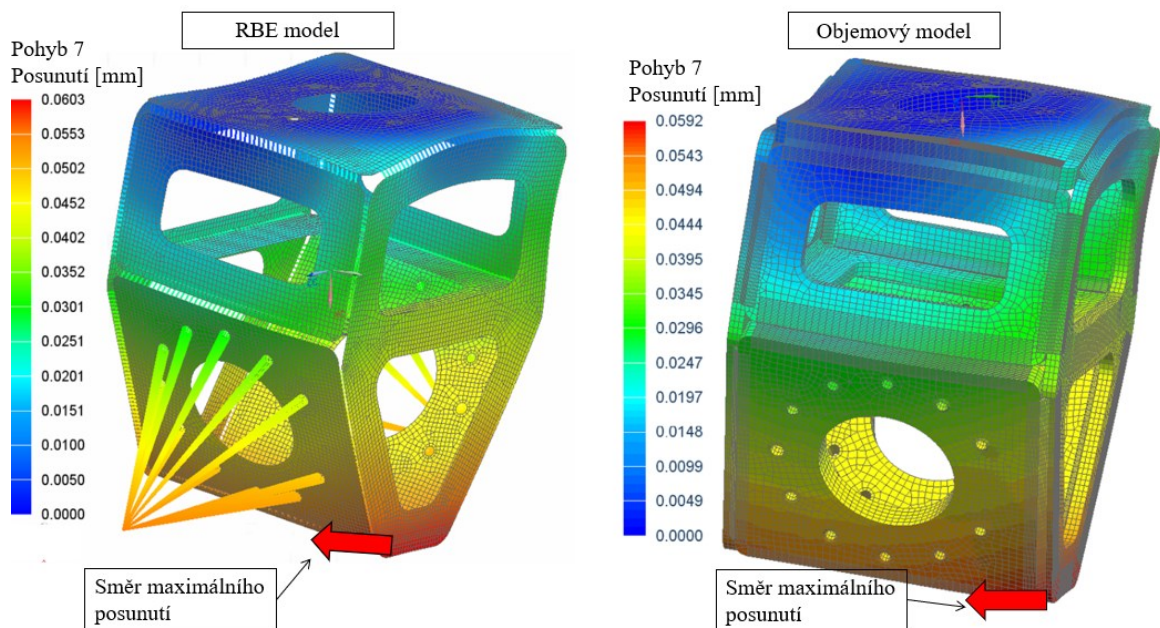
#### 9.1.1 Posunutí

Výsledky posunutí jsou u všech modelů hodnoceny pro pohyb č. 5-9. Na obr. 73 a 74 jsou zobrazeny výsledky jednotlivých modelů pro pohyb 7 – rotaci kolem první osy robota rychlostí 85°/s. Při tomto pohybu vzniká odstředivá síla, která vychyluje konzoli od osy rotace. To je možno pozorovat na spodní části konzole. Výsledky zbývajících zatížení jsou shrnuty v tab. 8 a grafu na obr. 75.



Obr. 73 Maximální posunutí - skořepinový model 1 a 2 - pohyb 7

Výsledky objemových modelů jsou totožné a jsou proto uvedeny jako jeden model.



Obr. 74 Maximální posunutí – RBE model a objemový model - pohyb 7

Tab. 8 Maximální posunutí jednotlivých modelů

	Maximální posunutí [ $10^{-2}$ mm]				
	Pohyb 5	Pohyb 6	Pohyb 7	Pohyb 8	Pohyb 9
Skořepinový model 1	2,85	1,08	3,05	0,66	0,54
Skořepinový model 2	3,78	1,44	3,36	0,88	0,72
RBE model	2,27	2,16	6,03	1,32	1,13
Objemový model	4,52	2,24	5,92	1,25	1,12

Z výsledků maximálních posunutí shrnutých v tab. 8 a vykreslených v grafu na obr. 75 lze říci, že konzole se příliš nedeformuje, posunutí jsou malá a lze konstatovat, že konzole je z tohoto hlediska navržena dobře.

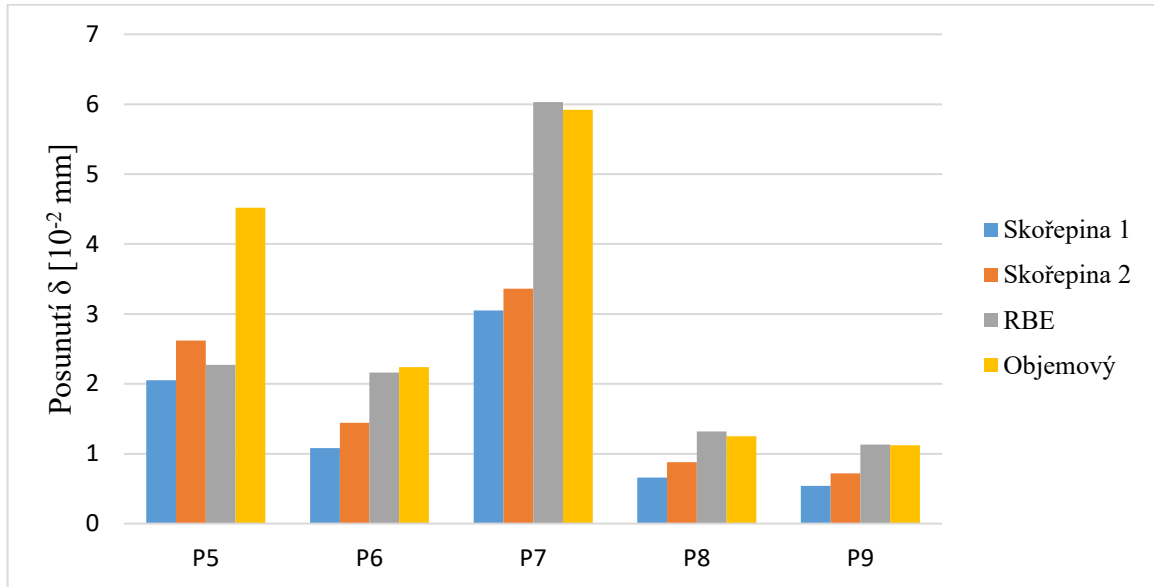
Zjednodušené modely, ve kterých jsou svary tvořeny skořepinovými prvky, vykazují větší tuhost, protože dochází k menším posunutím v porovnání s objemovým modelem.

Nejmenší posunutí a z toho plynoucí největší tuhost ve všech případech zatížení vykazuje skořepinový model č.1. Druhé nejmenší posunutí lze ve 4 z 5 případů zatížení pozorovat u skořepinového modelu č.2.

K největším posunutím dochází u modelu s RBE elementy a objemovými elementy. Pouze v případě v případě pohybu č.5 vykazuje model s RBE elementy menší posunutí v porovnání

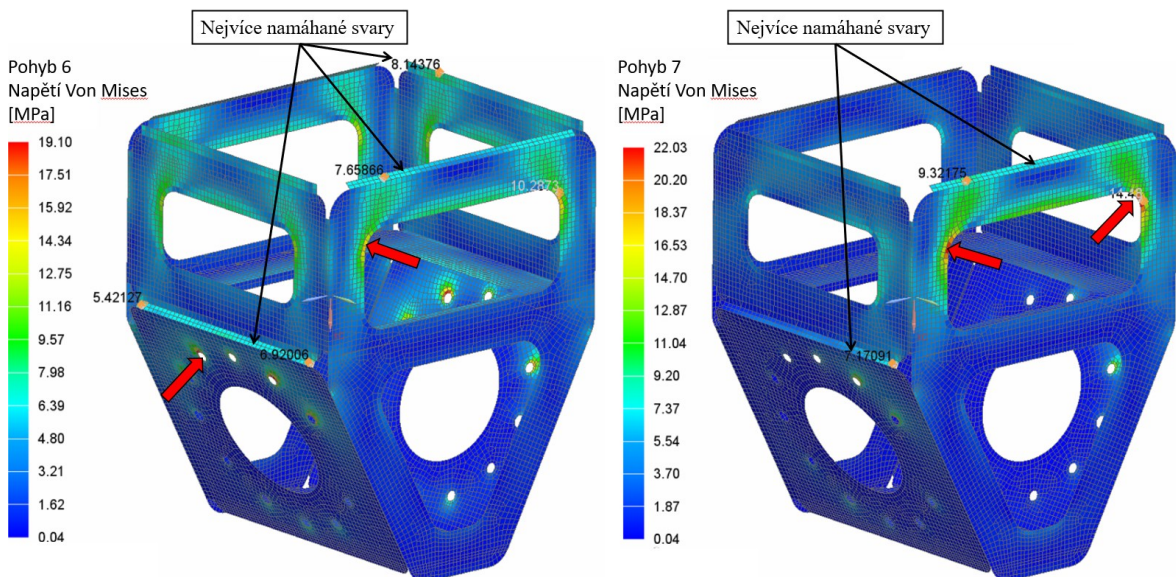
s objemovým modelem, a to o cca 50 %. Ve zbylých případech jsou posunutí přibližně na stejných hodnotách.

Objemový model a RBE model poskytují konzervativnější výsledky v porovnání se skořepinovými modely.



