

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: P2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3911V016 Materiálové inženýrství a strojírenská metalurgie

DISERTAČNÍ PRÁCE

Degradace mechanických vlastností cyklicky zatěžovaných
materiálů a konstrukčních uzlů

Autor: **Ing. Miloslav Kepka**
Školitel: **prof. Ing. Václav Mentl, CSc.**
Konzultant specialista: **Ing. Pavel Žlábek, Ph.D.**

Akademický rok 2020/2021

PROHLÁŠENÍ O AUTORSTVÍ

Předkládám tímto k posouzení disertační práci zpracovanou na téma:

Degradace mechanických vlastností cyklicky zatěžovaných materiálů a konstrukčních uzlů

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně, dle Studijního a zkušebního řádu Západočeské univerzity v Plzni, pod odborným dohledem školitele a s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Plzni dne: 29. 6. 2021



Podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Především děkuji svému školiteli, panu prof. Ing. Václavu Mentlovi, CSc., za jeho trpělivost a důvěru, kterou mi věnoval během celého mého studia. Disertační práce vznikala v tvůrčím pracovním prostředí Regionálního technologického institutu, výzkumného centra Fakulty strojní. Moje poděkování patří zejména kolegům ze Zkušebny provozní pevnosti a únavové životnosti a Laboratoře strojírenských experimentálních metod, kteří se mnou spolupracovali při realizaci některých laboratorních zkoušek a měření. Rád bych také poděkoval Ing. Jaroslavu Václavíkovi z Dynamické zkušebny VZÚ Plzeň s.r.o. za cenné rady i poskytnutí části experimentálních dat z praxe.

ANOTACE

AUTOR	Příjmení (včetně titulů) Ing. Kepka	Jméno Miloslav
STUDIJNÍ OBOR	Materiálové inženýrství a strojírenská metalurgie	
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) prof. Ing. Mentl, CSc.	Jméno Václav
PRACOVIŠTĚ VEDOUcíHO	Fakulta strojní, Západočeská univerzita v Plzni	
DRUH PRÁCE	disertační	
NÁZEV PRÁCE	Degradace mechanických vlastností cyklicky zatěžovaných materiálů a konstrukčních uzlů	

Fakulta: Strojní
Katedra: Materiálové inženýrství a strojírenská metalurgie
Rok odevzdání: 2021

Počet stránek (A4 a ekvivalentů A4)

Celkem	90	Textová část	72	Grafická část	18
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL, POZNATKY A PŘÍNOSY	Disertační práce je zaměřena na rozvoj aplikací pravděpodobnostního přístupu při posuzování únavové životnosti konstrukcí zatěžovaných vysokocyklovou únavou. Při posuzování je zohledněn náhodný charakter provozního zatížení a rozptyl únavových vlastností posuzovaných konstrukčních uzlů. Výsledkem práce je prezentace praktických postupů pro posuzování únavové životnosti zejména svařovaných konstrukcí namáhaných na vysokocyklovou únavu.
KLÍČOVÁ SLOVA	životnost, únava, svar, spolehlivost, zatěžování

SUMMARY

AUTHOR	Surname (including of Degrees) Ing. Kepka	Name Miloslav
FIELD OF STUDY	Materials Engineering and Engineering Metallurgy	
SUPERVISOR	Surname (including of Degrees) prof. Ing. Mentl, CSc.	Name Václav
INSTITUTION	Faculty of Mechanical Engineering, University of West Bohemia	
TYPE OF WORK	dissertation	
TITLE OF THE WORK	Degradation of mechanical properties of cyclically loaded materials and structural nodes	

Faculty: Mechanical Engineering
Department: Materials Engineering and Engineering Metallurgy
Submitted in: 2021

Number of pages (A4 a eq. A4)

Totally	90	Text part	72	Graphical part	18
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The dissertation is focused on the development of applications of the probabilistic approach in the fatigue life analysis of structures loaded by high cycle fatigue. The assessment takes into account the random nature of the service load and the variance of fatigue properties of the assessed structural detail. The result of the work is the presentation of practical procedures for assessing the fatigue life, especially of welded structures stressed by high cycle fatigue.
KEY WORDS	service life, fatigue, weld, loading, reliability

KURZFASSUNG

AUTOR	Nachname Ing. Kepka	Name Miloslav
STUDIENFACH	Werkstofftechnik und Metallurgie	
BETREUER	Nachname prof. Ing. Mentl, CSc.	Name Václav
INSTITUTION	Fakultät für Maschinenbau, Westböhmisches Universität	
ART DER ARBEIT	Dissertation	
TITEL	Verschlechterung der mechanischen Eigenschaften von zyklisch belasteten Werkstoffen und Konstruktionsknoten	

Fakultät: Maschinenbau
Kathedern: Design of Power Machines and Equipment
Abgeben: 2021

ANZAHL VON SEITEN (A4 a eq. A4)

Total	90	Text teile	72	Grafik	18
--------------	----	-------------------	----	---------------	----

KURZBESCHREIBUNG	Die Dissertation konzentriert sich auf die Entwicklung von Anwendungen des probabilistischen Ansatzes zur Bewertung der Ermüdungslebensdauer von Strukturen, die mit hochzyklischer Ermüdung belastet werden. Die Bewertung berücksichtigt den Zufallscharakter der Betriebslast und die Varianz der Ermüdungseigenschaften der bewerteten Struktureinheiten. Ergebnis der Arbeit ist die Darstellung praktischer Verfahren zur Bewertung der Ermüdungslebensdauer, insbesondere von Schweißkonstruktionen, die durch hochzyklische Ermüdung beansprucht werden.
SCHLÜSSELWÖRTER	Lebensdauer, Ermüdung, Schweißen, Zuverlässigkeit, Belastung

Obsah

Seznam obrázků	8
Seznam tabulek	10
Nomenklatura	11
Úvod	14
1 Cíle disertační práce	18
2 Teoretická východiska výpočtů únavové životnosti	19
2.1 Výpočet únavové životnosti	19
2.2 S-N křivka.....	21
2.3 Spektra provozního zatížení	24
2.3.1 Spektra stanovená experimentálně	24
2.3.2 Návrhová spektra zatížení.....	27
2.4 Distribuční funkce únavové životnosti	29
2.5 Specifika hodnocení únavové životnosti svarů	31
3 Případové studie	35
3.1 Poruchy svařovaných uzlů zadní nápravy trolejbusů (případová studie č. 1)....	35
3.1.1 S-N křivka	37
3.1.2 Zatížení.....	38
3.1.3 Vyhodnocení	40
3.2 Zohlednění procesů náhodného zatížení a rozptylu únavových vlastností při posouzení únavové životnosti svařovaných karoserií autobusů.....	42
3.2.1 Případová studie č. 2.....	50
3.2.2 Případová studie č. 3.....	54
3.2.3 Případová studie č. 4.....	58
4 Směry dalšího výzkumu	63
4.1 Případová studie č. 5	67
Závěr.....	71
5 Citovaná literatura.....	74
Publikační činnost doktoranda.....	78
Přílohy.....	i

Seznam obrázků

Obr. 1 – Fotografie únavového lomu čepu vodící tyče trolejbusu.....	15
Obr. 2 – Výzkumné centrum RTI - Zkušebna provozní pevnosti a únavové životnosti.....	16
Obr. 3 –Výsledky zkoušek a výpočtů únavové životnosti.....	20
Obr. 4 – Mezní podmínky pro výpočet kumulativního únavového poškození	21
Obr. 5 – Obrázek ilustrující únavu jako náhodnou veličinu [14].....	22
Obr. 6 – Vliv klíčových faktorů na únavovou pevnost a životnost [14].....	24
Obr. 7 – Příklady různých časových průběhů provozního namáhání [16]	25
Obr. 8 – Příklady časových průběhů provozního namáhání konstrukcí [16]	26
Obr. 9 – Ilustrační obrázek k metodě rainflow [17]	27
Obr. 10 – Vliv parametru spektra s na tvar spektra [19].....	28
Obr. 11 – Interference namáhání součásti a její odolnosti [22]	29
Obr. 12 – Schéma výpočtu distribuční funkce únavové životnosti podle Klimana [24]....	30
Obr. 13 – Ukázka z doporučení mezinárodního institutu pro svařování [25].....	31
Obr. 14 – Třídy křivek FAT pro ocele při standardních využitích dle normy [11]	32
Obr. 15 – Napětí používaná pro hodnocení únavové životnosti svaru [25]	32
Obr. 16 – Použitelnost přístupu využívajícího vrubové napětí dle normy [27]	34
Obr. 17 – Poloha trhlin na zadní straně tělesa nápravy [30]	35
Obr. 18 – Tenzometry v oblasti s výskytem únavových poruch [30]	35
Obr. 19 – Výpočet distribuční funkce únavové životnosti	37
Obr. 20 – Návrhová S-N křivka (červeně) a střední S-N křivka (modře) [32]	38
Obr. 21 – Naměřená napětí pro a) prázdný vůz, b) plný vůz [32].....	39
Obr. 22 – Jednparametrické a dvou parametrické rainflow histogramy.....	40
Obr. 23 – Distribuční funkce únavové životnosti pro prázdný a plný vůz.....	41
Obr. 24 – Metodika hodnocení únavové životnosti karosérií autobusů [16]	43
Obr. 25 – Postup určení maximální přípustné hodnoty σ_a, max, p	44
Obr. 26 – Přejezd standardizované překážky.....	45
Obr. 27 –Vyhodnocení nominálních napětí v průřezu konstrukčního uzlu karosérie	47
Obr. 28 – Příklad podrobného MKP výpočtu napětí v oblasti svaru profilů karosérie	48
Obr. 29 – Příklad instalace tenzometrů v oblasti svaru profilů karosérie.....	48
Obr. 30 – Extrapolace naměřených procesů napětí do spekter napětí	51
Obr. 31 – Speciální vozovky na zkušebním polygonu TATRA.....	51
Obr. 32 – Umístění tenzometru T6 na styčnicku dveřního sloupku karosérie	52
Obr. 33 – Kumulativní spektra napětí – prázdný a plně naložený vůz [48]	52
Obr. 34 – Konstrukční uzly karosérie trolejbusu a jejich S-N křivky.....	56
Obr. 35 – Maximální výpočtově stanovená amplituda napětí: konstrukční uzel A	57
Obr. 36 – Maximální výpočtově stanovená amplituda napětí: konstrukční uzel B	57
Obr. 37 – Maximální výpočtově stanovená amplituda napětí: konstrukční uzel C	58
Obr. 38 – Vyšetřovaný konstrukční uzel karosérie – schematicky.....	59
Obr. 39 – Vyšetřované svařované uzly: A – bez vyztužení, B – s vyztužením	59
Obr. 40 – Výsledky laboratorních únavových zkoušek a střední S-N křivky	60
Obr. 41 – Distribuční funkce únavové životnosti	62
Obr. 42 – Příklad zařízení pro aplikaci HFMI	64
Obr. 43 – Aplikace HFMI v patě svaru	64
Obr. 44 – Modifikované S-N křivky při proměnné amplitudové zátěži.....	65
Obr. 45 – Maximální nárůst počtu tříd FAT jako funkce meze kluzu [49].....	66

Obr. 46 – Příklady svarových spojů vhodných pro aplikaci metody HFMI [49].	67
Obr. 47 – Konstrukční detail užitý pro parametrickou studii [34]	67
Obr. 48 – Uvažované S-N křivky	68
Obr. 49 – Vyhodnocení maximálního přípustného rozkmitu napětí $s = 1$	69
Obr. 50 – Vyhodnocení maximálního přípustného rozkmitu napětí $s = 2$	70
Obr. 51 – Styčníky karoserie elektrobuse	i
Obr. 52 – Zkouška styčníku tvaru L	ii
Obr. 53 – Únavové trhliny vzniklé během zkoušky	ii
Obr. 54 – S-N křivka styčníku, síla se následně přepočte na napětí	iii
Obr. 55 – Zkušební vzorky na Zkušební provozní pevnosti výzkumného centra RTI	iv
Obr. 56 – Oboustranný V svar S355NL – As welded	v
Obr. 57 – Oboustranný V svar S355NL – HFMI	v
Obr. 58 – Porovnání šikmých větví S-N křivek	vi
Obr. 59 – Zkušební stand pro zkoušky T-vzorků s koutovými svary	vii
Obr. 60 – SN křivky variant T-svařence	viii

Seznam tabulek

Tab. 1 – Spolehlivost korespondující s počtem směrodatných odchylek [15].....	23
Tab. 2 – Přístupy pro hodnocení únavové životnosti svarů [24].....	33
Tab. 3 – Počet ujetých mil do indikace makroskopické únavové trhliny [29, 30].....	36
Tab. 4 – Parametr tvaru naměřených spekter napětí.....	53
Tab. 5 – Odhad faktoru zrychlení jízdní únavové zkoušky	54
Tab. 6 – Únavová životnost vypočtená pro 50% pravděpodobnost přežití	61
Tab. 7 – Sady zkušebních vzorků	vii

Nomenklatura

A	faktor zrychlení únavové zkoušky na zkušebním polygonu
b_1	sklon horní větve bilineární S-N křivky
b_2	sklon dolní větve bilineární S-N křivky
C_0	regresní parametr střední S-N křivky
d	počet směrodatných odchylek pod střední S-N křivkou
D	únavové poškození dle Minerova pravidla
D_c	mezní únavové poškození dle Minerova pravidla
f	frekvence
h_i	kumulativní četnost cyklů s amplitudou σ_{ai}
H_{max}	počet cyklů s maximální amplitudou $\sigma_{a,max}$
H_{tot}	celkový počet cyklů v zátěžném spektru
L_{max}	ujetá vzdálenost, během které se vyskytne amplituda napětí $\sigma_{a,max}$
L_C	odhadovaná životnost v městském provozu v ujetých kilometrech
L_d	návrhová životnost karoserie v ujetých kilometrech
L_{TG}	odhadovaná životnost při jízdě po zkušebním polygonu v ujetých kilometrech
L_m	délka měřeného úseku v ujetých kilometrech
s	směrodatná odchylka $\log N$ a také parametr tvaru návrhového spektra napětí a také bezpečnost
$SRI1$	imaginární hodnota hookovského napětí v prvním půl-cyklu
n_i	počet cyklů na napěťové hladině σ_{ai}
N_i	počet cyklů do poruchy na hladině σ_{ai} odečtených z S-N křivky
N_c	počet cyklů pro smluvní mez únavy
N, N_f	počet cyklů do poruchy
P	pravděpodobnost výskytu amplitudy $\sigma_{a,max}$
v	rychlost vozidla v kilometrech za hodinu
w	inverzní sklon horní větve bilineární S-N křivky
w_d	inverzní sklon dolní větve bilineární S-N křivky
σ_a	amplituda napětí
σ_{ai}	amplituda napětí pro i-tý stupeň zatížení
σ_m	střední napětí
σ_c	smluvní mez únavy

$\sigma_{a,max}$	maximální amplituda napětí ve spektru
$\sigma_{a,max,p}$	maximální přípustná amplituda napětí
σ_y	mez kluzu

Glosář

Amplituda napětí	Maximální výchylka napětí od střední hodnoty.
Distribuční funkce	Funkce, která udává pravděpodobnost, že hodnota náhodné proměnné je menší než zadaná hodnota.
Hot-spot napětí	Imaginární jmenovité napětí extrapolované do paty svaru.
Mez pevnosti	Maximální hodnota napětí odečtená z inženýrského tahového diagramu.
Mez únavy	Zkušební vzorky zkoušené v laboratoři při harmonickém zatěžování vykazují bezpečné napětí, pod kterým nedochází k selhání. Tato hodnota se nazývá mez únavy. Dle nových výzkumů mez únavy neexistuje a lom je jen otázkou počtu cyklů.
Minerovo pravidlo	Metoda pro odhad únavové životnosti při zatěžování proměnlivou amplitudou.
Náhodný proces zatěžování	Náhodný proces je množina možných rozdílných funkcí času.
Nominální napětí	Napětí v komponentě vyřešené pomocí obecných analytických teorií. Je to napětí očištěné od všech lokálních koncentrací napětí.
Rainflow	Metoda dekompozice signálu zatěžování do jednotlivých zátěžných cyklů.
Rozkmit napětí	Rozdíl mezi maximálním a minimálním napětím v cyklu.
S-N křivka	S-N křivka či také Wöhlerova křivka vyjadřuje vztah mezi únavovou životností a aplikovanou amplitudou napětí při harmonickém zatěžování.
Střední napětí	Průměrná hodnota napětí při harmonickém zatěžování nebo průměrná hodnota v jednom zátěžném cyklu.
Tenzometr	Senzor k nepřímému měření deformace (či „hookovského napětí“) na povrchu komponenty.
Třída FAT	Třída FAT (Fatigue strength) v katalogu mezinárodního svářečského institutu udává únavovou pevnost svaru pro životnost 2 miliony cyklů.
Únava materiálu	Proces vzniku a šíření trhliny v materiálu v důsledku časově proměnlivého zatěžování.
Vrubový součinitel	Efektivní hodnota tvarového součinitele napětí.

Úvod

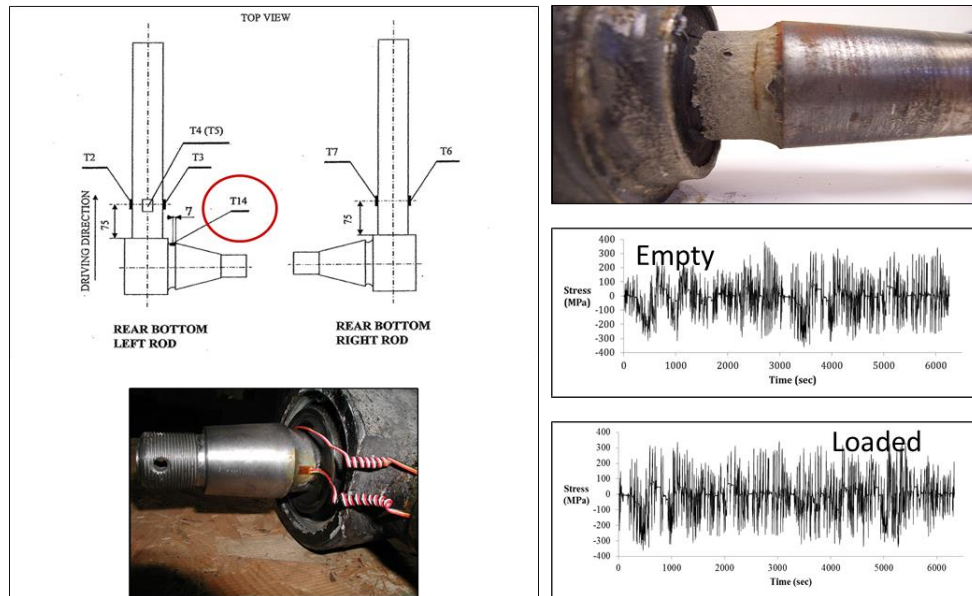
Únava materiálu patří stále mezi nejčastější příčiny závažných poruch strojních, dopravních i stavebních konstrukcí, přestože je této problematice ve světě věnována pozornost více než 150 let. Příčina tohoto stavu spočívá ve složitosti únavového procesu a množství faktorů, které ho ovlivňují. Následné ekonomické ztráty mohou být značné, a proto je zdokonalování postupů a metod, které umožňují posoudit spolehlivost provozu konstrukce z hlediska vzniku únavového lomu, stále potřebné. Toto je obzvláště aktuální v podmínkách, které jsou charakteristické velkou variabilitou zatěžování a kde je velmi podstatným kritériem návrhu zabezpečit spolehlivý a bezpečný provoz konstrukce s ohledem na možné následky havárie. Např. dopravní prostředky se vyznačují požadavkem na vysokou spolehlivost a bezpečnost, přičemž jejich zatěžovací procesy mají náhodný charakter a jejich provozní podmínky se často mění.

Únava materiálů a konstrukcí je poměrně komplikovaný jev, ve kterém se vyskytuje celá řada náhodných proměnných. Materiálové vlastnosti, resp. vlastnosti konstrukční součásti, se mohou odchylovat od uvažovaných přirozeným rozptylem, rozptylem způsobeným technologickou nekázní při výrobních procesech či změnou vlastností materiálů vlivem jiných degradačních procesů. Odchyly od předpokladů zpravidla vykazuje i reálná technologie výroby, např. se jedná o odchyly dimenzí kritických průřezů součástí, odlišné tuhosti a lokální koncentrace napětí, vznik sekundárních (zbytkových, technologických) napětí apod. V důsledku těchto faktorů může v provozu dojít k výraznému zkrácení projektované únavové životnosti a následně i k nespolehlivému provozu zařízení.

Životnost konstrukce závisí do značné míry na namáhání jejích dílčích částí a je determinována zatížením za provozu. Proto pro výpočtový návrh konstrukce, ale i pro případné laboratorní zkoušky na modelech nebo i na samotné konstrukci, je potřebné získat informace o reprezentativním průběhu provozního zatížení. Časové průběhy zatížení, resp. odezvy na tato zatížení, se nejčastěji získávají měřením, a to za různých provozních podmínek. Měření musí být zorganizováno tak, aby bylo možno na základě jeho výsledků sestavit soubor zatížení odpovídající typické skladbě provozu. Zatížení jsou obvykle určována (měřena) na prototypch nebo na předchozí generaci strojů, případně musí být odvozena z výsledků získaných na podobných konstrukcích.

Velmi zjednodušeně, ale na druhou stranu oprávněně, lze konstatovat, že únava materiálů a konstrukcí je statistický jev, a proto je vhodné při jeho hodnocení a popisu maximálně prosazovat pravděpodobnostní přístup.

Na Obr. 1 je ukázka čepu vodící tyče nápravy trolejbusu s únavovou trhlinou a časový průběh napětí naměřený tenzometricky v místě výskytu únavových poruch. Obrázek ilustruje typickou úlohu, kdy pro hodnocení únavové životnosti je třeba znát odolnost komponenty a informaci o zatěžování. Studie byla prezentována na mezinárodní konferenci ICSI 2017, 2nd International Conference on Structural Integrity [1]



Obr. 1 – Fotografie únavového lomu čepu vodící tyče trolejbusu a časový průběh napětí naměřený při jízdě prázdného trolejbusu a s plnou zátěží (zdroj: VZÚ Plzeň s.r.o.)

Na Fakultě strojní ZČU v Plzni existují mimořádné předpoklady k výzkumu, vývoji a inovacím materiálů a konstrukcí, které v provozu odolávají cyklickému namáhání. Ve výzkumném centru RTI (Regionální technologický institut) je k tomu k dispozici veškeré potřebné vybavení, zejména:

- elektrohydraulický zatěžovací systém od společnosti INOVA;
- software nCode pro hodnocení únavové životnosti konstrukcí (hodnocení na základě naměřených experimentálních dat i postprocessing metody konečných prvků);
- systémy pro měření provozního zatížení konstrukcí, převážně od firmy HBM;
- mechanická zkušebna s vybavením od firmy ZWICK a mikroskopická zařízení pro fraktografickou a metalografickou analýzu od firem Olympus a Joel.



Obr. 2 – Výzkumné centrum RTI - Zkušebna provozní pevnosti a únavové životnosti

Doktorské studium na takovém pracovišti lze proto chápat nejen jako příležitost prohloubit teoretické poznatky o přístupech k hodnocení únavové degradace cyklicky zatěžovaných materiálů a konstrukcí a obohatit vědecký potenciál pracoviště v této oblasti, ale především jako příležitost rozšířit spolupráci v této oblasti s průmyslovou sférou.

V rámci doktorského studia docházelo k transformaci poznatků základního výzkumu z oboru únavy materiálů a mechaniky do prostředí aplikovaného výzkumu a průmyslového vývoje. Doktorské studium probíhalo v kombinované formě v tvůrčím pracovním prostředí laboratoří Regionálního technologického institutu. Na praktických aplikacích (řešených v rámci celé řady projektů výzkumu a vývoje v gesci MŠMT, MPO a TAČR) byly postupně rozvíjeny poznatky a nástroje pro podporu dimenzování a posuzování dopravních prostředků a zařízení, které jsou v provozu zatěžovány časově proměnlivými zatíženími. Jedná se především o tyto projekty:

- 2015-2020: Rozvoj Regionálního technologického institutu. MŠMT, Národní program udržitelnosti I, projekt LO 1502, dílčí úkol B17: Posuzování únavové životnosti konstrukcí namáhaných na únavu včetně zahrnutí pravděpodobnostního přístupu;
- 2018-2020: Výzkum a vývoj druhé generace bezpečných a ekologicky citlivých dvouramenných nosičů kontejnerů s použitím vysokopevných ocelí. TAČR, program Epsilon, projekt TH03030219;
- 2018-2020: Výzkum a vývoj lehkého, bezpečného a ekologicky citlivého traktorového návěsu se zvýšenou transportní kapacitou s použitím vysokopevných ocelí. TAČR, program Epsilon, projekt TH03030216;

- 2020-2021: Výzkum a vývoj kloubového elektrobusu. TAČR/MPO, program TREND, projekt FW01010386;
- 2019-2021: Analýzy únavové životnosti a provozní spolehlivosti konstrukcí zatěžovaných vibracemi. TAČR, program Zéta, projekt TJ02000038.

Na základě těchto projektů vznikl ucelený systém velmi praktických znalostí, které byly prezentovány na celé řadě domácích, ale především mezinárodních konferencí. Vědecká úroveň a novost v přístupech byly verifikovány v recenzních řízeních tří příspěvků do špičkových časopisů v dané oblasti: Engineering Failure Analysis (Q1 v kategorii MATERIALS SCIENCE) a International Journal of Fatigue (Q1 v kategorii ENGINEERING, MECHANICAL).

1 Cíle disertační práce

Širší téma doktorského studia bylo zadáno jako:

„Výzkum degradace mechanických vlastností cyklicky zatěžovaných materiálů a konstrukčních uzlů“.

Při obhajobě tezí disertační práce a během státní doktorské zkoušky bylo zaměření práce zpřesněno následovně:

“Rozvoj aplikací pravděpodobnostního přístupu při posuzování únavové životnosti konstrukcí namáhaných vysokocyklovou únavou.”

Během obhajoby tezí disertační práce byly kromě sad S-N křivek svarových spojů prezentovány též sady S-N křivek vzorků vyrobených 3D kovovým tiskem. Komisí bylo doporučeno zúžit záběr disertační práce právě na *životnost svarových spojů* s tím, že životnost komponent získaných 3D kovovým tiskem je samostatná kapitola výzkumu.

Cíle předložené disertační práce, tak jak vyplynuli z obhajoby tezí disertační práce a následné státní doktorské zkoušky, jsou tedy následující:

1. Zabývat se posuzováním provozní únavové životnosti svařovaných uzlů. Zaměřit se přitom na jejich vysokocyklovou únavou a filosofii posuzování safe-life (bezpečný únavový život).
2. Při posuzování provozní únavové životnosti konstrukčních uzlů zohlednit:
 - a) náhodný charakter jejich provozního zatížení,
 - b) rozptyl jejich únavových vlastností.
3. Transformovat teoretické poznatky základního výzkumu ze zkoumané oblasti do světa aplikovaného výzkumu a průmyslového vývoje, prověřit a ukázat jejich praktickou využitelnost v inženýrských aplikacích.

Výše zmíněných cílů bylo dosaženo a v disertační práci to je prezentováno formou *případových studií* realizovaných v kontextu s experimentálním a výpočetním vybavením Fakulty strojní a jejího výzkumného centra RTI. K dosažení cílů byl též vytvořen jednoduchý software v programu Excel k vyhodnocování parametrů S-N křivek [2].

2 Teoretická východiska výpočtů únavové životnosti

V této kapitole jsou popsána teoretická východiska disertační práce, prakticky použitá v posléze prezentovaných případových studiích.

2.1 Výpočet únavové životnosti

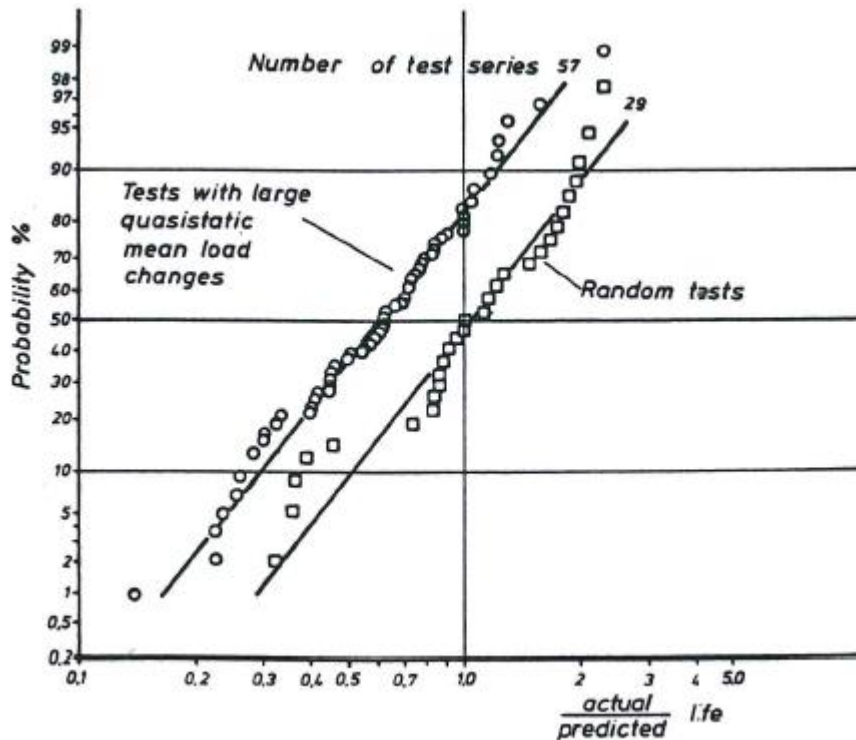
K výpočtům únavové životnosti byla v této disertační práci používána hypotéza lineární kumulace únavového poškození. Podle této hypotézy je mezní únavový stav dosažen, pokud je splněna následující podmínka:

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} = D_c, \quad (1)$$

kde n_i je počet cyklů na zátěžné hladině s amplitudou napětí σ_{ai} , N_i je mezní počet cyklů na stejné hladině σ_{ai} odečtený z příslušné S-N křivky. Únavové poškození je značeno jako D a hodnota D_c pak značí mezní únavové poškození.

Koncept pravidla lineární kumulace poškození navrhl poprvé Palmgren [3]. Později Miner [4] navrhl matematický výraz ve formě vztahu (1). Přestože existují další teorie únavového poškození, výše uvedený vztah je stále nejčastěji používán, i když mezní hodnota únavového poškození D_c často není rovna teoretické hodnotě $D_c = 1$. Příčin, proč tomu tak může být, existuje více. Níže jsou dokumentovány alespoň ty, které vyplývají z procesu zatěžování.

Schütz [5] na základě dat z různých testovacích sad z literatury provedl analýzu výpočtu poškození $\sum n/N$. Zvažoval dvě skupiny zatěžovacích sekvencí: sekvence, které obsahovaly navíc k měnící se amplitudě zatěžování i velké změny středního napětí (série 57 testů, převážně nerandomizovaných), a sekvence s konstantním středním napětím a variabilní amplitudou zatížení (29 zkušebních sérií), viz Obr. 3.



