



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY
A BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

**ZBYTKOVÁ ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST
ŽELEZNIČNÍCH NÁPRAV**

RESIDUAL FATIGUE LIFETIME OF RAILWAY AXLES

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Pavel Pokorný

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Luboš Náhlík, Ph.D.

BRNO 2016

Dizertační práce byla vypracována na pracovišti Ústavu fyziky materiálů Akademie věd České republiky, v. v. i.



Výzkumná činnost byla realizována v rámci Strategie AV21 Akademie věd ČR. Řešené úkoly týkající se dizertační práce byly realizovány s využitím infrastruktury IPMINFRA, číslo projektu LM2015069, a v souvislosti s řešením projektu CEITEC 2020, číslo projektu LQ1601, poskytovaného Ministerstvem školství, mládeže a tělovýchovy v rámci účelové podpory z prostředků Národního programu udržitelnosti II.



Abstrakt

Předložená dizertační práce se zabývá metodikou pro stanovení zbytkové únavové životnosti železničních náprav na základě tzv. damage tolerance přístupu. Tento přístup akceptuje potenciální možnost výskytu defektu (trhliny), který může vést k únavovému porušení celé nápravy. Chování uvažované trhliny je popsáno pomocí lineárně elastické lomové mechaniky. Při užití tohoto popisu vstupuje do stanovení zbytkové únavové životnosti železničních náprav celá řada parametrů, které více či méně ovlivňují vypočtenou životnost a jejich vliv je třeba kvantifikovat. V první části dizertační práce je popsán současný stav poznání v oblasti únavového poškození železničních náprav. Tato část se věnuje již zkoumaným parametrům, které ovlivňují chování únavových trhlin v materiálech pro železniční nápravy. V další části práce je popsána metodika pro určení zbytkové únavové životnosti vlakových náprav, která byla v nedávné minulosti vyvinuta na Ústavu fyziky materiálu AV ČR. Hlavním cílem předložené dizertační práce bylo tuto metodiku dále rozvíjet za cílem přesnějšího stanovení zbytkové únavové životnosti. Součástí studie je stanovení vlivu jednotlivých vstupních parametrů (např. vliv prahové hodnoty, zátěžného spektra, retardačních efektů, zbytkových napětí, geometrie, materiálu nápravy atd.) na zbytkovou únavovou životnost zkoumaných náprav. Získané výsledky poslouží nejen k přesnějším odhadům zbytkové únavové životnosti vlakových náprav, ale mají přesah i do obecné roviny, kde metodika může být užita pro i jiné cyklicky namáhané strojní součásti. Výsledky dizertační práce také mohou posloužit jako obecný podklad pro stanovení četnosti pravidelných inspekčních kontrol pro únavově namáhané strojní součásti.

Klíčová slova

vlaková náprava, šíření únavové trhliny, damage tolerance koncept, zbytková únavová životnost

Abstract

This Ph.D. thesis deals with methodology for determination of residual fatigue lifetime of railway axles based on damage tolerance approach. This approach accepts an existence of potential defect, which could lead to fatigue failure of whole axle. The behavior of crack in railway axle is described by approaches of linear elastic fracture mechanics. There are plenty of factors, which more or less influence determined residual fatigue lifetime. The aim of this thesis is to quantify effects of these factors. The first part of Ph.D. thesis represents overview of studied problems relating to fatigue damage of railway axles. This part is focused on parameters, which influence fatigue crack growth in railway axle materials. The second part of thesis shows procedure for determination of residual fatigue lifetime, which was developed at the Institute of Physics of Materials of the Academy of Sciences of the Czech Republic. The main aim of this thesis was to improve current procedure for more precise estimation of residual fatigue lifetime. Significant part of this work is determination of significance of studied factors, which influencing calculated residual fatigue lifetime of railway axles (e.g. effect of threshold value, load spectrum, retardation effects, residual stress, axle geometry, material of axle etc.). The procedures described and results obtained can be also used for determination of residual fatigue lifetime of general mechanical component (not only railway axles). Therefore, results obtained in this Ph.D. thesis can be used e.g. for assessment of regular inspection intervals of cyclically loaded general mechanical parts.