Obr. 75 Graf maximálních posunutí jednotlivých modelů dle zatížení

### 9.1.2 Napětí

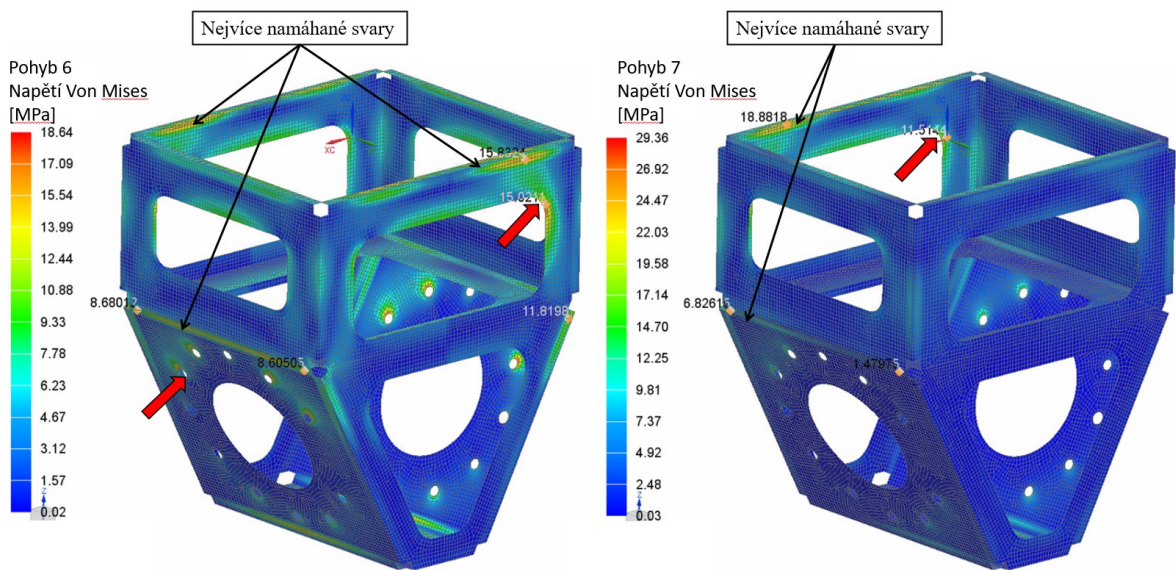


Obr. 76 Napětí Von Mises – skořepinový model 1 – pohyb 6 a 7

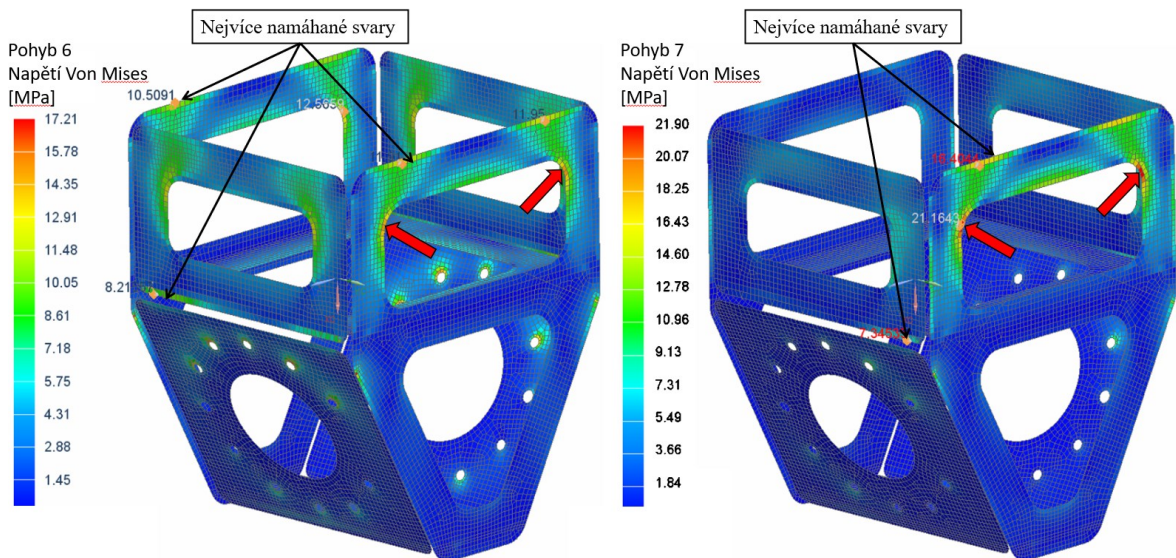
Při skutečném pohybu robota se může napětí v kritických místech, tj. místech blízko svarů různě měnit. Cílem je posoudit místa, ve kterých vzniká největší napětí a nalézt místa v okolí

svarů, ve kterých se v průměru nejvíce koncentruje napětí. Tyto místa budou poté použita při výpočtu životnosti konzole. V tomto případě jsou analyzovány 4 případy zatížení, a to pohyb 5-8.

Na obr. 76–79 jsou zobrazeny pro každý výpočetní model výsledky napětí pro dva případy zatížení. Na každém z nich jsou vyznačeny červenými šipkami místa mimo oblast svaru, ve kterých vzniká největší napětí. K největší koncentraci napětí dochází v zaobleních bočních plechů.

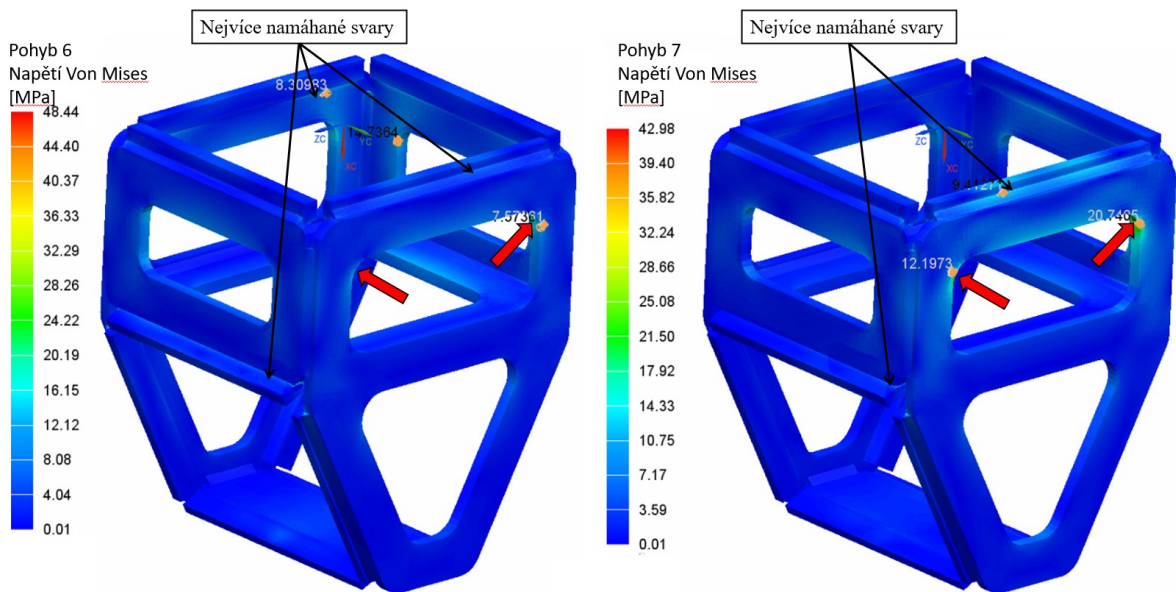


Obr. 77 Napětí Von Mises – skořepinový model 2 – pohyb 6 a 7



Obr. 78 Napětí Von Mises – RBE model – pohyb 6 a 7

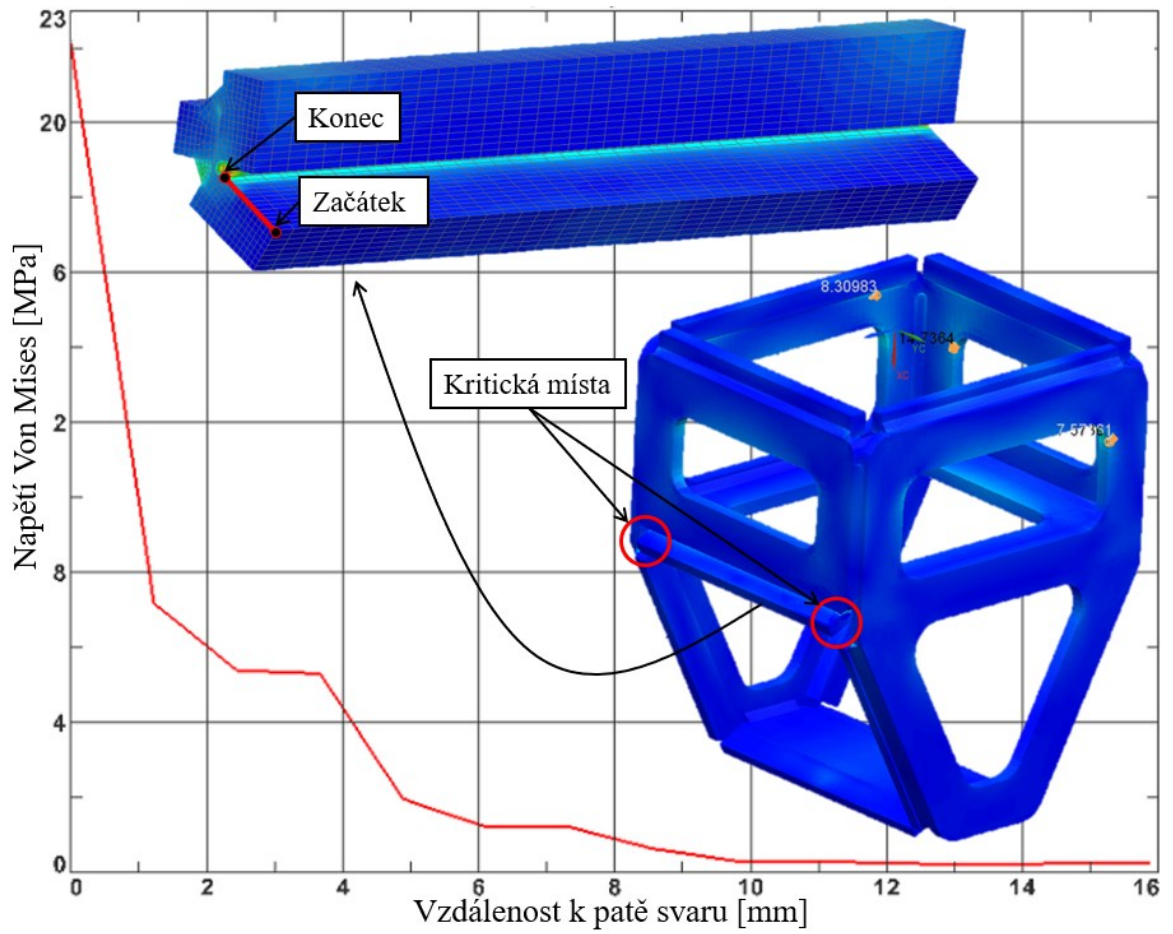
Z výsledků napětí pro pohyb 6 a 7 viz obr. 76–79 lze vidět, že v těchto případech jsou nejvíce namáhány vrchní svary a svar spojující šikmý a boční plech (na obrázcích vyznačené černými šipkami). Tyto svary jsou nejvíce namáhány i v dalších případech zatížení, které zde nejsou zobrazeny. Pro další vyhodnocení jsem zvolil pouze jeden svar, který bude dále analyzován. Pro další vyhodnocení byl zvolen svar, který spojuje šikmý a boční plech viz obr. 80.



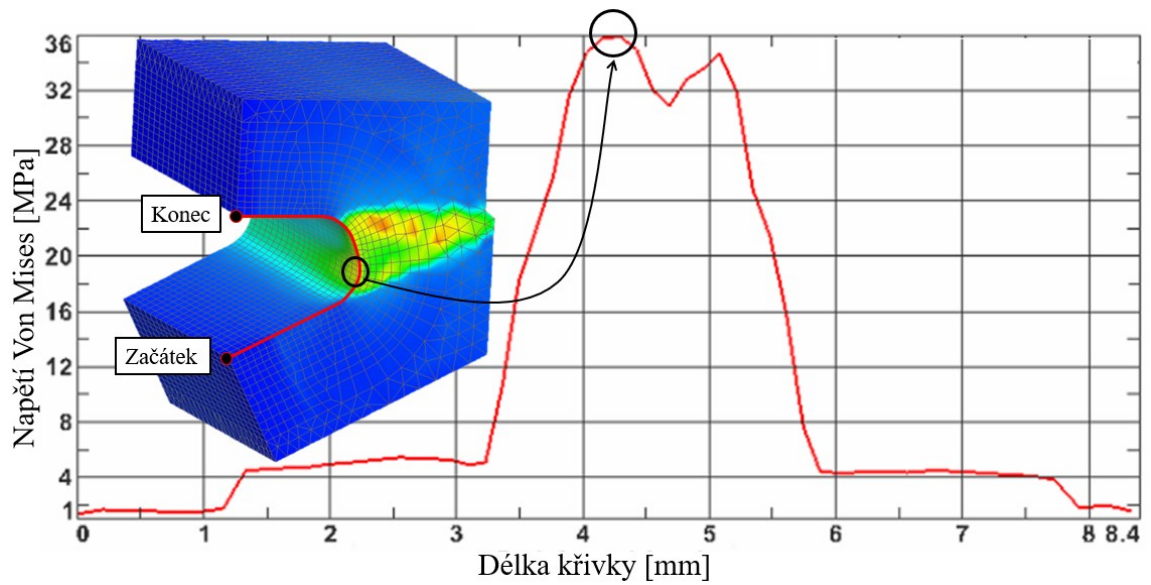
Obr. 79 Napětí Von Mises – objemový model – pohyb 6 a 7

U zjednodušených modelů lze napětí ve zvoleném svaru jednoduše odečíst, ale u objemového modelu viz obr. 79 lze pozorovat, že většina modelu je modrá (nízké napětí) a je potřeba zvolená místa analyzovat podrobněji.