Obr. 3 – Porovnání výsledků zkoušek a výpočtů únavové životnosti s měnící se amplitudou, data shromáždil Schütz a obrázek je převzat z [5]

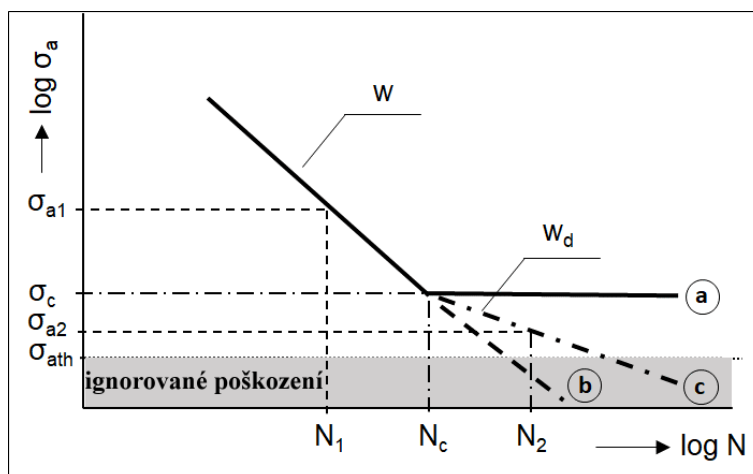
Na vodorovné ose je v logaritmické stupnici zobrazen podíl životnosti zjištěné zkoušením s životností vypočtenou Minerovým pravidlem pro $\sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1$. Tento podíl udává experimentálně zjištěnou hodnotu přípustného poškození $\sum n/N$. Svislá osa je stupnicí pravděpodobnosti normálního rozdělení a ilustruje rozptyl hodnot $\sum n/N$ získaných v různých zkušebních programech. V sadách s velkými změnami středního napětí dosahuje hodnota $\sum n/N$ průměrné hodnoty 0,6, přičemž nabývá hodnot od cca 0,15 do 2,0. V sadách s náhodným zatížením, avšak konstantním středním napětím zatížení je průměrná hodnota $\sum n/N = 1,05$, přičemž se jednotlivé hodnoty pohybují přibližně od 0,3 do 3,0.

Schijve [6] odpovídá na otázku, proč se vyskytují tak velké odchylky od $\sum n/N = 1$ následovně. Nízké hodnoty $\sum n/N$ se mohou vyskytnout, pokud je v historii zatěžování přítomno mnoho cyklů s malou amplitudou, a zároveň když je nulové střední napětí. Vysoké hodnoty $\sum n/N$ se mohou objevit v případě, má-li historie zatížení kladné střední napětí, které umožňuje výskyt příznivého zbytkového pnutí ve vrubech (tj. tlakového zbytkového napětí). Příznivý efekt zbytkového pnutí se neprojevuje u hladkých zkušebních těles bez vrubů zatěžovaných osovou silou, nicméně může se projevit na vzorcích zatěžovaných ohybem. Vzhledem k výše uvedenému by významné odchylky od Minerova pravidla neměly být překvapením.

Schütz [5] zvažoval myšlenku zavedení modifikovaného Minerova pravidla, kde by došlo k nahrazení hodnoty $\sum n/N = 1$ hodnotou $\sum n/N = q$, $q < 1$. Hodnota q musela být zvolena na základě zkušeností s testy při variabilním zatížení s podobnou historií zatížení, jaká je předmětem zkoumaného problému. Relativní Minerovo pravidlo lze také interpretovat jako Minerovo pravidlo se součinitelem bezpečnosti zohledňujícím možnost nekonzervativních odhadů životnosti. Ačkoli se takový bezpečnostní přístup jeví jako přiměřený, Schütz rovněž

uvádí, že realistické odhady únavové životnosti vyžadují, aby se při výpočtech vycházelo ze zkoušek provedených při zatěžování, které odpovídá reálnému zatěžování konstrukce či součásti [6].

Dalším nedostatkem Minerova pravidla je ignorování příspěvků poškození od cyklů s amplitudou napětí menší než je smluvní mez únavy. Pro zatěžování variabilní amplitudou se zdá být vhodné křivku upravit tak, aby zohlednila přírůstek i pro tyto malé zatěžovací cykly. Haibach [7] navrhl prodloužení křivky únavové životnosti pod mez únavy a jeho přístup byl použit i pro výpočet dle vztahu (1).



Obr. 4 – Mezní podmínky pro výpočet kumulativního únavového poškození: a – originální Palmgren-Miner, b – elementární Palmgren-Miner, c – Haibach

Výpočet může vliv malých cyklů zohledňovat různými způsoby. Schematické znázornění těchto okrajových podmínek je na Obr. 4. Berou se v úvahu poškození způsobená cykly s malými amplitudami ($\sigma_{ath} < \sigma_{ai} < \sigma_c$), které se ale vyskytují velmi často. Zatěžovací cykly s amplitudami menšími než je prahová hodnota σ_{ath} jsou zanedbávány. V případových studiích byla prahová hodnota zpravidla volena $\sigma_{ath} = 0,5\sigma_c$, což odpovídá návrhu Liu a Zennera v jejich hypotéze [8].

2.2 S-N křivka

Odolnost materiálu či konstrukčního uzlu v případě vysokocyklové únavy a konceptu časované pevnosti reprezentuje S-N křivka. Ke stanovení S-N křivky pro hodnocení konstrukčního uzlu je možné použít následující postupy:

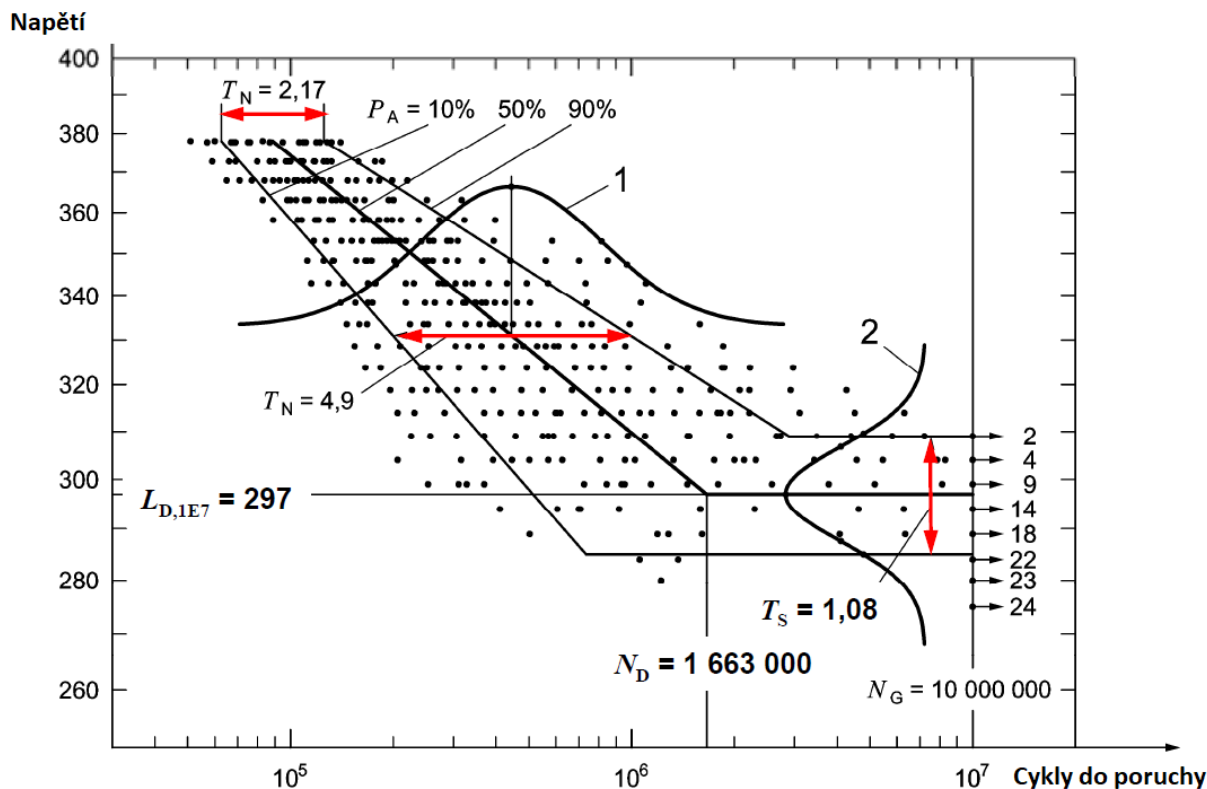
S-N křivku konstrukčního uzlu lze odvodit ze známých únavových vlastností použitého materiálu nebo dokonce jeho tahového diagramu. Jedná se nejčastěji o určení meze únavy a šikmé větve S-N křivky. Je třeba poznamenat, že všechny níže popsané přístupy jsou přesnější než tento přístup a také že tento přístup není vhodný pro svarové spoje [9].

U některých typických uzlů lze příslušné S-N křivky najít v konstrukčních normách, průmyslových předpisech a doporučeních [10, 11]. Slovo „typické“ v tomto případě znamená podobnost v geometrii, materiálu a technologickém provedení.

S-N křivku lze také odvodit za pomoci dostupných publikací, katalogů či databází provedených zkoušek. Příkladem může být komerční databáze WIAM® METALLINFO [12].

Nejspolehlivější metoda stanovení parametrů únavové křivky je založena na statistickém vyhodnocení dostatečně velkého souboru laboratorních únavových zkoušek provedených na stejných zkušebních tělesech při zatěžování harmonickým cyklem. Postupy pro provedení a vyhodnocení únavové zkoušky jsou popsány v mezinárodních normách, příkladem může být norma ČSN ISO 12107 Kovové materiály – Zkoušení únavy – Statistické plánování a analýza údajů [13].

Únavová životnost i únavová pevnost jsou náhodné veličiny, které vykazují v logaritmických souřadnicích normální rozdělení.



Obr. 5 – Obrázek ilustrující únavu jako náhodnou veličinu [14]

Vztah mezi počtem cyklů do poruchy a amplitudou či rozkmitem napětí nabývá exponenciální závislosti, přičemž se často používá zlogaritmovaný zápis. Zde je uveden ve formě, jak jej udává norma British Standard [15]:

$$\log N_f = \log C_0 - w \log \Delta\sigma. \quad (2)$$

Parametry $\log C_0$ a w se na základě výsledků únavových zkoušek zjistí lineární regresí. Jedná se de facto o proložení experimentálně zjištěných bodů přímkou s minimálním rozptylem. V případě, že se v zápise použije místo rozkmitu napětí $\Delta\sigma$ amplituda cyklu σ_a , rozptyl závislé proměnné $\log N_f$ a regresní parametr w zůstávají stejné a přímka se v logaritmických souřadnicích jen posune po svislé ose dolů o $\log 2$.

Dosazením vypočtených parametrů $\log C_0$ a w do (2) je získána rovnice střední S-N křivky odpovídající 50% pravděpodobnosti porušení. Pro zjištění S-N křivky s jinou než 50% spolehlivostí lze použít například následující modifikaci vztahu (2):

$$\log(N_f) = \log C_0 + sd - w \log(\Delta\sigma), \quad (3)$$

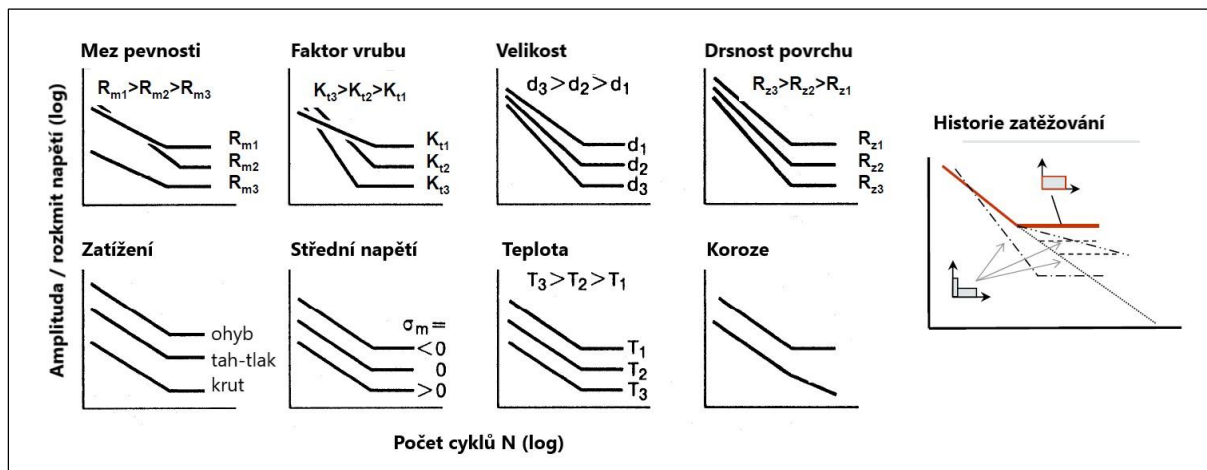
kde s je směrodatná odchylka závislé proměnné $\log N$ a d je počet směrodatných odchylek. Počet směrodatných odchylek koresponduje za předpokladu logaritmicko-normálního rozdělení se spolehlivostí. Tab. 1 obsahuje základní hodnoty spolehlivosti pro normální rozdělení a jeho vztah k počtu směrodatných odchylek v rovnici.

Tab. 1 – Spolehlivost korespondující s počtem směrodatných odchylek [15]

Spolehlivost [%]	Počet směrodatných odchylek d
99,9	-3
99,4	-2,5
97,7	-2
93	-1,5
84	-1
69	-0,5
50	0
31	0,5
16	1
7	1,5
2,3	2
0,6	2,5
0,1	3

Výhodou tohoto znázornění únavové S-N křivky je, že umožňuje odvodit návrhové křivky pro různé pravděpodobnosti únavové poruchy. Například únavové křivky posunuté o dvě směrodatné odchylky ($d = 2$) pod střední S-N křivku definují pravděpodobnost přežití 97,7 %. Lineární interpolaci je možné použít pro hodnoty, které nejsou přesně uvedeny v Tab. 1.

V únavových charakteristikách reálných konstrukčních uzlů a součástí se projevují různé faktory, přičemž ty klíčové jsou schematicky znázorněny na Obr. 6. Optimální variantou je zkoušením získat S-N křivku zkoumaného konstrukčního uzlu, přičemž tato S-N křivka již vlivy uvedené na Obr. 6 v sobě bude obsahovat.



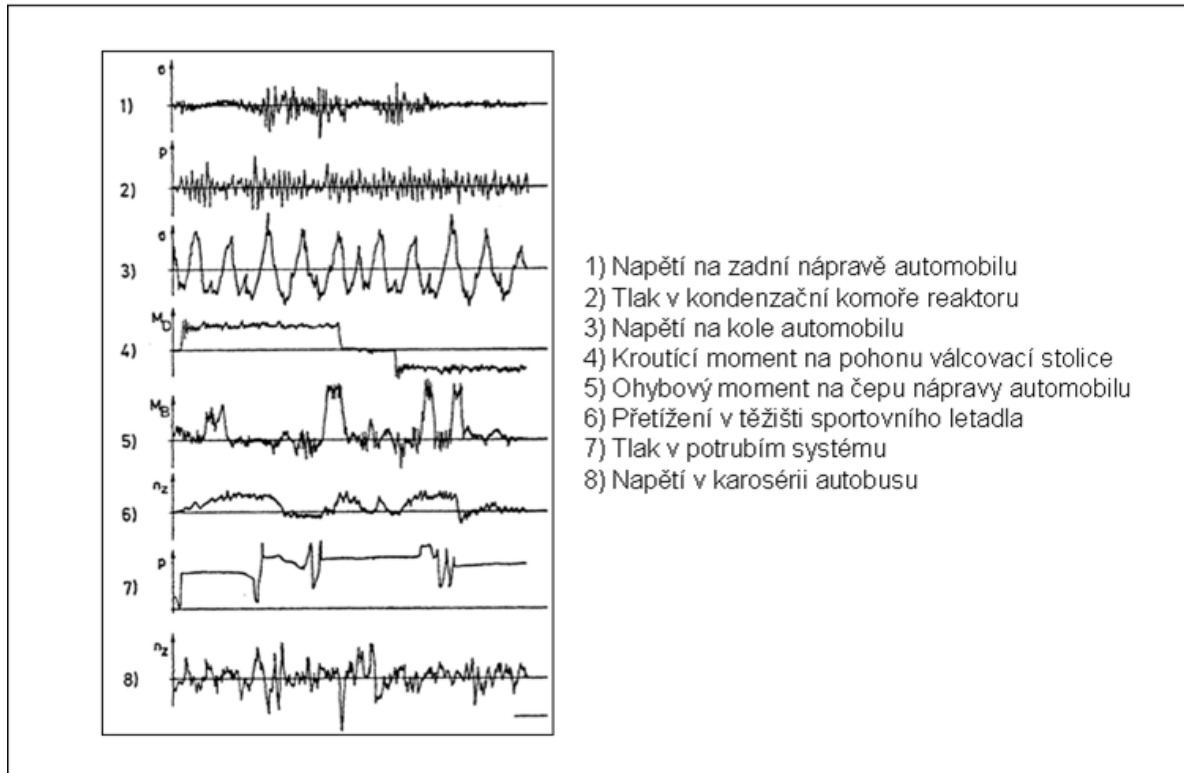
Obr. 6 – Vliv klíčových faktorů na únavovou pevnost a životnost [14]

2.3 Spektra provozního zatížení

Únavová životnost konstrukcí, strojů a zařízení je determinována životností jejich kritických komponent nebo konstrukčních uzlů. Pro výpočtové posouzení jejich únavové životnosti, ale i pro případné laboratorní zkoušky, je potřebné získat informace o reprezentativním průběhu jejich provozního namáhání. Namáháním se zde v širším slova smyslu míní zatížení i napěťová odezva na toto zatížení. Spektra provozního namáhání je možné zjistit experimentálně, což je ideální případ, nebo je lze odhadnout.

2.3.1 Spektra stanovená experimentálně

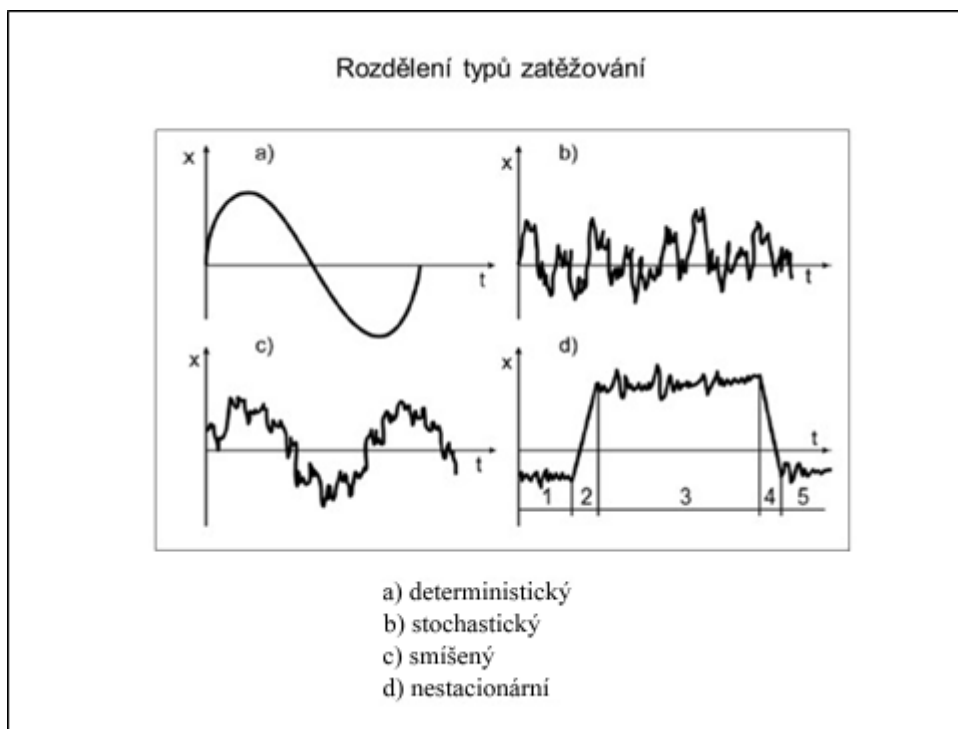
V ideálním případě se časové průběhy zatížení, resp. odezvy na tato zatížení získávají měřeními za provozních podmínek. Měření musí být zorganizováno tak, aby bylo možno na základě jeho výsledků sestavit soubor zatížení odpovídající typickým provozním podmínkám. Zatížení jsou obvykle zjišťována na prototypch nebo na předchozí generaci strojů, případně musí být odvozena z výsledků získaných na podobných konstrukcích. S rozvojem počítačových simulací se časové průběhy zatížení určují také s využitím dynamických modelů konstrukcí, napěťově deformační odezvy se určují pomocí konečně-prvkových výpočtových modelů. Na Obr. 7 jsou schematicky znázorněny příklady časových průběhů namáhání různých konstrukcí nebo jejich součástí.



Obr. 7 – Příkladů různých časových průběhů provozního namáhání [16]

Z časových průběhů na Obr. 7 je na první pohled patrná známá skutečnost, že namáhání konstrukcí má nejčastěji charakter náhodného procesu. Teorie náhodných procesů představuje samostatnou vědeckou disciplínu, na tomto místě je nicméně užitečné uvést alespoň následující skutečnosti.

Z hlediska zpracování naměřených (vypočtených) procesů namáhání je nutné rozlišovat různé kategorie procesů, přičemž jejich základní členění nabízí Obr. 8.

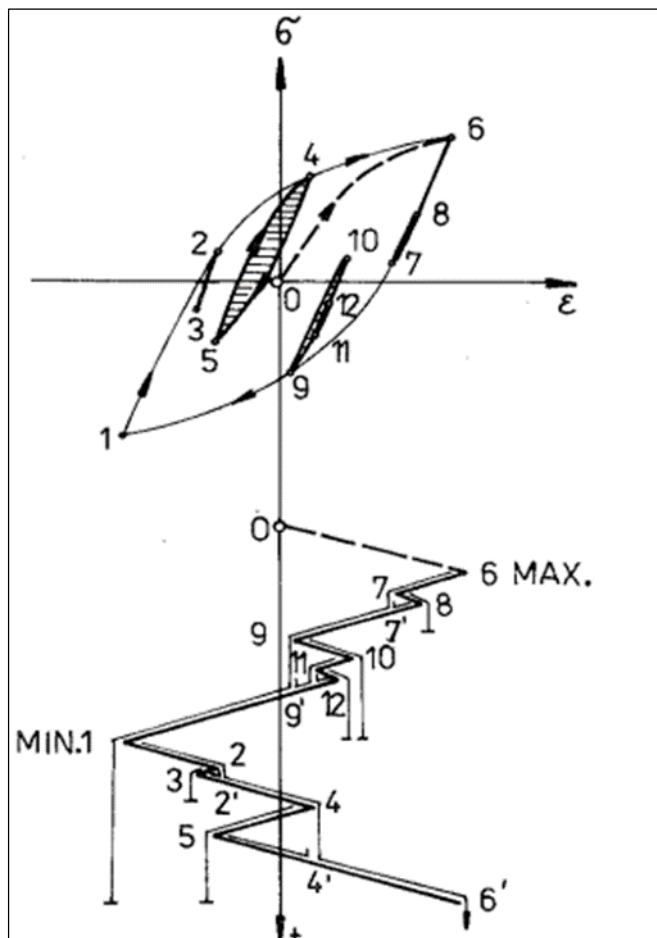


Obr. 8 – Příklad časových průběhů provozního namáhání strojírenských konstrukcí [16]

Při výzkumu dynamických vlastností strojů a zařízení se kmitavá zatížení analyzují ve frekvenční oblasti (určují se např. vlastní tvary a vlastní frekvence kmitání, spektrální výkonová hustota). Výpočty únavové životnosti s využitím známé spektrální výkonové hustoty zatěžovacího procesu vyžaduje splnění několika podmínek. Proces musí být zejména stacionární a Gaussovský. Tento typ výpočtů je proto dobře využitelný pro virtuální simulace vibračních zkoušek. Cokoli jiného je dle zkušenosti autora problematické, zejména s ohledem na častou nestacionaritu reálných procesů zatěžování.

Pro únavové výpočty je vhodnější analýza náhodných procesů v časové oblasti. Aby mohl být signál v podobě časové řady analyzován z hlediska únavové životnosti pomocí Minerova pravidla (1), je třeba naměřené či vypočtené provozní namáhání zpracovat tak, že se náhodný proces zatěžování rozloží do harmonických cyklů a to bez ohledu na jejich pořadí.

Nejpoužívanější metodou k vyhodnocení zatěžovacích cyklů je rainflow algoritmus, který je dnes součástí všech komplexních programů pro hodnocení únavové životnosti. Na základě zatřídění identifikovaných harmonických cyklů a půlcyklů lze získat buďto jednoparametrický nebo dvouparametrický histogram četnosti kmitů, kterému se říká spektrum zatížení (napětí).



Obr. 9 – Ilustrační obrázek k metodě rainflow [17]

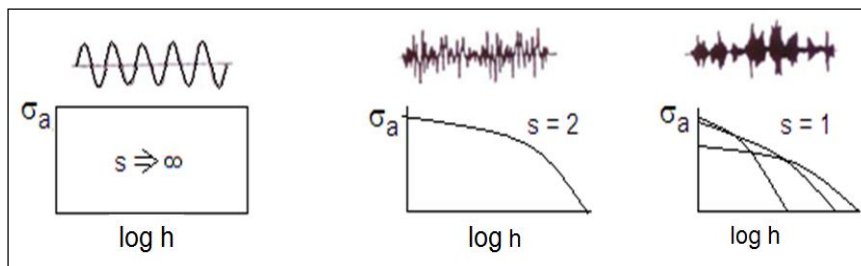
2.3.2 Návrhová spektra zatížení

V případě, že je třeba posoudit únavovou životnost součásti ve stádiu návrhu, musí se působící zatížení odhadnout (není-li určeno jinak, např. závazným předpisem). V takovém případě je nutno navrhnout vlastní (individuální, specifická) návrhová spektra zatížení.

Jednou z možností, jak popsat návrhová spektra zatížení, je využití vztahu, který se používá nejčastěji v literatuře německých autorů, např. [18]. Tato spektra mají na vodorovné ose kumulativní počet kmitů h a na svislé ose amplitudu napětí σ_a případně normovanou amplitudu napětí $\sigma_a/\sigma_{a,max}$. Takové návrhové spektrum je možné vygenerovat na základě následujícího vztahu (v tomto případě se jedná o spektrum napětí):

$$h_i = H_{tot} \cdot \left(\frac{H_{max}}{H_{tot}} \right) \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a,max}} \right)^s, \quad (4)$$

kde, $\sigma_{a,max}$ je maximální amplituda napětí ve spektru, H_{max} je počet cyklů s maximální amplitudou $\sigma_{a,max}$, H_{tot} je celkový počet cyklů ve spektru a h_i je kumulativní četnost cyklů s amplitudou σ_{ai} a vyšší. Důležitý je parametr s , který udává tvar spektra, viz Obr. 10.



Obr. 10 – Vliv parametru spektra s na tvar spektra [19]

Grubisic s Neugebauerem [19] i další se opírali při posuzování provozní únavové životnosti různých konstrukčních částí o tyto předpoklady:

- $s \rightarrow \infty$: pravoúhlé rozložení platí pro harmonický proces s konstantní amplitudou,
- $s = 2$: normální rozložení platí pro stacionární náhodný Gaussovský proces se směrodatnou odchylkou σ ,
- $s = 1$: přímkové rozložení platí pro proces složený z řady dílčích náhodných Gaussovských procesů s různými hodnotami σ .

Analýza tvaru provozních spekter se v literatuře objevila vícekrát, např. [20]. I v rámci vlastního výzkumu byl ověřen předpoklad přímkového rozložení spekter napětí pro styčníky profilů karosérie autobusů [21]. Tento tvar je obecně vhodný pro zatěžování jízdou po nerovnostech vozovky.

V případě naměřených dat je zapotřebí se zabývat otázkou, zda jsou dostatečně reprezentativní pro celou dobu životnosti stroje, zařízení, vozidla a zda tedy je i odhad životnosti na nich založený dostatečně věrohodný.

V případě námi zkoumaných silničních vozidel pro městskou hromadnou dopravu lze odhadnout celkový počet cyklů v návrhovém spektru pomocí rovnice:

$$H_{tot} = \frac{L_d}{v} \cdot 3600 \cdot f, \quad (5)$$

kde f je dominantní frekvence kmitání posuzované karosérie, v je průměrná rychlost jízdy v kilometrech za hodinu a L_d je návrhová životnost v kilometrech. Počet cyklů s maximální amplitudou provozního napětí H_{max} závisí na konkrétních provozních podmínkách (v případě vozidel na kvalitě povrchu vozovky). Ukazatelé P a L_1 nepřímo charakterizují provozní podmínky:

$$P = \frac{H_{max}}{H_{tot}}, \quad (6)$$

$$L_1 = \frac{L_d}{H_{max}}. \quad (7)$$

P je pravděpodobnost výskytu zatěžovacího cyklu s maximální amplitudou $\sigma_{a,max}$. L_1 je počet ujetých km na jeden výskyt zatěžovacího cyklu s maximální amplitudou $\sigma_{a,max}$.

Mezi ukazateli P a L_1 pak platí následující vztah:

$$P = \frac{L_d}{L_1 \cdot H_{tot}} \quad (8)$$

2.4 Distribuční funkce únavové životnosti

Pro hodnocení konstrukce existují v zásadě tři úrovně hodnocení spolehlivosti:

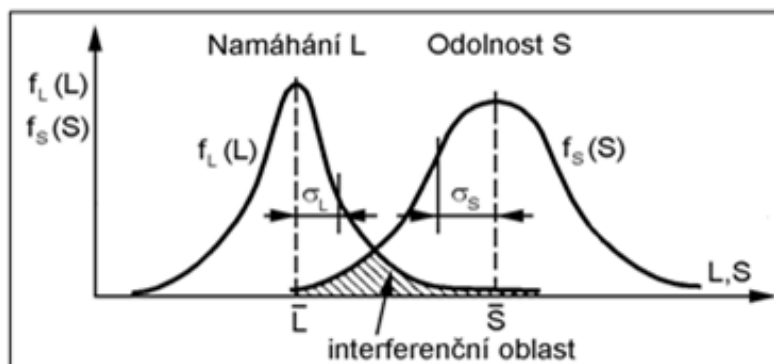
1. úroveň – deterministická;
2. úroveň – polo-pravděpodobnostní;
3. úroveň – úplná pravděpodobnostní analýza.

V plně deterministickém přístupu je bezpečnost s stanovena jako podíl odolnosti konstrukce S a účinku zatížení L v daném místě konstrukce či součásti. Posudek spolehlivosti má tvar

$$s = \bar{S} / \bar{L} \geq s_p, \quad (9)$$

kde s_p je předepsaný stupeň bezpečnosti. Odolnost konstrukce a účinky zatížení jsou uvažovány „středními“ hodnotami \bar{S} a \bar{L} . Tato metoda se nejvíce blíží inženýrskému chápání problematiky.

Nevhodná interference vyšších hodnot namáhání a nižších hodnot únavové pevnosti může vést ke snížení požadované spolehlivosti součásti nebo dokonce k její provozní poruše. Situace je znázorněna na Obr. 11



Obr. 11 – Interference namáhání součásti a její odolnosti [22]

Druhá úroveň (polo-pravděpodobnostní) vychází z koncepce součinitelů spolehlivosti. Odděleně se stanovují (analyzují) účinky zatížení L a odolnost konstrukce S . Posudek spolehlivosti má pak tvar

$$L_d \leq S_d, \quad (10)$$

kde $L_d = y_L \cdot \bar{L}$ je návrhový účinek zatížení, $S_d = y_S \cdot \bar{S}$ je návrhová odolnost konstrukce, přičemž y_L a y_S jsou dílčí součinitele spolehlivosti. Součinitele a návrhové hodnoty závisí na rozložení náhodných veličin charakterizujících zatížení a odolnost.