Keywords

railway axle, fatigue crack propagation, damage tolerance concept, residual fatigue lifetime

Bibliografická citace

POKORNÝ, P. *Zbytková únavová životnost železničních náprav*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 110 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Luboš Náhlík, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a pod odborným vedením školitele doc. Ing. Luboše Náhlíka, Ph.D.

V Brně dne 22. 7. 2016

Ing. Pavel Pokorný

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval svému školiteli doc. Ing. Luboši Náhlíkovi, Ph.D. a doc. Ing. Pavlu Hutařovi, Ph.D. za jejich odborné konzultace, názory a vytvořené podmínky na Ústavu fyziky materiálů Akademie věd České republiky, díky kterým mohla vzniknout tato práce. Poděkování patří také mé manželce za trpělivost a podporu v průběhu doktorského studia.

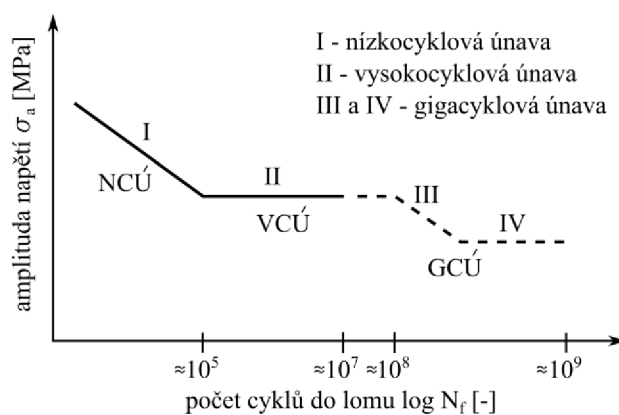
Obsah

1 Úvod	11
2 Současný stav poznání	14
2.1 Popis šíření únavové trhliny	14
2.2 Materiály železničních náprav	16
2.3 Místa vzniku únavových trhlin v železniční nápravě	18
2.4 Tvar únavové trhliny v železniční nápravě	19
2.5 Zatížení železničních náprav	19
2.5.1 Vliv proměnné amplitudy zatěžování	20
2.6 Vliv nalisovaných kol	21
2.7 Vliv ohybu za rotace	21
2.8 Vliv zbytkových napětí	22
2.9 Vliv geometrie zkušební tělesa	22
2.10 Vliv uvažovaných zátěžných módů	23
2.11 Vliv korozního prostředí	24
2.12 Pravděpodobnostní přístup	24
3 Metodologie pro stanovení zbytkové únavové životnosti železničních náprav vyvinutá na ÚFM AV ČR	25
4 Shrnutí současných problémů	33
5 Cíle dizertační práce	34
6 Předmluva ke studovaným vlivům	35
7 Vliv asymetrie cyklu na zbytkovou únavovou životnost nápravy	36
7.1 Zbytková únavová životnost s uvažováním asymetrie cyklu	44
7.2 Zbytková únavová životnost bez uvažování asymetrie cyklu	45
7.3 Shrnutí vlivu asymetrie cyklu na zbytkovou únavovou životnost	46
8 Vliv popisu rychlosti šíření únavové trhliny na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost nápravy	47
8.1 Shrnutí vlivu popisu v-K křivky na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost	48
9 Vliv prahové hodnoty součinitele intenzity napětí na zbytkovou únavovou životnost nápravy	49
9.1 Shrnutí vlivu prahové hodnoty součinitele intenzity napětí na zbytkovou únavovou životnost	52
10 Vliv pravděpodobnostního popisu růstové křivky na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost nápravy	53
10.1 Vliv pravděpodobnostního proložení prahové hodnoty	53
10.2 Vliv pravděpodobnostního proložení celé v- K_{max} křivky	54
10.3 Shrnutí vlivu pravděpodobnostního proložení růstové křivky	56