Ve zvoleném svaru dochází k největší koncentraci napětí na koncích svaru viz obr. 80. U objemového modelu byly odečteny hodnoty maximálních napětí z grafů viz obr. 80 a obr. 81. Na obr. 80 je zobrazen graf s maximálním napětím, které se koncentruje v nezaoblené patě svaru a na obr. 81 je zobrazen graf s maximálním napětím se zaoblenými hranami v patě svaru. Tímto způsobem byly zjištěny maximální hodnoty napětí objemových modelů pro všechny případy zatížení.

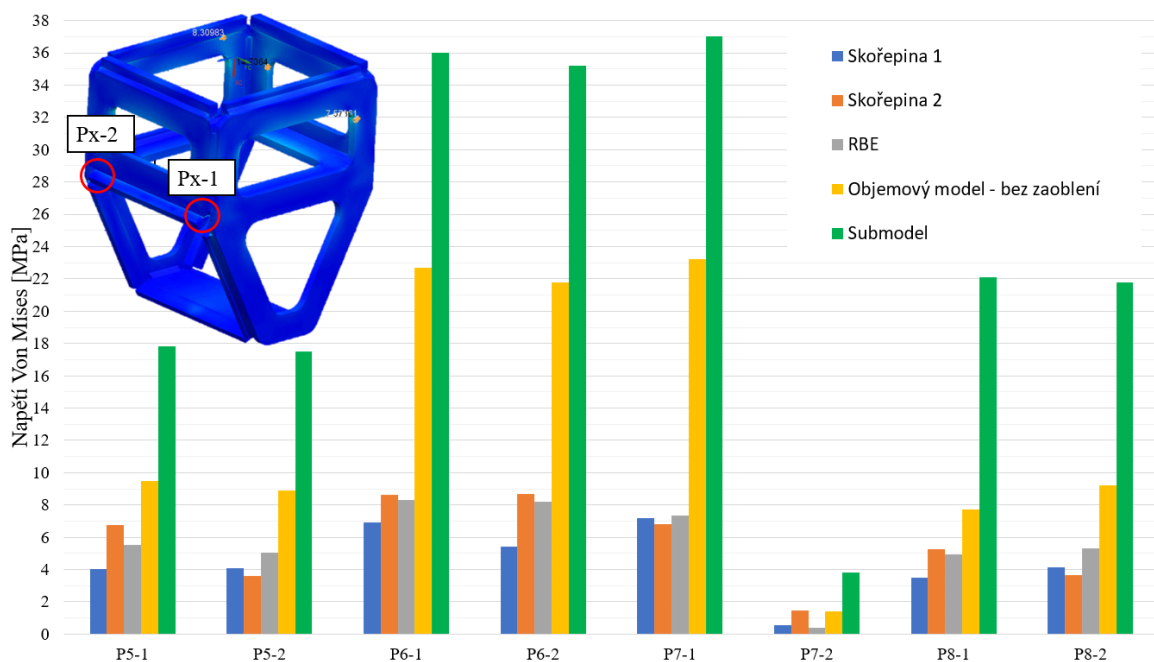


Obr. 80 Graf závislosti VM napětí na vzdálenosti k patě svaru – objemový model s ostrou hranou v patě svaru – pohyb 6



Obr. 81 Graf závislosti VM napětí na délce křivky – submodel – pohyb 6

Výsledky napětí odečtené v kritických místech viz obr. 80, zjištěné pro jednotlivé výpočetní modely, jsou vyneseny do grafu na obr. 82. Z grafu je zřejmé, že u zjednodušených výpočetních modelů jsou výsledná napětí nižší než u objemového modelu. Při porovnání s mezí kluzu materiálu jsou zjednodušené výpočetní modely méně konzervativní, protože vykazují větší koeficient bezpečnosti než objemový model.



Obr. 82 Graf závislosti VM napětí v kritických místech vybraného svaru – porovnání hodnot napětí jednotlivých výpočtových modelů

Upínací konzole po stránce pevnostní vyhovuje a nedochází v žádném místě při žádném zatížení k překročení meze kluzu materiálu.

Jelikož zjednodušené výpočetní modely vykazují menší napjatost v kritických místech, bude pro výpočet životnosti použitý objemový model ve dvou provedeních. Objemový model bez detailního modelování svaru (životnost metodou hot-spot napětí) a s detailním modelováním svaru (životnost metodou efektivního vrubového napětí).



## 9.2 Výpočet životnosti

V této kapitole je proveden výpočet životnosti svařované upínací konzole dle navrženého pracovního cyklu. Jsou zde provedeny výpočty dvěma metodami. Obě metody využívají k odhadu životnosti napětí.

První metodou je výpočet pomocí tzv. hot-spot napětí nebo taky strukturálního napětí. Strukturální napětí je napětí bez napěťové špičky v blízkosti ostré hrany paty svaru. Pro tuto metodu budou použity výsledky napětí z objemového výpočetního modelu bez zaoblené paty svaru.

Druhou metodou je výpočet pomocí tzv. efektivního vrubového napětí. Efektivní vrubové napětí se odečítá přímo z výpočtového modelu a zahrnuje i napěťovou špičku. Díky fiktivnímu zaoblení (vrubu) je možné nalézt konvergující maximální napětí, a to přímo použít.

Výpočet pomocí obou metod je popsán v kapitolách o životnosti svařovaných konstrukcí. Použity jsou metody dle doporučení IIW (mezinárodní institut sváření), které jsou ověřeny velkým množstvím experimentálních zkoušek.

Jedná se o metody, které pro odhad životnosti používají Wohlerovy křivky. Tyto křivky jsou popsány jako závislost rozkmitu napětí  $\Delta\sigma$  na počtech cyklů do lomu  $N$ . Pro odhad životnosti je nejprve potřeba určit rozkmity napětí. Zjištěná napětí dle Von Misesse jsou skalární a nabývají tak pouze kladných hodnot. Pro rozkmit tohoto napětí se používá tzv. Signed Von Mises. Pro zjištěné napětí dle Von Misesse se předpokládá, že kladná hodnota představuje největší tahové napětí v cyklu a záporná hodnota představuje největší tlakové napětí.

Pro napětí dle Von Misesse zjištěné FEM výpočtem bude použitý rozkmit napětí jako:

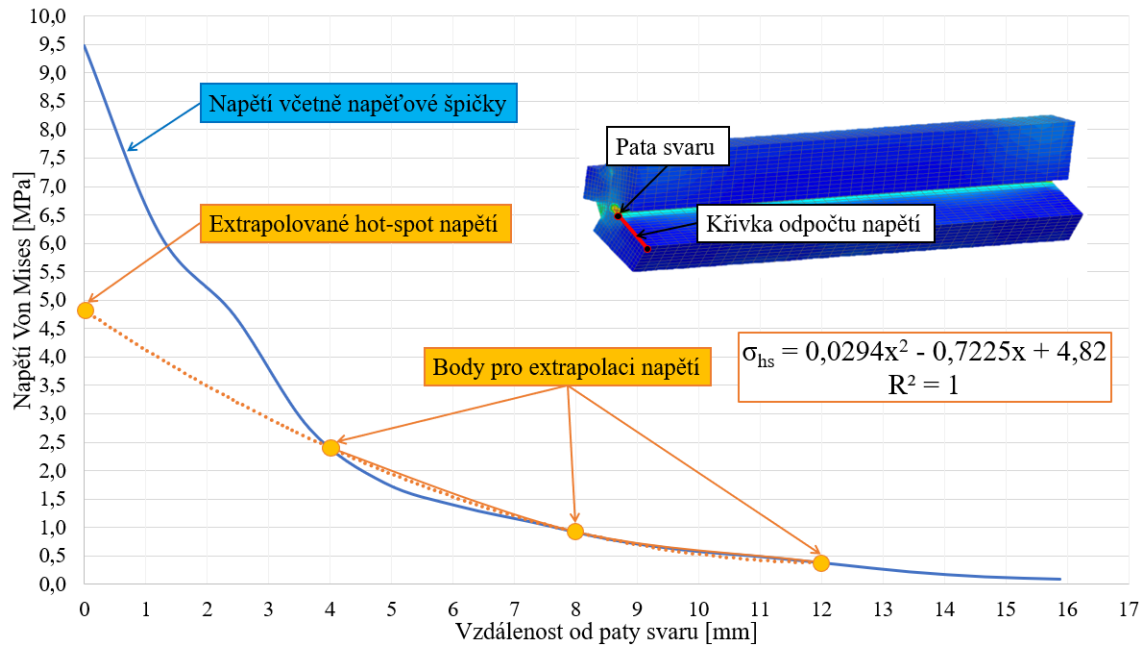
$$\Delta\sigma_{VM} = \sigma_{VM,max} - \sigma_{VM,min} \quad (13)$$

Požadovaná životnost konzole je tři roky.

### 9.2.1 Metoda hot-spot napětí

Pro vyhodnocení životnosti na základě hot-spot napětí, je potřeba nejprve nalézt hodnoty hot-spot napětí při jednotlivých zatíženích. Hot-spot napětí se určuje extrapolací napětí zjištěného výpočtem pomocí FEM. Toto napětí je určeno z modelu, který má ostrou hranu. Napětí vykreslené v grafu jako závislost napětí a vzdálenosti od paty svaru bylo z programu NX 12 převedeno do programu Excel a zde byla provedena extrapolace hot-spot napětí. Extrapolace napětí byla provedena pomocí tří extrapoláčnických bodů, a to dle doporučení IIW ve

vzdálenosti 4, 8 a 12 mm od paty svaru. Z těchto tří bodů byla vykreslena křivka a pro ni kvadratická spojnice trendu. Průsečík spojnice s osou y dává hodnotu hot-spot napětí. Postup odvození hot-spot napětí je zobrazen na obr. 83.