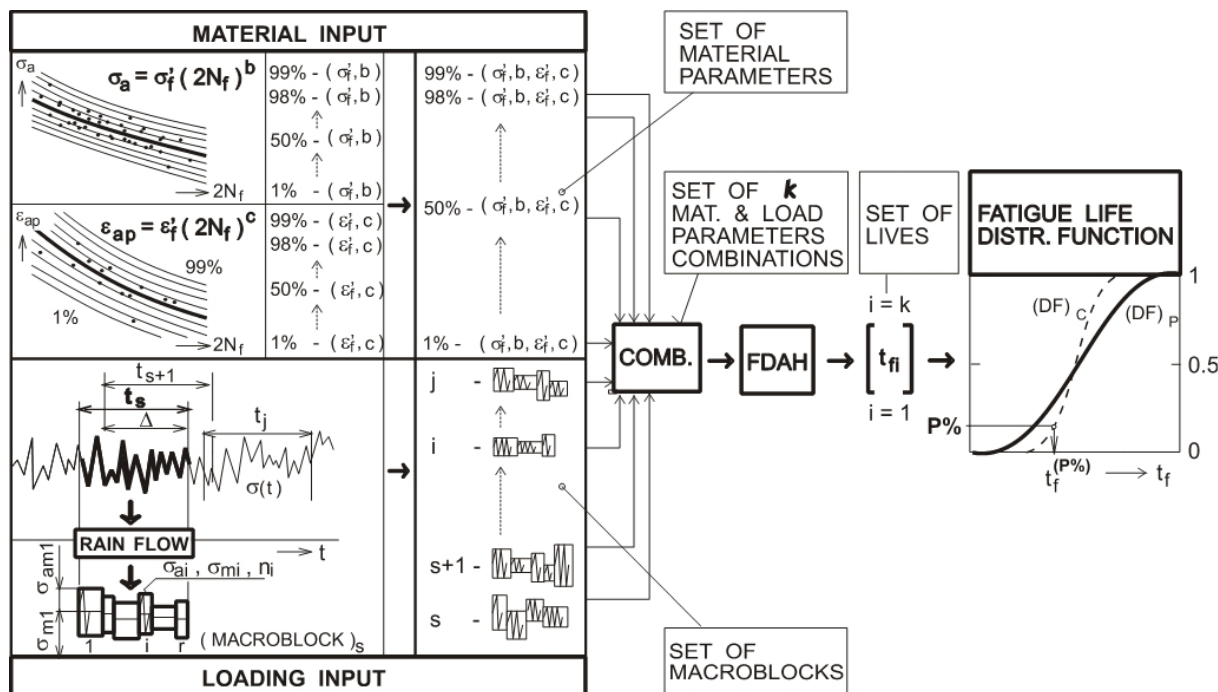
Třetí úroveň je úplná pravděpodobnostní analýza. Podmínka spolehlivosti je

$$P_f \leq P_{fa} \quad (11)$$

a vyjadřuje přímé srovnání vypočtené pravděpodobnosti vzniku poruchy P_f s návrhovou pravděpodobností P_{fa} stanovenou předpisem, který definuje požadovanou spolehlivost. Jen výjimečně lze provést analytické výpočty hledaných pravděpodobností, a proto významnou roli hrají simulační metody, např. metoda Monte Carlo.

V normativně neregulované průmyslové praxi se stále hojně využívá hodnocení konstrukcí a jejich součástí s využitím „globálního“ stupně (součinitele) bezpečnosti. Normy a předpisy jsou naproti tomu nejčastěji založeny na koncepci dílčích součinitelů spolehlivosti. Užívání úplné pravděpodobnostní analýzy a navrhování stavebních konstrukcí metodou SBRA (Simulation-Based Reliability Assessment) prosazoval mnoho let Marek [23].

Pravděpodobnostní přístupy jsou stále spíše předmětem výzkumu než běžné průmyslové praxe. Vlastní metodiku navrhl a na úrovni základního výzkumu ověřil např. Kliman [8]. Jeho metoda bere do úvahy jednak rozptyl materiálových vlastností, který je dán náhodným charakterem struktury materiálu a chemického složení, tak i náhodný charakter zatěžovacího procesu a odezvy na toto zatížení. Tím je respektován fakt, že proces nukleace i růstu únavových trhlin má v reálných provozních podmínkách náhodný charakter. Komplexně je tato metoda popsána na webových stránkách Ústavu materiálů a mechaniky strojů Slovenské akademie věd [24]. Do Obr. 23 je z této webové stránky zkopírováno výpočtové schéma navrženého postupu.



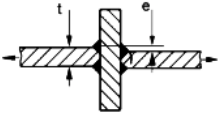
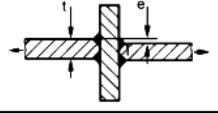
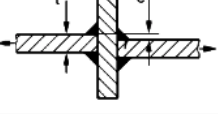
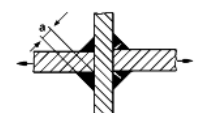
Obr. 12 – Schéma výpočtu distribuční funkce únavové životnosti podle Klimana [24]

Případová studie 1 v kapitole 3.1 je příkladem aplikace tohoto Klimanova pravděpodobnostního přístupu v praxi.

2.5 Specifika hodnocení únavové životnosti svarů

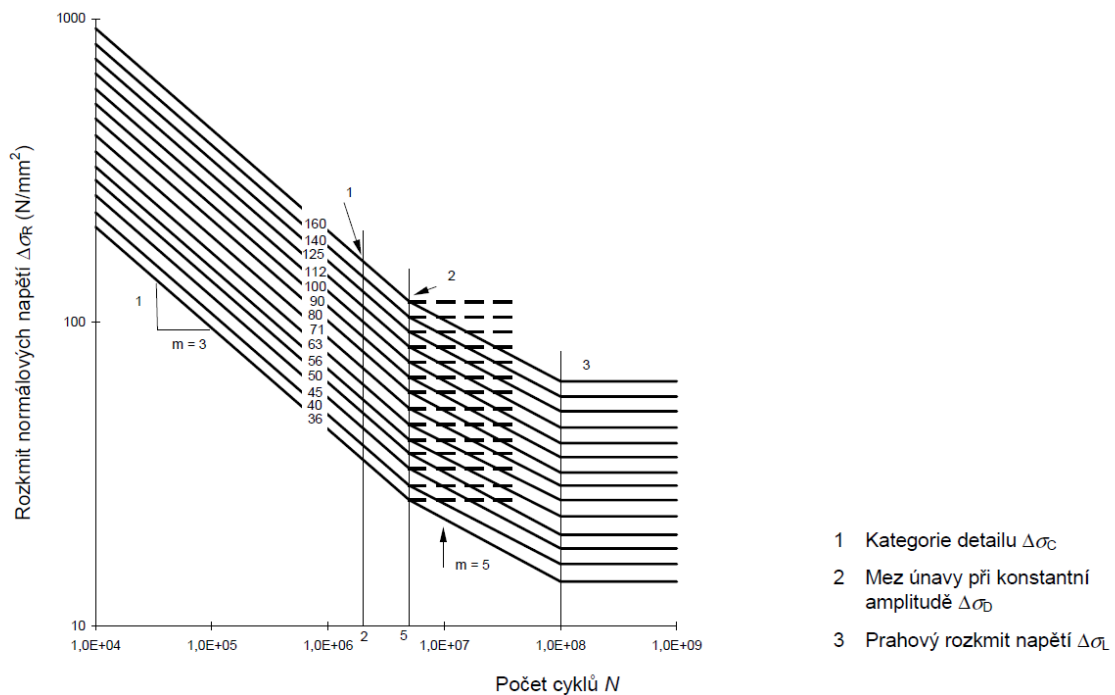
Pro posuzování únavové životnosti svarů se vychází nejčastěji z doporučení IIW (International Institute of Welding = Mezinárodní svářečský institut), která jsou často transformována do norem či jinak závazných předpisů, např.:

- Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1 – 9: Únava [11];
- FKM Richtlinie [12];
- BS 7608:2014+A1:2015: Guide to fatigue design and assessment of steel products [15].

No.	Structural Detail	Description (St.= steel; AL= aluminium)	FAT St.	FAT AL	Requirements and Remarks
400	Cruciform joints and/or T-joints				
411		Cruciform joint or T-joint, K-butt welds, full penetration, weld toes ground, potential failure from weld toe. Single sided T-joints and cruciform joints without misalignment	80 90	28 32	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing. Misalignment <15% of primary plate thickness in cruciform joints.
412		Cruciform joint or T-joint, K-butt welds, full penetration, potential failure from weld toe. Single sided T-joints and cruciform joints without misalignment	71 80	25 28	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing. Misalignment <15% of primary plate thickness in cruciform joints.
413		Cruciform joint or T-joint, fillet welds or partial penetration K-butt welds, potential failure from weld toe. Single sided T-joints and cruciform joints without misalignment	63 71	22 25	Advisable to ensure that intermediate plate was checked against susceptibility to lamellar tearing. Misalignment <15% of primary plate thickness in cruciform joints. Also to be assessed as 414
414		Cruciform joint or T-joint, fillet welds or partial penetration K-butt welds including toe ground joints, weld root crack. For a/t ≤ 1/3	36 40	12 14	Analysis based on stress in weld throat $\sigma_w = F / \sum (a_w \cdot l)$ l = length of weld Also to be assessed as 412 or 413.

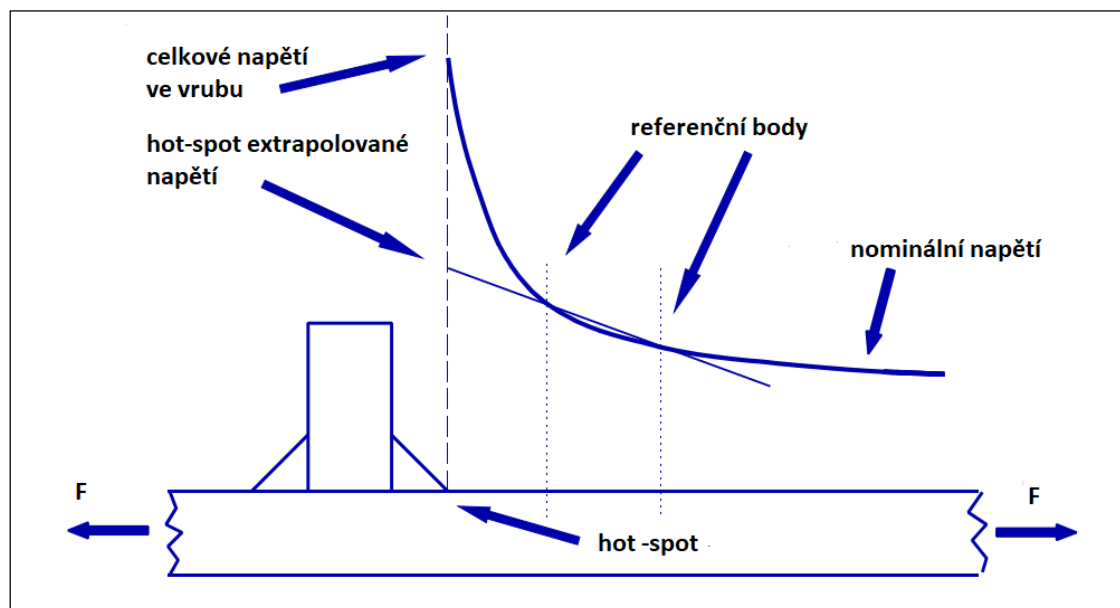
Obr. 13 – Ukázka z doporučení mezinárodního institutu pro svařování [25]

Všechny tyto dokumenty obsahují katalogy svarů, kde je každému typu svaru a jeho zatěžování přiřazena třída FAT křivky. Vždy je uvedena jedna třída křivky pro ocel a jedna pro hliník, viz Obr. 13. Uplatňují se zpravidla zdola omezené bilineární S-N křivky, např. se sklonem horní větve 3 a spodní větve 5. Příklad takového systému (bez jeho hlubšího popisu) je uveden na Obr. 14.



Obr. 14 – Třídy křivek FAT pro ocele při standardních využitích dle normy Eurokód 3 [11]

Třída FAT není závislá na použitém základním materiálu. Pro svar vysokopevnostních ocelí se tedy použije stejná křivka jako pro běžné konstrukční ocele. Další změnou je limitní hodnota hypotézy kumulace poškození $D_c = 0,5$ oproti $D_c = 1$, která je často používaná pro hodnocení nesvařovaných konstrukčních detailů. Třída FAT udává hodnotu příslušného rozkmitu napětí pro $N = 2 \cdot 10^6$ cyklů (viz Obr. 14), přičemž tzv. smluvní mez únavy (resp. bod zlomu v případě bilineární křivky) bývá v předpisech určen různě, nejčastěji $N = 5 \cdot 10^6$ nebo $N = 10^7$.



Obr. 15 – Napětí používaná pro hodnocení únavové životnosti svaru [25]

Pro hodnocení únavové životnosti svarů existují tři hlavní přístupy, které jsou odvozeny od použitého napětí, viz Obr. 15. Faktory ovlivňující únavovou životnost mohou být zahrnuty buď přímo v napětí nebo v S-N křivce, viz Tab. 2.

Tab. 2 – Přístupy pro hodnocení únavové životnosti svarů [24]

	Nominální napětí	Hot-spot napětí	Efektivní vrubové napětí
Napětí obsahuje			
vliv tvaru součásti	NE	ANO	ANO
vliv tvaru (typu) svaru	NE	NE	ANO
S-N křivka obsahuje			
vliv tvaru součásti	ANO	NE	NE
vliv tvaru (typu) svaru	ANO	ANO	NE

V případě součásti bez konstrukčního vrubu je koncept nominálních a hot-spot extrapolovaných napětí identický. Přístup užívající nominální napětí používá nižší třídy FAT křivek jen z důvodu zahrnutí vlivu přípustné nesouososti svařovaného detailu.

Nejstarším a zároveň nejpoužívanějším způsobem je hodnocení využívající nominální napětí. Například návrh normy pro posuzování životnosti železničních aplikací ani jiný způsob nepřipouští [26].

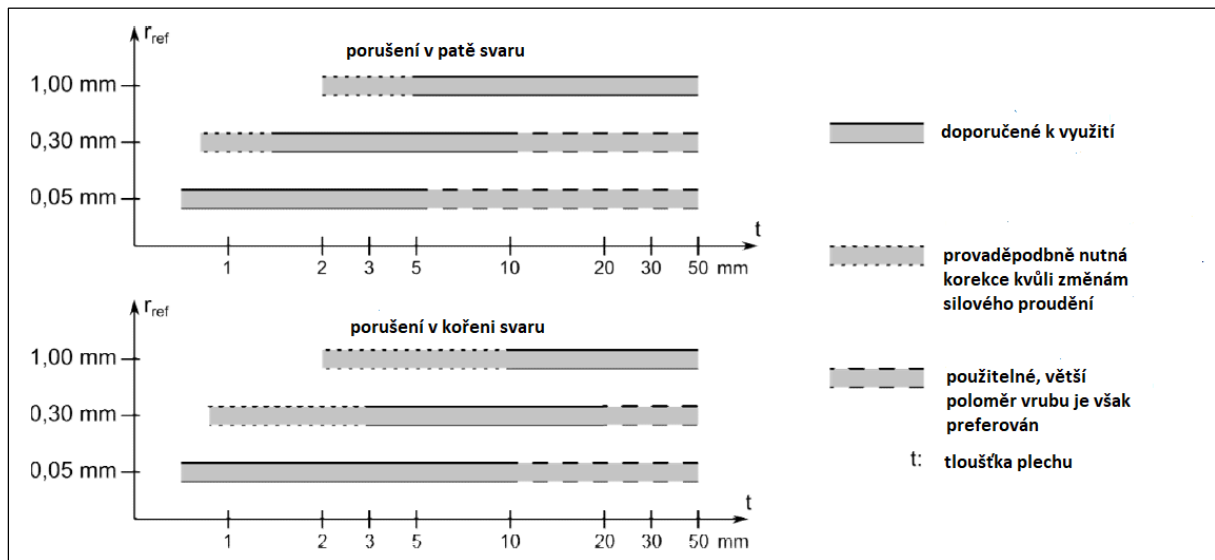
Pro svařované detaily, u kterých začíná únavové poškození z paty svaru je možno použít koncepci extrapolovaného jmenovitého napětí (hot-spot stress). Hot-spot označuje patu svaru, kde se předpokládá iniciace únavové trhliny. V případě iniciace trhliny v jiném místě nelze tento přístup využít. Extrapolované jmenovité napětí se stanoví výpočtem metodou konečných prvků nebo tenzometrickým měřením. Někdy je v předpisech uveden návod na stanovení extrapolovaného jmenovitého napětí, což znamená, že existuje směrnice na výběr typu prvků (shell, solid) a doporučení týkající se sítě konečných prvků, resp. jsou uvedena doporučení na umístění tenzometrů.

Dle doporučení Mezinárodního institutu pro svařování se výpočet extrapolovaného hot-spot napětí za využití dvou tenzometrů řídí dle následujícího inženýrského vztahu [25]:

$$\sigma_{hot-spot} = 1,67\sigma_{0,4t} - 0,67\sigma_{1,0t}, \quad (12)$$

kde t je tloušťka plechu, $\sigma_{0,4t}$ je napětí ve vzdálenosti $0,4t$ a $\sigma_{1,0t}$ je napětí ve vzdálenosti t od paty svaru. Tento přístup je vhodný zejména v případech, kdy je vzhledem ke komplikovanému tvaru obtížné či nemožné určit nominální napětí.

Přístup využívající efektivní vrubové napětí slouží především k analýzám metodou konečných prvků. Použitelnost tohoto přístupu závisí na tloušťce plechu a také na poloměru kořene vrubu. Dle doporučení Mezinárodního institutu pro svařování je tato metoda použitelná pro plechy o tloušťce minimálně 5 mm, přičemž byla verifikována pro efektivní poloměr vrubu 1 mm. Obr. 16 shrnuje doporučení návrhu normy [27] pro použitelnost přístupu využívající vrubové napětí.



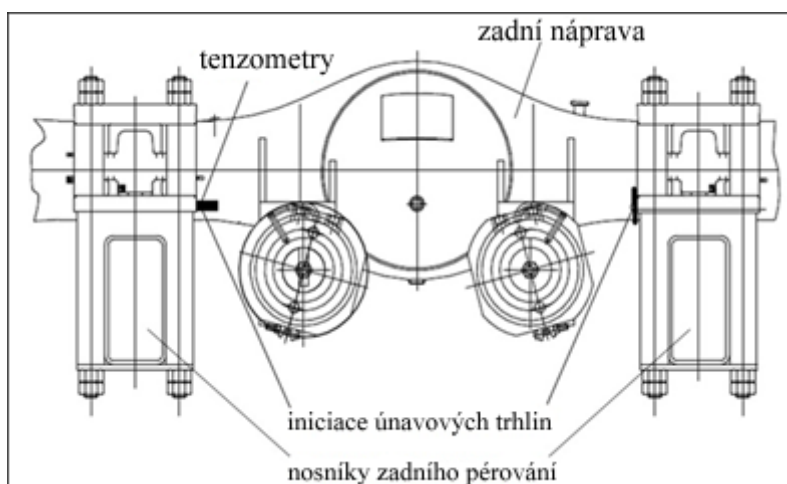
Obr. 16 – Použitelnost přístupu využívajícího vrubové napětí dle normy [27]

3 Případové studie

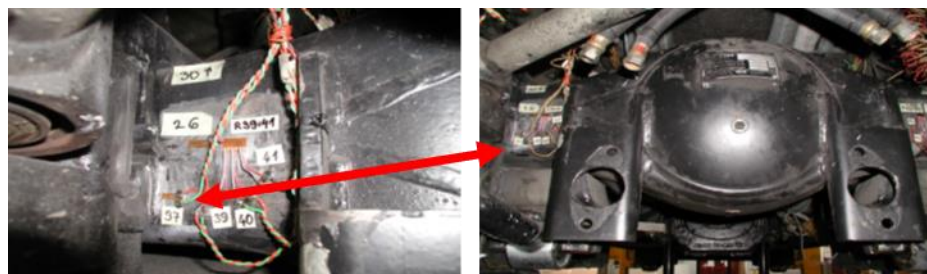
První případová studie se týká svařovaného uzlu zadní nápravy trolejbusů, další tři případové studie se pak věnují únavové životnosti styčnicků karoserií autobusů a trolejbusů.

3.1 Poruchy svařovaných uzlů zadní nápravy trolejbusů (případová studie č. 1)

Tato případová studie byla již prezentována na mezinárodní konferenci [28] a v rozšířené podobě byla publikována v časopisu Engineering Failure Analysis [29]. Navazuje na kapitolu 2.4 a dokládá, že únavu materiálů a konstrukcí je opravdu náhodný jev popsitelný statistickými veličinami. Za příklad slouží svařovaný uzel na zadní nápravě trolejbusů Škoda, které byly (a stále jsou) v provozu v americkém San Franciscu [30]. Docházelo zde k výskytu únavových poruch u svarů, kterými byly k tělu zadní nápravy přivařeny krátké konzoly. S pomocí těchto konzol byly k nápravě připevněny nosníky zadního pérování a vodící tyče zajišťující přenos vnitřních sil (stabilitu) mezi skříní a podvozkem vozidla. Situace je patrná z náčrtku na Obr. 16 a na fotografiích na Obr. 17.



Obr. 17 – Poloha trhlin na zadní straně tělesa nápravy [30]



Obr. 18 – Tenzometry v oblasti s výskytem únavových poruch [30]

Soubor identifikovaných provozních poruch v závislosti na počtu ujetých mil je zpracován v Tab. 3. Celkem 273 vozidel mělo dohromady 306 hnacích náprav. Konkrétně se jednalo o 240

sólo-vozidel s jednou hnací nápravou a 33 kloubových vozidel se dvěma hnacími nápravami. Každá náprava obsahovala dva z těchto identických kritických konstrukčních detailů (na levé a pravé straně). Ve $2 \cdot 306 = 612$ kritických detailech, které byly zkontrolovány, zjistily nedestruktivní prohlídky celkem 47 únavových trhlin [29, 30].

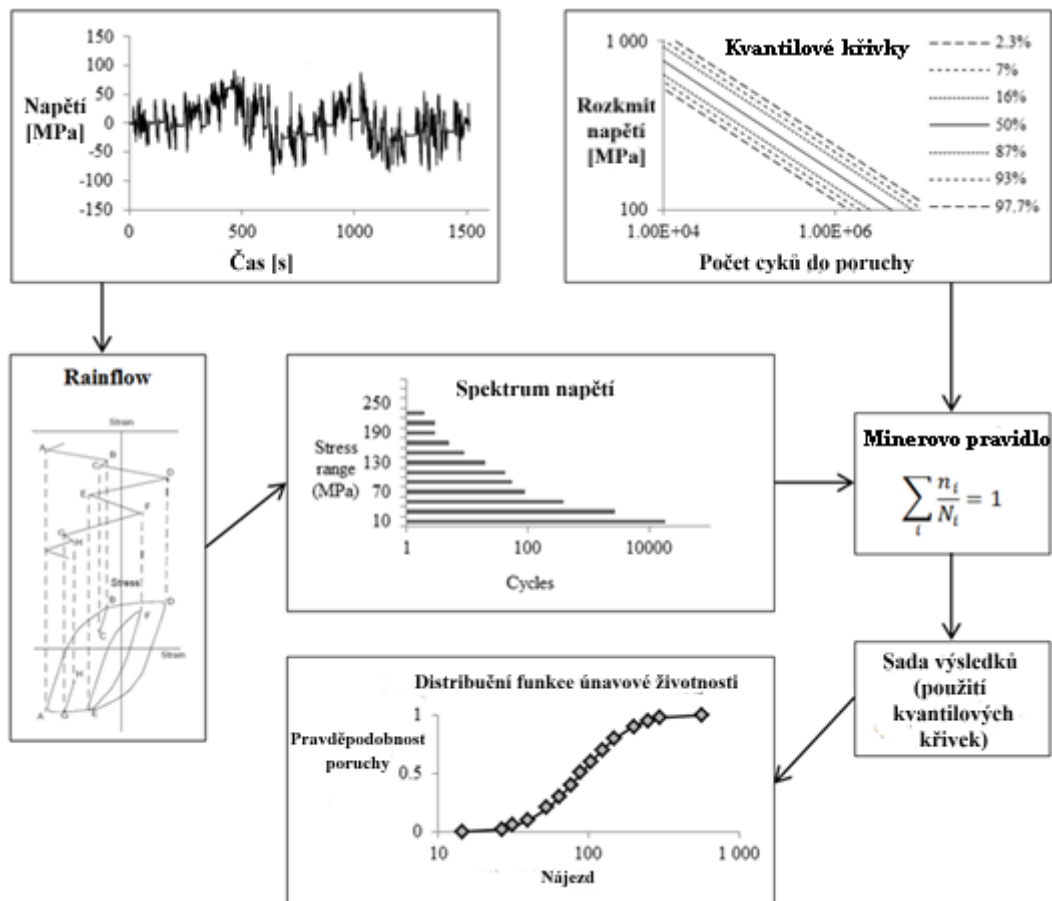
Tab. 3 – Počet ujetých mil do indikace makroskopické únavové trhliny [29, 30]

Počet ujetých mil do porušení (do indikace makroskopické únavové trhliny)				
17 021	40 021	52 620	61 258	66 050
21 583	42 355	53 600	62 289	66 204
23 665	42 860	54 263	62 378	68 815
25 108	44 623	55 792	62 523	70 985
25 449	45 597	56 665	63 441	72 540
28 341	48 669	57 142	64 130	74 782
30 848	48 855	58 589	64 145	77 843
32 009	51 272	60 296	64 763	79 090
35 672	51 584	60 800	65 197	

Životnost porušených náprav v době jejich evidence se pohybovala mezi těmito hodnotami:

- minimální proběh do indikace únavové trhliny: 17 021 mil;
- maximální proběh do indikace únavové trhliny: 79 090 mil.

Pravděpodobnostní přístup používá distribuce náhodných vstupních proměnných pro nalezení funkce distribuce únavové životnosti. V kapitole 2.4 již byl popsán postup navržený Klimanem [24]. Vzhledem k reprezentativnímu (tj. dostatečně dlouhému) záznamu z měření byla v případové studii použita modifikovaná, zjednodušená metoda.



Obr. 19 – Výpočet distribuční funkce únavové životnosti

Diagram na Obr. 19 znázorňuje výpočet únavové životnosti pomocí této modifikované metody. Na časový průběh napětí (získaný např. tenzometrickým měřením) je aplikována metoda rainflow a zatěžovací proces je tak transformován do rainflow histogramu, který udává četnosti harmonických kmitů ve stanovených třídách napětí. Napětí jsou porovnána s únavovou odolností součásti. Únavová odolnost však není reprezentována pouze jednou S-N křivkou, ale celým svazkem S-N křivek, které odpovídají různým „pravděpodobnostem přežití“. Získaná sada výsledků popisuje distribuční funkci únavové životnosti v závislosti na rozptylu únavových vlastností posuzované součásti.

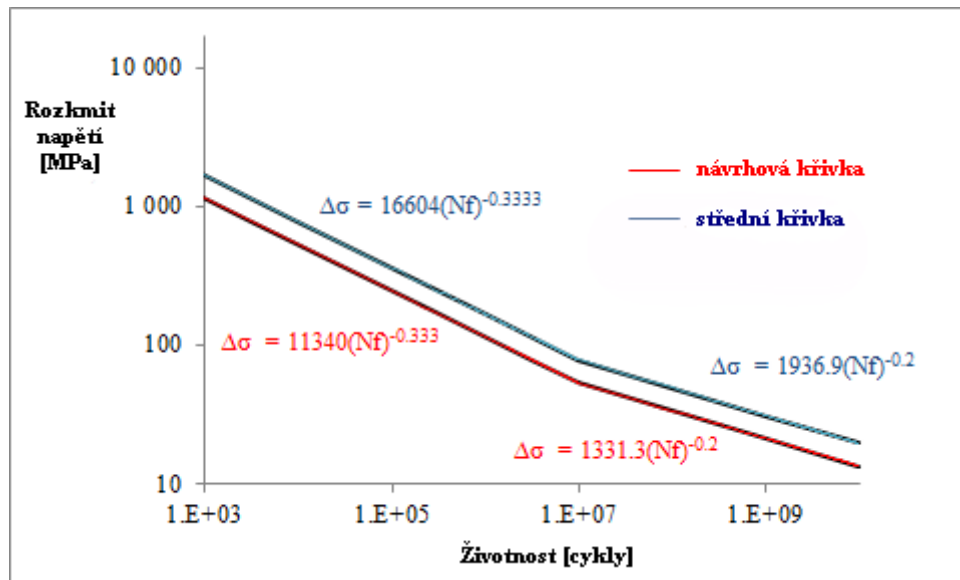
3.1.1 S-N křivka

Vzhledem k absenci únavových křivek z laboratorních zkoušek byl v této případové studii zdrojem informací o únavových vlastnostech svaru British Standard BS 7608, 1993 [31], který slouží pro hodnocení životnosti svarů ocelových konstrukcí z hlediska vysokocyklové únavy materiálu. Norma je platná pro konstrukční oceli s minimální mezí kluzu do 700 MPa, což vyhovuje vyšetřovanému případu, protože jak zadní náprava, tak i svařovaná konzola byly vyrobeny z konstrukční oceli St52 s garantovanou pevností 520 MPa.

Tato norma zahrnuje únavovou křivku třídy T, která se používá pro hodnocení založené na znalosti hot-spot napětí. Tento postup je vhodný, jelikož únavové trhliny vznikaly v patě svaru. V normě [31] je S-N křivka třídy T vyjádřena následující rovnicí:

$$\log(N_f) = 12,6606 - 0,2484d - 3 \log(\Delta\sigma). \quad (13)$$

Grafické znázornění střední S-N křivky a návrhové křivky pro spolehlivost 97,7% je na Obr. 20.



Obr. 20 – Návrhová S-N křivka (červeně) a střední S-N křivka (modře) [32]

Výpočty únavové životnosti byly prováděny pomocí softwaru nCode. Parametry únavové křivky byly proto převedeny do formátu používaného tímto softwarem:

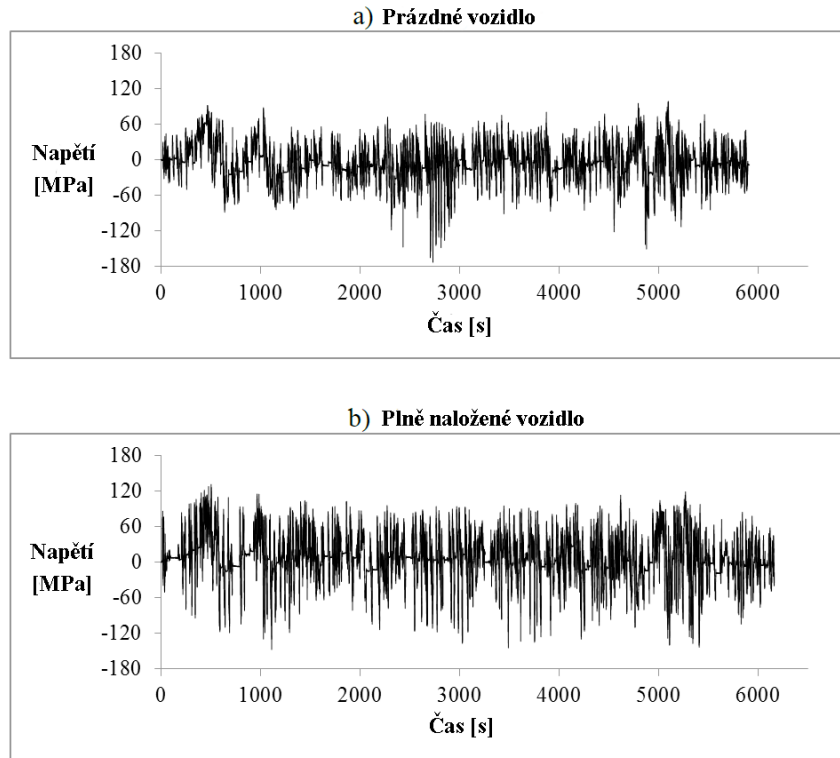
$$\Delta\sigma = SRI1 \cdot (N_f)^{b1}. \quad (14)$$

Veličina *SRI1* je imaginární hodnota hookovského napětí v prvním cyklu a *b1* je sklon horní větve S-N křivky. Podle britského standardu vyžadují případy s variabilní amplitudou, jako je provozní zatěžování, použití bilineární únavové křivky dle Haibacha [7] s bodem zlomu v bodě $N_f = 10^7$. Sklon dolní větve S-N křivky *b2* se vypočte dle vztahu:

$$b2 = \frac{b1}{1+2b1}. \quad (15)$$

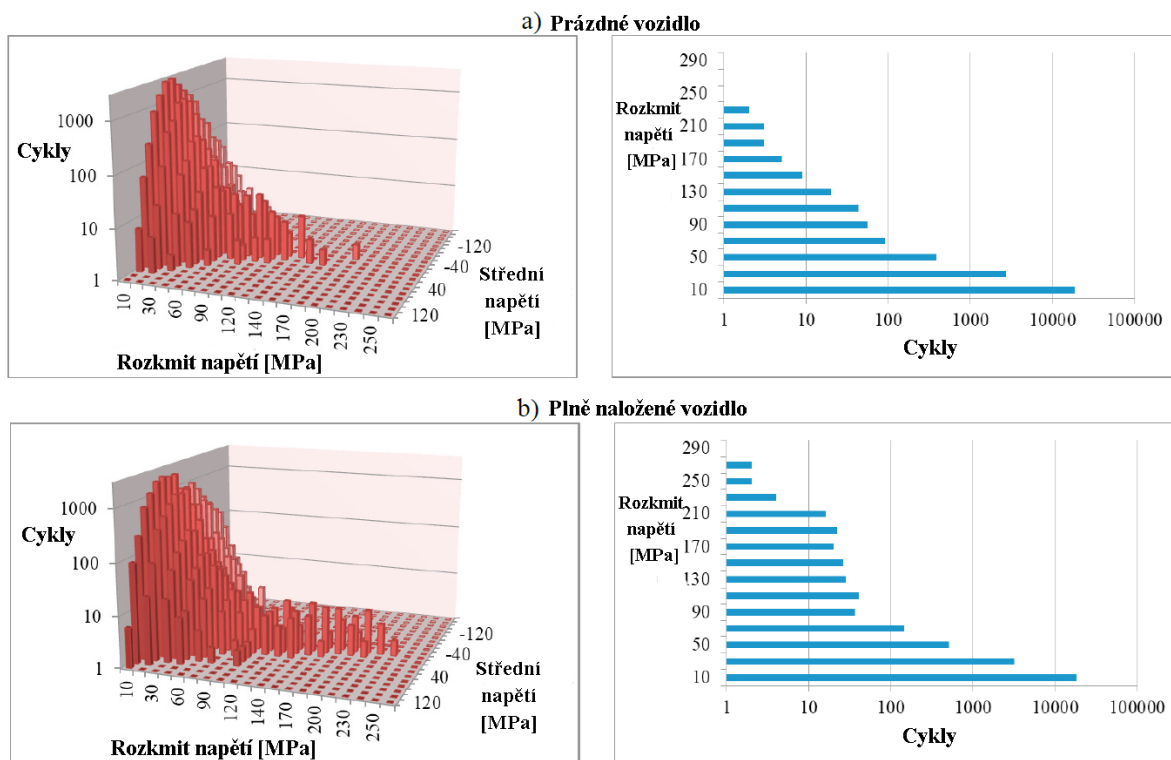
3.1.2 Zatížení

Provozní zatěžování posuzované součásti bylo měřeno na městském okruhu o délce 16,2 mil. Trasa vedla přes kopcovitý terén typický pro San Francisco a obsahovala běžné provozní manévry jako zrychlování, brždění, zatáčení a krátké zastávky. Měření proběhla při dvou zatěžovacích stavech – s prázdným a s plně obsazeným vozem. Naměřené průběhy napětí poskytl Výzkumný a zkušební ústav Plzeň s.r.o., stejně tak jako statistiku provozních poruch. Na první pohled náhodné procesy zatěžování jsou uvedeny na Obr. 21.