11 Vliv retardačních efektů na zbytkovou únavovou životnost nápravy	57
11.1 Experimentální ověření retardačních efektů na oceli EA4T	60
11.2 Studium vlivu pořadí zátěžných úrovní zátěžného spektra na velikost délkového přírůstku po jednom zátěžném bloku.....	62
11.3 Shrnutí vlivu retardačních efektů na zbytkovou únavovou životnost ...	62
12 Vliv mírného zmenšení a zvětšení zátěžných amplitud v zátěžném spektru na zbytkovou únavovou životnost nápravy	64
12.1 Vliv retardačních efektů při zmenšení a zvětšení zátěžného spektra ...	65
12.2 Shrnutí vlivu mírného zmenšení a zvětšení zátěžných amplitud na zbytkovou únavovou životnost	66
13 Vliv občasných přetěžujících cyklů na zbytkovou únavovou životnost nápravy	67
13.1 Shrnutí vlivu občasných přetěžujících cyklů na zbytkovou únavovou životnost	69
14 Vliv diskretizace zátěžného spektra na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost nápravy	70
14.1 Shrnutí vlivu diskretizace zátěžného spektra na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost	71
15 Vliv zátěžného spektra na zbytkovou únavovou životnost nápravy	72
15.1 Shrnutí vlivu zátěžného spektra na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost	74
16 Vliv geometrie nápravy na její zbytkovou únavovou životnost	75
16.1 Shrnutí vlivu geometrie nápravy na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost	76
17 Vliv materiálu nápravy na zbytkovou únavovou životnost nápravy	78
17.1 Shrnutí vlivu materiálu nápravy na zbytkovou únavovou životnost.....	80
18 Vliv zbytkových napětí na zbytkovou únavovou životnost nápravy	81
18.1 Shrnutí vlivu zbytkových napětí na zbytkovou únavovou životnost	83
19 Vliv mechanismů zavírání trhliny na zbytkovou únavovou životnost nápravy	84
19.1 Experimentální stanovení otevíracích napětí	85
19.2 Zavírání trhliny vlivem oxidické vrstvy	88
19.3 Experimentální stanovení vlivu vlhkosti na šíření únavové trhliny	90
19.4 Shrnutí vlivu mechanismů zavírání trhliny na zbytkovou únavovou životnost	95
20 Závěr	96
21 Seznam použitých zdrojů	100
22 Seznam užitých symbolů a zkratk	106
23 Seznam vlastních publikací ke studované problematice	109
Curriculum vitae	110

1 Úvod

Problematika únavy železničních náprav byla prapůvodcem vzniku vědní oblasti zabývající se únavou materiálu. Touto problematikou se zabýval již August Wöhler v 19. století, viz např. Suresh (2010). Wöhler objevil závislost mezi velikostí zátěžné amplitudy a počtem zátěžných cyklů do lomu nápravy. Součástí tohoto objevu bylo stanovení tzv. meze únavy, tedy velikosti amplitudy střídavého symetrického zátěžného cyklu, při které nedojde k únavovému poškození nápravy ani po velmi vysokém počtu aplikovaných zátěžných cyklů (např. 10^7 cyklů). Obecně bylo přijímáno, že zatěžování nápravy s nižší amplitudou napětí, než je mez únavy pro daný materiál, vede na teoreticky nekonečnou životnost. Tento předpoklad byl později vyvrácen, viz např. Bathias (1999), neboť současné experimenty provedené v režimu tzv. gigacyklové únavy (v anglickém jazyce mnoho názvů „very high cycle fatigue“, „ultrahigh cycle fatigue“ a také „gigacycle fatigue“ – vždy myšleno cyklické zatěžování s 10^7 a více cykly) prokazují iniciace únavových trhlin i při nižších amplitudách napětí, než které odpovídají klasicky definované mezi únavy. Např. nehoda vysokorychlostního vlaku ICE3 (Německo, 2008), viz Klinger a Bettge (2012), vznikla z důvodu únavového poškození a nastala po době provozu odpovídající řádu 10^9 zátěžných cyklů. Takový případ není ojedinělý, neboť dle Zerbst et al. (2013a) vlakové nápravy jsou často vystaveny provozu 30 i více let, což odpovídá počtu zátěžných cyklů v řádu 10^9 . Jelikož testování únavy materiálu je časově velmi náročné, nebylo do nedávné doby prakticky proveditelné testování materiálů pro takto vysoký počet zátěžných cyklů. Díky nově vyvinutým zkušebním strojům pracujících na velmi vysokých frekvencích (až 20kHz) je nyní možné aplikovat vysoký počet cyklů nezbytných pro popis chování materiálu v oblasti gigacyklové únavy v přijatelném čase. Proto se v současné době začínají objevovat články zabývající se gigacyklovou únavou železničních náprav, viz např. Sander (2014).