Obr. 83 Graf závislosti napětí na vzdálenosti od paty svaru – ukázka určení hot-spot napětí pomocí kvadratické extrapolace – pohyb 11

Pro zjištění hot-spot napětí na obr. 80 bude pro další výpočet použitý rozkmit napětí:

$$\Delta\sigma_{HS11} = 4,82 - (-4,82) = 9,64 \text{ MPa} \quad (14)$$

Tab. 9 Zjištěné hodnoty hot-spot napětí a jejich rozkmit pro jednotlivé zatížení

Pohyb	$\sigma_{HS}$ [MPa]	$\Delta\sigma_{HS}$ [MPa]
1	3,86	7,72
2	4,77	9,54
3	5,59	11,18
4	4,77	9,54
5	4,55	9,10
6	11,05	22,10
7	11,21	22,42
8	3,50	7,00
9	5,05	10,10
10	12,04	24,08
11	4,82	9,64
12	6,10	12,20
13	9,43	18,86
14	5,55	11,10
15	9,32	18,64
16	3,50	7,00

Ze zjištěných napětí je nyní možné vypočítat kumulaci poškození dle Palmgren-Minerovi hypotézy:

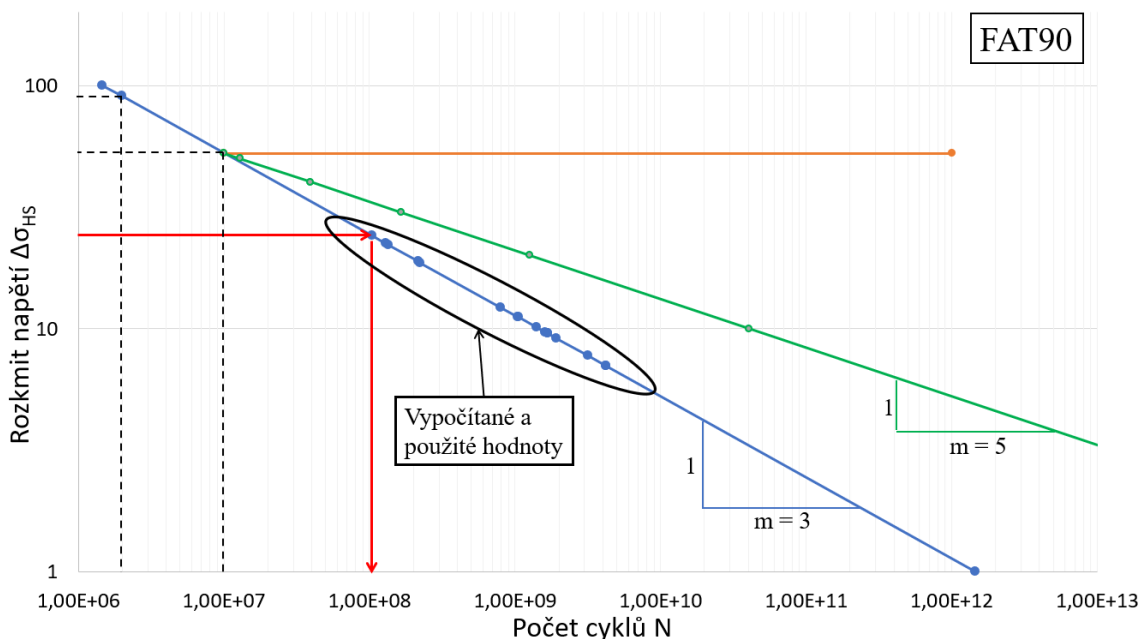
$$D_c = \sum_{i=1}^{i=k} D_i = \sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} \quad (15)$$

kde  $n_i$  značí počet opakování daného zatížení a  $N_i$  počet cyklů do lomu.

Jelikož není známý pracovní cyklus, bude výpočet poškození proveden pro počet opakování 1000 za den a teda 365 000 za rok. Poté bude vypočteno poškození i pro násobky 1000.

Počet cyklů do lomu  $N_i$  je vypočten z Wohlerovy křivky. Pro tento výpočet je použita křivka FAT90, která je protažena se stejným sklonem až k ose x. Je tedy předpoklad, že při každém napětí dojde po určité době k porušení.

Na obr. 84 je zobrazena S-N křivka FAT90, která má sklon 1/3 (Při 90 MPa je počet cyklů  $N = 2 \times 10^6$ ). V doporučeních IIW je zlom křivky udáván při hodnotě  $N = 1 \times 10^7$  a  $\Delta\sigma = 52,6$  MPa. V tomto bodě se křivka láme a v doporučeních jsou udávány 3 možnosti křivek. První je křivka, která pod napětím  $\Delta\sigma = 52,6$  MPa pokračuje vodorovně s osou x a životnost je nekonečná. Pro případy svarových spojů zatížených variabilní amplitudou napětí se však používá křivka se sklonem 1/5 nebo 1/3. V tomto případě je použito volné protažení křivky FAT90 se sklonem 1/3.



Obr. 84 S-N křivka FAT90

Pro výpočet počtu cyklů na dané hladině rozkmitu napětí platí:

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{FAT}{\Delta\sigma_{HS}} \right)^m \quad (16)$$

Pro největší rozkmit napětí  $\Delta\sigma_{HS10} = 24,08$  MPa:

$$N = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{90}{24,8} \right)^3 = 1,04 \cdot 10^8 \quad (17)$$

Nyní dosazením do rovnice (15) pro pohyb 10 je kumulace poškození při 365 000 opakování za rok:

$$D_{10} = \frac{365000}{1,04 \cdot 10^8} = 0,003495 \quad (18)$$

Sečtením kumulace poškození pro všechna zatížení je zjištěna kumulace poškození pro uvažovaných 365000 opakování za celý rok:

$$D_c = 0,0149 \quad (19)$$

Pro výpočet životnosti v počtu roků je nyní potřeba použít maximální dovolenou hodnotu poškození. Pro svary zatěžované variabilním napětím je doporučeno použít maximální dovolené poškození  $D = 0,5$ , ale v některých případech může být tato hodnota nekonzervativní, proto se doporučuje také hodnota  $D = 0,2$ . Výpočet je proveden pro obě hodnoty.

Jestliže za 1 rok je kumulace poškození  $D_c$ , tak životnost v počtu roků se vypočte:

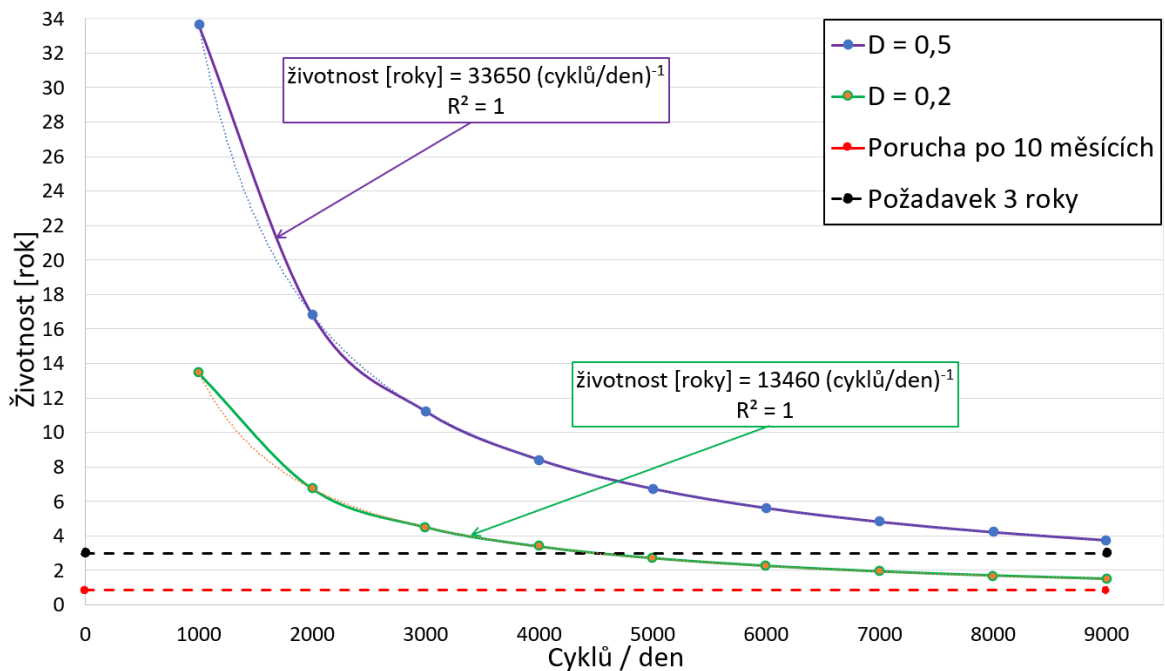
$$\text{životnost (let)} = \frac{D_{max}}{D_c} \quad (20)$$

pro  $D_{max} = 0,5$  bude počet let života při  $D_c$  zjištěném pro 365 000 opakování:

$$\text{životnost} = \frac{0,5}{0,0149} = 33,6 \text{ roků} \quad (21)$$

Tab. 10 Vypočítaná životnost pro počet cyklů a  $D_{\max}$  z Hot-spot napětí

Cyklů/min	Cyklů/den	Cyklů/rok	D/rok	Životnost [rok]	
				Pro $D_{\max}=0,5$	Pro $D_{\max}=0,2$
0,7	1000	365000	0,0149	33,6	13,5
1,4	2000	730000	0,0297	16,8	6,7
2,1	3000	1095000	0,0446	11,2	4,5
2,8	4000	1460000	0,0594	8,4	3,4
3,5	5000	1825000	0,0743	6,7	2,7
4,2	6000	2190000	0,0892	5,6	2,2
4,9	7000	2555000	0,1040	4,8	1,9
5,6	8000	2920000	0,1189	4,2	1,7
6,3	9000	3285000	0,1337	3,7	1,5

Obr. 85 Graf závislosti životnosti na počtu cyklů / den pro  $D = 0,5$  a  $D = 0,2$  – hot spot napětí

Odhad života při použití kritéria maximálního poškození  $D_{\max} = 0,5$  je velmi optimistický, protože odhadovaná životnost je i při vysokých počtech provedených cyklů za den nad požadovanou hodnotou tří roků. Dle tohoto výpočtu může konzole vykonávat až 11 216 cyklů/den, a přitom bude splněn požadavek životnosti tří roků.

Použitím přísnějšího kritéria maximálního poškození  $D_{\max} = 0,2$  bude požadovaná životnost tří roků splněna pro méně než 4486 cyklů za den.

Porucha za 10 měsíců by v případě kritéria  $D_{\max} = 0,5$  nastala při 40 542 cyklech za den a kritéria  $D_{\max} = 0,5$  při 16 216 cyklech za den.

### 9.2.2 Metoda efektivního vrubového napětí

Pro vyhodnocení životnosti na základě efektivního vrubového napětí, je potřeba nejprve nalézt hodnoty tohoto napětí při jednotlivých zatíženích.

Tab. 11 Zjištěné hodnoty efektivního vrubového napětí a jejich rozkmit pro jednotlivé zatížení

Pohyb	$\sigma_{EVN}$ [MPa]	$\Delta\sigma_{EVN}$ [MPa]
1	9,2	18,4
2	12,5	25
3	39,4	78,8
4	12,5	25
5	17,5	35
6	36,1	72,2
7	36,9	73,8
8	22,5	45
9	18,0	36
10	39,2	78,4
11	31,4	62,8
12	11,2	22,4
13	30,3	60,6
14	18,1	36,2
15	30,9	61,8
16	10,4	20,8

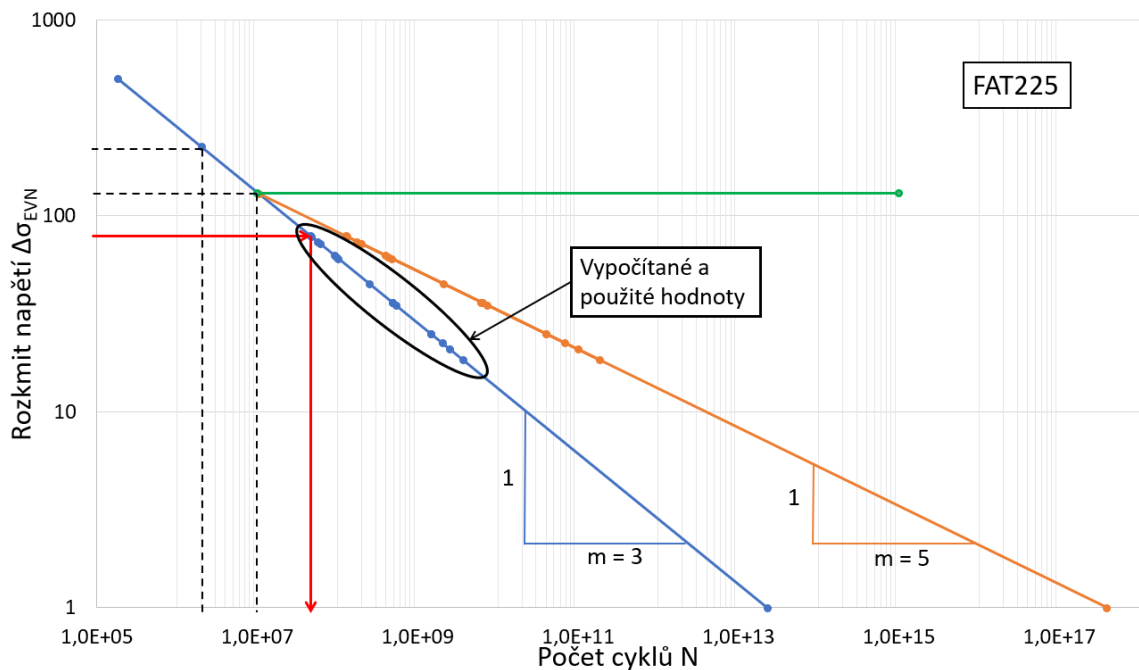
Efektivní vrubové napětí se určuje přímo z vypočítaného FEM modelu. Toto napětí je určeno z modelu, který má v kritickém místě zaoblení  $R = 1$  mm. Hodnoty napětí pro tento výpočet jsou zjištěny ze submodelu.