Obr. 21 – Naměřená napětí pro a) prázdný vůz, b) plný vůz [32]

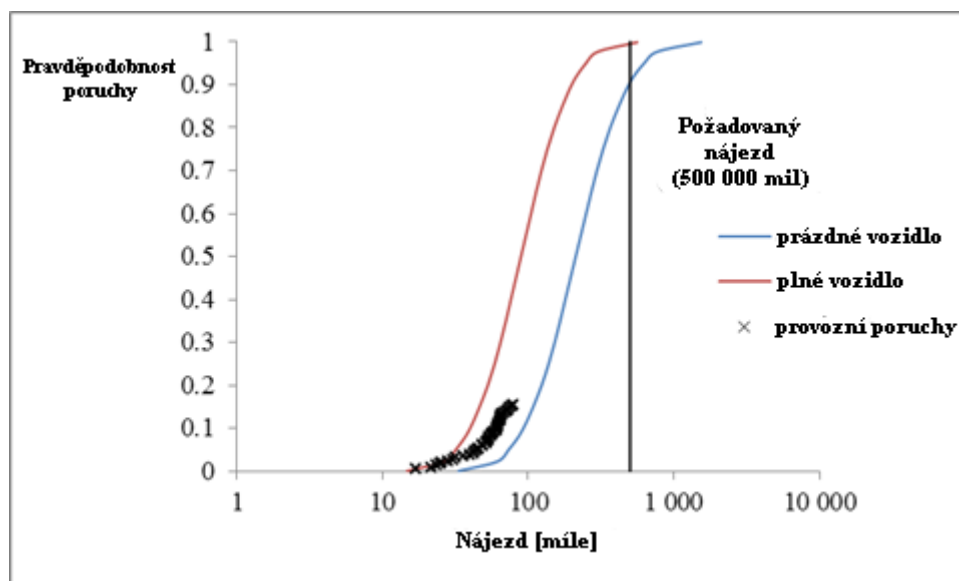
Napětí byla vyhodnocena v softwaru nCode. Proběhla dekompozice náhodných procesů pomocí rainflow algoritmu do jednaparametrických a dvouparametrických histogramů četností kmitů, viz Obr. 22. Histogramy posloužily jako vstupy do výpočtů únavové životnosti.

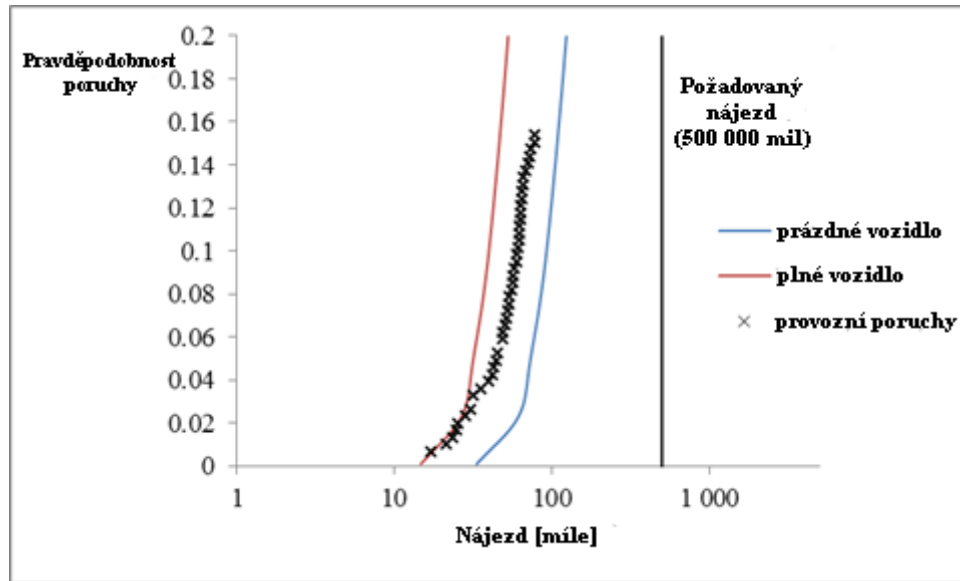


Obr. 22 – Jednparametrické a dvou parametrické rainflow histogramy pro prázdný a plný vůz [32]

3.1.3 Vyhodnocení

Obr. 23 ukazuje vypočtené distribuční funkce únavové životnosti pro obě okrajové provozní podmínky: jízdu s prázdným a jízdu s plně naloženým vozidlem. Tyto vypočtené distribuční funkce únavové životnosti jsou v dobré shodě se zjištěnými provozními poruchami, což potvrdilo praktickou využitelnost Klimanovy metody.





Obr. 23 – Distribuční funkce únavové životnosti pro prázdný a plný vůz a provozní poruchy [28]

Software nCode dále nabízí užitečný nástroj pro projektanty a výpočetní inženýry ve formě zpětného výpočtu, který je vede k návrhu dle požadované životnosti. Pomocí tohoto nástroje lze pro konkrétní únavovou křivku vypočítat tzv. „scale factor“. Tímto scale factorem musí být hodnoty naměřeného signálu provozních napětí vynásobeny, aby bylo dosaženo požadované životnosti, která v tomto případě představuje 500 tisíc mil. Při navrhování konstrukce je třeba vzít v úvahu „rozumnou“ úroveň spolehlivosti. V tomto případě byl scale factor stanoven pro návrhovou únavovou křivku s pravděpodobností přežití 97,7 %.

Scale factor byl vypočítán pro oba zatěžovací stavy. Má-li být dosaženo požadovaného celkového nájezdu 500 000 mil, výpočet ukázal, že scale factor musí být 0,4 pro plně naložené vozidlo a 0,53 pro prázdné vozidlo. Z těchto zpětných výpočtů únavové životnosti lze dovodit, že pro spolehlivý provoz daného svařovaného konstrukčního detailu by provozní napětí měla být snížena na polovinu původních hodnot [30].

3.2 Zohlednění procesů náhodného zatížení a rozptylu únavových vlastností při posouzení únavové životnosti svařovaných karoserií autobusů

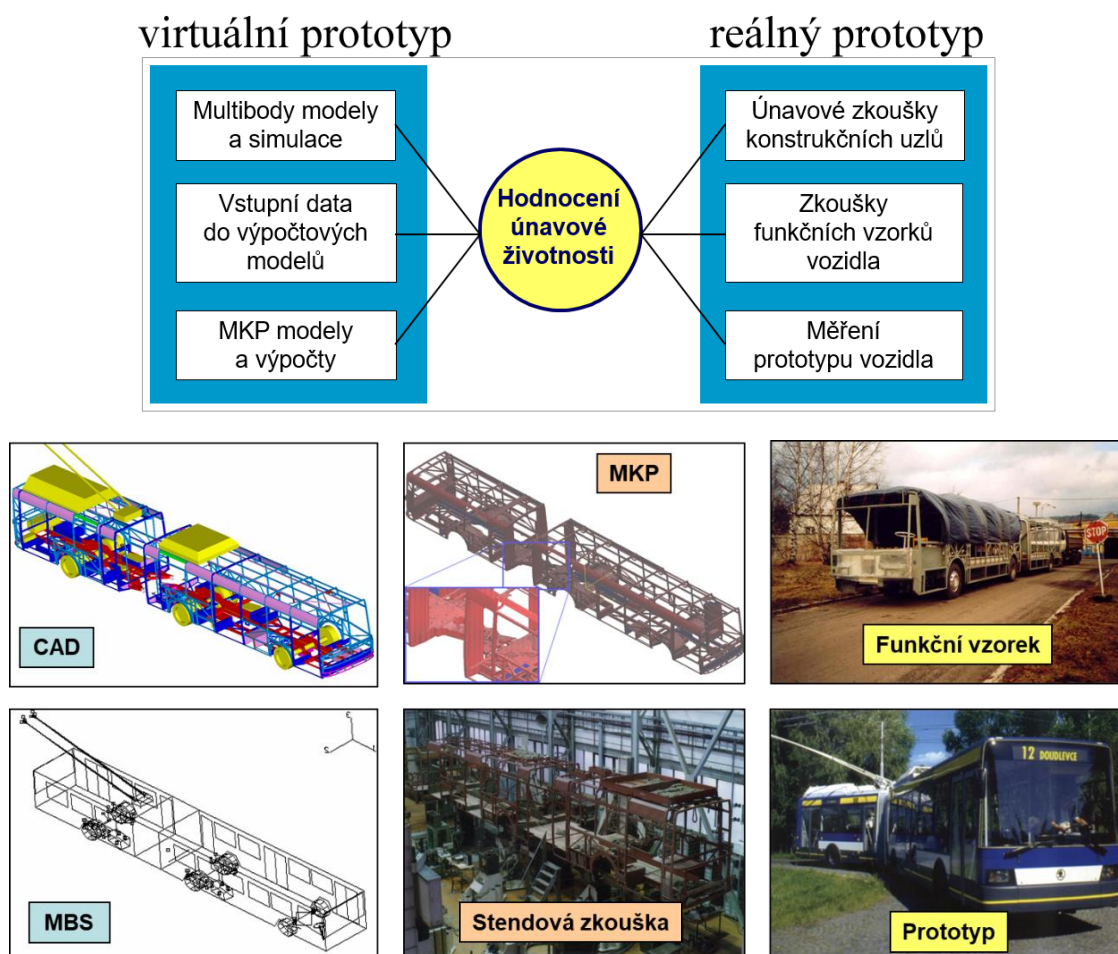
Stejně jako v oblasti osobních automobilů zahrnuje vývoj nového autobusu (trolejbusu), výpočetní a experimentální činnosti. Mezi aktuální výzvy patří vzestup elektromobility a bateriové autobusy, které otevírají nové oblasti výzkumu. Těžké baterie výrazně mění dynamiku vozidla i napětí v karoserii a rámu podvozku. Nosné struktury karoserií autobusů jsou zpravidla svařeny z tenkostěnných profilů. Kromě konvenčních konstrukčních ocelí se používají slitiny hliníku, nerezové oceli a vysokopevnostní oceli.

Pokud se výrobce rozhodne vyvinout koncepčně nové vozidlo, nemá zpočátku přesné vstupní informace nezbytné k posouzení pevnosti a únavové životnosti nové karoserie. Úkolem je proto analyzovat zkušenosti z vývoje a provozu předchozí generace vozidel a zavést nové výzkumné metody. Jedním z těchto trendů je odhad únavové životnosti a budoucí spolehlivosti karoserie v rané fázi jejího vývoje.

Případová studie popisuje několik příkladů využitelných během vývoje nové karoserie. Ve všech případech je uvažováno náhodné provozní zatěžování a rozptyl únavových vlastností svařovaných uzlů karoserie.

Metodiky vývoje všech výrobců vozidel kombinují počítačové modelování a výpočetní simulace s vhodným experimentálním programem na úrovni konstrukčního systému vozidla a jeho součástí a konstrukčních uzlů. Metodika použitá v minulosti při konstrukci mnoha trolejbusů a autobusů již byla veřejnosti představena, např. na mezinárodní konferenci [32]. Metodika je komplexní a dosti složitá. Vývoj zahrnuje jak výpočetní, tak experimentální činnosti: výpočty CAD, MBS, FEM, zkoušky na zkušebním stendu a měření s prototypy vozidel. Významnou součástí výzkumu a vývoje je posouzení provozní únavové životnosti nové konstrukce.

Metodika využívá výhod virtuálního prototypování v kombinaci s různými testy v laboratořích a zkoušením vozidel na reálných silnicích a zkušebních tratích, včetně speciálních tratí na zkušebních polygonech.



Obr. 24 – Metodika hodnocení únavové životnosti karosérií autobusů [16]

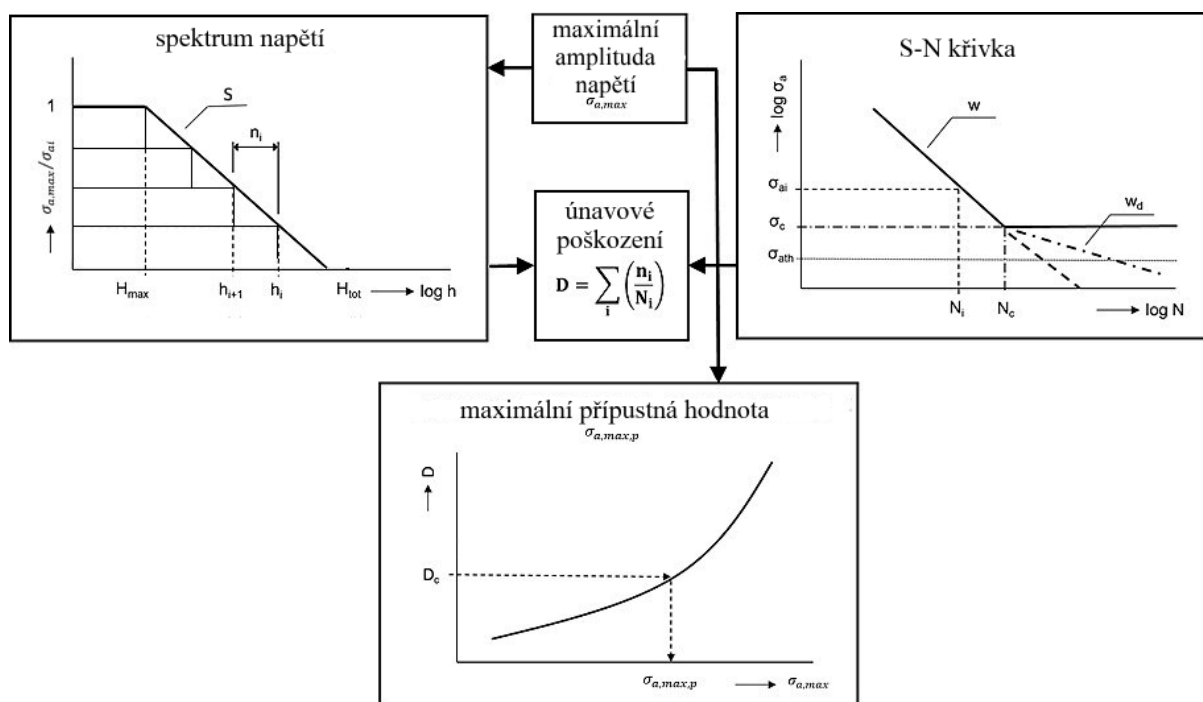
Vývoj autobusů, trolejbusů a nově i bateriových elektrických autobusů zahrnuje následující podmínku, která musí být splněna ve všech příslušných konstrukčních detailech karoserie vozidla:

$$\sigma_{a,max} \leq \sigma_{a,max,p}, \quad (16)$$

$\sigma_{a,max}$ je maximální amplituda napěťové odezvy určená pro konstrukční detail, když vozidlo jede přes standardizovanou překážku, která simuluje silnou nepravidelnost povrchu vozovky; $\sigma_{a,max,p}$ je povolená maximální amplituda napětí působící na konstrukční detail. Tato podmínka musí být splněna ve všech fázích vývoje vozidla (projektování a konstrukce vozidla, zkoumání funkčního vzorku vozidla na zkušebním stendu a měření prototypu vozidla).

V minulosti byla únavová pevnost v bodě zlomu S-N křivky, tzv. smluvní mez únavy, považována za maximální přípustnou hodnotu [33, 34]. Takto byla de facto použita návrhová koncepce trvalé únavové pevnosti (nekonečná únavová životnost). Váha karosérií však byla vysoká a tlak přepravních společností na zvýšení obsaditelnosti vozidel roste. Ruku v ruce s tím přicházely požadavky na zaručenou únavovou životnost (přístup bezpečného života). Bylo nutné povolit provozní zatížení uzlů karoserie nad tzv. mez únavy a použít výpočty únavového poškození, odhadnout únavovou životnost a porovnat ji s požadovanou návrhovou životností.

Proces stanovení maximální přípustné hodnoty $\sigma_{a,max,p}$ pro požadovanou únavovou životnost je schematicky znázorněn na Obr. 25.



Obr. 25 – Schématické znázornění postupu určení maximální přípustné hodnoty $\sigma_{a,max,p}$

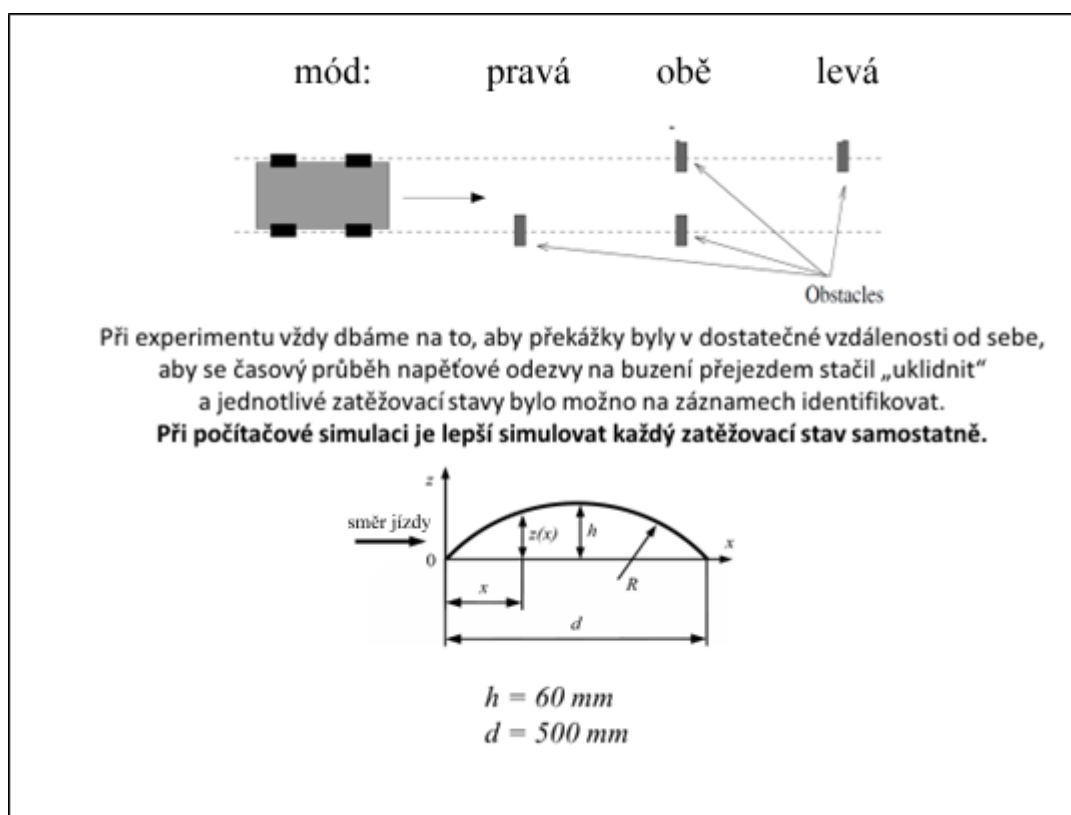
Proces stanovení maximální přípustné hodnoty $\sigma_{a,max,p}$ pro zajištění bezpečné životnosti je založen na konceptu lineární kumulace únavového poškození. Vstupními údaji pro výpočet únavového poškození jsou: S-N křivka posuzovaného konstrukčního uzlu a spektrum napětí v jeho kritickém průřezu. Spektrum napětí reprezentuje náhodné zatížení během požadované životnosti vozidla. Výpočet únavového poškození lze provést s ohledem na různé okrajové podmínky, podle hypotéz navržených různými autory, viz kapitola 2.1.

Parametry popisující S-N křivku posuzovaného konstrukčního uzlu lze relativně přesně specifikovat již ve fázi návrhu nové karosérie (nejpřesněji na základě laboratorních únavových zkoušek), viz kapitola 2.2. Spektra napětí lze přesně určit pouze na základě měření s prototypem vozidla. Ve fázi počátečního dimenzování je nutné odhadnout budoucí namáhání nosných profilů a svařovaných spojů karosérie během jejich životnosti. Parametry tzv. návrhových napěťových spekter lze odhadnout na základě empirických zkušeností, viz kapitola 2.3. Poté lze zkonstruovat závislost únavového poškození na velikosti maximálního napětí ve spektru. Z této závislosti lze pro kritickou hodnotu únavového poškození odvodit maximální přípustnou hodnotu $\sigma_{a,max,p}$. Praktický příklad je uveden dále, v případové studii č. 3.

Alternativní varianty návrhu jsou porovnávány pomocí výpočetních modelů. Z různých důvodů je zvažován pouze omezený počet variant. Dynamické modely vozidla jsou konstruovány na základě výkresů, projektovaných technických parametrů vozidla a na CAD datech spolu se specifickými informacemi o geometrických a materiálových vlastnostech všech důležitých komponent vozidla. Klíčové sestavy vozidla (karosérie, nápravy, kola a

pneumatiky, odpružení a vodící prvky a další) jsou modelovány pomocí softwaru MBS (multi-body simulace). Vlastnosti pneumatik, tlumičů a vzduchových pružin jsou velmi důležité. Volba těchto prvků zavěšení (a jejich kombinací) má silný dopad na dynamické vlastnosti vozidla a úroveň dynamického namáhání ve struktuře karoserie.

Pomocí dynamického MBS modelu prázdného a plně naloženého vozidla je simulována jízda přes standardizované překážky (levými koly, pravými koly, oběma koly současně na jedné nápravě) při zvolené rychlosti. Kombinace různých variant vedou k široké škále zatěžovacích stavů. Významná nerovnost povrchu vozovky (kinematické buzení) se simuluje pomocí válcového segmentu o šířce 500 mm a výšce 60 mm. Stejná umělá překážka se také používá k měření napětí uzlů karoserie při jízdě po modelové zkušební dráze a je znázorněna na Obr. 26



Obr. 26 – Přejezd standardizované překážky

Nejprve jsou zkoumány relativní pohyby a rychlosti výchylek mezi karosérií a nápravami v reakci na buzení tohoto druhu. Poté se pomocí známých charakteristik vypružení určí časové průběhy sil, které působí v jednotlivých prvcích vypružení (tlumiče, vzduchové pružiny).

Výpočtový model struktury karoserie je vytvořen s využitím metody konečných prvků. MKP model by měl poskytnout dostatečně přesný popis stavu napjatosti a usnadnit dynamické výpočty v rozumných výpočtových dobách. MKP model karoserie vozidla je zatížen dynamickými průběhy sil působícími v prvcích vypružení, jak bylo stanoveno MBS simulacemi. Poté se vypočítají napěťové odezvy pro všechny důležité konstrukční detaily karoserie pro prověřované podmínky zatížení, nejčastěji pro prázdné a plně naložené vozidlo [35]. Jsou

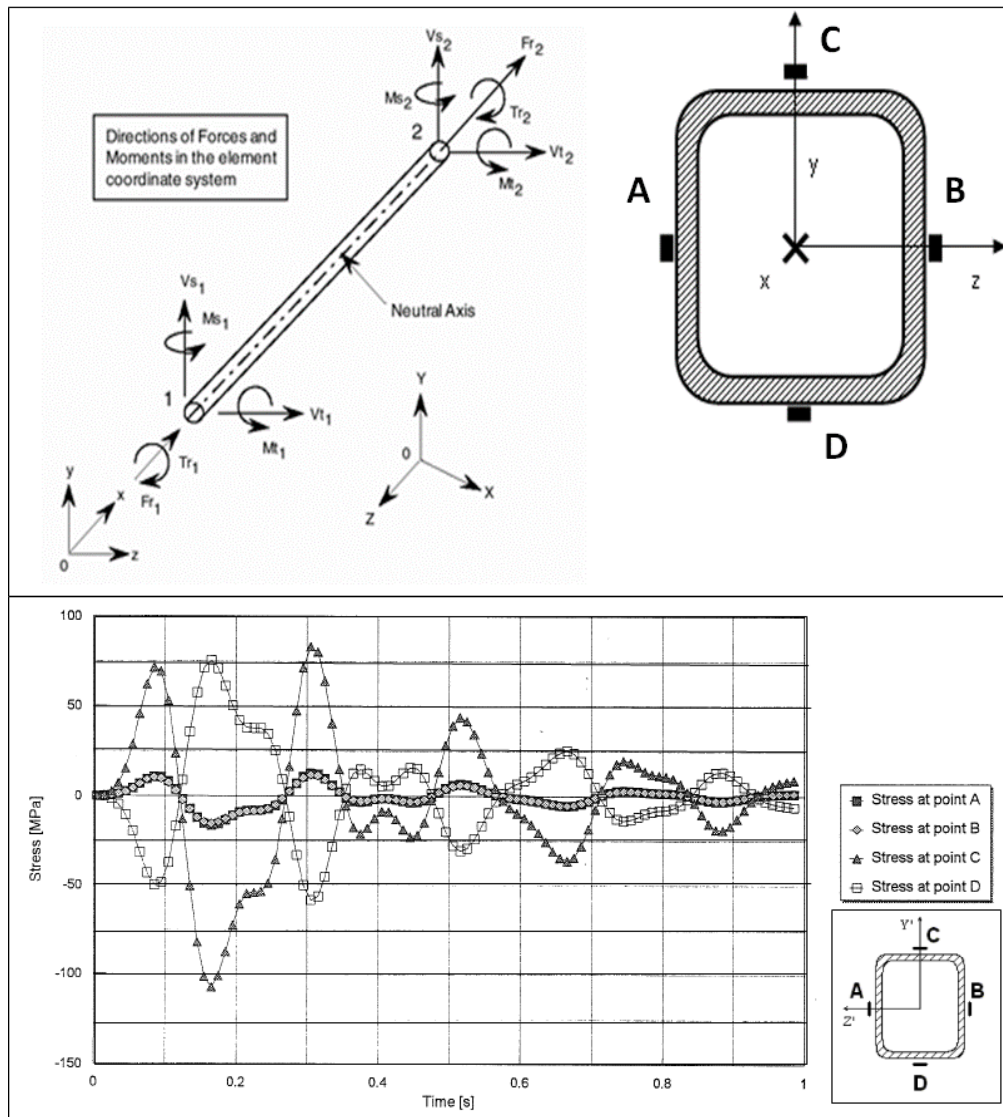
identifikovány maximální amplitudy napětí $\sigma_{a,max}$ a porovnány s maximálními přípustnými hodnotami $\sigma_{a,max,p}$.

Případové studie prezentované dále v tomto článku se týkají městských autobusů (včetně trolejbusů a bateriových autobusů). Tato vozidla se pohybují po městě nízkou rychlostí a pomalu též startují, brzdí a zatáčí. Vliv podélných a příčných sil vyvolaných těmito jízdami manévry se zohledňuje pouze při dimenzování a vyhodnocování náprav a souvisejících komponent (např. vodící tyče). Pro namáhání karosérie je rozhodující vertikální buzení. Únavové poškození svařovaných spojů karosérie způsobuje proměnlivé namáhání při jízdě po nerovném povrchu vozovky, která má často různou kvalitu. Užitečné zatížení vozidla (zatížení od cestujících) je také velmi variabilní. Z hlediska karosérie se ukázalo jako dostatečně efektivní soustředit se pouze na dva zatěžovací stavy: přímou jízdu po nerovných silnicích s prázdným a plně naloženým vozidlem. Na žádost zákazníků je někdy hodnoceno přetížení vozidla, ke kterému dochází v reálném provozu. Uvažuje se například 20% překročení obsazenosti interiéru vozidla. Z mnoha počítačových simulací ověřených měření vyplynuly následující praktické znalosti. I když jsou součásti podvozku logicky více namáhány u více naloženého (obsazenějšího) vozidla, u karosérie to neplatí. Karoserie má často největší amplitudy (rozkmity) napětí při jízdě s prázdným vozidlem.

Měření v reálném městském provozu nebo při jízdě vozidlem po různých silnicích na zkušebním polygonu potvrdily, že napěťová spektra uzlů karosérie lze přiměřeně odhadnout, viz kapitola 3.2.2. Toto zjištění se přednostně používá ke generování tzv. návrhových spekter napětí ve fázi počátečního dimenzování profilů karosérie a jejich konstrukčních uzlů (výpočetní řešení). Samozřejmě se jedná vždy o odhad, ten ale dobře aproximuje budoucí náhodné provozní zatížení. To je zpřesněno v pozdějších fázích vývoje vozidla na základě systematického tenzometrického měření.

Karoserie autobusů jsou svařovány z tenkostěnných (obvykle uzavřených) ocelových nebo hliníkových profilů. Jejich tloušťka je obvykle 2, 3, 4, výjimečně 5 mm. Různé normy a předpisy pro svařované konstrukce naopak obsahují doporučení pro svařence z plechů o tloušťce 5 mm a více. Většinu těchto doporučení lze nicméně přijmout. Obecně lze únavovou pevnost svařovaných konstrukčních detailů posoudit pomocí tří základních přístupů dle použitého napětí: nominální, strukturální hot-spot a lokální (viz kapitola 2.5).

Efektivním nástrojem pro analýzu složité struktury, jako je karoserie autobusu, je výpočetní síť pro analýzu nominálního napětí. Základní MKP model karosérie je optimálně sestaven z prutových prvků. Dynamické výpočty se provádějí obvyklým způsobem. Nejprve se vypočítají vlastní frekvence a odpovídající vlastní tvary kmitání. Následně jsou provedeny výpočty vynuceného kmitání. Budící síly jsou převzaty z dynamického MBS-modelu. Vhodným následným zpracováním lze potom vypočítat časové řady složek napětí z působících axiálních sil a momentů pro každý prvek modelu MKP, tj. pro jeho uzly. Z nich jsou sestaveny výsledné časové historie nominálních napětí ve stanovených místech profilů karosérie, viz příklad na Obr. 27.