Obr. 1.1 – S-N křivka pro různé režimy únavového porušování, dle Mughrabi (2006).

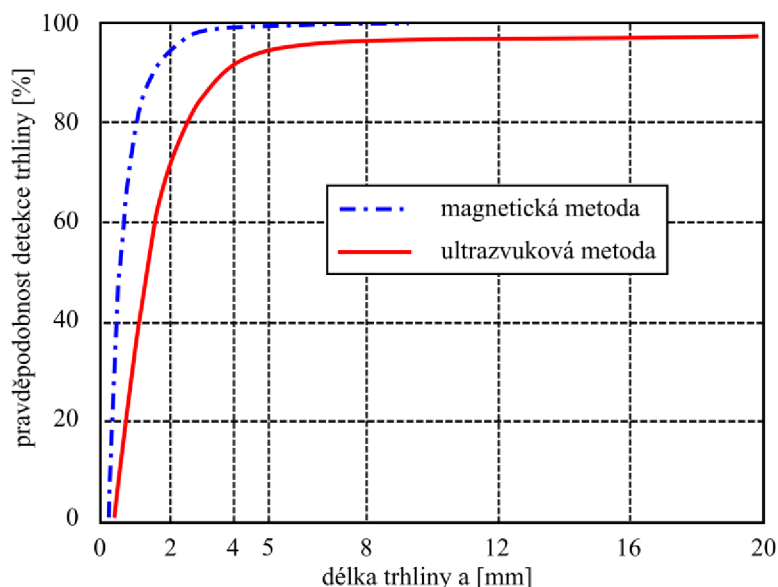
Obr. 1.1 zobrazuje schéma závislosti S-N křivky (závislost mezi amplitudou napětí a počtem cyklů do únavového porušení). Zjednodušeně lze tedy říci, že pokud se pracovní bod nápravy pohybuje pod naměřenou S-N křivkou, nedojde k jejímu porušení (anglicky „Save life methodology“).

Avšak nehody vlakových souprav ukazují, že v některých případech může být tento přístup nekonzervativní. Další nevýhodou je obtížné stanovení servisních intervalů náprav ve vztahu k používané nedestruktivní detekci poškození. Jak již bylo řečeno, vlaky jsou v provozu často i desítky let, což může vést k vytvoření mnoha defektů během provozu. Dle článku Zerbst et al. (2013a) mohou být tyto defekty vytvořeny např. z korozních důlků, rýh či vrypů. Koroze vede v případě nesouměrné oxidické vrstvy ke vzniku nežádoucích důlků (vrubů), ze kterých se může iniciovat únavová trhlina. Dalším zdrojem defektů jsou

rýhy a vrypy vzniklé interakcí ostrého kameniva (obvykle určeného k podbíjení pražců) a povrchu nápravy. K takovému jevu dochází zejména při vysokých rychlostech vlakové soupravy, kde vlivem aerodynamických sil je drobné kamenivo vymršťeno z okolí kolejnice do různých směrů a hrozí tak zasažení samotné nápravy.