První jsou vypočítány rozkmity napětí zjištěných z výpočtů jednotlivých zatížení viz tab. 11. Ze zjištěných napětí je nyní možné vypočítat kumulaci poškození dle Palmgren-Minerovi hypotézy.

Jelikož není známý pracovní cyklus, bude výpočet poškození proveden pro počet opakování 1000 za den a teda 365 000 za rok. Poté bude vypočteno poškození i pro násobky 1000.

Počet cyklů do lomu  $N_i$  je vypočten z Wohlerovy křivky. Pro tento výpočet je použita křivka FAT225, která je protažena se stejným sklonem až k ose x. Je tedy předpoklad, že při každém napětí dojde po určité době k porušení.

Na obr. 86 je zobrazena S-N křivka FAT225, která má sklon 1/3 (Při 225 MPa je počet cyklů  $N = 2 \times 10^6$ ). V doporučeních IIW je zlom křivky udáván při hodnotě  $N = 1 \times 10^7$  a  $\Delta\sigma = 131$  MPa. V tomto bodě se křivka láme a v doporučeních jsou udávány 3 možnosti křivek. První je křivka, která pod napětím  $\Delta\sigma = 131$  MPa pokračuje vodorovně s osou x a životnost je nekonečná. Pro případy svarových spojů zatížených variabilní amplitudou napětí se však používá křivka se sklonem 1/5 nebo 1/3. V tomto případě je použito volné protažení křivky FAT225 se sklonem 1/3.



Obr. 86 S-N křivka FAT225

Dosažením do (16), pro největší rozkmit napětí  $\Delta\sigma_{EVN3} = 78,8$  MPa:

$$N_3 = 2 \cdot 10^6 \left( \frac{225}{78,8} \right)^3 = 4,66 \cdot 10^7 \quad (22)$$

Nyní dosažením do rovnice (15) pro pohyb 10 je kumulace poškození při 365 000 opakování za rok:

$$D_3 = \frac{365000}{78,8} = 0,00784 \quad (23)$$

Sečtením kumulace poškození pro všechna zatížení je zjištěna kumulace poškození pro uvažovaných 365000 opakování za celý rok:

$$D_c = 0,04395 \quad (24)$$

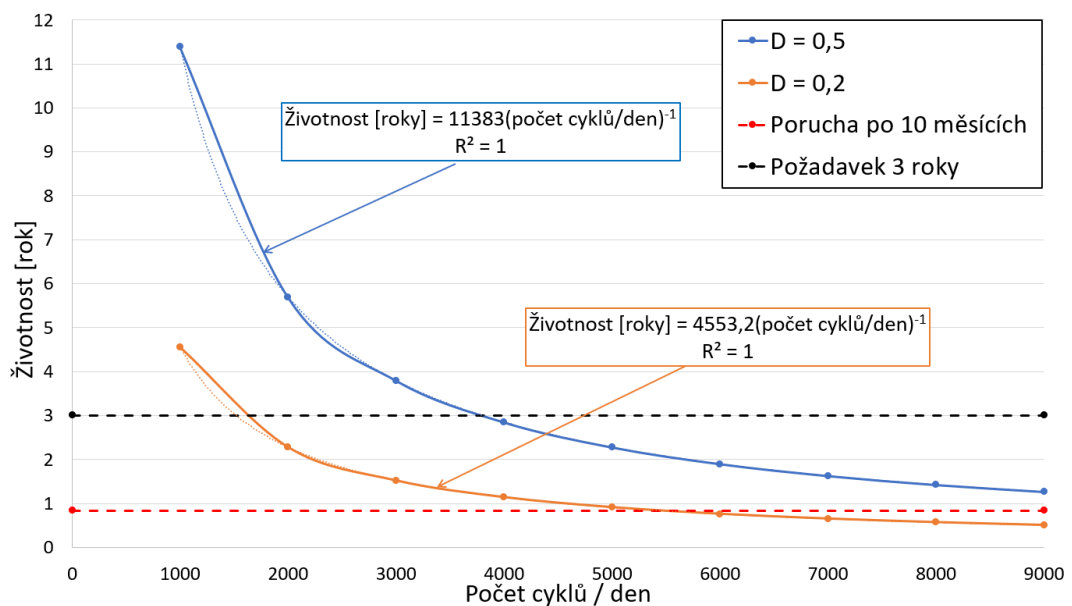
Dosazením do (20) pro  $D_{max} = 0,5$  bude počet roků života při  $D_c$  zjištěném pro 365 000 opakování ročně:

$$\text{životnost} = \frac{0,5}{0,04395} = 11,4 \text{ roků} \quad (25)$$

Tab. 12 Vypočítaná životnost pro počet cyklů a  $D_{max}$  z Efektivního vrubového napětí

Cyklů/min	Cyklů/den	Cyklů/rok	D/rok	Životnost [rok]	
				Pro $D_{max}= 0,5$	Pro $D_{max}= 0,2$
0,7	1000	365000	0,04393	11,4	4,6
1,4	2000	730000	0,08785	5,7	2,3
2,1	3000	1095000	0,13178	3,8	1,5
2,8	4000	1460000	0,17570	2,8	1,1
3,5	5000	1825000	0,21963	2,3	0,9
4,2	6000	2190000	0,26355	1,9	0,8
4,9	7000	2555000	0,30748	1,6	0,7
5,6	8000	2920000	0,35140	1,4	0,6
6,3	9000	3285000	0,39533	1,3	0,5

Z grafu na obr. 87 lze vidět, že požadovaná životnost 3 roků je splněna, jestliže počet vykonaných cyklů za den je při použití kritéria maximálního poškození  $D_{max} = 0,5$  menší než 3794 a při  $D_{max} = 0,2$  menší než 1518. K porušení po 10 měsících dojde pro  $D_{max} = 0,5$  při 13 473 cyklech za den a pro  $D_{max} = 0,2$  při 5486 cyklech za den.



Obr. 87 Graf závislosti životnosti na počtu cyklů / den pro  $D = 0,5$  a  $D = 0,2$  – efektivní vrubové napětí



### 9.2.3 Porovnání metod

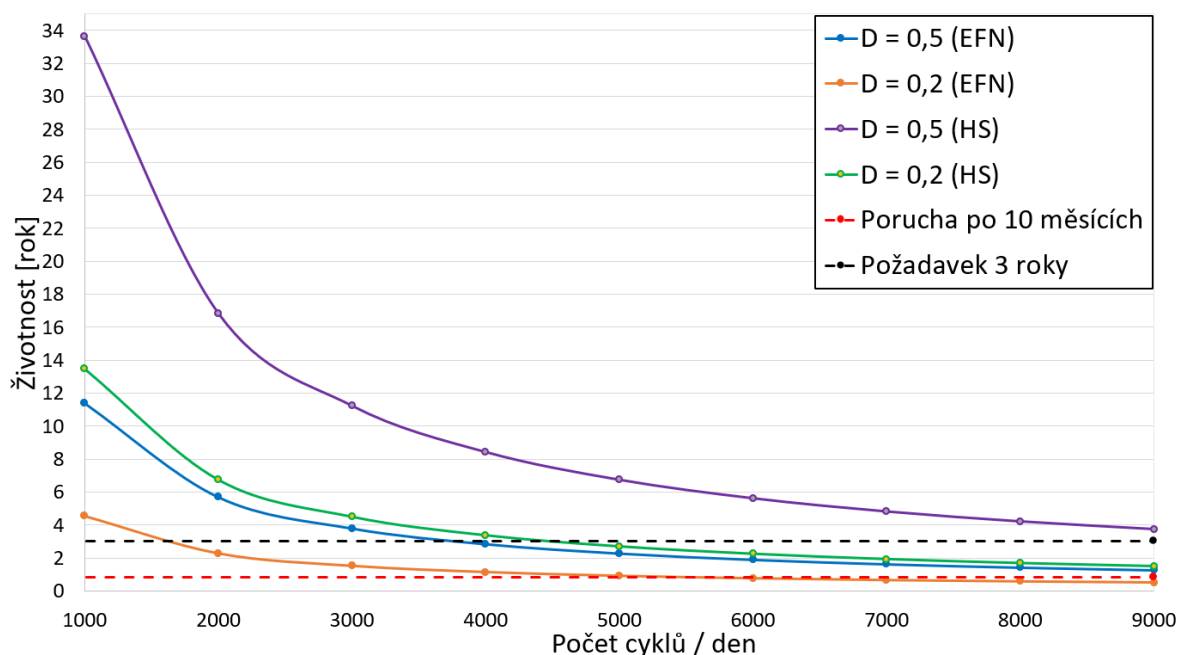
Životnost upínací konzole byla odhadnuta pomocí dvou metod uváděných v doporučeních IIW. Oba dva přístupy využívají podporu MKP výpočtu.

Byla použita metoda hot-spot napětí, což je extrapolované napětí, napětí bez napěťové špičky v blízkosti vrubu. Toto napětí bylo extrapolováno pomocí 3 bodů ve vzdálenosti 4, 8 a 12 mm od paty svaru.

Jako druhá byla použita metoda efektivního vrubového napětí. Jedná se o napětí, které je odečítáno přímo z vypočítaného modelu, kde v místě vrubu je vytvořeno idealizované zaoblení  $R = 1$  mm.

Jedná se o metody napěťové, využívají k odhadu životnosti vypočítaná napětí a životnost je vypočtena z S-N křivek sestrojených na základě velkého množství provedených experimentů.

Výsledky zjištěné pomocí těchto metod jsou porovnány požadavkem životnosti 3 roky a s životností 10 měsíců, při které došlo k poruše.