Obr. 27 – Schéma vyhodnocení nominálních napětí v průřezu konstrukčního uzlu karosérie [36]

Potom samozřejmě musí být i S-N křivky uvažovaných konstrukčních detailů založeny na nominálním napětí, bez ohledu na koncentrace napětí způsobené svařovým spojem. Proto musí také měřené nominální napětí vyloučit koncentraci napětí nebo deformace v důsledku diskontinuit v konstrukčním uzlu. Tenzometry tedy musí být umístěny mimo pole koncentrace napětí svařovaného spoje [34].

V praxi proto může být nutné nejprve vyhodnotit gradient napětí a určit pole s koncentrací napětí v důsledku svařovaného spoje. To se provádí pomocí tenzometrických měření během laboratorních únavových zkoušek konstrukčních uzlů, podporovaných podrobnými výpočty MKP, viz příklady na Obr. 28 a Obr. 29. Pro měření na vozidle pak už postačuje jednoduchá aplikace tenzometru mimo toto pole.

nominálního napětí, u kterého lze bez problémů použít tenzometry se základnou 6 nebo dokonce 10 mm.

Účinnou možností pro validaci výpočetních modelů, pro ověření změn ve struktuře karoserie a pro výběr nejlepší varianty z hlediska provozní pevnosti a únavové životnosti poskytují zkoušky funkčního vzorku karosérie na zkušebním stendu. Vozidlo je při zkouškách umístěno na zatěžovacích válcích počítačem ovládaného elektrohydraulického zkušebního zařízení. Hlavní pozornost se věnuje vertikálnímu buzení. Simuluje se dynamické zatížení (pomocí řízeného svislého pohybu pístnice válce), které i v tomto případě představuje jízdu vozidla přes standardizované nepravidlosti povrchu vozovky [38, 39]. Napěťové odezvy se zaznamenávají pomocí tenzometrů instalovaných na funkčním vzorku vozidla až na stovkách míst.

Podobně jako ve stádiu výpočtů, největší zaznamenané amplitudy napětí jsou porovnaný s předem stanovenými přijatelnými hodnotami $\sigma_{a,max,p}$. Testování na elektrohydraulickém zatěžovacím stendu je vysoce flexibilní a univerzální, protože zařízení může kdykoli a v plném rozsahu opakovat příslušné stavy zatížení. Testované „vozidlo“ nemusí být způsobilé k provozu na silnici. Hmotnost jeho speciálních jednotek a komponent, které mohou být stále ještě ve vývoji, se simuluje umělou zátěží, a stejně tak užité zatížení. V průběhu testování funkčních vzorků na zkušebním stendu lze relativně snadno provést fyzické změny konstrukce nebo výměnu prvků vypružení apod.

Měření s prototypem vozidla umožňuje konečné zjištění dynamických napětí při jízdě na modelových zkušebních tratích. Fyzicky modelovaná zkušební dráha opět zahrnuje standardizované umělé překážky umístěné na hladkém povrchu asfaltové vozovky. Fyzicky se tedy realizují stejné zatěžovací stavy jako v předchozích výpočtových simulacích. Výběr kritických míst pro umístění tenzometrů lze provést na základě předchozích výpočtů MKP a znalostí z testů na zkušebním stendu. Pozornost je zaměřena na uzly karoserie, které lze potenciálně považovat za „nebezpečné“. Princip hodnocení je stejný jako v předchozích fázích. Podmínka určená rovnicí (16) musí být opět splněna pro všechna kontrolovaná místa karosérie vozidla.

Konečné posouzení únavové životnosti karoserie je založeno na tenzometrickém měření, které se provádí s prototypem vozidla v reálném provozu při jízdě po nerovnostech skutečných vozovek. Měří se opět zpravidla s prázdným a plně naloženým vozidlem na předem stanovených, dostatečně dlouhých úsecích silnic, které svou kvalitou (nerovnostmi) představují budoucí typický provoz nově vyvinutého vozidla. Naměřené časové průběhy namáhání jsou analyzovány metodou rainflow. Pro takto experimentálně určená spektra provozního napětí a známé parametry S-N křivek posuzovaných konstrukčních uzlů se odhaduje jejich provozní únavová životnost. Životnost stanovená tímto postupem musí být vyšší než požadovaná návrhová životnost vozidla. Pokud je tato podmínka splněna pro všechny posuzované uzly, je vývojový cyklus dokončen.

Popsaný postup se zásadně neliší od postupu používaného u osobních automobilů. Osobní automobily jsou však vyráběny ve velkých sériích a hromadný výskyt únavových poruch by pro jejich výrobce představoval značné problémy. Součástí vývoje osobních automobilů jsou proto rozsáhlé testy životnosti. Z ekonomických a časových důvodů je vhodné tyto testy urychlit. Testování únavové životnosti vozidla lze urychlit v zásadě dvěma způsoby. Za laboratorních podmínek lze na elektrohydraulických zkušebních stendech zavést do konstrukce vozidla předem definovaný agresivní zatěžovací cyklus [40]. Zrychlené únavové testování však může

mít také podobu zkušební jízdy po speciálních tratích na zkušebním polygonu. Existence zkušebního polygonu TATRA v České republice umožňuje zvážit i možnost zrychleného testování prototypů autobusů na předem definovaném zkušebním okruhu. Výsledky spolupráce s jedním domácím výrobcem autobusů jsou uvedeny v případové studii č. 3 v kapitole 3.2.2.

S ohledem na náhodné zatěžovací procesy a rozptyl únavových vlastností svařovaných uzlů karoserie lze považovat za vhodnou interpretaci vypočítané provozní únavové životnosti tzv. distribuční funkci únavové životnosti [41]. Tato interpretace získává na významu při dlouhodobém a ideálně online monitorovaném provozním zatížení konstrukcí [42, 43]. Praktickým příkladem inženýrského uplatnění tohoto pravděpodobnostního přístupu je případová studie č. 4 v kapitole 3.2.3.

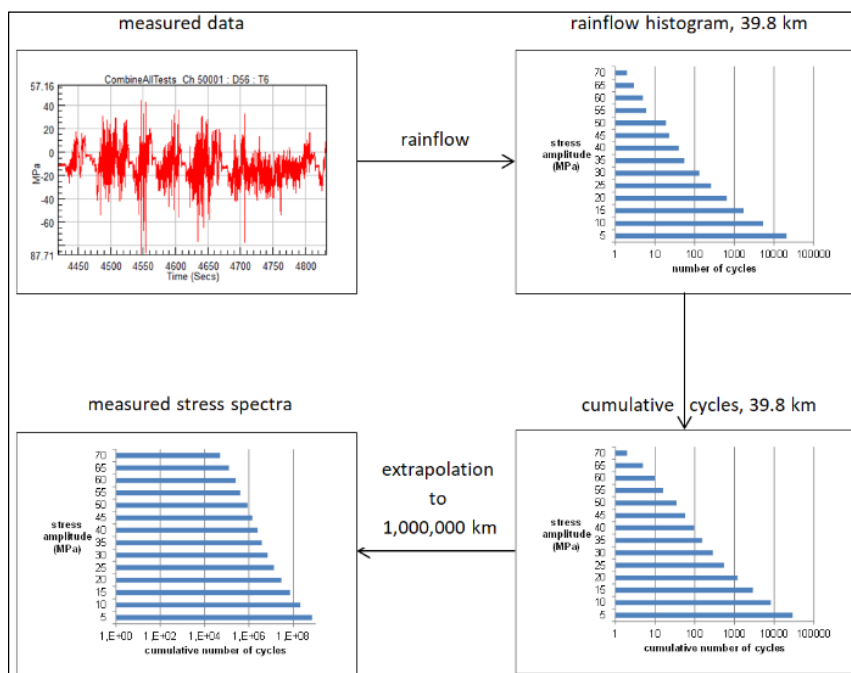
3.2.1 Případová studie č. 2

Tato případová studie využívá časových průběhů napětí naměřených při jízdě městského autobusu po skutečných vozovkách během reálném provozu a při jízdě po zkušebním okruhu sestaveném z přesně definovaných úseků zkušebního polygonu Tatra Kopřivnice. Cílem případové studie bylo ověřit předpoklady pro generování návrhových spekter napětí ve stádiu prvotního dimenzování karoserie na časovanou únavovou pevnost, zejména volbu parametru tvaru návrhového spektra s .

Dalším cílem bylo ukázat, jak lze na základě reprezentativního měření stejného vozidla na reálných městských tratích a na zkušebním polygonu výpočtově odhadnout faktor zrychlení případné zrychlené jízdni únavové zkoušky na zkušebním polygonu.

Časové průběhy napětí byly měřeny při jízdě s městským autobusem po nerovných městských tratích v Praze. Celková délka měřeného okruhu (pravidelné dopravní linky) byla cca $L_m = 39,8$ km. Na karosérii autobusu bylo umístěno několik desítek tenzometrů. Signály z tenzometrů byly nejprve analyzovány ve frekvenční oblasti a frekvence vyšší než 20 Hz byly odfiltrovány před použitím metody rainflow. Vyšší frekvence se totiž podílely na celkovém kmitání karoserie jen s nepatrným energetickým výkonem. V rámci aplikace metody rainflow byly ještě vynechány malé vložené cykly s amplitudami pod 2 MPa.

Při vysokocyklové únavě svařovaných konstrukcí nehraje střední napětí cyklu hlavní roli. Proto byla pro následující výpočty použita pouze jednoparametrická napěťová spektra. Obr. 30 ukazuje postup transformace naměřených náhodných procesů napětí až do kumulativních spekter napětí (4). Extrapolace se provádí pouze z hlediska počtu cyklů. Je zřejmé, že délka měřené dráhy nemusí být dostatečně reprezentativní ve vztahu k požadované životnosti, zejména s ohledem na výskyt maximální amplitudy napětí. Proto je nutno se zabývat i metodami extrapolace spektra zatížení. V publikaci [44] byly některé extrapoláčnické metody testovány na reálných datech, jejichž přehled je uveden v literatuře [45]. Pro daný případ se jako nejvhodnější ukázala metoda extrapolace extrémních hodnot [46]. Současným výzkumným cílem na pracovišti RTI je ovšem zajistit dlouhodobé online monitorování provozního zatížení a této extrapolaci se de facto vyhnout. Hardware a software pro tento účel se nyní vyvíjí v rámci projektu Ministerstva průmyslu a obchodu [47].



Obr. 30 – Extrapolace naměřených procesů napětí do spekter napětí (městská vozovka, prázdné vozidlo) [48]

Podobně jako u reprezentativního městského provozu byla vyhodnocena spektra napětí na zkušebním polygonu. Polygon TATRA nabízí zkušební dráhy s různým podélným profilem vozovky a různou kvalitou povrchu. Tabulka při Obr. 31 specifikuje složení navrženého zkušebního okruhu. Měření bylo opakováno třikrát s prázdným vozidlem a třikrát s plně naloženým vozidlem. Celková délka měřené trasy byla tedy $L_m \approx 35,5$ km pro prázdné i plně vozidlo.

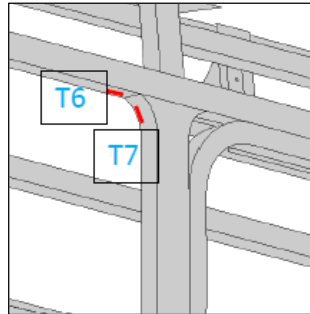
Sekce	km
svahový okruh	3,80
rychlostní okruh	2,80
nájezd na asfaltobeton	0,07
asfaltobeton	0,45
výjezd/nájezd	0,13
sinusová rezonanční vozovka	0,40
výjezd/nájezd	0,15
pavé	0,40
výjezd/nájezd	0,15
pavé	0,40
výjezd/nájezd	0,15
pavé	0,40
výjezd/nájezd	0,16
belgická dlažba	0,40
výjezd ze speciálních vozovek	0,08
rychlostní okruh	1,90
Celkem	11,84



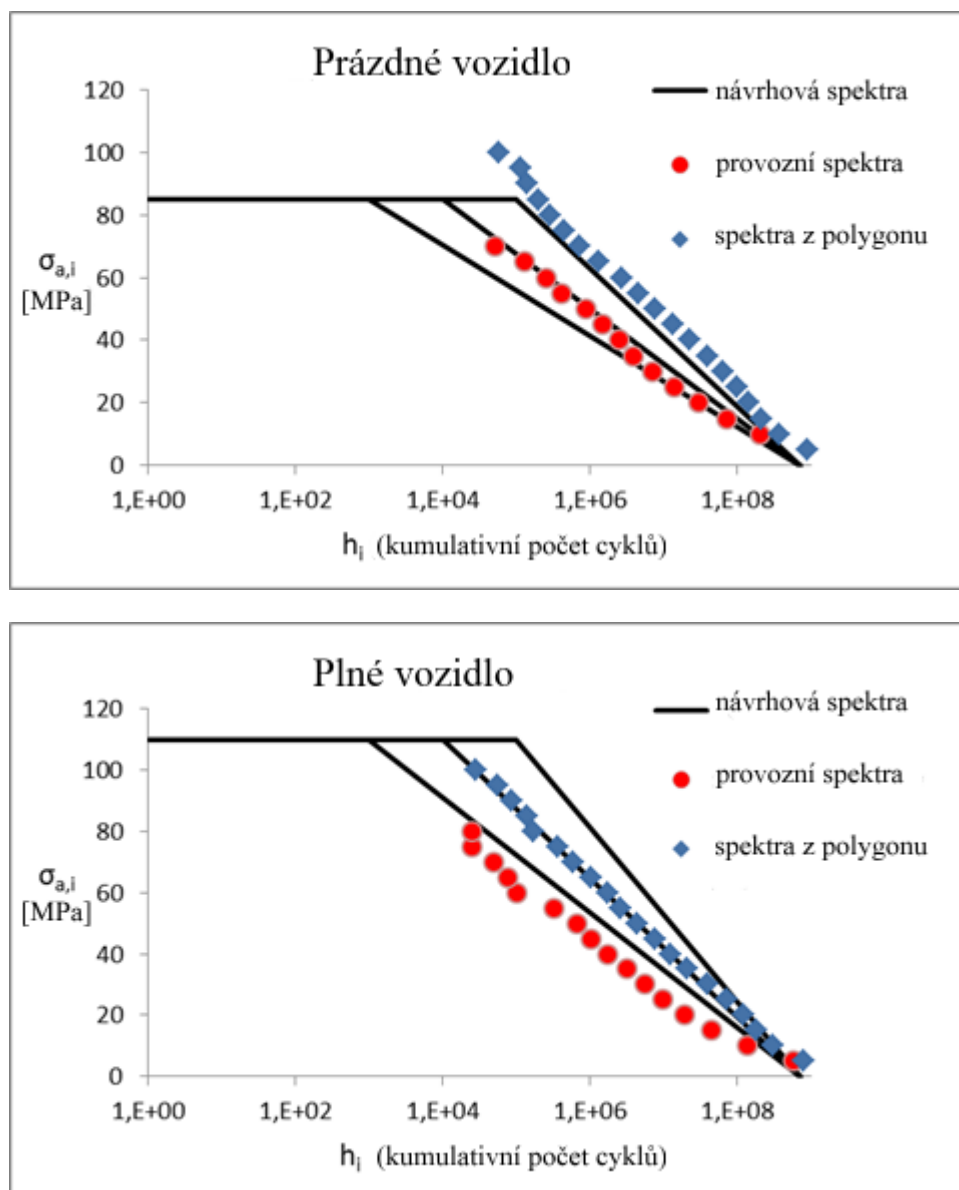
Obr. 31 – Speciální vozovky na zkušebním polygonu TATRA a skladba zkušebního okruhu

Tvar všech naměřených napěťových spekter dobře odpovídá předpokládanému lineárnímu rozdělení. Rozdíl v agresivitě jednotlivých spekter je vidět na první pohled.

Teoreticky generovaná návrhová napěťová spektra a naměřená napěťová spektra na tenzometru T6 (viz Obr. 32) jsou porovnána na Obr. 33.



Obr. 32 – Umístění tenzometru T6 na styčnicku dveřního sloupku karosérie



Obr. 33 – Kumulativní spektra napětí – prázdný a plně naložený vůz [48]

V důsledku zatížení cestujícími se statické předpětí zvyšuje v podvozkových částech vozidla. Na karosérii ale může způsobit větší amplitudy napětí jízda prázdným autobusem než jízda s autobusem plně naloženým. Proto je nutné zkoušet za obou limitních podmínek zatížení. V předloženém případě je vidět, že maximální hodnoty napětí se v obou případech neliší. V Tab. 4 jsou hodnoty tvarových parametrů s pro popis návrhových spekter podle rovnice (4). Hodnoty byly vypočítány z experimentálních dat regresní analýzou. Parametr tvaru se ve všech případech blíží hodnotě $s \approx 1$. Uvedené zjištění platí nejen pro tenzometr T6, ale byl prokázán pro všechna zkoumaná místa na karosérii.

Tab. 4 – Parametr tvaru naměřených spekter napětí

s – parametr tvaru	provoz ve městě	zkušební okruh na polygonu
Prázdné vozidlo	1,011	1,092
Zatížené vozidlo	0,939	1,027

Tato případová studie potvrdila doporučení pro volbu parametru tvaru s návrhového spektra napětí. Této skutečnosti bylo využito při následujících výpočtech.

Měření stejného vozidla na reálných městských tratích a na zkušebním polygonu také umožnilo odhadnout faktor zrychlení únavové zkoušky jakožto poměr předpokládané (vypočtené) provozní životnosti a životnosti vypočtené pro data naměřená na zkušebním polygonu. V našem případě je vztah následující:

$$A_{50/50} = L_{C,50/50} / L_{TG,50/50} \quad (17)$$

L_C je odhadovaná únavová životnost za městských podmínek a L_{TG} je odhadovaná únavová životnost za provozu na speciálních zkušebních tratích na polygonu. Aproximace reálného zatížení vozidla byla provedena tak, že vypočtena a použita byla únavová životnost $L_{50/50}$, tedy životnost pro provoz v plně naloženém stavu po dobu 50 % času a dalších 50 % času jako vozidlo prázdné. Parametry S-N křivek pro hodnocené konstrukční uzly dodal výrobce (a není proto vhodné je zveřejnit). Výpočet únavového poškození byl proveden pomocí Haibachovy hypotézy kumulace únavového poškození.

Analýza výsledků má největší smysl, pokud se týká konstrukčních uzlů karoserie s největším zatížením nebo s největším rizikem poškození únavou. Z tohoto důvodu byla případová studie zaměřena na ty konstrukční uzly, jejichž odhad únavové životnosti v prostředí města naznačil, že nemusí být splněna požadovaná návrhová životnost $L_d = 1\,000\,000$ km (alespoň v jednom z posuzovaných zatěžovacích stavů). Výsledky jsou uvedeny v Tab. 5.

Tab. 5 – Odhad faktoru zrychlení jízdní únavové zkoušky

Konstrukční uzel (materiál)	$L_{C,prázdný}$ [km]	$L_{C,plný}$ [km]	$L_{C,50/50}$ [km]	$L_{TG,prázdný}$ [km]	$L_{TG,plný}$ [km]	$L_{TG,50/50}$ [km]	$A_{50/50}$
T31 (11523)	121 494	39 177	59 249	2 930	10 654	4 596	12,89
T49 (X2CrNi12)	417 800	162 717	234 216	22 446	32 788	27 829	8,42
T48 (X2CrNi12)	454 373	162 886	239 805	24 137	36 398	27 768	8,64
T3 (11373)	>1 000 000	174 171	348 024	15 219	408 709	29 345	11,86
T10 (X2CrNi12)	>1 000 000	656 103	984 388	71 060	94 817	81 237	12,12
T25 (11373)	>1 000 000	792 792	1 581 539	65 967	> 1 000 000	126 274	12,52

Na základě této případové studie bylo možno formulovat hned několik dílčích závěrů.

Dle výpočtů únavové životnosti a požadovaného počtu ujetých kilometrů autobusu byl výrobce upozorněn na několik kritických míst ve struktuře vozidla a na potřebu jejich přepracování (vyztužení nebo nahrazení nevyhovujícího materiálu).

Bylo potvrzeno, že jízdami autobusu na zkušebním polygonu lze řádově urychlit fyzické testování odolnosti jeho karosérie proti únavovému poškození. V našem případě lze odvodit, že návrhovou provozní životnost $L_d = 1\,000\,000$ km lze prokázat bezporuchovým ujetím přibližně 100 000 km po navrženém zkušebním okruhu. Polovinu tohoto počtu ujetých kilometrů je třeba ujet s prázdným vozidlem a druhou polovinu s plně naloženým vozidlem. Doporučuje se pravidelně střídat užitečné zatížení (např. po každých 10 000 km). Užitečné zatížení autobusů za provozních podmínek se liší v závislosti na počtu cestujících a liší se pro různé linky nebo města. Pokud má výrobce autobusů zkušenosti od zákazníků, lze to vzít v úvahu při navrhování testovacího programu. Pokud takové informace neexistují, což byl náš případ, lze doporučit co nejčastější střídání jízdy s prázdným a naloženým autobusem. Je však třeba poznamenat, že pro každé střídání je u dvounápravového autobusu nutné naložit a vyložit asi 10 tun umělého nákladu. Proto se změna užitečného zatížení po 10 000 km, tj. 10krát během zrychlené zkoušky, jeví jako praktická.

Teoreticky by bylo možné navrhnout ještě agresivnější složení testovacího okruhu. Vyžadovalo by to zahrnout větší podíl těch tratí zkušebního polygonu, které způsobují nejvážnější poškození. Prvky vypružení by však musely být chráněny před degradací. Pořadí úseků zkušební dráhy by jim mělo umožnit „relaxovat“; zejména tlumiče by musely vychladnout (nebo být chlazeny uměle), protože by se mohly při jízdě na některých agresivních površích vozovky přehřát.

Při zrychlení jakýchkoli únavových zkoušek také není možné dovolit, aby špičky zatížení způsobovaly lokální plastické deformace zkoušené konstrukce. To by vedlo k reziduálním napětím a ovlivnilo chování materiálu při jeho únavovém poškození.

3.2.2 Případová studie č. 3

Na základě požadované životnosti L_d , známých parametrů S-N křivky a návrhového spektra napětí lze určit maximální přípustnou úroveň provozního napětí $\sigma_{a,max,p}$ pro konkrétní posuzovaný průřez. Tento postup byl schematicky načrtnut na Obr. 25. Cílem této případové studie bylo posouzení vhodnosti tří variant svařovaných styčnicků karosérie trolejbusu, přičemž studie vychází z předpokladu, který je ovšem velmi blízký realitě, že maximální amplituda

provozního napětí $\sigma_{a,max} = 95$ MPa. Tuto hodnotu lze ve stádiu návrhu karosérie určit výpočtovým postupem, tedy výpočtovou simulací jízdy vozidla přes umělou normalizovanou překážku, viz kapitola 3.2.

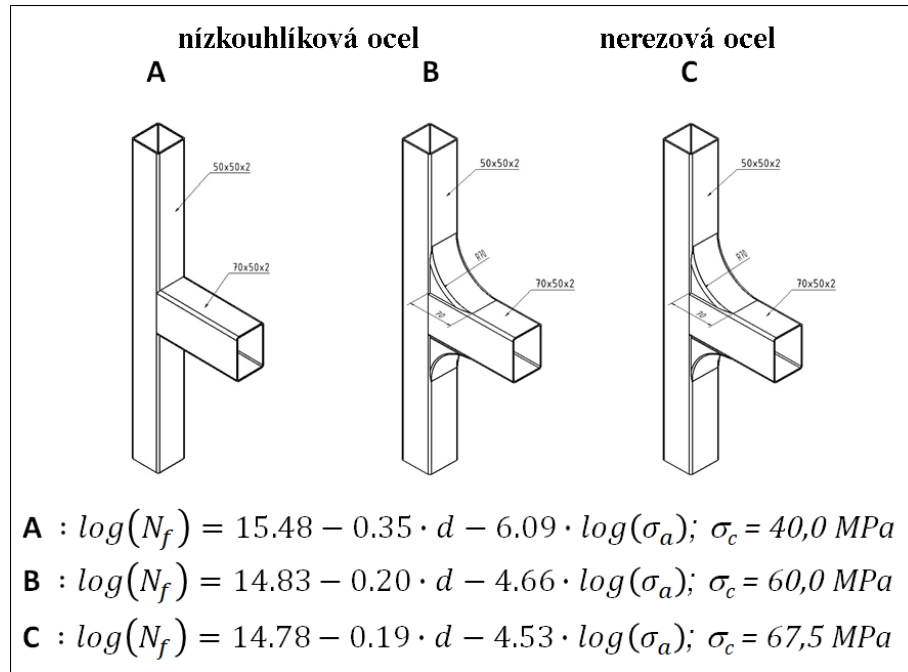
Parametry návrhového spektra napětí ($s, H_{tot}, \sigma_{amax}$ a H_{max}) byly v této případové studii zvoleny na základě následujících úvah. Návrhová životnost karoserie trolejbusu byla stanovena na $L_d = 500\,000$ km. Důsledkem jízdy vozidla po různých nerovnostech vozovky je kmitání karoserie. Vlastní tvary karoserie a vlastní frekvence karoserie se promítají s různou intenzitou do výsledných vynucených kmitů karoserie. Toto kmitání vyvolává napěťové odezvy v uzlech karoserie, které splňují kritéria náhodných procesů. Teoreticky se jedná o situaci, která je schematicky znázorněna na Obr. 10. Také na základě zkušeností se zpracováním naměřených náhodných napěťových procesů byl zvolen tvarový parametr návrhového spektra napětí $s = 1$. Nejvýznamnější frekvence vibrací karoserie byly uvažovány kolem $f = 10$ Hz. Ve fázi návrhu vozidla je to samozřejmě pouze předpoklad, ale je založen na zkušenostech a frekvenčních analýzách několika karoserií autobusů a trolejbusů. Průměrná rychlost jízdy byla uvažována $v = 50$ km/h.

Tímto způsobem je možné odhadnout celkový počet cyklů během provozu vozidla v počáteční fázi návrhu jeho konstrukce. Po dosažení hodnot do rovnice (5), odhad celkového počtu cyklů během požadované životnosti karoserie vychází $H_{tot} = 3.6 \cdot 10^8$ cyklů. Výskyt cyklu s maximální amplitudou napětí σ_{amax} byl zvažován jednou za 100 km, takže $H_{max} = 5 \cdot 10^3$ cyklů. Podle zkušeností z mnoha měření ve městech odpovídá tento odhad obvyklým faktům. Samozřejmě by nebyl problém přizpůsobit odhad H_{max} některým neobvyklým provozním podmínkám (ve městě se špatnými silnicemi by byl výskyt extrémních hodnot namáhání karoserie vyšší).

Testovány byly konstrukční uzly karosérie s vyztužením a bez něj. Pro vyztužený uzel byly uvažovány dva materiály (nizkougliíková ocel a nerezová ocel), viz schematické obrázky uzlů A, B a C na Obr. 34.

Za účelem stanovení únavové pevnosti hodnocených konstrukčních detailů byly provedeny laboratorní únavové zkoušky. Kritický průřez testovaných svařovaných uzlů byl vystaven střídavému ohybovému zatěžování, součinitel asymetrie cyklu byl $R = -1$. Mezní stav byl definován okamžikem, ve kterém se vytvořila makroskopická únavová trhlina (1 až 2 mm). Trhlina detekována vizuálně či tenzometrickým měřením. Ve všech případech vznikaly únavové trhliny v přechodové zóně koutového svaru. Nebylo podrobně zkoumáno, kde byla únavová trhlina iniciována, ale s ohledem na režim zatížení je možné předpokládat růst z povrchu do hloubky profilu.

Statistické vyhodnocení dat z únavových zkoušek poskytlo parametry S-N křivky ve tvaru rovnice (3), viz Obr. 34. Rozptyl únavových vlastností posuzovaných konstrukčních uzlů byl zvažován dle hodnot v BS 7608.



Obr. 34 – Konstrukční uzly karosérie trolejbusu a jejich S-N křivky

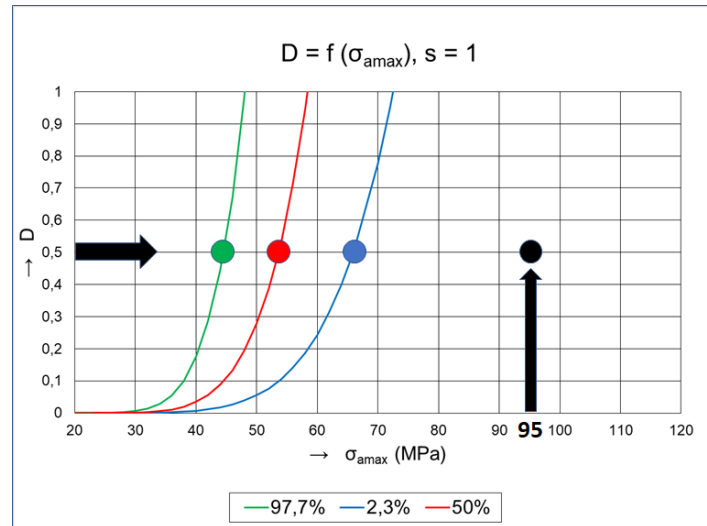
V daném případě byla pro výpočet únavového poškození zvolena Haibachem upravená verze Palmgren-Minerova pravidla. Mezní počet cyklů N_i byl stanoven následovně:

$$- \sigma_{ai} \geq \sigma_c: \quad N_i = N_c \cdot \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_{ai}}\right)^w \quad (18)$$

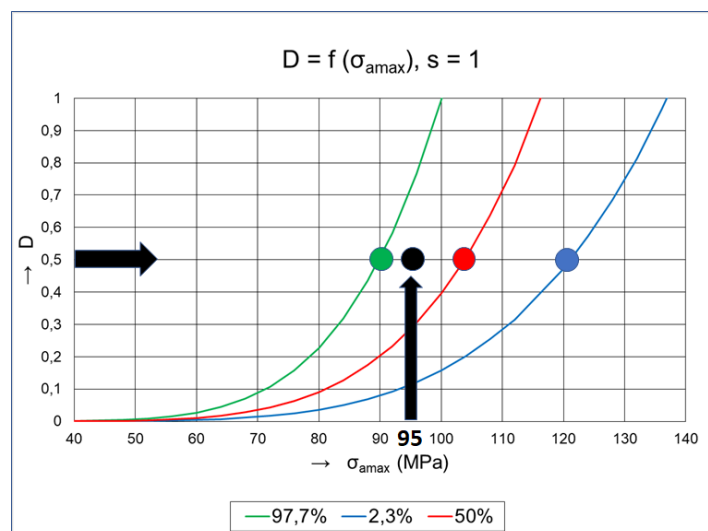
a

$$- \sigma_{ath} < \sigma_{ai} < \sigma_c: \quad N_i = N_c \cdot \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_{ai}}\right)^{wd} \quad (19)$$

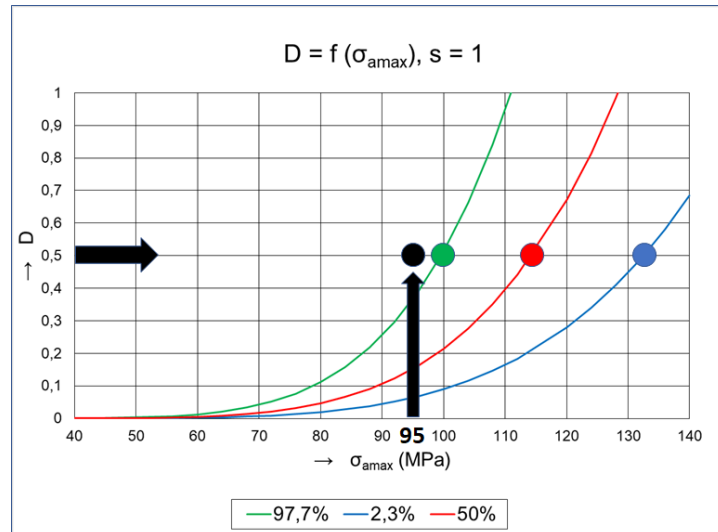
Inverzní sklony S-N křivky w pro vyšetřované uzly jsou zapsány na Obr. 34. Haibach doporučuje exponent pro spodní větev bilineární S-N křivky nastavit jako $w_d = 2 \cdot w - 1$. Amplituda mezního napětí pro zohlednění poškození únavou byla v tomto případě zvolena jako $\sigma_{ath} = 0,5 \cdot \sigma_c$. Mezní hodnota únavového poškození byla brána jako $D_c = 0,5$. Tato hodnota je široce doporučována v případech, kdy je konstrukce namáhána v čase proměnnou amplitudou, viz například doporučení Mezinárodního institutu pro svařování [34]. Konečné výsledky této případové studie jsou uvedeny na Obr. 35, Obr. 36 a Obr. 37.