Náhlé únavové selhání vlakových náprav je stále aktuální problematikou, viz např. články Klinger a Bettge (2012) a Odanovic et al. (2015). Tato problematika se nevyhýbá ani České republice, viz zpráva Drážní inspekce (2013) týkající se únavového selhání nápravy osobního vlaku. Dle zpráv Evropské agentury pro železnici (2012-2014) se v Evropské unii mezi lety 2007 až 2012 stalo téměř 400 vlakových nehod, které byly způsobeny selháním vlakové nápravy. Nutno podotknout, že ne v každém evidovaném případě šlo o selhání z důvodu únavy materiálu. K únavovým selháním vlakových náprav však dochází po celém světě, viz např. vyšetřovací zprávy (2001, 2004 a 2007) o únavových selháních náprav v Kanadě.

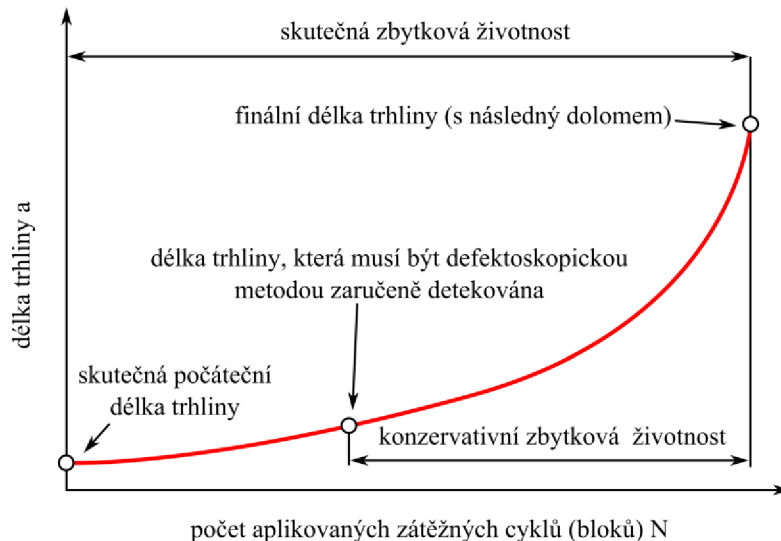
Z tohoto důvodu je třeba do odhadu životnosti zahrnout vliv defektů a zabývat se odhadem zbytkové únavové životnosti nápravy s defektem (anglicky „Damage tolerance methodology“). Aby bylo možno vyřadit vlakovou nápravu z provozu dříve, než dojde k jejímu selhání, jsou vlakové nápravy pravidelně vystavovány inspekčním kontrolám. V literatuře lze nalézt články, které se věnují právě problematice nedestruktivních kontrol, viz např. Rudlin et al. (2012), Jemec a Grum (2005). Dle literatury však detekce defektů (tedy i únavových trhlin) není zcela zaručena ve všech případech. Čím je defekt větší, tím je větší i pravděpodobnost odhalení takového defektu. Pravděpodobnostní závislosti detekce trhliny na její délce jsou uvedeny v člancích Benyon a Watson (2001) či Carboni a Cantini (2016). Obr. 1.2 zobrazuje zmíněné pravděpodobnostní závislosti. Z obrázku vyplývá, že v porovnání dvou nejpoužívanějších nedestruktivních metod (magnetická a ultrazvuková) má vyšší citlivost magnetická metoda. Např. trhlina s délkou 2 mm je detekována v cca 95 % případů, viz obr. 1.2. Jinými slovy v 5 % případů není trhlina detekována. Uvažovaná počáteční velikost trhliny je tak dána užitou defektoskopickou metodou a mírou rizika, které jsou provozovatelé vlaků ochotni akceptovat.