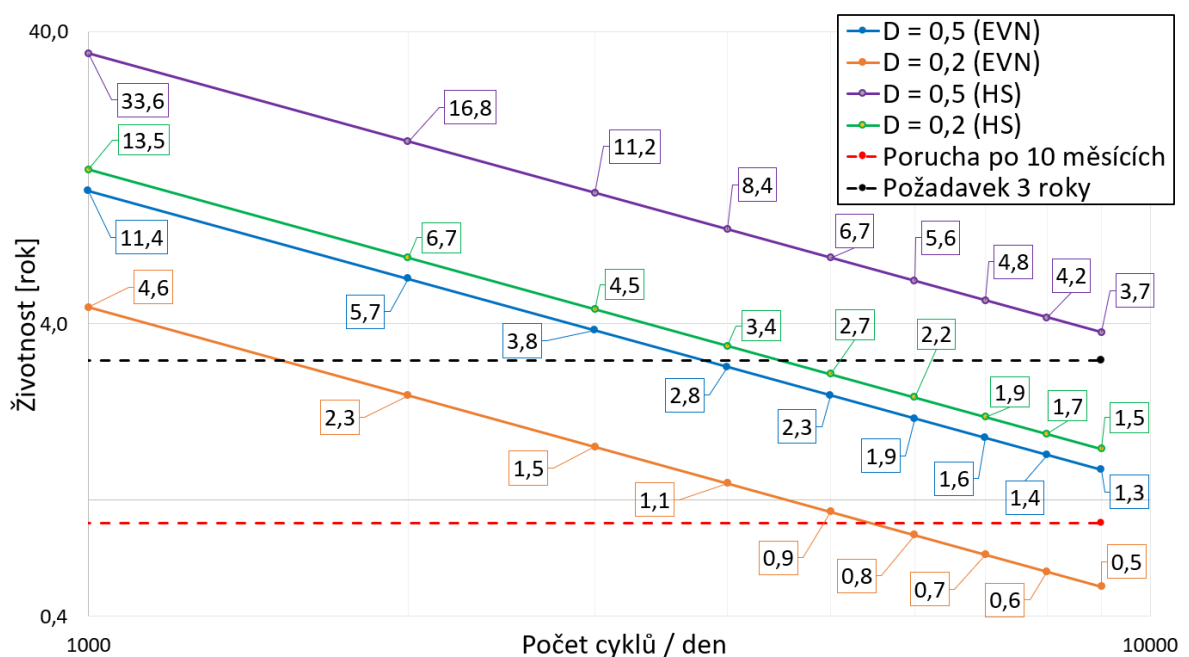
Obr. 88 Graf závislosti životnosti na počtu cyklů/den – porovnání vypočtených hodnot pomocí metody hot-spot napětí (HS) a efektivního vrubového napětí (EVN)

Výsledky vypočítané pomocí metody hot-spot napětí a efektivního vrubového napětí jsou vyneseny do grafu viz obr. 88. Pro lepší názornost jsou výsledky zobrazeny v logaritmickém měřítku viz graf na obr.89.

Životnost vypočtená metodou hot-spot napětí splňuje požadavek minimální životnosti tří roků i pro vysoké počty vykonaných cyklů za den. Při použití kritéria maximálního poškození  $D = 0,5$  je požadavek životnosti splněn až do 11 216 cyklů za den. Použitím kritéria maximálního poškození  $D = 0,2$  je požadavek životnosti tří roků splněn do 4486 cyklů za den.

Životnost vypočtená metodou efektivního vrubového napětí udává nižší životnost v porovnání s metodou hot-spot napětí. Při použití kritéria maximálního poškození  $D = 0,5$  je požadovaná životnost splněna do 3794 cyklů za den. Použitím kritéria maximálního poškození  $D = 0,2$  je požadavek životnosti splněn do 1518 cyklů za den.

Vypočtená životnost upínací konzole pro fiktivní pracovní cyklus je při použití metody hot-spot napětí optimističtější než životnost vypočtená pomocí metody efektivního vrubového napětí, protože předpovídá vyšší životnost při daném počtu cyklů než životnost vypočtená pomocí efektivního vrubového napětí, viz graf na obr.89.



Obr. 89 Graf závislosti životnosti na počtu cyklů/den v logaritmicke měřítku – porovnání vypočtených hodnot pomocí metody hot-spot napětí (HS) a efektivního vrubového napětí (EVN)

Maximální počet cyklů, které může konzole vykonat za jeden den, je tedy určen z metody, která předpovídá nižší životnost. Nižší životnost je vypočtena pomocí metody efektivního vrubového napětí. Pro větší bezpečnost volím jako směrodatný výsledek vypočítaný metodou efektivního vrubového napětí s kritériem maximálního poškození  $D = 0,2$ .

Nejvyšší možný počet cyklů, které může konzole při fiktivním pracovním cyklu vykonat, aby byl splněn požadavek životnosti tří roků, je tedy roven  $N_{\max} = 1518$  cyklů/den.

Dle [40] vyjelo v roce 2019 z výrobní linky Škoda Auto v Kvasinách přes 320 000 aut. Pro další výpočet předpokládám, že zde analyzovaná konzole sloužila k přesunutí takového počtu kapot. Konzole může najednou manipulovat se dvěma kapotami a celkové množství cyklů za rok při takovém množství kapo bude tedy:

$$N_{365} = \frac{aut_{365}}{2} = \frac{320\,000}{2} = 160\,000 \quad (26)$$

a za jeden den:

$$N_1 = \frac{N_{365}}{365} = 438 \quad (27)$$

Aby požadovaná životnost byla tři roky nesmí být počet cyklů za den vyšší než  $N_{\max} = 1518$ . Dle úvahy ve výrobním závodě Škody Auto by konzole vykonala za jeden den  $N_1 = 438$  cyklů. Platí tedy:

$$N_1 \leq N_{\max} ; 438 \leq 1518 \quad (28)$$

Konzole je tedy navržena dobře a fiktivní pracovní cyklus by vydržela po dobu požadovaných tří let.

## ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo provedení strukturální analýzy svařované upínací konzole, která je upnutá k robotickému ramenu a slouží k manipulaci s kapotami automobilů. Jelikož zatížení takové konzole je zcela jistě cyklické o různé amplitudě napětí, byl proveden také výpočet životnosti pro fiktivní pracovní cyklus pomocí napěťových metod – hot spot napětí a efektivní vrubové napětí s použitím hypotézy lineární kumulace poškození dle Palmgrena-Minera dle doporučení Mezinárodního Institutu Svařování (IIW).

Pro strukturální analýzu upínací konzole, která je svařena z 9 plechů o tloušťkách od 10 do 20 mm, bylo vytvořeno 5 výpočetních modelů. Jelikož plechové součásti je možné zjednodušit, byly vytvořeny 3 modely, které mají zjednodušenou geometrii. Plechy jsou vytvořeny jako plochy a jejich síť je tvořena skořepinovými elementy. Svarové spojení jsou u těchto modelů také zjednodušené a jsou tvořené ve dvou případech skořepinovými elementy a jednou dokonale tuhými RBE elementy. Dále byly vytvořeny dva modely objemové, které se liší pouze geometrií kritického místa.

Strukturální analýza byla provedena v programu NX 12 s řešičem NX Nastran. Analýza byla definována jako lineárně statická. Pro plechy i svary byl definován homogenní, izotropní materiál, který je popsán konstantami modulu pružnosti  $E = 210\,000$  MPa a Poissonovou konstantou  $\nu = 0,3$ . Celkem bylo analyzováno pět případů zatížení fiktivního pracovního cyklu z celkového počtu šestnácti.

Z analýzy bylo zjištěno, že k největšímu posunutí dochází při zatížení č.7, dosahuje hodnoty  $6,03 \cdot 10^{-2}$  mm a bylo zjištěno u RBE modelu. U objemového modelu byla zjištěna hodnota o trochu menší a to  $5,92 \cdot 10^{-2}$  mm. U zbývajících dvou modelů dosahují hodnoty posunutí přibližně poloviční hodnoty. I u dalších zatížení jsou hodnoty posunutí pro objemový model a RBE model téměř shodné, s výjimkou zatížení č.5, kde je u RBE modelu zjištěno o polovinu menší posunutí než u objemového modelu. Zbýlé dva skořepinové modely vykazují u všech zatížení téměř shodné hodnoty posunutí a v porovnání s objemovým modelem jsou u těchto modelů posunutí vždy menší, v některých případech i o 50 %. Z výsledků vyplývá, že zjednodušené skořepinové modely vykazují větší tuhost a tím poskytují i optimističtější výsledky než objemový model (kromě jednoho zatížení i RBE model), který naopak vykazuje nejvyšší hodnoty posunutí.

Výsledky Von Misesova napětí byly odečítány ze dvou koncových míst svaru, který spojuje šikmý plech tloušťky 20 mm a boční plech tloušťky 10 mm. Tato místa byla zvolena jako

nejvíce kritická, protože v těchto místech se ve všech případech zatížení vyskytovalo největší napětí. Největší napětí bylo zjištěno pro objemový detailní model s využitím submodelingu kritického místa pro případ zatížení č.7, hodnota napětí v tomto místě nabývala 37 MPa. Zjištěná napětí jsou u všech případů zatížení hluboko pod mezí kluzu oceli. Z tohoto pohledu je konzole navržena dobře.

Zjištěná napětí v kritických místech jsou nízká, ale vzhledem k tomu, že konzole je zatížena cyklicky, byl dále proveden výpočet vysokocyklové únavy kritického koncového místa svaru, protože i nízká napětí při vysokém počtu cyklů způsobují poruchy součástí a zejména právě ve svarových spojích.

Pro výpočet životnosti byly použity výsledky z dvou objemových modelů. Objemový model bez detailního modelování svaru (bez zaoblení s méně hustou sítí) pro výpočet metodou hot-spot napětí a objemový model (submodel s hustou sítí) pro výpočet metodou efektivního vrubového napětí. Zjištění hot-spot napětí bylo provedeno tří bodovou (kvadratickou) extrapolací dle IIW. Efektivní vrubové napětí bylo odečteno přímo z modelu. Jelikož únavové FAT křivky jsou sestrojeny pro rozkmit napětí, předpokládám že rozkmit zjištěných napětí bude  $\Delta\sigma_{VM} = \sigma_{VM,max} - \sigma_{VM,min}$ . Dále jsou FAT křivky konstruovány s mezí únavy a předpokládá se, že napětí, která jsou pod mezí únavy nezpůsobují žádné poškození a životnost bude nekonečná. U svarů a zejména těch zatížených variabilní amplitudou napětí se však mez únavy neuvažuje a místo toho se počítá s konečnou životností. V tomto případě byla křivka nad mezí únavy protažena se stejným sklonem i pro nižší napětí. Jelikož zjištěná napětí jsou variabilní, byla k výpočtu použita hypotéza lineárního kumulativního poškození dle Palmgrena-Minera. Pro jednotlivé rozkmit napětí byl vypočítán počet cyklů do lomu a poté byla vypočtena poškození pro jednotlivá zatížení. Sečtením poškození způsobených jednotlivými zatíženími byla zjištěna hodnota poškození způsobená při fiktivním pracovním cyklu. Poškození byla počítána pro tisíc vykonaných cyklů za den a poté poškození způsobené za celý rok nepřetržitého provozu. Maximální poškození (udávané pro zatížení svarů variabilní amplitudou napětí), které může být způsobeno, aniž by došlo k poruše je dle IIW  $D = 0,5$  nebo  $D = 0,2$ . Z vypočtené hodnoty poškození za jeden rok byl vypočten počet let do nakumulování kritického poškození. Výpočet životnosti byl proveden pro obě hodnoty  $D$ . Vypočtené hodnoty životnosti dle vykonaných počtů cyklů za den byly poté vyneseny do grafů.

Z výsledků životnosti vyplývá, že metoda hot-spot je optimističtější, protože předpovídá vyšší životnost než ta, vypočtená metodou efektivního vrubového napětí. Požadovaná životnost tří roků, je dle metody efektivního vrubového napětí a  $D = 0,2$  zajištěna, jestliže počet cyklů vykonaných za den nepřekročí hodnotu 1518.