Obr. 35 – Maximální výpočtově stanovená amplituda napětí (černě) a přípustné hodnoty: konstrukční uzel A



Obr. 36 – Maximální výpočtově stanovená amplituda napětí (černě) a přípustné hodnoty: konstrukční uzel B



Obr. 37 – Maximální výpočtově stanovená amplituda napětí (černě) a přípustné hodnoty: konstrukční uzel C

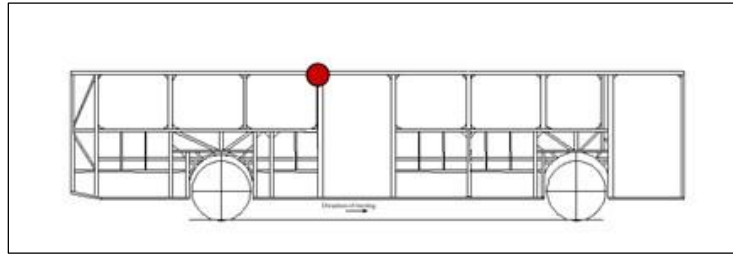
Na základě případové studie je možné formulovat jasný závěr. Konstrukční uzel A nesplňuje absolutně požadovanou životnost. Ani konstrukční uzel B nedosáhne požadované provozní únavové životnosti s dostatečnou spolehlivostí. Lze doporučit pouze konstrukční uzel C, protože splňuje požadovanou provozní únavovou životnost s obvyklou návrhovou spolehlivostí (pravděpodobnost přežití vyšší než 97,7 %).

3.2.3 Případová studie č. 4

Tato případová studie měla za cíl porovnat vhodnost konstrukčního řešení dvou variant svařovaných styčníků karosérie (bez výztuhy a s výztuhou). K porovnání s požadovanou provozní únavovou životností byla tentokrát využita predikovaná distribuční funkce únavové životnosti obou posuzovaných variant.

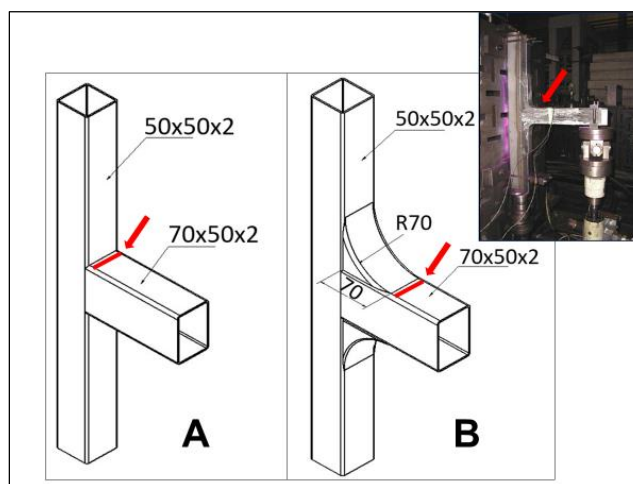
Únavové vlastnosti svařovaných konstrukčních detailů karosérie vykazují rozptyl a jejich provozní zatížení je náhodné. Z tohoto důvodu je pravděpodobnostní interpretace výpočtů únavové životnosti správnější než deterministická interpretace. Přijatelnou formou takového výsledku je distribuční funkce únavové životnosti. Princip jeho odvození již byl představen v kapitole 2.4.

Na karosériích autobusů je vždy zajímavým (a silně namáhaným) detailem spoj profilů v horním rohu otvoru pro dveře, viz schématický Obr. 38. Opět byla definována požadovaná návrhová únavová životnost dotyčného vozidla $L_d = 1\,000\,000$ ujetých km.

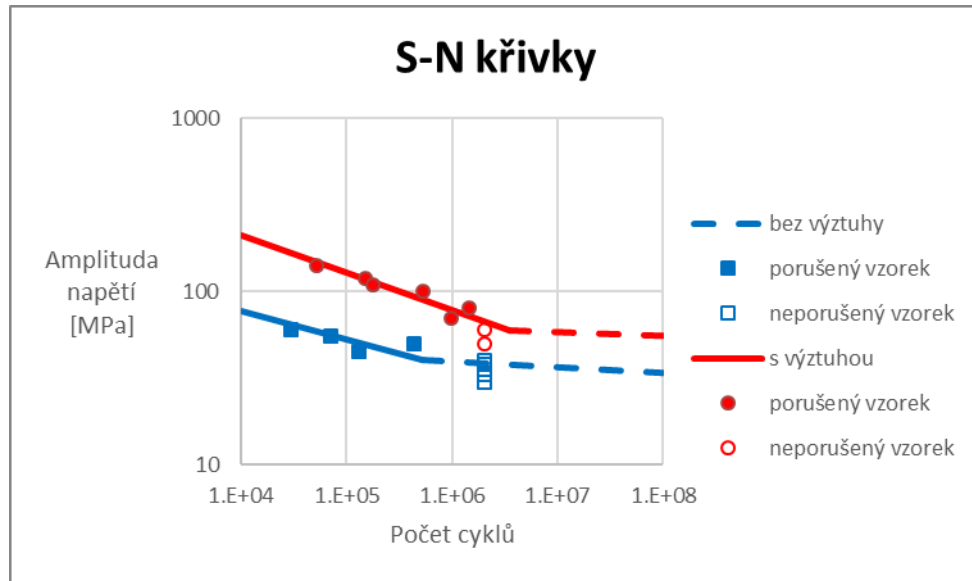


Obr. 38 – Vyšetřovaný konstrukční uzel karosérie – schematicky

Za účelem stanovení únavové pevnosti hodnoceného konstrukčního detailu byly provedeny laboratorní únavové zkoušky. Zkušební vzorky byly ekvivalentem uvažovaného konstrukčního uzlu, pokud jde o základní materiál, tvar a technologii výroby (svařování). Z tenkostěnných svařovaných uzavřených profilů (měkká ocel S235, dřívější St37) byly vyrobeny dva typy zkušebních těles, viz Obr. 39. Mezní stav byl definován vznikem makroskopické únavové trhliny (1 až 2 mm). Ve všech případech vznikají únavové trhliny v přechodové zóně svarového spoje. Experimentální body a vyhodnocené střední S-N křivky jsou uvedeny na Obr. 40



Obr. 39 – Vyšetřované svařované uzly: A – bez vyztužení, B – s vyztužením



Obr. 40 – Výsledky laboratorních únavových zkoušek a střední S-N křivky

Statistické vyhodnocení dat z únavových zkoušek vyústilo v S-N křivky popsané ve tvaru (3):

$$A: \log(N_f) = 15.45 - 0.35 \cdot d - 6.10 \cdot \log(\sigma_a), \sigma_c = 40 \text{ MPa}; \quad (20)$$

$$B: \log(N_f) = 14.54 - 0.18 \cdot d - 4.53 \cdot \log(\sigma_a), \sigma_c = 60 \text{ MPa}. \quad (21)$$

Skutečná provozní napětí byla opět proměřena s pomocí tenzometrů. V tomto případě byly naměřeny záznamy napětí pro městský autobus jezdící po přepravní lince, jejíž celková délka byla $L_m = 78,4$ km.

Signály z tenzometrů byly opět nejprve analyzovány ve frekvenční oblasti a frekvence vyšší než 20 Hz byly před použitím metody rainflow odfiltrovány. V rámci metody rainflow byly dále vynechány malé cykly s amplitudami pod 2 MPa. Pro následující výpočty byla opět použita jednoparametrická spektra napětí $\sigma_{ai} - n_i$ a pro výpočet únavového poškození byla opět zvolena Haibachem upravená Palmgren-Minerova hypotéza. Počet cyklů byl vypočítán pomocí stejných vztahů (18, 19) jako v předchozí případové studii. Exponent spodní větve bilineární S-N křivky byl nastaven jako $w_d = 2 \cdot w - 1$. Amplituda mezního napětí pro zohlednění poškození únavou byla v tomto případě opět volena $\sigma_{ath} = 0.5 \cdot \sigma_c$. Mezní hodnota únavového poškození byla brána jako $D_c = 0.5$. Výpočetní odhad únavové životnosti (v kilometrech) se získá z rovnice:

$$L = \frac{D}{D_c} \cdot L_m \quad (22)$$

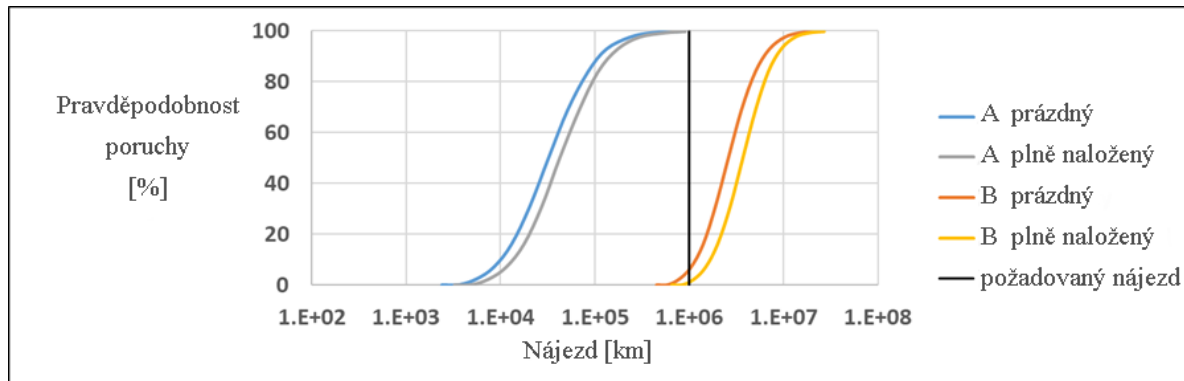
Tab. 4 uvádí odhadovanou únavovou životnost pro spektra napětí měřená s prázdným vozidlem a plně naloženým vozidlem během provozu ve skutečném městě. Vypočítané hodnoty jsou platné pro střední S-N křivky (50% pravděpodobností přežití).

Tab. 6 – Únavová životnost vypočtená pro 50% pravděpodobnost přežití

Reálný provoz ve městě – Únavová životnost L (km)		
Vyšetřovaný uzel	Prázdné vozidlo	Plně zatížené vozidlo
A	29 184	39 377
B	2 620 352	3 703 640

Únavové vlastnosti zkoumaného konstrukčního uzlu však vykazují rozptyl a jejich provozní zatížení je náhodné. Z tohoto důvodu je pravděpodobnostní interpretace výpočtů únavové životnosti správnější než deterministická interpretace. Přijatelnou formou takového výsledku je distribuční funkce únavové životnosti (metodika viz Obr. 19).

Naměřená spektra napětí byla považována za dostatečně reprezentativní pro posouzení provozní spolehlivosti (provozní únavové životnosti). Při zvážení rozptylu únavových vlastností bylo možné vypočítat distribuční funkce únavové životnosti pro oba měřené stavy zatížení (prázdné a plně naložené vozidlo). Vypočítané distribuční funkce únavové životnosti jsou uvedeny na Obr. 41.



Obr. 41 – Distribuční funkce únavové životnosti dvou variant svařovaných konstrukčních uzlů karosérie autobusu pro reálný provoz vozidla ve městě

Na základě této případové studie lze konstatovat, že únavové zkoušky a výpočty ukázaly, že svařované spojení profilů karosérie bez výztuhy (varianta A) není vhodným provedením. Zesílená varianta B tohoto konstrukčního uzlu splňuje požadovanou provozní únavovou životnost vozidla. Při výpočtech únavové životnosti je třeba brát v úvahu rozptyl vlastností materiálu a výsledky výpočtů lze dobře interpretovat pomocí distribučních funkcí únavové životnosti.

4 Směry dalšího výzkumu

V kontextu s danou problematikou se nabízí hned dva zajímavé směry dalšího výzkumu a vývoje.

Prvním z nich je vývoj systémů pro dlouhodobé (případně trvalé) monitorování provozního zatěžování konstrukcí, navíc ještě s datovým přenosem on-line. Tímto dlouhodobým monitorováním se vyřeší problematika nedostatečně reprezentativních dat o zatěžování konstrukce. Systém má zároveň potenciál pro nastavení průběžného vyhodnocování zatížení, díky čemuž by bylo možné provádět prediktivní údržbu.

Druhým směrem, který je také demonstrován výchozí výpočtovou studií, je aplikace technologie HFMI na zvýšení únavové odolnosti a prodloužení únavové životnosti spojů a komponent svařovaných jak z konvenčních, tak z vysoce pevných ocelí.

K výrobě strojírenských konstrukcí se používají a i v budoucnosti budou používat svary. Technologie svařování zavádí do konstrukčních detailů změny lokální geometrie, nežádoucí zbytková napětí a mění mikrostrukturu materiálu v oblasti ovlivněné teplem. Svar působí jako konstrukčně-technologický vrub, který zhoršuje únavové vlastnosti základního materiálu. Až donedávna toto omezovalo použití vysokopevnostních ocelí. Zvýšené hodnoty meze kluzu a meze pevnosti bylo možno zužitkovat pouze při navrhování komponent se statickým zatížením, ale ne s časově proměnlivým zatížením. Např. u vozidel se takové komponenty téměř „nevyskytují“.

U některých svařovaných uzlů však lze dosáhnout zvýšené únavové pevnosti, pokud je použita některá z technologií HFMI (High Frequency Mechanical Impact). A to je důležité zejména u detailů z vysoce pevných ocelí.

U harmonického zatížení je toto zlepšení jasně definováno (zvýšení hodnoty návrhové únavové pevnosti a posun S-N křivky do oblasti delší doby životnosti). V provozu je však většina vozidel vystavena zatížení, které má náhodný charakter. A konstruktér nového vozidla se samozřejmě zajímá o to, zda aplikace sofistikovanější technologie bude přínosem pro skutečný provoz vozidla. Jaké bude prodloužení očekávané provozní únavové životnosti nebo jak je dovoleno zvýšit maximální provozní napětí v uvažovaném konstrukčním uzlu. Proto byla provedena parametrická studie, která využila znalostí o napěťových spektrech v konstrukcích autobusů (trolejbusů) a doporučení Mezinárodního institutu svařování pro zlepšení únavové pevnosti svarových spojů s úpravou HFMI [49].



Obr. 42 – Příklad zařízení pro aplikaci HFMI



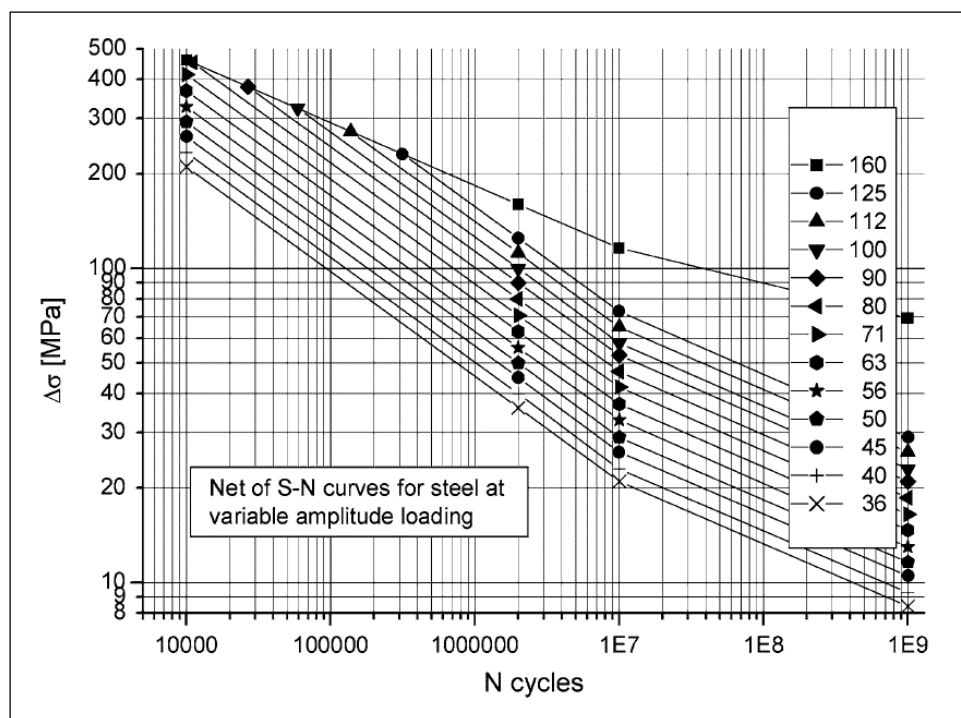
Obr. 43 – Aplikace HFMI v patě svaru

Vše o dopadu HFMI na únavovou pevnost a trvanlivost lze najít v citované publikaci [49]. Toto doporučení Mezinárodního institutu pro svařování obsahuje pokyny ohledně správných postupů, kontroly kvality a potenciálu zlepšení únavové pevnosti na základě všech uznávaných konceptů (nominální, hot-spot, lokální). Směrnice platí pro ocelové konstrukce o tloušťce plechů 5 – 50 mm a pro mez kluzu základního materiálu v rozmezí hodnot 235 až 960 MPa. Publikace [49], specializovaná na aplikaci technologie HFMI, úzce souvisí se zásadními doporučeními pro únavový návrh a posouzení svařovaných spojů [34].

Únavové posouzení podle [49] a [34] využívá klasifikaci charakteristických konstrukčních detailů a svarových spojů a únavovou odolnost definuje prostřednictvím rozkmitu napětí. Ve většině případů se konstrukční detaily posuzují na základě maximálního rozkmitu hlavního napětí v průřezu, kde se předpokládá potenciální únavový lom. Pro posouzení rozkmitu normálového nebo smykového napětí jsou k dispozici samostatné křivky S-N. Je třeba dbát na to, aby napětí použité pro posouzení únavy bylo stejné jako napětí uvedené v klasifikačních tabulkách konstrukčních detailů.

S-N křivka každého detailu je identifikována charakteristickou únavovou pevností v MPa při 2 milionech cyklů (a označuje se jako FAT-kategorie). Sklon S-N křivek pro detaily posuzované na základě normálových napětí je $w = 3$, pokud není uvedeno výslovně jinak. Předpokládá se, že bod zlomu S-N křivky je $N = 10^7$ cyklů.

Experimentální podklady z poslední doby vedly k závěru, že mez únavy fakticky neexistuje. S-N křivka by měla pokračovat na základě dalšího poklesu rozkmitu napětí přibližně o 10 %, což by při řádově vyšším počtu cyklů odpovídalo sklonu $w_d = 22$. Pro zatížení s proměnlivou amplitudou a pro aplikaci Palmgren-Minerova součtu se ale doporučuje sklon $w_d = 2w - 1 = 5$. Příklad sady takto modifikovaných S-N křivek je uveden na Obr. 44.

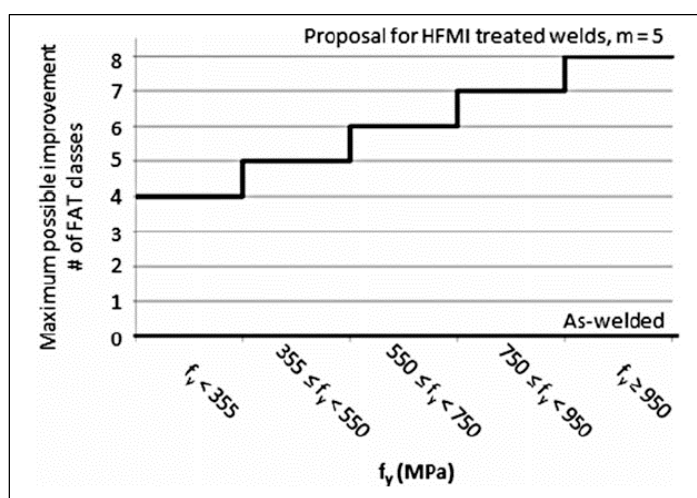


Obr. 44 – Modifikované S-N křivky při proměnné amplitudové zátěži (ocel, nominální napětí) [34]

Všechny normované hodnoty únavové odolnosti jsou spojeny s určitou pravděpodobností přežití, např. 97,7 % (což je střední hodnota mínus dvě standardní odchytky).

Většina metod únavového navrhování/posuzování svarů vylepšených aplikací metody HFMI je založena na poznatcích experimentálního výzkumu. S-N křivky takto zpevněných svarů mají sklon $w = 5$ a faktor zlepšení únavové pevnosti je definován pro hodnotu $N = 2 \cdot 10^6$ cyklů.

HFMI významně zlepšila vysokocyklovou únavovou životnost ve všech testovaných případech. U ocelí s mezí kluzu σ_y nižší než 355 MPa se zpracováním HFMI zlepšuje kategorie FAT až o 4 třídy. U ocelí s mezí kluzu nad 355 MPa se zpracování HFMI odráží dalším zlepšením o jednu další třídu FAT pro každé zvýšení meze kluzu o 200 MPa, viz Obr. 45.

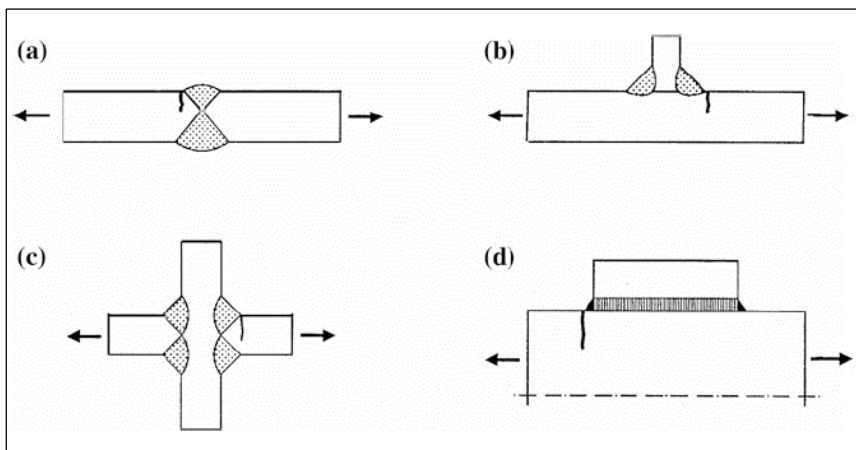


Obr. 45 – Maximální nárůst počtu tříd FAT jako funkce meze kluzu [49]

Pokud je tedy detail v původní třídě FAT 71 ošetřen pomocí HFMI, nová třída je FAT 112 až FAT 180 v závislosti na mezi kluzu základního materiálu. Svary ošetřené HFMI mohou tak teoreticky mít až 8 tříd FAT zlepšení v závislosti na pevnosti materiálu a geometrii svařovaného spoje!

Některé faktory však tuto optimistickou situaci omezují a mění. Podrobné vysvětlení je uvedeno v [49], zde je jen hrubé shrnutí tří důležitých faktorů. Tyto tři uvedené skutečnosti jsou později zohledněny ve vlastních parametrických výpočtech.

1. Efektivní aplikace HFMI lze dosáhnout pouze s některými konfiguracemi svaru. Metoda HFMI se aplikuje na špičku svaru a je určena ke zvýšení únavové životnosti svaru ohroženého z hlediska možného únavového porušení na špičce svaru. Některé příklady takových detailů svaru jsou uvedeny na Obr. 46.



Obr. 46 – Příkladů svarových spojů vhodných pro aplikaci metody HFMI [49].

2. Výhody dodatečného ošetření svarů metodou HFMI lze uplatnit pouze u detailů v konstrukčních třídách FAT 50 až FAT 90 (v kategorizaci a označení S-N křivek dle IIW).
3. Pozitivní účinek technologie HFMI snižuje vysoké tahové předpětí. Vliv napěťových poměrů (vliv parametru asymetrie cyklu R) je vyjádřen jako penalizace s ohledem na maximální nárůst počtu tříd FAT. V intervalu ($0,15 < R \leq 0,52$) je toto snížení 1 až 3 třídy FAT. S rostoucí hodnotou parametru R se uplatní významnější redukce. Parametr asymetrie zatěžovacího cyklu R je přitom poměr minimální a maximální algebraické hodnoty napětí v konkrétním cyklu napětí.

4.1 Případová studie č. 5

Na žádost výrobce vozidel, který zvažuje masivnější použití vysokopevnostních ocelí a zavedení technologie HFMI pro výrobu karoserií a podvozkových rámců, byla provedena pilotní parametrická studie. Pro studii byl zvolen konstrukční detail, který se může vyskytnout v konstrukci vozidla. Vybraný detail je zobrazen na Obr. 47 a patří dle [34] do kategorie FAT 71. Uvažovány byly následující materiálové varianty:

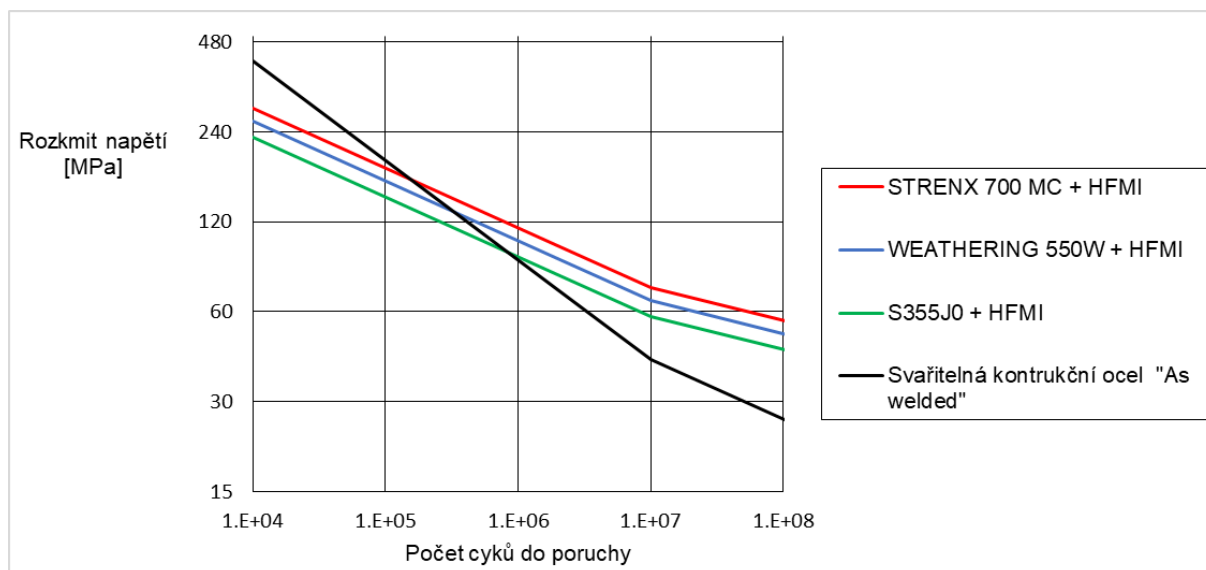
- $\sigma_y < 355$: konvenční konstrukční ocel, např. S355J0;
- $355 \leq \sigma_y < 550$: vysokopevnostní konstrukční ocel, např. WEATHERING 550 W;
- $550 \leq \sigma_y < 750$: vysokopevnostní konstrukční ocel, např. STREX 700 MC.

Structural Detail	Description	FAT
	<p>Cruciform joint or T-joint, K-butt welds, full penetration, potential failure from weld toe</p> <p>Misalignment < 15 % of primary plate thickness in cruciform joints</p>	71

Obr. 47 – Konstrukční detail užitý pro parametrickou studii [34]

Pozitivní efekt technologie HFMI byl uvažován konzervativně. Uváženo bylo maximální zlepšení třídy FAT s ohledem na materiálové řešení, ale současně také snížení až o 3 třídy FAT s ohledem na cykly s kladným součinitelem asymetrie napětí R, které se mohou vyskytnout v procesu náhodného zatížení:

- Svařitelná konstrukční ocel, „As welded“ (+0 FAT, $w = 3$, $w_d = 5$);
- S355J0 + HFMI (+1 FAT, $w = 5$, $w_d = 9$);
- WEATHERING 550 W + HFMI (+2 FAT, $w = 5$, $w_d = 9$);
- STRENX 700 MC + HFMI (+3 FAT, $w = 5$, $w_d = 9$).



Obr. 48 – Uvažované S-N křivky

Z Obr. 48 lze snadno odhadnout, jaké prodloužení únavové životnosti lze potenciálně dosáhnout při harmonickém zatížení, a naopak jaký maximální rozkmit napětí lze povolit pro požadovaný počet cyklů harmonického zatížení.

Z Obr. 48 je též na první pohled patrné, že efekt HFMI se projevuje pozitivně v oblasti vyšších počtů cyklů, tedy v oblasti vysokocyklové únavy.

Napěťové odezvy v konstrukcích vozidel však mají charakter náhodných procesů. Tyto náhodné procesy lze transformovat (metodou rainflow) do bloku harmonických cyklů a převést (podle Palmgren-Minerova pravidla) na ekvivalentní harmonický cyklus s ekvivalentním rozkmitem napětí $\Delta\sigma_{eq}$. Konstrukteři vozidel však více zajímá, jakou hodnotu maximálního rozkmitu napětí $\Delta\sigma_{max,p}$ mohou ještě připustit pro požadovanou životnost při náhodném provozním zatížení. Taková hodnota je praktičtější než hodnota ekvivalentního rozkmitu napětí $\Delta\sigma_{eq}$, protože $\Delta\sigma_{max,p}$ lze vypočítat pomocí MKP modelu vozidla nebo změřit na prototypu vozidla (např. jako reakci na jízdu vozidla po výrazně nerovném povrchu vozovky, který je modelován normovanou umělou překážkou).

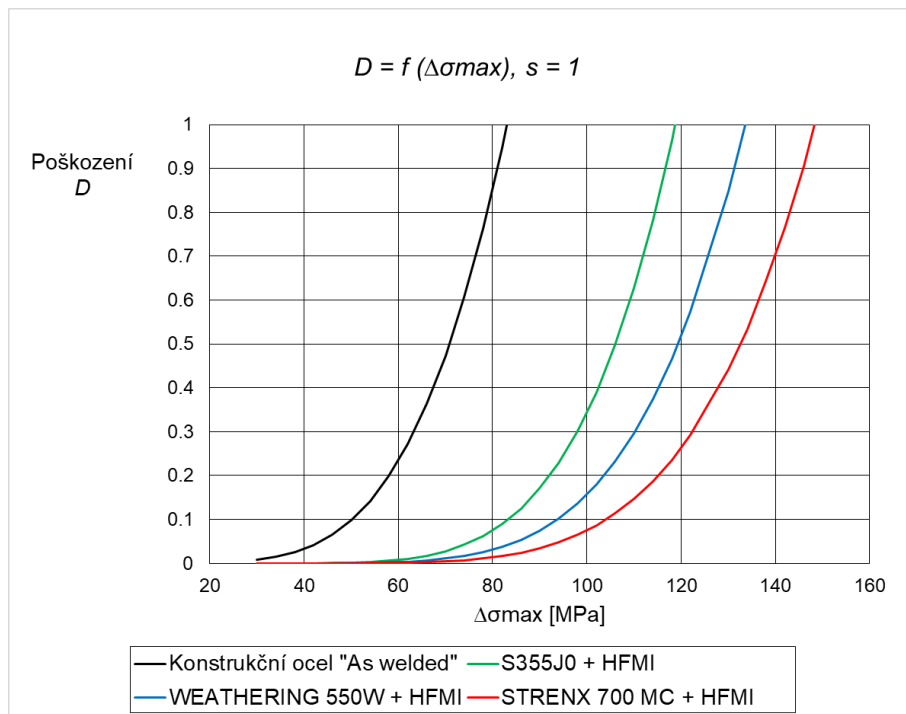
Jedná se metodicky o obdobnou situaci, jako v případové studii č. 3 v kapitole 3.2.2, jen tentokrát s ohledem na soulad s dokumenty [49] a [34] byly použity rozkmity zatěžujících napěťových cyklů namísto amplitud.