Obr. 1.2 - pravděpodobnost detekce trhliny, dle Benyon a Watson (2001)

Magnetická metoda má však v porovnání s ultrazvukovou metodou i jisté nevýhody. Jedná se např. o nutnost mít povrch nápravy odstrojen od povrchových úprav jako je např. asfaltový nátěr, který slouží jako ochrana před korozi i před vytvářením vrypů. Další nevýhodou magnetické metody je, že pro inspekci povrchů mezi sedlem nápravy

a nalisovaným kolem je nutné nejprve kolo demontovat (toto není nutné u ultrazvukové metody) a po inspekci opět kolo nalisovat. Nicméně zmíněné operace mohou opětovně vést k vytvoření nežádoucích rýh, ze kterých se může iniciovat únavová trhлина, viz práce Zerbst et al. (2013a) a Lütkepohl et al. (2009). V současné době se stále usiluje o lepší a citlivější metody detekování únavových trhlin, viz např. články Mineo et al. (2014) a Rolek et al. (2016).



Obr. 1.3 – typická růstová závislost šířící se trhliny v závislosti na počtu aplikovaných zátěžných cyklů (bloků)

Obr. 1.3 ukazuje schéma typického vývoje délky trhliny v závislosti na počtu aplikovaných zátěžných cyklů (bloků). Pro konzervativní stanovení zbytkové únavové životnosti je vstupem taková velikost trhliny, která musí být s vysokou garancí detekována pomocí užití defektoskopické metody. Pravidelná defektoskopická kontrola by pak měla být vykonána po kratší době než ta, která odpovídá konzervativně stanovené zbytkové únavové životnosti. Při druhé, třetí, atd. defektoskopické kontrole mohou nastat dva základní případy. Prvním případem je, že trhлина není detekována (to znamená, že náprava již u předchozí defektoskopické kontroly neobsahovala únavovou trhlinu či tato trhлина byla velice malá a nenarostla na detekovatelnou mez za dobu inspekčního intervalu), a tak náprava může být v provozu dále užívána. Druhým případem defektoskopické kontroly může být odhalení únavové trhliny, která však bude zaručeně menší, než trhлина, která vede k náhlému selhání. V takovém případě je náprava z provozu vyřazena. V této dizertační práci jsou výpočty zbytkové únavové životnosti provedeny zejména pro nápravy s počáteční délkou trhliny v rozmezí 1 až 5 mm, což odpovídá praktické aplikaci.

V této práci je představena komplexní metodika na základě „Damage tolerance“ přístupu pro stanovení zbytkové únavové životnosti nápravy s trhlinou. Provozované vlakové nápravy se liší v geometrii nápravy, materiálu nápravy, způsobu technologie výroby nápravy či provozních podmínkách nápravy (typ vlakové tratě, typ vlaku, úroveň zatížení apod.). Hlavní náplní této práce je kvantifikování zmíněných faktorů na zbytkovou životnost nápravy, což se hodí pro stanovení inspekčních intervalů různých vlakových náprav provozovaných v odlišných podmínkách.

2 Současný stav poznání

Řada inženýrů a specialistů na únavu materiálu a šíření únavových trhlin se zabývalo a stále zabývá zkoumáním únavových procesů a určováním zbytkové únavové životnosti železničních komponent. Kromě únavy železničních náprav se také často v tomto odvětví řeší problematika únavy kolejnic, vlakových kol, rámu či podvozků, viz např. články Zucarelli et al. (2016) či Zerbst a Beretta (2011). Tato práce se však výhradně věnuje problematice únavy materiálu v železničních (vlakových) nápravách. V literatuře lze nalézt poměrně velké množství článků, které se zabývají nejrůznějšími faktory, které ovlivňují růst případných únavových trhlin ve vlakových nápravách. Řada poznatků je popsána v rozsáhlých pracích Zerbst et al. (2013a) či Lütkepohl et al. (2009).

Problematikou železničních náprav se zabývaly i velké nadnárodní projekty jako WIDEM, MARAXIL a EURAXLES. Poslední jmenovaný projekt EURAXLES je stále běžící projekt, na základě kterého je i v současné době publikováno velké množství vědeckých článků, viz např. Cervello (2016), Luke et al. (2016) či Madler et al. (2016).