Dle [40] bylo za rok 2019 ve výrobním závodu Škody Auto v Kvasinách vyrobeno přes 320 000 aut. Předpokládám, že zde analyzovaná konzole slouží k přesunutí takového počtu kapot. Konzole může najednou manipulovat se dvěma kapotami. Celkové množství cyklů za rok při takovém množství kapot bude tedy poloviční a to 160 000. Za jeden den tedy 438 cyklů, a to je přibližně 3x méně než maximální možný vypočtený počet cyklů za den. Z této úvahy vyplývá, že konzole je navržena dobře a zde analyzovaný fiktivní pracovní cyklus vydrží v pořádku po dobu tří roků.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] WILSON, Mike. Implementation of robot systems. Boston, MA: Elsevier, 2014. ISBN 978-0-12-404733-4.
- [2] RUMÍŠEK, Pavel. Automatizace (roboty a manipulátory) [online]. [cit. 2019-12-07]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/img/opory/emm\\_mechanizace\\_a\\_automatizace\\_roboty\\_rumisek.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/img/opory/emm_mechanizace_a_automatizace_roboty_rumisek.pdf)
- [3] ROSS, Larry T., Stephen W. FARDO a Michael F. WALACH. Industrial robotics fundamentals: theory and applications. Third edition. Tinley Park, IL: The Goodheart-Willcox Company, [2018]. ISBN 978-1-63126-941-7.
- [4] NIKU, Saeed B. Introduction to robotics: analysis, control, applications. 2nd ed. Hoboken, N.J: Wiley, 2011. ISBN 978-0-470-60446-5.
- [5] HÄGELE, Martin, Klas NILSSON a J. Norberto PIRES. Industrial Robotics. SICILIANO, Bruno a Oussama KHATIB, ed. Springer Handbook of Robotics [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2008, 2008, s. 963-986 [cit. 2020-01-30]. DOI: 10.1007/978-3-540-30301-5\_43. ISBN 978-3-540-23957-4. Dostupné z: [http://link.springer.com/10.1007/978-3-540-30301-5\\_43](http://link.springer.com/10.1007/978-3-540-30301-5_43)
- [6] SINGH, Ramesh. Applied welding engineering: processes, codes, and standards. Second Edition. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, [2016]. ISBN 978-0-12-804176-5.
- [7] MESSLER, Robert W. Joining of materials and structures: from pragmatic process to enabling technology. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004, xxiv, 790 s . ISBN 07-506-7757-0.
- [8] BLONDEAU, Régis. Metallurgy and mechanics of welding: processes and industrial applications. Hoboken, NJ: John Wiley, c2008, xvi, 496 p. ISBN 18- 482-1038-8.
- [9] ČESKÁ SVÁŘEČSKÁ SPOLEČNOST ANB. [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <http://www.cws-anb.cz/t.py?t=4&i=32>
- [10] KUBÍČEK, Jaroslav. Technologie svařování [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: [http://ust.fme.vutbr.cz/svarovani/img/opory/technologie\\_svarovani\\_5te\\_etv\\_etv-k\\_kubicek.pdf](http://ust.fme.vutbr.cz/svarovani/img/opory/technologie_svarovani_5te_etv_etv-k_kubicek.pdf)

- [11] KALYANKAR, V.D. a Prassan SHAH. A review on methodologies to reduce welding distortion. *Materials Today: Proceedings* [online]. 2018, 5(11), 24741-24749 [cit. 2020-01-28]. DOI: 10.1016/j.matpr.2018.10.272. ISSN 22147853. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2214785318325720>
- [12] YUSOF, F. a M.F. JAMALUDDIN. Welding Defects and Implications on Welded Assemblies. *Comprehensive Materials Processing* [online]. Elsevier, 2014, 2014, s. 125-134 [cit. 2020-01-28]. DOI: 10.1016/B978-0-08-096532-1.00605-1. ISBN 9780080965338. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780080965321006051>
- [13] CHANG, Kuang-Hua. Fatigue and Fracture Analysis. *Product Performance Evaluation with CAD/CAE* [online]. Elsevier, 2013, 2013, s. 205-273 [cit. 2020-02-08]. DOI: 10.1016/B978-0-12-398460-9.00004-4. ISBN 9780123984609. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780123984609000044>
- [14] MOORE, Philippa a Geoff BOOTH. Structures under cyclic load. *The Welding Engineers Guide to Fracture and Fatigue* [online]. Elsevier, 2015, 2015, s. 65-73 [cit. 2020-02-08]. DOI: 10.1533/9781782423911.1.65. ISBN 9781782423706. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B978178242370650006X>
- [15] CAMPBELL, F. C. *Elements of metallurgy and engineering alloys*. Materials Park, Ohio: ASM International, c2008. ISBN 978-0-87170-867-0.
- [16] BUDYNAS, Richard G. a J. Keith NISBETT. *Shigley's mechanical engineering design*. 9th ed. New York: McGraw-Hill, c2011. ISBN 978-0-07-352928-8.
- [17] FUŠTAR, Boris, Ivan LUKAČEVIĆ a Darko DUJMOVIĆ. Review of Fatigue Assessment Methods for Welded Steel Structures. *Advances in Civil Engineering* [online]. 2018, 2018, 1-16 [cit. 2020-02-10]. DOI: 10.1155/2018/3597356. ISSN 1687-8086. Dostupné z: <https://www.hindawi.com/journals/ace/2018/3597356/>
- [18] MOORE, Philippa a Geoff BOOTH. Fatigue of welded joints. *The Welding Engineers Guide to Fracture and Fatigue* [online]. Elsevier, 2015, 2015, s. 75-94 [cit. 2020-02-10]. DOI: 10.1533/9781782423911.1.75. ISBN 9781782423706. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9781782423706500071>
- [19] JONSSON, Bertil, G. DOBMANN, A. F. HOBACHER, M. KASSNER a G. MARQUIS. *IIW Guidelines on Weld Quality in Relationship to Fatigue*



- Strength* [online]. Cham: Springer International Publishing, 2016 [cit. 2020-02-12]. IIW Collection. DOI: 10.1007/978-3-319-19198-0. ISBN 978-3-319-19197-3.
- [20] RADAJ, D., C.M. SONSINO a W. FRICKE. *Fatigue Assessment of Welded Joints by Local Approaches* [online]. Elsevier, 2006 [cit. 2020-02-12]. DOI: 10.1533/9781845691882.1. ISBN 9781855739482. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9781855739482500019>
- [21] HOBACHER, A. F. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components* [online]. Cham: Springer International Publishing, 2016 [cit. 2020-02-13]. IIW Collection. DOI: 10.1007/978-3-319-23757-2. ISBN 978-3-319-23756-5.
- [22] NIEMI, Erkki, Wolfgang FRICKE a Stephen J. MADDOX. *Structural Hot-Spot Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components* [online]. Singapore: Springer Singapore, 2018 [cit. 2020-02-17]. IIW Collection. DOI: 10.1007/978-981-10-5568-3. ISBN 978-981-10-5567-6.
- [23] SONSINO, C.M., W. FRICKE, F. DE BRUYNE, A. HOPPE, A. AHMADI a G. ZHANG. Notch stress concepts for the fatigue assessment of welded joints – Background and applications. *International Journal of Fatigue* [online]. 2012, **34**(1), 2-16 [cit. 2020-02-17]. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2010.04.011. ISSN 01421123. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0142112310001131>
- [24] MOTT, Robert L., Edward M. VAVREK a Jyhwen WANG. *Machine elements in mechanical design*. Sixth edition. NY, NY: Pearson, [2018]. ISBN 978-0-13-444118-4.
- [25] EN 1993-1-9:2006 Eurocode 3: Design of steel structures – Part 1-9: Fatigue, CEN, Brussels, 2006.
- [26] NUSSBAUMER, Alain, Luís BORGES a Laurence DAVAINÉ. *Fatigue design of steel and composite structures: Eurocode 3: Design of Steel Structures, Part 1-9 Fatigue, Eurocode 4: Design of Composite Steel and Concrete Structures*. Brussels, Belgium: Wiley-Blackwell, 2011. ISBN 978-92-9147-101-0.
- [27] RAO, Singiresu S. *The finite element method in engineering*. 6th edition. Cambridge, MA: Elsevier, 2017. ISBN 9780128117682.
- [28] GOKHALE, S Nitin. *Practical finite element analysis*. 1st edition. Pune, Finite to Infinite, 2008. ISBN 978-81-906195-0-9.

- [29] BI, Zhuming. *Finite element analysis applications*. Waltham, MA: Elsevier, 2018. ISBN 978-0-12-809952-0.
- [30] KUROWSKI, Paul M. *Finite element analysis for design engineers*. 2nd ed. Warrendale, PA: SAE International, [2017]. ISBN 978-0-7680-8231-9.
- [31] TURLIER, D., M.L. FACCHINETTI, S. WOLF, I. RAOULT, B. DELATTRE, A. MAGNIN, N. GRIMONPREZ a G. HÉNAFF. Seam weld shell element model for thin walled structure FE fatigue design. *MATEC Web of Conferences* [online]. 2018, 165 [cit. 2020-02-25]. DOI: 10.1051/mateconf/201816521007. ISSN 2261-236X. Dostupné z: <https://www.matec-conferences.org/10.1051/matec-conf/201816521007>
- [32] BENNEBACH, M., P. KLEIN a E. KIRCHNER. Several seam weld finite element idealizations challenged in fatigue within a French industrial collaborative workgroup. *Procedia Engineering* [online]. 2018, 213, 403-417 [cit. 2020-02-25]. DOI: 10.1016/j.proeng.2018.02.040. ISSN 18777058. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1877705818302716>
- [33] PEDERSEN, M. Introduction to Metal Fatigue. *Technical Report Mechanical Engineering* [online]. 2018, 91 [cit. 2020-02-27]. Dostupné z: <https://tidsskrift.dk/me/article/view/110952>
- [34] FRICKE, Wolfgang. IIW guideline for the assessment of weld root fatigue. *Welding in the World* [online]. 2013, 57(6), 753-791 [cit. 2020-02-29]. DOI: 10.1007/s40194-013-0066-y. ISSN 0043-2288. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s40194-013-0066-y>
- [35] DNV GL. RP-C203: Fatigue Design of Offshore Steel Structures. *Recommended Practise*, 2016.
- [36] PEDERSEN, M.M., O.Ø. MOURITSEN, M.R. HANSEN, J.G. ANDERSEN a J. WENDERBY. Re-analysis of fatigue data for welded joints using the notch stress approach. *International Journal of Fatigue* [online]. 2010, 32(10), 1620-1626 [cit. 2020-03-01]. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2010.03.001. ISSN 01421123. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0142112310000575>
- [37] PEDERSEN, M.M. et al., Experience with the Notch Stress Approach for Fatigue Assessment of Welded Joints. In: *Proceedings of Swedish Conference on*

*Lightweight Optimised Welded Structures, LOST* [online]. s. 122 [cit. 2020-03-01]. ISBN 978-91-7415-608-9. ISSN 1651-7660. Dostupné z: <https://vbn.aau.dk/en/publications/experience-with-the-notch-stress-approach-for-fatigue-assessment->

[38] SOLVETECH ENGINEERING s.r.o. [online]. [cit. 2020-03-22]. Dostupné z: <http://www.solvotech.cz/>

[39] GROVÉ, A. P., F. VAN TONDER a P. S. HEYNS. A critical investigation of techniques for stress determination and equivalent static analysis in fatigue life estimation. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures* [online]. 2007, 30(11), 1030-1043 [cit. 2020-03-29]. DOI: 10.1111/j.1460-2695.2007.01173.x. ISSN 8756-758X. Dostupné z: <http://doi.wiley.com/10.1111/j.1460-2695.2007.01173.x>