Uvažované S-N křivky, jak je popsáno v předchozím textu, jsou znázorněny na Obr. 48. Únavové poškození D bylo počítáno pomocí Haibachovy upravené verze Palmgren-Minerova pravidla. Exponent spodní části S-N křivky byl proto stanoven jako $w_d = 2w - 1$ tedy $w_d = 2 \cdot 5 - 1 = 9$. Do úvahy byl vzat poškozující účinek všech působících cyklů, tedy $\Delta\sigma_{th} = 0$ MPa.

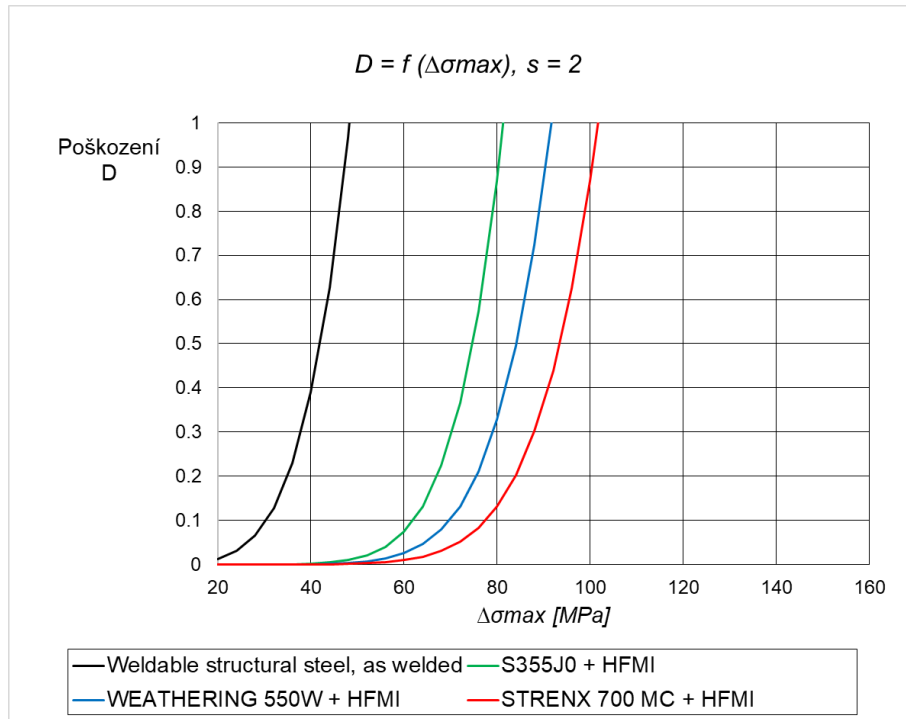
Na konstrukci autobusu se mohou vyskytovat různé typy napěťových spekter. V parametrických výpočtech byly proto uvažovány dvě hodnoty parametru tvaru návrhového spektra napětí: $s = 1$ a $s = 2$. Další parametry návrhového spektra (H_{max} a H_{tot}) byly stejné jako v případové studii v kapitole 3.2.2.

Funkce $D = f(\Delta\sigma_{max})$ byly vypočteny pro oba typy návrhových napěťových spekter (s parametrem tvaru spektra napětí $s = 1$ a $s = 2$) a pro 4 uvažované S-N křivky (viz Obr. 48). Maximální povolené rozkmity napětí $\Delta\sigma_{max,p}$ lze odvodit z grafů znázorněných na Obr. 49. a Obr. 50. Maximální rozkmity napětí $\Delta\sigma_{max,p}$ lze odečíst pro kritickou hodnotu poškození D_c . Pokud tyto hodnoty $\Delta\sigma_{max,p}$ nejsou překročeny, měla by být zaručena návrhová životnost L_d .

Odhady přípustných rozkmitů napětí $\Delta\sigma_{max,p}$ jsou ovlivněny volbou kritické hodnoty únavového poškození D_c . Podle původní verze pravidla Palmgren-Miner $D_c = 1$, ale D_c může být v širokém rozsahu a často i nekonzervativní [5, 6]. Tento problém lze částečně vyřešit volbou doporučené hodnoty $D_c = 0,5$. Nejsprávnějším řešením je kalibrace kritické hodnoty D_c na základě správně navrženého a správně implementovaného experimentálního programu (relativní Palmgren-Miner).



Obr. 49 – Závislosti pro vyhodnocení maximálního přípustného rozkmitu napětí $\Delta\sigma_{max,p}$ (parametr tvaru spektra $s = 1$)



Obr. 50 – Závislosti pro vyhodnocení maximálního přípustného rozkmitu napětí $\Delta\sigma_{max,p}$ (parametr tvaru spektra $s = 2$)

Únavová životnost dynamicky zatěžovaných svařovaných ocelových konstrukcí je ve většině případů určována svary. Studie potvrdila potenciál výroby nosných konstrukcí vozidel s využitím vysoce pevných ocelí (se současnou aplikací metody HFMI). Při stejné úrovni zatížení a stejné požadované životnosti lze průřezy konstrukce zredukovat. Vzhledem k úspoře vlastní hmotnosti lze potom zvýšit užitečné zatížení vozidla.

Závěr

Disertační práce shrnuje teoretické i praktické poznatky z provedeného výzkumu. Obsahuje přínosy z hlediska rozvoje oboru a popisuje dosažené přínosy převážně pro praktické aplikace.

Pravděpodobnostní přístup pro posuzování únavové životnosti materiálů, který navrhl Kliman a ověřil ho výhradně v laboratorních podmínkách, byl přizpůsoben pro využití v praxi pro hodnocení reálných komponent a konstrukcí.

Na čtyřech uvedených případových studiích byly demonstrovány praktické postupy pro posuzování únavové životnosti svařovaných konstrukcí namáhaných na vysokocyklovou únavu, při kterých byl zohledněn náhodný charakter provozního zatížení a rozptýl únavových vlastností posuzované součásti.

Metodika uvedená v disertační práci umožňuje interpretovat predikovanou nebo dosaženou provozní únavovou životnost formou distribuční funkce, což dává lepší obrázek o provozní spolehlivosti posuzované konstrukční součásti.

Strategie byla založena na předpokladu znalosti dostatečně reprezentativní informace o provozním zatížení, buďto v podobě časových průběhů napětí nebo ve formě spekter napětí vyhodnocených metodou rainflow, případně tzv. návrhových spekter napětí generovaných na základě teoretických předpokladů, z nichž některé byly s využitím vlastních experimentálních dat potvrzeny. Věrohodná návrhová spektra lze generovat např. při dimenzování profilů a svařovaných konstrukčních uzlů karosérií autobusů na časovanou únavovou pevnost (omezenou únavovou životnost).

Výzkumné centrum RTI (včetně autora disertační práce) se nyní podílí na řešení projektu „On-line měření a analýzy provozního zatížení konstrukcí s adaptivními virtuálními modely“ (FV40260, program TRIO, MPO, 2018-2022). V rámci projektu jsou budovány pokročilé systémy pro on-line měření a analýzy provozního zatížení konstrukcí. S jejich pomocí by mělo být možno i dlouhodobě monitorovat provozní zatížení. Zpřesněné informace o reálném provozu strojů a validované výpočtové modely umožní rychlejší, bezpečnější a spolehlivější návrh nových prototypů vozidel, strojů i jiných průmyslových zařízení. Systém OLIN má potenciál být do budoucna nasazen i jako zdroj dat pro fungování digitálních dvojčat vozidel, strojů, zařízení.

Realizovaný experimentální výzkum únavové životnosti svařovaných konstrukčních uzlů otevřel otázku volby správného přístupu pro únavové hodnocení. U svařovaných styčnicků profilů karosérie (svařených z tenkostěnných profilů v různých konfiguracích, někdy bez výztuh, jindy s různými výztuhami) se osvědčil koncept nominálních napětí. Naopak, na masivnějších konstrukcích, kde lze podrobněji zmapovat pole napětí v okolí konstrukčního vrubu, lze doporučit aplikaci tzv. hot-spot napětí.

Poznatky z výzkumu, který je prezentován v disertační práci, jsou základem dvou projektů, na kterých výzkumné centrum RTI (včetně autora disertační práce) spolupracuje s renomovanými výrobci autobusů (a dalších příbuzných silničních vozidel).

Projekt „Výzkum a vývoj kloubového elektrobusu“ (FW01010386, program TREND, TAČR/MPO, 2020-2021) se řeší ve spolupráci s firmou SOR Libchavy spol. s r.o. Cílem projektu je vyvinout a postavit prototyp velkokapacitního elektrobusu délky 18,75 m, který by nahradil svými přepravními možnostmi dosavadní dieselové autobusy. Projekt se zabývá mj.

i maximálním odlehčením hmotnosti karoserie cestou použití vysokopevnostních a nekonvenčních materiálů.

V **Příloze 1** je ukázka dokumentace z laboratorních únavových zkoušek uvažovaných styčnicků karosérií tohoto budoucího kloubového elektrobuse SOR.

Obdobné laboratorní únavové zkoušky se budou realizovat i pro polského výrobce autobusů, firmu Solaris Bus & Coach S.A., v rámci projektu „Composite Reinforcement in a Light Stainless Steel Bus Structure“, který se řeší pod záštitou mezinárodního programu M-ERA.Net. Na ocelové profily budou nalepeny lamely z vyztužených uhlíkových kompozitů, případně budou uzavřené profily vyplněny polyuretanovou pěnou. Cílem projektu není primárně řešení únavové životnosti, ale zabezpečení zvýšené odolnosti nosné struktury autobusu při jeho převrácení a zachování prostoru pro přežití cestujících při tomto typu nehody.

Snaha o snižování hmotnosti svařovaných nosných struktur vozidel pak otevřela otázku využití ocelí o vyšší pevnosti. Parametrická studie č. 5 představená v kapitole 4.1, ve které byl přiměřeně konzervativně uvažován předpokládaný pozitivní vliv vysokofrekvenčního opracování svarů, naznačila až téměř neuvěřitelný potenciál ve zvýšení hodnoty přípustného namáhání, resp. prodloužení únavové životnosti. Studie se stala impulsem pro projekt, který výzkumné centrum RTI řeší pod vedením autora disertační práce společně s výrobcem kolejových vozidel, ŠKODA TRANSPORTATION a.s.

Hlavním cílem projektu „Aplikace vysokofrekvenčního mechanického vibrování pro zvyšování únavové pevnosti a životnosti svarových spojů komponent kolejových vozidel“ (FW01010364, program TREND, TAČR/MPO, 2020-2024) je ověření potenciálu aplikace technologie vysokofrekvenčního mechanického vibrování jako alternativní dodatečné úpravy svarů při inovacích a vývoji nových komponent kolejových vozidel. Toto má vést hlavně k prodloužení jejich životnosti a zvýšení jejich provozní spolehlivosti při současném snížení hmotnosti a snížení výrobních a provozních nákladů. Pro podmínky konkrétního výrobního podniku se ověřují doporučení Mezinárodního svářečského institutu pro výpočtové navrhování a posuzování svařovaných konstrukčních uzlů s touto moderní technologickou úpravou, označovanou jako HFMI. V **Příloze 2** je ukázka dokumentace z výzkumu prováděného na materiálových vzorcích. Výzkum by měl časem přejít i do fáze testování konstrukčních uzlů a komponent.

V **Příloze 3** jsou k nahlédnutí také experimentální data ze zkoušek svařovaných detailů při použití různých přídavných materiálů. Tato data představují zajímavý soubor, který bude možno s využitím pravděpodobnostního přístupu dále zkoumat, a to jak ve vztahu k doporučením Mezinárodního svářečského institutu, tak s ohledem na únavovou životnost při zatěžování provozními spektry zatížení.

Předkládaná disertační práce představuje ucelený systém velmi praktických znalostí, které již byly během doktorského studia prezentovány na celé řadě domácích, ale především mezinárodních konferencích, např.:

- Fatigue Design 2017, 7th edition of the International Conference on Fatigue Design, 29-30 November 2017, Senlis, France [28];
- ICSI 2017, 2nd International Conference on Structural Integrity, 4-7 September 2017, Funchal, Madeira, Portugal [1];
- M2D 2017, 7th International Conference on Mechanics and Materials in Design, 11 - 15 June 2017, Albufeira, Portugal [29];
- FATIGUE 2018, 12th International Fatigue Congress, 27 May – 1 June 2018, Poitiers Futuroscope, France [21];
- IRF2018, 6th International Conference Integrity-Reliability-Failure, 22 - 26 July, Lisbon, Portugal [50];
- ICSI 2019, 3rd International Conference on Structural Integrity, 2 - 5 September 2019, Funchal, Madeira, Portugal [51];
- Fatigue Design 2019, 8th edition of the International Conference on Fatigue Design, 20 - 21 November 2019, Senlis, France [52];

5 Citovaná literatura

- [1] KEPKA, M. KEPKA, M. IDENTIFICATION OF POSSIBLE CAUSES OF FATIGUE FAILURE IN RADIUS ROD PINS FOR TROLLEYBUS REAR AXLES USING PARAMETRIC CALCULATIONS OF FATIGUE LIFE. In Proceedings of the 7th International Conference on Mechanics and Materials in Design. Porto: INEGI-Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, 2017. s. 423-432. ISBN: 978-989-98832-7-7.
- [2] KEPKA, M. RÁŽ, K. VOLKMANNOVÁ, J. MARKOVÁ, V. Analýza SN křivek. Západočeská univerzita v Plzni, 2021 (Výzkumná zpráva)
- [3] PALMGREN, A. Z. *Die Lebensdauer von Kugellagern*. Z. Ver. Deutsch. Ing. 68 (1924) 339.
- [4] MINER, M. A. *Cumulative damage in fatigue*. Transactions of the ASME. Series E. J. Appl. Mech. 1945;12:159–64.
- [5] SCHÜTZ, W. *The estimation of fatigue life in the crack initiation and propagation stages. A state of the art survey*. Eng. Fract. Mech. 1979;11:405–21.
- [6] SCHIJVE, J. *Fatigue of Structures and Materials*. 2nd ed., Publisher: Springer, 2009 with CD-Rom. (ISBN-13: 978-1-4020-6807-2).
- [7] HAIBACH, E. *Modified Linear Damage Accumulation Hypothesis Accounting for a Decreasing Fatigue Strength During the Increasing Fatigue Damage*. Laboratorium für Betriebsfestigkeit, LBF, Darmstadt, German, 1970 TM Nr. 50
- [8] LIU, J. ZENNER, H. *Berechnung der Dauerschwingfestigkeit bei mehrachsiger Beanspruchung*. Mat.-wiss. u. Werkstofftech. 1993;24:240–9
- [9] RUZICKA, M. HANKE, M. ROST, M. *Dynamic strength and fatigue life*. University textbook, Czech Technical University, Praha, 1987 (in Czech).
- [10] DRAFT prEN 17149 Railway Applications - Fatigue strength assessment of railway vehicle structures based on cumulative damage. 2017
- [11] Eurocode 3: *Design of steel structures - Part 1-9: Fatigue*.
- [12] FKM (Forschungskuratorium Maschinenbau), *Analytical Strength Assessment of Components*, VDMA Verlag, 6th revised edition, 2012. BS 7608:1993 - Fatigue design and assessment of steel structures.
- [13] ISO/DIS 12107 *Metallic materials — Fatigue testing — Statistical planning and analysis of data*.
- [14] ROTHER, K.: *Učební opory TH München*, Fakultät für Maschinenbau.
- [15] BS 7608:2014+A1:2015: *Guide to fatigue design and assessment of steel product*.
- [16] KEPKA, M.: *Elektronické učební opory k předmětu Provozní pevnost a životnost dopravní techniky*. ZČU v Plzni, Fakulta strojní.
- [17] RŮŽIČKA, M. JURENKA, J. NESLÁDEK, M. PAPUGA, J.: *Dynamická pevnost a životnost - podklady ke studiu*. ČVUT v Praze, Fakulta strojní.
- [18] HEULER, P. KLÄTSCHKE, H.: *Generation and use of standardised load spectra and load-time histories*. International Journal of Fatigue 27 (2005) 974–990

- [19] NEUGEBAUER, J. GRUBISIC, V. FISCHER, G. *Procedure for Design Optimization and Durability Life Approval of Truck Axles and Axle Assemblies* (SAE Technical Paper Series 892535, 1989)
- [20] RADAJ, D.: *Ermüdung-festigkeit-Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau*. ISBN 3-540-58348-3 Springer-Verlag. 1995.
- [21] KEPKA, M. KEPKA, M. Jr. 2018. *Design, service and testing grounds stress spectra and their using to fatigue life assessment of bus bodyworks*. MATEC Web of Conferences 165, 17007 (2018). Fatigue 2018, Poitiers/France. <https://doi.org/10.1051/matecconf/201816517007>
- [22] HOLUB, R. VINTR, Z.: *Spolehlivost letadlové techniky*. Elektronická učebnice VUT v Brně, 2001.
- [23] MAREK, P. GUŠTAR, M. AND ANAGNOS, T.: *Simulation-Based Reliability Assessment for Structural Engineers*. CRC Press, Inc., Boca Raton, Florida, 1995
- [24] KLIMAN, V.: *Fatigue and endurance*. Přístupné online. <http://www.umms.sav.sk/6456-en/fatigue-and-endurance/>
- [25] HOBACHER, A. F. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components (2nd ed.)*, Publisher: Springer (2016) IIW225915 (ex XIII246013/XV144013). (ISBN: 978-3-319-23756-5)
- [26] Draft BS EN 17149 *Railway Applications - Fatigue strength assessment of railway vehicle structures based on cumulative damage*.
- [27] Merkblatt DVS 0905 *Industrielle Anwendung des Kerbspannungskonzeptes für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis von Schweißverbindungen*, 02 2017.
- [28] KEPKA, M. KEPKA, M.: Parametric calculations of fatigue life of critical part of trolleybus rear axle. 7th International Conference on Fatigue Design, Fatigue Design 2017, 29-30 November 2017, Senlis, France. Procedia Engineering 213 (2018) 227–238.
- [29] KEPKA, M. KEPKA, M. *Deterministic and probabilistic fatigue life calculations of a damaged welded joint in the construction of the trolleybus rear axle*. ENGINEERING FAILURE ANALYSIS, 2018, roč. 93, č. NOV 2018, s. 257-267. ISSN: 1350-6307.
- [30] KEPKA, M. KEPKA, M.: *Calculations of fatigue life of a welded joint in the construction of the trolleybus rear axle*. In Procedia Structural Integrity. Amsterdam: ElsevierScience BV, 2017. s. 1409-1416., ISSN: 2452-3216
- [31] BS 7608, *Fatigue Design and Assessment of Steel Structures*. 1993
- [32] KEPKA, M. *Durability and fatigue life investigation of bus and trolleybus structures: review of SKODA VYZKUM methodology*. In: Proceedings of the Second International Conference on Material and Component Performance under Variable Amplitude Loading (VAL2) scheduled from 23.March to 26.March 2009 in Darmstadt/Germany, Publisher: DVM, Berlin/Germany, Deutscher Verband für Materialforschung und-prüfung e.V. pp. 1231-1240. ISBN: 978-3-00-027049-9.
- [33] SONSINO, C. M. *Course of SN-Curves Especially in the High-Cycle Fatigue Regime with Regard to Component Design and Safety*, Int. J. Fatigue 29 (2007), pp. 2246-2258 and Hobbacher, A. (Ed): *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*. IIW Document XIII1823-07, updates 2008 to 2015

- [34] HOBACHER, A. F. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components (2nd ed.)*. Publisher: Springer (2016) I1W225915 (ex XIII246013/ XV144013), (ISBN: 978-3-319-23756-5).
- [35] KEPKA, M. POLACH, P. KEPKA JR., M. *From Dynamic Models of Buses to Reliable Estimation of the Fatigue Life of Their Bodyworks*. Publ. INEGI/FEUP; 2020. p.419–30 Paper ref.: 17200. ISBN: 978-989-20-8315-3
- [36] KEPKA, M. KEPKA, M. *Accelerated fatigue testing on special tracks as new part of methodology for bus/trolleybus development*. Engineering failure analysis, 2020, roč. 118, č. December 2020. ISSN 1350-6307.
- [37] KEPKA, M. MINICH, R. *Laboratorní únavové zkoušky svařovaných styčníků karosérie kloubového elektrobusu SOR: předběžné MKP analýzy a návrh zkušebních stendů*. Západočeská univerzita v Plzni, 2020.
- [38] KEPKA, M. REHOR, P. *Methodology of experimental research into operating strength and fatigue life of bus and trolleybus bodywork*. Int J Veh Des 1992;13(3):242–50.
- [39] KEPKA, M. KEPKA JR, M. ET AL. *Fatigue Tests – Important Part of Development of New Vehicles*. In: 12th International Fatigue Congress, Poitiers, France, May 27 to June 1, 2018, MATEC Web of Conferences 165, 22023 (2018), <https://doi.org/10.1051/mateconf/201816522023>
- [40] HALFPENNY, A. *Methods for accelerating dynamic durability tests*. 9th International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics; 2006.
- [41] KLIMAN, V. KEPKA, M. VÁCLAVÍK, J. *Influence of scatter of cyclic properties of material on operational endurance of construction*. Metallic Mater 2010; 48:367–78. <https://doi.org/10.4149/km.2010.6.367>.
- [42] CHMELKO, V. GARAN, M. *Long-term monitoring of strains in a real operation of structures*. In: 14th IMEKO TC10 Workshop Technical Diagnostics New Perspectives in Measurements, Tools and Techniques for system's reliability, maintainability and safety, Milan, Italy, June 27-28, 2016, pp. 333–336.
- [43] KEPKA M, VACLAVIK J. *On-line vehicle condition monitoring based on probability approach*. In: 14th IMEKO TC10 Workshop Technical Diagnostics New Perspectives in Measurements, Tools and Techniques for system's reliability, maintainability and safety, Milan, Italy, June 27-28, 2016, pp. 42-45.
- [44] DEWA, R. T. KEPKA JR., M., KEPKA, M. *Statistical approaches on the design of fatigue stress spectra for bus structures*. SN applied sciences, Vol. 1 (2019), No. 1, p.1360.32.
- [45] WANG, J. CHEN. H. LI. Y. WU, Y. ZHANG, Y. *A review of the extrapolation method in load spectrum compiling*. Strojnicki Vestnik - Journal of Mechanical Engineering, Vol. 62 (2016), No.1, pp. 60-7533.
- [46] JOHANNESSON, P. *Extrapolation of load histories and spectra*. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Volume 29 (2006), No. 3, pp.179-280.34.
- [47] FV40260: *On-line measurement and analysis of the operational loading of structures with adaptive virtual models*. Ministry of Industry and Trade, Czech Republic (2019-2022).

[48] KEPKA, M. KEPKA, M. *Consideration of random loading processes and scatter of fatigue properties for assessing the service life of welded bus bodyworks*, International Journal of Fatigue ,2021,106324, ISSN 0142-1123, <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2021.106324>.

[49] MARQUIS, G. B. BASROUM, Z. 2016 *IIW Recommendations for the HFMI Treatment - For Improving the Fatigue Strength of Welded Joints* (International Institute of Welding, Springer) p 34.

[50] KEPKA, M. KEPKA, M. USING DESIGN S-N CURVES AND DESIGN STRESS SPECTRA FOR PROBABILISTIC FATIGUE LIFE ASSESSMENT OF VEHICLE COMPONENTS. In PROCEEDINGS IRF2018. Porto, Portugalsko: INEGI - INSTITUTE OF SCIENCE AND INNOVATION IN MECHANICAL AND INDUSTRIAL ENGINEERING, 2018. s. 373-384. ISBN: 978-989-20-8313-1.

[51] KEPKA, M. KEPKA, M. VÁCLAVÍK, J. CHVOJAN, J. Fatigue life of a bus structure in normal operation and in accelerated testing on special tracks. In *Procedia Structural Integrity*. Amsterdam: Elsevier Science BV, 2019. s. 44-50. ISBN: nevedeno , ISSN: 2452-3216.

[52] KEPKA, M. KEPKA, M. DŽUGAN, J. KONOPÍK, P. Practical notes for assessing the fatigue life of bodyworks of buses and trolleybuses. In *Procedia Structural Integrity*. Amsterdam: Elsevier Science BV, 2019. s. 595-603. ISBN: nevedeno , ISSN: 2452-3216.

Publikační činnost doktoranda

Publikační činnost doktoranda se skládá z 10 článků v časopisech, 18 statí ve sbornících z konferencí 33 výzkumných a souhrnných výzkumných zpráv. Doktorand je dále autorem 4 funkčních vzorků a 3 ověřených technologií. Ke dni 26. 6. 2021 dosahuje H-index autora dle databáze Web of Science hodnoty 3 a dle databáze Scopus hodnoty 4. Počet citací doktoranda je 44 dle databáze Scopus a 35 dle Web of Science.

Identita v databázích:

- ResearcherID: D-6127-2018
- ORCID: 0000-0003-3070-4773
- Scopus Author ID: 57202447614

Výsledky, které souvisí s tématem disertační práce:

1. KEPKA, M. KEPKA, M. *Consideration of random loading processes and scatter of fatigue properties for assessing the service life of welded bus bodyworks*, International Journal of Fatigue ,2021,106324, ISSN 0142-1123 (článek v časopise)
2. KEPKA, M. TITTEL, J. MINICH, R. RAAB, Z. KŘÍŽEK, M. ŽLÁBEK, P. *Zkouška konstrukčního uzlu (oje traktorového návěsu)*. RTI-VZ-2019-23 /ZPZ, 2019. (Výzkumná zpráva)
3. KEPKA, M. RÁŽ, K. VOLKMANNOVÁ, J. MARKOVÁ, V. *Znalostní mapa posuzování konstrukcí zatěžovaných vibrační únavou*. Západočeská univerzita v Plzni, 2021. (Výzkumná zpráva)
4. KEPKA, M. RÁŽ, K. VOLKMANNOVÁ, J. MARKOVÁ, V. *Analýza SN křivek*. Západočeská univerzita v Plzni, 2021 (Výzkumná zpráva)
5. KEPKA, M. TITTEL, J. ŽLÁBEK, P. KŘÍŽEK, M. *Únavové zkoušky svařovaného kritického detailu (plechu s navařeným žebrem)*. Západočeská univerzita v Plzni, 2020. (Výzkumná zpráva)
6. RÁŽ, K. KEPKA, M. *Průmyslový demonstrátor pro analýzu životnosti konstrukcí zatížených vibracemi*. 2020. (Funkční vzorek)
7. KEPKA, M. MINICH, R. TITTEL, J. VOLÁK, J. KAVALÍR, T. *Únavové vlastnosti materiálu Kx52 na zkušebních tělesech odebraných z odřezku potrubí*. AFRY CZ s.r.o., 2020. (Výzkumná zpráva)
8. KEPKA, M. *Zkušební stend pro zkoušky konstrukčních uzlů s koutovými svary*. 2020. (Funkční vzorek)
9. RÁŽ, K. KEPKA, M. VOLKMANNOVÁ, J. *Vibration Fatigue – Fem Analysis vs. Real Testing*. *MM Science Journal*, 2020, roč. 2020, č. November 2020, s. 4128-4131. ISSN: 1803-1269 (Článek v časopise)
10. TITTEL, J. KEPKA, M. HELLER, P. *Static and dynamic testing of a bogie*. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Bristol: IOP Publishing LTD, 2020. s. nestránkováno. ISBN: neuvedeno , ISSN: 1757-8981 (Stať ve sborníku)
11. KEPKA, M. TITTEL, J. ŽLÁBEK, P. KŘÍŽEK, M. *Zkoušky životnosti přepřátovaných svarových spojů*. Západočeská univerzita v Plzni, 2020. (Výzkumná zpráva)
12. KEPKA, M. KEPKA, M. *Výpočet přípustných maximálních amplitud provozního napětí pro S-N křivky detailů karosérií SOR*. Západočeská univerzita v Plzni, 2020. (Výzkumná zpráva)

13. KEPKA, M. TITTEL, J. ŽLÁBEK, P. KŘÍŽEK, M. PLEVA, J. MARTINŮ, M. PAVLATA, P. *Svařování vysokopevnostních ocelí při výrobě dvouramenného nosiče kontejnerů*. 2020. (Ověřená technologie)
14. KEPKA, M. POLACH, P. KEPKA, M. From Dynamic Models of Buses to Reliable Estimation of the Fatigue Life of Their Bodyworks. In *Proceedings IRF2020: 7th International Conference Integrity - Reliability - Failure*. Porto: INEGI, 2020. s. 419-430. ISBN: 978-989-54-7561-2 (Stať ve sborníku)
15. KEPKA, M. TITTEL, J. ŽLÁBEK, P. KŘÍŽEK, M. MARTINŮ, M. PAVLATA, P. NEPOVÍM, L. *Robotické svařování vysokopevnostních materiálů při výrobě traktorového návěsu*. 2020. (Ověřená technologie)
16. KEPKA, M. KEPKA, M. TITTEL, J. *Parametrická studie potenciálního zvýšení provozní únavové životnosti svarových spojů zpevněných technologií HFMI*. Západočeská univerzita v Plzni, 2020. (Výzkumná zpráva)
17. KEPKA, M. KEPKA, M. Accelerated fatigue testing on special tracks as new part of methodology for bus/trolleybus development. *ENGINEERING FAILURE ANALYSIS*, 2020, roč. 118, č. December 2020, s. nestránkováno. ISSN: 1350-6307 (Článek v databázi WoS)
18. KEPKA, M. MINICH, R. *Laboratorní únavové zkoušky svařovaných styčnicků karosérie kloubového elektrobuse SOR: předběžné MKP analýzy a návrh zkušebních stendů*. Západočeská univerzita v Plzni, 2020. (Výzkumná zpráva)
19. KEPKA, M. TITTEL, J. *Materiálové laboratorní zkoušky vysokopevnostního materiálu*. Západočeská univerzita v Plzni, 2019. (Výzkumná zpráva)
20. KEPKA, M. TITTEL, J. MINICH, R. RAAB, Z. *Statické a dynamické testování podvozku*. Západočeská univerzita v Plzni, 2019. (Výzkumná zpráva)
21. KEPKA, M. KŘÍŽEK, M. *Únavové zkoušky podélných svarů*. Západočeská univerzita v Plzni, 2019. (Výzkumná zpráva)
22. KEPKA, M. *Řešení pevnosti a únavové životnosti karoserií trolejbusů*. Západočeská univerzita v Plzni, 2019. (Výzkumná zpráva)
23. KEPKA, M. *Životnostní zkoušky různých typů svařovaných konstrukčních detailů a jejich porovnání/VZ-2019-01/ZPZ*. BEDNAR FMT s.r.o., 2019. (Výzkumná zpráva)
24. RÁŽ, K. KEPKA, M. *Laboratorní demonstrátor pro ověření únavové životnosti a provozní spolehlivosti*. 2019. (Funkční vzorek)
25. BUNDA, Z. KUČEROVÁ, L. KEPKA, M. The Crack Analysis of Fatigue Tested Steel Construction. *Manufacturing Technology*, 2019, roč. 19, č. 4, s. 559-562. ISSN: 1213-2489 (Článek v databázi Scopus)
26. KEPKA, M. TITTEL, J. KŘÍŽEK, M. *Únavové zkoušky příčných svarů*. Západočeská univerzita v Plzni, 2019. (Výzkumná zpráva)
27. KEPKA, M. KEPKA, M. VÁCLAVÍK, J. CHVOJAN, J. Fatigue life of a bus structure in normal operation and in accelerated testing on special tracks. In *Procedia Structural Integrity*. Amsterdam: Elsevier Science BV, 2019. s. 44-50. ISBN: nevedeno, ISSN: 2452-3216 (Stať ve sborníku)
28. RÁŽ, K. KEPKA, M. CHVAL, Z. *Analýza pevnosti a zatížení pro výhybkový závěrový hák 031510207*. Drážní inspekce, 2019. (Výzkumná zpráva)
29. KEPKA, M. *Životnostní zkoušky různých typů svařovaných konstrukčních detailů a jejich porovnání*. BEDNAR FMT s.r.o., 2019. (Výzkumná zpráva)
30. RÁŽ, K. CHVAL, Z. KEPKA, M. *Analýza možností zvýšení životnosti pro výhybkový závěrový hák 031510207*. Drážní inspekce, 2019. (Výzkumná zpráva)