I když je zmíněné problematice věnována poměrně velká pozornost, řada otázek zůstává stále nezodpovězena. Např. rozdíl mezi teoreticky vypočítanými životnostmi a provedenými experimenty 1:1 (náprava ve skutečné velikosti) je stále poměrně velký, viz např. článek Luke (2010). V současné době je trend provozovat vlaky ve vyšších rychlostech a zároveň se požadují co nejdelší servisní intervaly pro zajištění minimálních ekonomických nákladů na provoz vlakových náprav. Tyto protichůdné požadavky nutí výrobce vlakových náprav jít až na hranice možností užívaných materiálů. Zcela klíčová se tak stává schopnost přesně predikovat chování defektů nacházejících se v nápravě. Otevírá se tak celá řada otázek a úkolů, jež musí být uspokojivě vyřešeny, než budou moci být nově navrhované nápravy s vysokými požadavky na provozní bezpečnost nasazeny v praxi¹.

2.1 Popis šíření únavové trhliny

V mnoha literárních zdrojích, viz např. Madia et al. (2011), Makino et al. (2011), De Iorio et al. (2012) či Yasniy et al. (2013), které se zabývají šířením únavových trhlin ve vlakových nápravách, se užívá koncepce součinitele intenzity napětí, tzv. K -koncepce. Součinitel intenzity napětí (K -faktor) lze užít jako řídicí parametr k popisu chování únavové trhliny. Dle Schijve (2009) lze součinitel intenzity napětí vyjádřit v obecném tvaru:

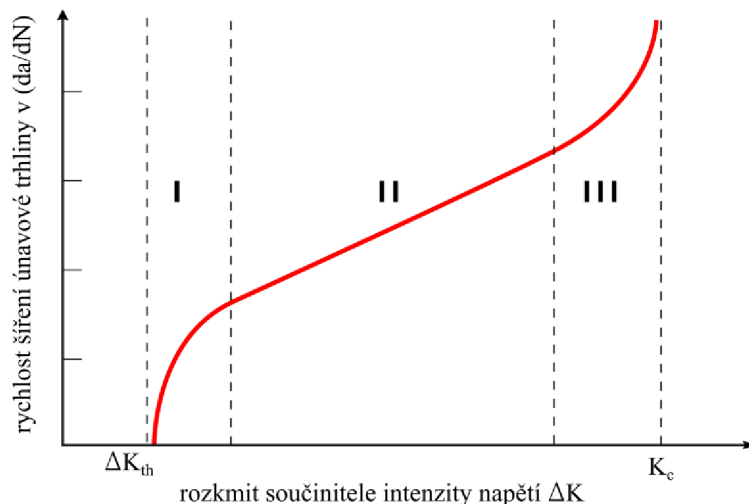
$$K = \sigma \sqrt{\pi a} Y, \quad (2.1)$$

kde σ je působící nominální napětí v místě uvažované trhliny, a je délka trhliny a Y je tvarová funkce, která vystihuje geometrii železniční nápravy s trhlinou (v anglické literatuře se často nominální napětí označuje jako S a tvarová funkce jako β).

Obr. 2.1 ukazuje typickou závislost mezi rychlostí šíření únavové trhliny da/dN (v) a rozkmitem součinitele intenzity napětí ΔK , tzv. v - K křivka. Predikce rychlosti šíření únavové trhliny, a tedy i určení zbytkové únavové životnosti je dáno matematickým popisem v - K křivky. Tuto křivku lze rozdělit do tří částí:

- I. šíření únavové trhliny v blízkosti prahové hodnoty ΔK_{th}
- II. stabilní šíření trhliny (téměř lineární závislost ΔK vs. da/dN v log-log souřadnicích)
- III. nestabilní šíření únavové trhliny v blízkosti cyklické lomové houževnatosti K_c

¹ Je nutné poznamenat, že řada podnětů pro zpracování dizertační práce pochází od zaměstnanců oddělení výzkumu a vývoje a oddělení konstrukce nových výrobků společnosti BONATRANS GROUP a.s., se kterými ÚFM AV ČR, v. v. i. dlouhodobě spolupracuje. Řada úvah a získaných výsledků je tak přímo konzultována s odbornými pracovníky jednoho z předních výrobců železničních náprav a dvojkolí.