[40] AUTOMOBILOVÝ PORTÁL FDRIVE. [online]. [cit. 2020-04-20]. Dostupné z: <https://fdrive.cz/clanky/skoda-auto-zaznamenala-vyrobni-rekord-v-zavode-v-kvasinach-4972>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Označení	Jednotka	Popis
$\Delta\sigma$	[MPa]	Rozkmit napětí v zatěžujícím cyklu
$\sigma_a$	[MPa]	Amplituda napětí v zatěžujícím cyklu
$\sigma_m$	[MPa]	Střední napětí v zatěžujícím cyklu
R	[-]	Poměr minimálního a maximálního napětí v zatěžujícím cyklu
$\sigma_{max}$	[MPa]	Maximální napětí v zatěžujícím cyklu
$\sigma_{min}$	[MPa]	Minimální napětí v zatěžujícím cyklu
N	[-]	Počet cyklů
S-N	[-]	Wohlerova křivka
C	[-]	Únavová konstanta
$D_i$	[-]	Poškození dle hypotézy Palmgrena-Minera pro zatížení i
$n_i$	[-]	Počet vykonaných cyklů na dané napět'ové hladině pro zatížení i
$N_i$	[-]	Počet cyklů do lomu na dané napět'ové hladině pro zatížení i
$D_c$	[-]	Celkové poškození dle hypotézy Palmgrena-Minera
$D_{max}$	[-]	Kritické poškození při kterém dojde k lomu
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
$\nu$	[-]	Poissonova konstanta
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu materiálu
$\Delta\sigma_{VM}$	[MPa]	Rozkmit napětí dle hypotézy Von Misese
$\sigma_{VM,max}$	[MPa]	Maximální hodnota napětí dle hypotézy Von Misese
$\sigma_{VM,min}$	[MPa]	Minimální hodnota napětí dle hypotézy Von Misese
$\Delta\sigma_{HS}$	[MPa]	Rozkmit hot-spot napětí
$\sigma_{HS}$	[MPa]	Hot-spot napětí
$\Delta\sigma_{EVN}$	[MPa]	Rozkmit efektivního vrubového napětí

---

FAT	[-]	Křivka životnosti pro dané napětí při $2 \cdot 10^6$ cyklů
$N_{365}$	[-]	Počet cyklů za jeden rok
$N_1$	[-]	Počet cyklů za jeden den

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

Obr. 1 Vztah mezi jednotlivými částmi systému průmyslového robotu [3].....	13
Obr. 2 Tři řídicí úrovně [3] .....	14
Obr. 3 Rotační a lineární spoj [3] .....	15
Obr. 4 kloubová struktura .....	18
Obr. 5 konfigurace SCARA.....	19
Obr. 6 Kartézská konfigurace .....	20
Obr. 7 Paralelní konfigurace .....	21
Obr. 8 Druhy kinematických struktur a jejich pracovní prostor [5] .....	24
Obr. 9 Vypočítaná distribuce tepla podél souřadnic x, y a z desky pro bodový tepelný zdroj.....	30
Obr. 10 Příčiny napětí ve svarech [6] .....	31
Obr. 11 Schematické znázornění úhlové deformace .....	32
Obr. 12 Distribuce napětí ve svaru [6].....	32
Obr. 13 Příčná deformace desky .....	33
Obr. 14 Podélná deformace desky .....	33
Obr. 15 Deformace bortěním .....	33
Obr. 16 Běžné lokace svarových defektů .....	35
Obr. 17 Typické příklady podřezání ve svarech [12] .....	36
Obr. 18 Nedostatečná boční fúze .....	36
Obr. 19 Pórovité vady ve svarech [12] .....	37
Obr. 20 Studené trhliny [9] .....	37
Obr. 21 Lamelární trhlina .....	38
Obr. 22 Rozstřík.....	39
Obr. 23 Napěťový cyklus a hřídel lokomotivy [14] .....	40
Obr. 24 Součást pod cyklickým sinusoidním zatížením [13] .....	41
Obr. 25 Typy zatěžujících cyklů [24] .....	42
Obr. 26 Standardní S-N diagram [33].....	43
Obr. 27 Zatěžující bloky a odpočet počtu cyklů pro akumulaci poškození [33] .....	45
Obr. 28 Modifikované S-N křivky oceli pro použití sumace dle Palmgrena-Minera dle IIW [21].....	45
Obr. 29 Šíření trhliny a) od paty nebo b) od kořene svaru [34].....	46

Obr. 30 Porovnání S-N křivek pro ocelové vzorky, bez svaru a se svarovým pojmem [18] .....	46
Obr. 31 Porovnání závislosti únavové pevnosti na mezi kluzu pro vzorek bez svaru a se svarem .....	47
Obr. 32 Porovnání tří nejběžnějších přístupů posouzení svarových spojů [33] .....	49
Obr. 33 Nominální napětí v nosníku.....	49
Obr. 34 Příklad detailu k porovnání dle doporučené FAT křivky [20] .....	50
Obr. 35 Strukturální detaily a strukturální napětí [21].....	50
Obr. 36 Definice strukturálního napětí [22][33] .....	51
Obr. 37 Princip přístupu hot-spot napětí [33] .....	51
Obr. 38 Princip posouzení kořene svaru [33][34].....	52
Obr. 39 Typy hot spotů a) na ploše, b) na hraně [21][22] .....	52
Obr. 40 Zjištění hot-spot napětí a), b) extrapolace napětí na povrchu, c) linearizace napětí po tloušťce. Svar není nutné vždy modelovat .....	53
Obr. 41 Extrapolace povrchového napětí dle typu hot spotu a použité sítě [22] .....	53
Obr. 42 Koncept fiktivního zaoblení vrubu [33] .....	54
Obr. 43 Schématické zobrazení posouzení životnosti metodou efektivního vrubového napětí [37].....	55
Obr. 44 Způsoby řešení technických problémů [29] .....	56
Obr. 45 Dva přístupy řešení problému – a) reálný kontinuální problém, b) diskrétní (matematicky ekvivalentní) model, židle reprezentována skořepinovými a nosníkovými elementy, osoba prostřednictvím hmotného bodu [28] .....	57
Obr. 46 Příklady zjednodušení geometrie a) odstranění nepotřebných prvků b) zarovnání ploch, c) převedení objemového modelu na plošný, d) zjednodušení nosníku .....	59
Obr. 47 Princip diskretizace.....	60
Obr. 48 Typy 2D a 3D elementů.....	60
Obr. 49 Porovnání elementů dle řádu interpolační funkce posunutí a následné distribuce napětí v elementu.....	61
Obr. 50 Modely pro výpočet strukturálního napětí dle [22][21] .....	62
Obr. 51 Doporučená síť pro výpočet vrubového napětí [21][22] .....	62
Obr. 52 Metoda Seam Sim dle [31] .....	63
Obr. 53 Metoda dle Fayarda [32].....	63

Obr. 54 Varianty modelování svarů: 1) bez modelování svaru, 2) svary modelovány skořepinovými elementy, 3) svary modelovány pomocí nosíkových nebo dokonale tuhých elementů, 4) plné modelování objemovými elementy.....	64
Obr. 55 Model konzole .....	67
Obr. 56 Celková sestava .....	68
Obr. 57 Těžiště greiferu .....	68
Obr. 58 Kuka Robot KR 270-2 a maximální rychlosti kolem jednotlivých os .....	69
Obr. 59 Rozměry pracovního prostoru .....	69
Obr. 60 Pomocná geometrie č.1 tvořená plochami.....	70
Obr. 61 Pomocná geometrie č.2 tvořená plochami.....	71
Obr. 62 Pomocná geometrie č.3 tvořená objemovými tělesy a ostrými hranami v patách svarů.....	72
Obr. 63 Pomocná geometrie č.4 tvořená objemovými tělesy a zaoblením R1 v patě svaru .....	72
Obr. 64 Submodel v kritickém místě.....	73
Obr. 65 Skořepinový výpočetní model 1 .....	74
Obr. 66 Skořepinový výpočetní model 2 .....	74
Obr. 67 Výpočetní model s RBE2 elementy.....	75
Obr. 68 Objemový výpočetní model s ostrými hranami.....	76
Obr. 69 Objemový výpočetní model se zaoblením v kritickém místě.....	76
Obr. 70 Detail submodelu kritického místa .....	77
Obr. 71 Definice okrajových podmínek .....	78
Obr. 72 Schematické znázornění pohybů, které tvoří jeden cyklus.....	79
Obr. 73 Maximální posunutí - skořepinový model 1 a 2 - pohyb 7.....	81
Obr. 74 Maximální posunutí – RBE model a objemový model - pohyb 7.....	82
Obr. 75 Graf maximálních posunutí jednotlivých modelů dle zatížení .....	83
Obr. 76 Napětí Von Mises – skořepinový model 1 – pohyb 6 a 7.....	83
Obr. 77 Napětí Von Mises – skořepinový model 2 – pohyb 6 a 7.....	84
Obr. 78 Napětí Von Mises – RBE model – pohyb 6 a 7.....	84
Obr. 79 Napětí Von Mises – objemový model – pohyb 6 a 7 .....	85
Obr. 80 Graf závislosti VM napětí na vzdálenosti k patě svaru – objemový model s ostrou hranou v patě svaru – pohyb 6 .....	86
Obr. 81 Graf závislosti VM napětí na délce křivky – submodel – pohyb 6 .....	86



Obr. 82 Graf závislosti VM napětí v kritických místech vybraného svaru – porovnání hodnot napětí jednotlivých výpočtových modelů .....	87
Obr. 83 Graf závislosti napětí na vzdálenosti od paty svaru – ukázka určení hot-spot napětí pomocí kvadratické extrapolace – pohyb 11 .....	89
Obr. 84 S-N křivka FAT90 .....	90
Obr. 85 Graf závislosti životnosti na počtu cyklů / den pro $D = 0,5$ a $D = 0,2$ – hot spot napětí .....	92
Obr. 86 S-N křivka FAT225 .....	94
Obr. 87 Graf závislosti životnosti na počtu cyklů / den pro $D = 0,5$ a $D = 0,2$ – efektivní vrubové napětí .....	95
Obr. 88 Graf závislosti životnosti na počtu cyklů/den – porovnání vypočtených hodnot pomocí metody hot-spot napětí (HS) a efektivního vrubového napětí (EVN)..	96
Obr. 89 Graf závislosti životnosti na počtu cyklů/den v logaritmickém měřítku – porovnání vypočtených hodnot pomocí metody hot-spot napětí (HS) a efektivního vrubového napětí (EVN) .....	97

**SEZNAM TABULEK**

Tab. 1 Přehled nepoužívanějších metod svařování obloukem a jejich značení [9] ...	26
Tab. 2 Účinnost vybraných elektrických oblouků [6] .....	27
Tab. 3 Příklad hodnot napětí a počtu cyklů do selhání [24] .....	44
Tab. 4 Postup výpočtu metodou MKP .....	58
Tab. 5 Doporučená velikost elementů pro vrubové napětí [21] .....	63
Tab. 6 Tloušťky jednotlivých plechů.....	67
Tab. 7 Popis pohybů schematicky zobrazených v obr. 72.....	79
Tab. 8 Maximální posunutí jednotlivých modelů .....	82
Tab. 9 Zjištěné hodnoty hot-spot napětí a jejich rozkmit pro jednotlivé zatížení .....	89
Tab. 10 Vypočítaná životnost pro počet cyklů a $D_{\max}$ z Hot-spot napětí .....	92
Tab. 11 Zjištěné hodnoty efektivního vrubového napětí a jejich rozkmit pro jednotlivé zatížení.....	93
Tab. 12 Vypočítaná životnost pro počet cyklů a $D_{\max}$ z Efektivního vrubového napětí .....	95