31. KEPKA, M. ŽLÁBEK, P. KŘÍŽEK, M. *Metodika posuzování životnosti svařovaných konstrukcí*. Západočeská univerzita v Plzni, 2019. (Výzkumná zpráva)
32. RÁŽ, K. KEPKA, M. CHVAL, Z. *Analýza pevnosti a zatížení pro výhybkový závěrový hák 031510207/VZ-2019-08/VIP*. Drážní inspekce, 2019. (Výzkumná zpráva)
33. KEPKA, M. KEPKA, M. DŽUGAN, J. KONOPÍK, P. Practical notes for assessing the fatigue life of bodyworks of buses and trolleybuses. In *Procedia Structural Integrity*. Amsterdam: Elsevier Science BV, 2019. s. 595-603. ISBN: neuvedeno , ISSN: 2452-3216 (Stať ve sborníku)
34. TUNGGU DEWA, R. KEPKA, M. KEPKA, M. Statistical approaches on the design of fatigue stress spectra for bus structures. *SN APPLIED SCIENCES*, 2019, roč. 1, č. 11, s. nestránkováno. ISSN: 2523-3963. (Článek v databázi WoS)
35. RÁŽ, K. KEPKA, M. CHVAL, Z. *Analýza možností zvýšení životnosti pro výhybkový závěrový hák 031510207/RTI-VZ-2019-05/VIP*. Drážní inspekce, 2019. (Výzkumná zpráva)
36. KRAUS, V. KEPKA, M. KEPKA, M. DOUBRAVA, D. CHVOJAN, J. Strength Analysis of Tramway Bogie Frame. In *MECHANICAL FATIGUE OF METALS: EXPERIMENTAL AND SIMULATION PERSPECTIVES*. Cham: SPRINGER NATURE SWITZERLAND AG, 2019. s. 327-334. ISBN: 978-3-030-13980-3 , ISSN: 2522-560X (Stať ve sborníku)
37. KEPKA, M. FATIGUE LIFE ANALYSIS USING PROBABILITY APPROACH. In *Elektronický sborník příspěvků SVOČ 2018 konající se 26.4.2018*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2018. s. 1-8. ISBN: 978-80-261-0779-8 (Stať ve sborníku)
38. KEPKA, M. KEPKA, M. USING DESIGN S-N CURVES AND DESIGN STRESS SPECTRA FOR PROBABILISTIC FATIGUE LIFE ASSESSMENT OF VEHICLE COMPONENTS. In *PROCEEDINGS IRF2018*. Porto, Portugalsko: INEGI - INSTITUTE OF SCIENCE AND INNOVATION IN MECHANICAL AND INDUSTRIAL ENGINEERING, 2018. s. 373-384. ISBN: 978-989-20-8313-1 (Stať ve sborníku)
39. KEPKA, M. RÁŽ, K. *Simulace vibrační analýzy držáku kabelového svazku 133026/I*. Nexans autoelectric GmbH, 2018. (Souhrnná výzkumná zpráva)
40. RÁŽ, K. KEPKA, M. *Simulace vibrační analýzy držáku kabelového svazku 128773*. Nexans autoelectric GmbH, 2018. (Souhrnná výzkumná zpráva)
41. KEPKA, M. KEPKA, M. Deterministic and probabilistic fatigue life calculations of a damaged welded joint in the construction of the trolleybus rear axle. *ENGINEERING FAILURE ANALYSIS*, 2018, roč. 93, č. NOV 2018, s. 257-267. ISSN: 1350-6307 (Článek v databázi WoS)
42. KEPKA, M. KEPKA, M. Design, service and testing grounds stress spectra and their using to fatigue life assessment of bus bodyworks. In *MATEC Web of Conferences*. New York: Curran Associates, Inc., 2018. s. 1099-1104. ISBN: 978-1-5108-6386-6 , ISSN: 2261-236X (Stať ve sborníku)
43. KEPKA, M. KEPKA, M. TITTEL, J. Parametric study of the potential of application of high-strength steels to increasing the service fatigue life of vehicle structures. In *Conference Proceeding*. Philadelphia: Institute of Physics Publishing, 2018. s. 1-6. ISBN: neuvedeno , ISSN: 1757-8981 (Stať ve sborníku)
44. KEPKA, M. KEPKA, M. ŽLÁBEK, P. HELLER, P. CHVOJAN, J. MENTL, V. Fatigue Tests - Important Part of Development of New Vehicles. In *MATEC Web of Conferences*. New York: Curran Associates, Inc, 2018. s. 1-7. ISBN: neuvedeno , ISSN: 2261-236X. (Stať ve sborníku)

45. RÁŽ, K. KEPKA, M. *Simulace vibrační analýzy držáku kabelového svazku 129287*. Nexans autoelectric GmbH, 2018. (Souhrnná výzkumná zpráva)
46. RÁŽ, K. KEPKA, M. *Simulace vibrační analýzy držáku kabelového svazku 133026/II*. Nexans autoelectric GmbH, 2018. (Souhrnná výzkumná zpráva)
47. KEPKA, M. KEPKA, M. IDENTIFICATION OF POSSIBLE CAUSES OF FATIGUE FAILURE IN RADIUS ROD PINS FOR TROLLEYBUS REAR AXLES USING PARAMETRIC CALCULATIONS OF FATIGUE LIFE. In *Proceedings of the 7th International Conference on Mechanics and Materials in Design*. Porto: INEGI-Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, 2017. s. 423-432. ISBN: 978-989-98832-7-7 (Stát ve sborníku)
48. KEPKA, M. KEPKA, M. Calculations of fatigue life of a welded joint in the construction of the trolleybus rear axle. In *Procedia Structural Integrity*. Amsterdam: ElsevierScience BV, 2017. s. 1409-1416. ISBN: nevedeno , ISSN: 2452-3216 (Stát ve sborníku)
49. KEPKA, M. KEPKA, M. *Hlavní aspekty řešení provozní pevnosti a únavové životnosti silničních a kolejových vozidel*. SVÚM a.s., Areál výzkumných ústavů, 2017. (Souhrnná výzkumná zpráva)
50. KEPKA, M. RÁŽ, K. *Analýza životnosti deflektoru*. ŠKODA ELECTRIC a.s., 2017. (Souhrnná výzkumná zpráva)
51. KEPKA, M. BARTOŇ, L. KEPKA, M. *Stend pro vícenásobné zatěžování styčnicků*. 2017. (Funkční vzorek)
52. RÁŽ, K. KEPKA, M. ČECHURA, M. Vytipování kritických míst z hlediska únavy na stojanu kovacího lisu. *Kovárenství*, 2017, roč. 60, č. Květen 2017, s. 85-88. ISSN: 1213-9289 (Článek v recenzovaném periodiku)
53. KEPKA, M. KEPKA, M. BARTOŇ, L. Two Approaches to Assessing and Designing Machine Components against Fatigue Failure. In *Book of Proceedings of 57th International Conference of Machine Design Departments*. Plzeň: TYPOS, tiskařské závody, s.r.o., Plzeň, 2016. s. 349 - 352. ISBN: 978-80-261-0609-8 (Stát ve sborníku)
54. VÁCLAVÍK, J. CHVOJAN, J. KEPKA, M. KEPKA, M. Engineering Approach for Vehicle Structure Service Life Assessment under Combined Loading. In *ICMFF 11*. Sevilla: School of Engineering of Sevilla, 2016. (Stát ve sborníku)
55. KEPKA, M. KEPKA, M. CHVOJAN, J. VÁCLAVÍK, J. Structure service life assessment under combined loading using probability approach. *Frattura ed Integrita Strutturale*, 2016, roč. Vol. 10, č. 38, s. 82-91. ISSN: 1971-8993 (Článek v časopisu)
56. KEPKA, M. KEPKA, M. Parametric calculations of allowable operating stresses in vehicle components under fatigue loading. In *Proceedings of the 5th International Conference Integrity - Reliability - Failure*. Porto: INEGI/FEUP, 2016. s. 241-254. ISBN: 978-989-98832-5-3 (Stát ve sborníku)
57. TIKAL, F. SEDLÁČEK, F. KEPKA, M. *Vedení kabelů s montážní deskou, příčník 059.971.824.J / 5100 1685*. Nexans autoelectric GmbH, 2016. (Souhrnná výzkumná zpráva)
58. KEPKA, M. KEPKA, M. BARTOŇ, L. Teaching and Research of service Strength and Durability of Vehicles. In *Book of Proceedings of 56th International conference of machine design departments*. Nitra: Slovak university of agriculture in Nitra, 2015. s. 179-184. ISBN: 978-80-552-1377-4 (Stát ve sborníku)
59. BARTOŇ, L. HELLER, P. KEPKA, M. Fatigue damage in bodies of railway vehicle. In *Book of proceedings od 56th International conference of machine design departments*.

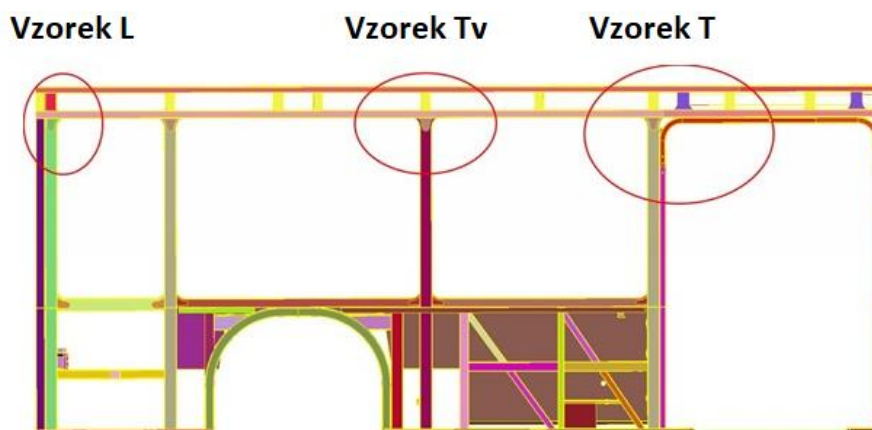
Nitra: Slovak University of Agriculture in Nitra, 2015. s. 281-284. ISBN: 978-80-552-1377-4 (Stať ve sborníku)

Výsledky, které s tématem disertační práce nesouvisí:

60. KEPKA, M. TITTEL, J. MINICH, R. *Statické zkoušky lepených hřidelí*. ProMinent System spol. s r.o., 2020. (Souhrnná výzkumná zpráva)
61. KEPKA, M. TITTEL, J. MINICH, R. RAAB, Z. *Odborný posudek reportu z měření China Components Test (Report No. : 2019297680)*. FAIVELEY TRANSPORT CZECH, a.s., 2020. (Souhrnná výzkumná zpráva)
62. KEPKA, M. VOLÁK, J. MACH, J. TITTEL, J. *Měření statických a dynamických vlastností předaných sad vzorků pryží*. MECAS ESI s.r.o., 2020. (Souhrnná výzkumná zpráva)
63. ŽLÁBEK, P. KEPKA, M. MARTINŮ, M. PAVLATA, P. PLEVA, J. NOVÁK, J. *V001- CTS FV DRN001 - DVOURAMENNÝ NOSIČ*. 2020. (Funkční vzorek)
64. KHALAJ, O. GHOTBI SIABIL, SMA. TAFRESHI, SNM. KEPKA, M. KAVALÍR, T. KŘÍŽEK, M. JENÍČEK, Š. The experimental investigation of behaviour of expanded polystyrene (EPS). In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Bristol: IOP Publishing LTD, 2020. s. nestránkováno. ISBN: neuvedeno , ISSN: 1757-8981 (Článek v databázi WoS)
65. KHALAJ, O. SIABIL, SMAG. AZIZIAN, M. TAFRESHI, SNM. MAŠEK, B. KEPKA, M. KAVALÍR, T. KŘÍŽEK, M. JIRKOVÁ, H. Experimental and numerical investigation of expanded polystyrene (EPS) geofom samples under monotonic loading. *Geomechanics and Engineering*, 2020, roč. 22, č. 6, s. 475-488. ISSN: 2005-307X (Článek v databázi WoS)
66. ZETKOVÁ, I. ZETEK, M. DAŇA, M. HANZL, P. KEPKA, M. *Optimalizace výroby tenkostěnných dílů 3D tiskem*. 2019. (Ověřená technologie)
67. KEPKA, M. KŘÍŽEK, M. TITTEL, J. *Mechanická zkouška vahadla*. Západočeská univerzita v Plzni, 2019. (Výzkumná zpráva)
68. BARTOŇ, L. KEPKA, M. Parallelogram Linkage for Testing Suspension Stiffness. In *Book of Proceedings of 57th International Conference of Machine Design Departments*. Plzeň: TYPOS, tiskařské závody, s.r.o., Plzeň, 2016. s. 413-417. ISBN: 978-80-261-0609-8 (Stať ve sborníku)

PŘÍLOHA č. 1 - Styčníky elektrobusu

Na zkušebně provozní pevnosti a únavové životnosti probíhají zkoušky tří typů svařovaných styčnicků karoserií kloubového elektrobusu, viz Obr. 51.

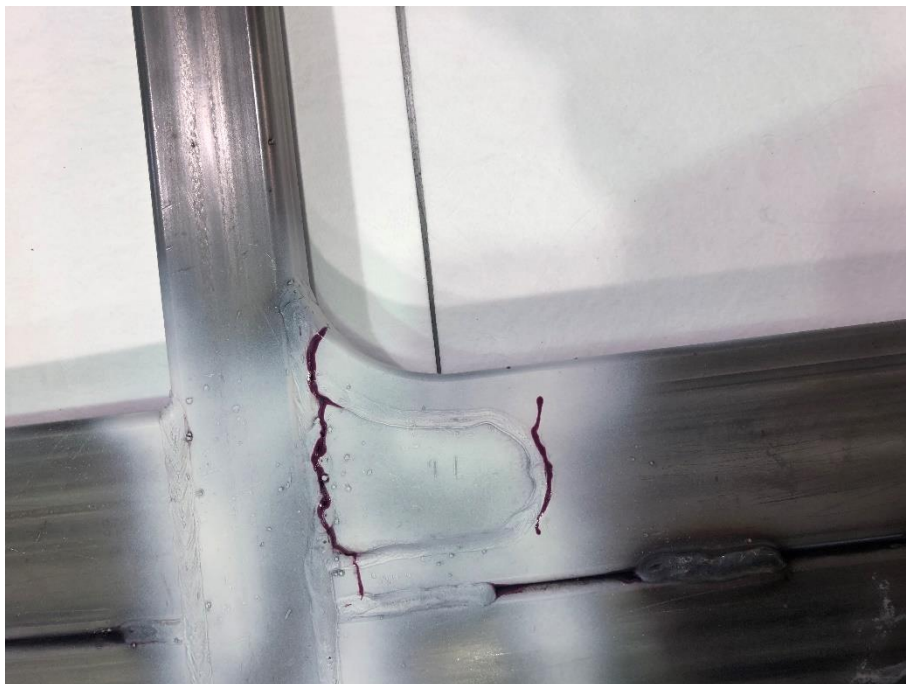


Obr. 51 – Styčníky karoserie elektrobusu

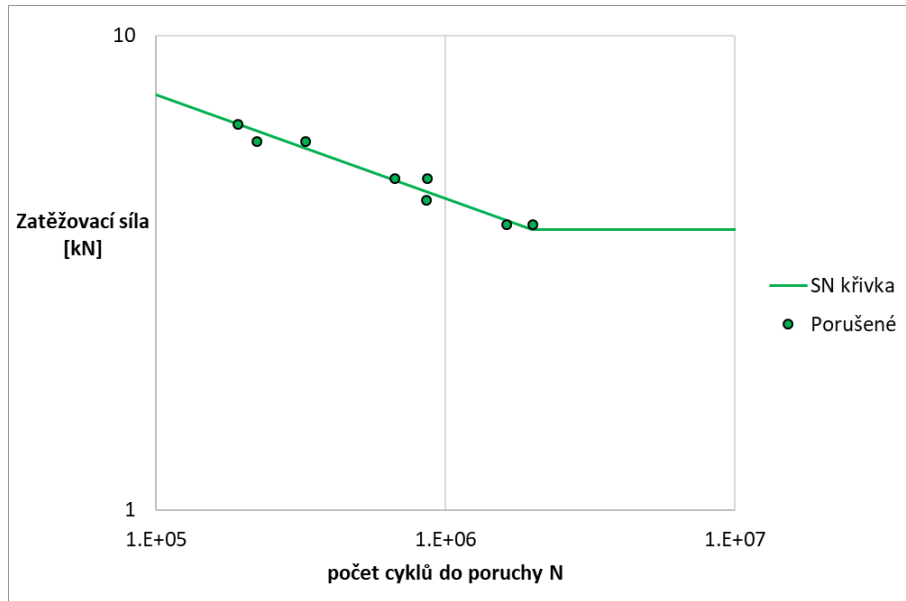
Každý styčník je polepen tenzometry a je na něm provedena statická analýza napětí v závislosti na zátěžné síle, což následně souží k přepočtení síly na napětí.



Obr. 52 – Zkouška styčnicku tvaru L



Obr. 53 – Únavové trhliny vzniklé během zkoušky

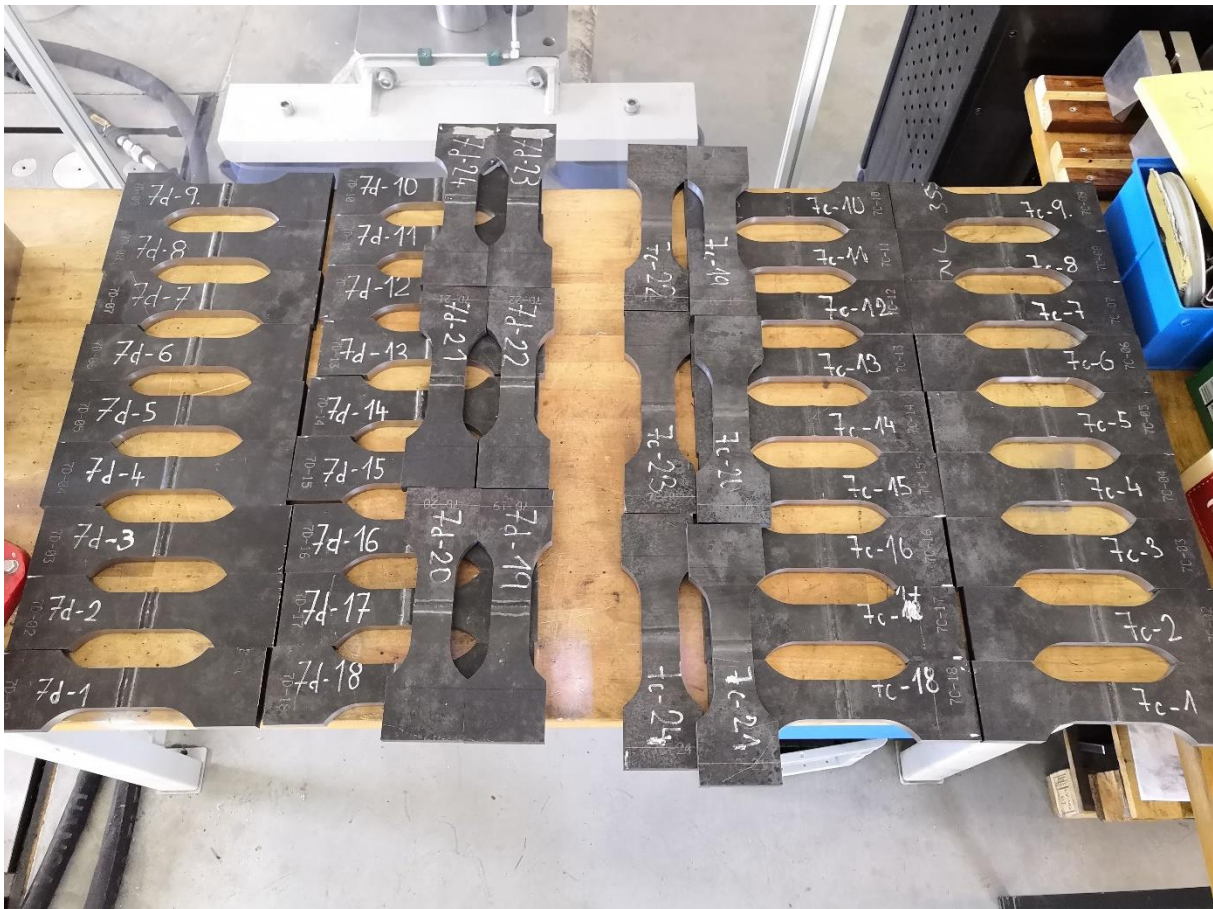


Obr. 54 – S-N křivka styčnicku, síla se následně přepočte na napětí

PŘÍLOHA č. 2 – Výzkum aplikace HFMI pro zvyšování únavové životnosti svarových spojů komponent kolejových vozidel.

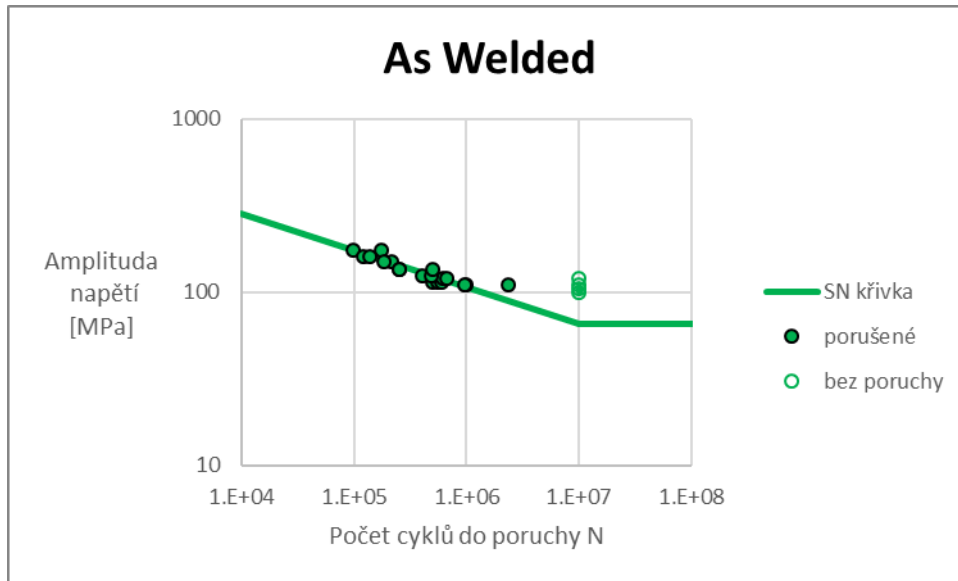
V rámci projektu probíhá zkušební program, jehož smyslem je vyšetřit vliv opracování svaru metodu HFMI pro následující parametry:

- kategorie svarů;
- různý typ oceli;
- různé tloušťky základního materiálu;
- různé parametry zatěžování (různé střední napětí, zatěžování harmonické a časově proměnlivé);
- vliv tepelného zpracování.

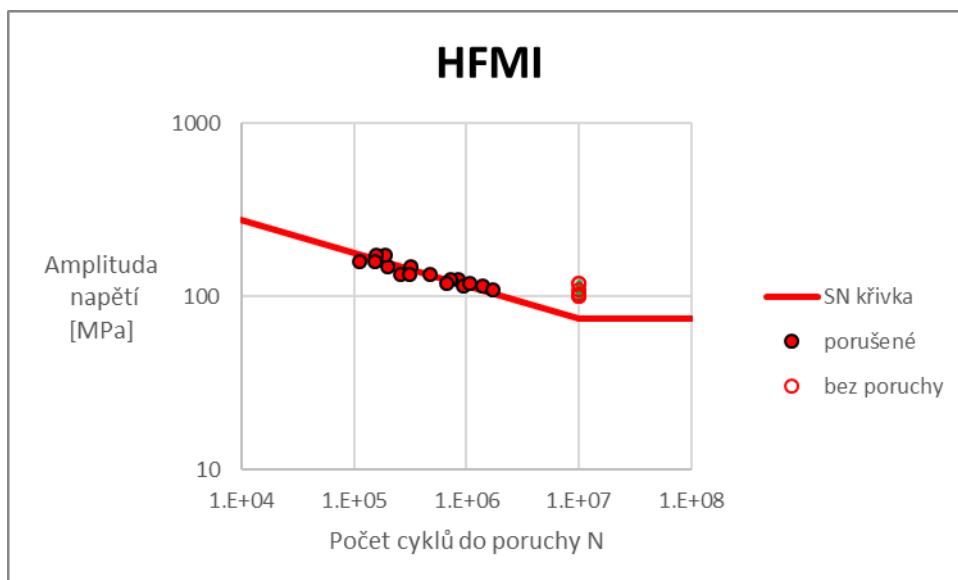


Obr. 55 – Zkušební vzorky na Zkušebně provozní pevnosti výzkumného centra RTI

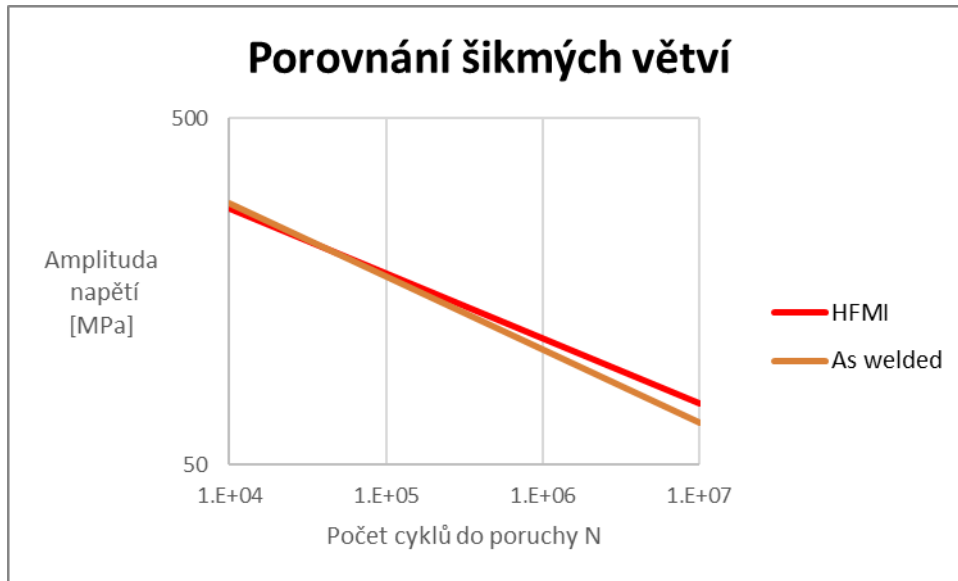
Na obrázcích níže je ukázka výsledků zkoušek pro zkušební tělesa s oboustranným V svarem z materiálu S355NL svařený dle 135 EN ISO 14341-A-G 42 3 M21 3Si1. Vyhodnocení proběhlo v souladu s doporučením mezinárodního svářečského institutu, a to tak, že šikmá větev byla protažena do hodnoty 10^7 .



Obr. 56 – Oboustranný V svar S355NL – As welded



Obr. 57 – Oboustranný V svar S355NL – HFMI



Obr. 58 – Porovnání šikmých větví S-N křivek

Příloha 3 – Svařované T-vzorky s koutovými svary

Testovány byly svařované T-vzorky s koutovými svary. Fotografie zkušebního stendu je na Obr. 59.



Obr. 59 – Zkušební stend pro zkoušky T-vzorků s koutovými svary

Zkušební vzorky byly vyrobeny z plechů o tloušťce 15 mm. Zkušební sady (viz Tab. 7) se lišily použitými materiály (základní materiál + svarový kov) a provedením svaru.

Tab. 7 – Sady zkušebních vzorků

Vzorky	Materiál desky	Materiál oka	Přídavný materiál	Předehřev	Svar
V	1	2			
1	S355J2	S355J2	S	-	a
2	S355J2	S355J2	S	-	V+a
3	A460	A460	S	-	a
4	A460	A460	A 12.64	-	a
5	A700	A700	S	-	a
6	A700	A700	A 12.64	-	a
7	A700	A700	A 69	-	a
8	A700	A700	A 69	150°C	a
9	S355J2	A700	A 69	-	a

Testovaným polotovarem byly plechy válcované za tepla dle EN 10029-A-N v následujících jakostech:

S355J2 = S355J2+N dle EN 10025-2

A460 = Alform® 460M (termomechanicky válcovaná ocel s mezí kluzu 460 MPa z produkce Voestalpine)

A700 = Alform® 700M (termomechanicky válcovaná ocel s mezí kluzu 700 MPa z produkce Voestalpine)

Přídavným materiálem byly svarové kovy od výrobce ESAB. Svařování proběhlo metodou MAG s ochranným plynem Ar90%+CO₂. Před samotným svařováním byly svarové plochy zbaveny okují. Svařování bylo provedeno na více tahů metodou tzv. "šňůrkování" s následujícími parametry:

a = svar koutový oboustranný velikosti a7

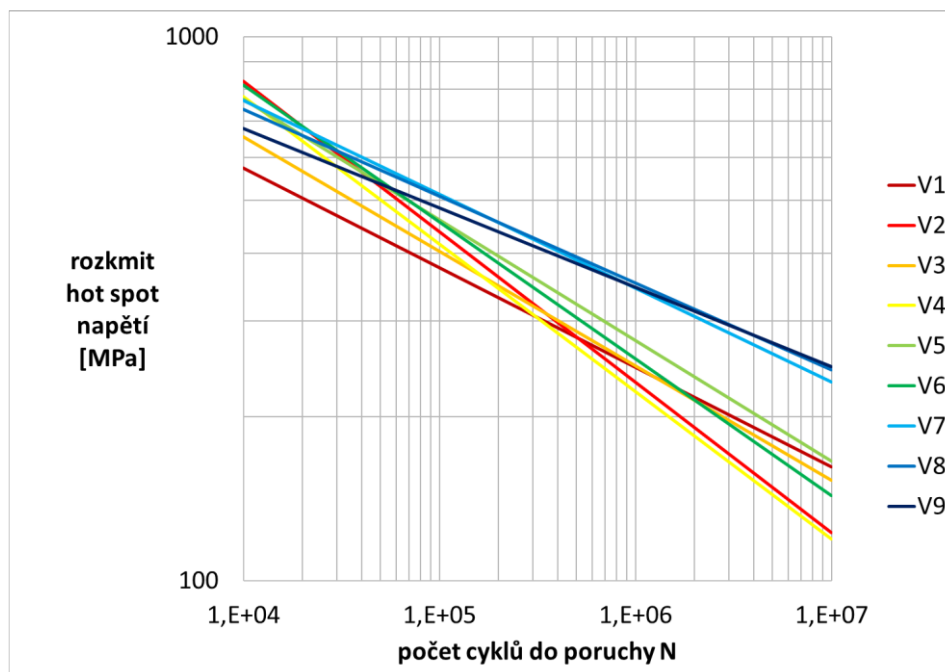
V+a = svar koutový oboustranný s plným průvarem velikosti a7

S = přídavný materiál OK AUTROD 12.51 (poměděný G3Si1)

A 12.64 = OK AUTROD 12.64 (poměděný G4Si1)

A 69 = OK ARISTOROD 69 (nepoměděný GMn3Ni1CrMo)

Zkušební vzorky byly polepeny tenzometry tak, aby bylo možno na základě měření určit hot-spot napětí v patě svaru. Porovnání naměřených únavových křivek je na Obr. 60. Ukázalo se, že testovaný T-svařenec lze vyrobit v rozmezí značného rozsahu hodnot únavové životnosti.



Obr. 60 – SN křivky variant T-svařence

Získaná experimentální data představují zajímavý soubor dat, který bude možno s využitím pravděpodobnostního přístupu dále zkoumat, a to jak ve vztahu k doporučením Mezinárodního svářečského institutu, tak s ohledem na únavovou životnost při zatěžování provozními spektry zatížení.