Obr. 2.1 - typická závislost mezi rychlostí šíření únavové trhliny a rozkmitem součinitele intenzity napětí (v - K křivka) v logaritmických souřadnicích (Schijve (2009))

Základním vztahem popisujícím závislost rychlosti šíření únavové trhliny na působícím zatížení je Paris-Erdoganův vztah, viz např. Anderson (2005):

$$v = \frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (2.2)$$

kde da/dN je rychlost šíření trhliny, C a m jsou materiálové konstanty. Tento vztah však výstižně popisuje pouze druhou část v - K křivky, viz obr. 2.1, kde je v - K křivka v logaritmických souřadnicích téměř lineární.

Dle Schijve (2009) se někdy místo rozkmitu součinitele intenzity napětí užívá tzv. efektivní rozkmit součinitele intenzity napětí ΔK_{ef} , který bere do úvahy zavírací efekty např. plasticky indukované zavírání trhliny:

$$v = \frac{da}{dN} = C^*(\Delta K_{ef})^m, \quad (2.3)$$

kde materiálová konstanta $C^* \neq C$.

Jak již bylo zmíněno, Paris-Erdoganův vztah popisuje ve v - K křivce pouze její lineární část (v log-log zobrazení) a nedokáže tak vystihnout ohyby v - K křivky v blízkostech prahové hodnoty ΔK_{th} a cyklické lomové houževnatosti K_c , viz obr. 2.1. Proto se v literatuře objevují další vztahy typu $v = f(\Delta K)$, které zahrnují popis těchto ohybů. Např. vztah dle Klesnila a Lukáše, viz Klesnil a Lukáš (1992), zahrnuje popis ohybu v - K křivky v blízkostech prahové hodnoty ΔK_{th} . Vztah Walkera, viz Harter (1999), popisuje ohyb v - K křivky v blízkostech cyklické lomové houževnatosti K_c . Formanova rovnice, viz Harter (1999), zahrnuje vliv asymetrie cyklu R na rychlost šíření trhliny. Souhrn velkého počtu užívaných popisů v - K závislosti je uveden v práci Ciavarella et al. (2008). V současné době se nejvíce uchytil komplexní vztah NASGRO, který v podstatě shrnuje předcházející popisy a popisuje šíření únavové trhliny u všech tří etap růstu, viz obr. 2.1. Tento vztah také zahrnuje vliv asymetrie cyklu a zavírání trhliny.

Vztah NASGRO se ohyby ν - K křivky snaží respektovat přidáním dalších členů, viz NASGRO manuál (2002):

$$\nu = \frac{da}{dN} = C \left[\left(\frac{1-f}{1-R} \right) \Delta K \right]^n \frac{\left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K} \right)^p}{\left(1 - \frac{K_{max}}{K_c} \right)^q}, \quad (2.4)$$

kde C , n , p a q jsou materiálové konstanty. Konstanta p ovlivňuje především míru zaoblení ν - K křivky v oblasti prahové hodnoty ΔK_{th} a konstanta q míru zaoblení křivky v oblasti cyklické lomové houževnatosti K_c . Parametr f bere do úvahy zavírací efekty u čela trhliny.

Vztah NASGRO byl vyvinut v NASA pro aplikaci v letectví a kosmonautice, ale v posledních letech je také jedním z nejpoužívanějších vztahů v oblasti stanovování zbytkové únavové životnosti železničních náprav, viz např. Regazzi (2013). Tento vztah je oblíben pro svoji schopnost popsat celou ν - K závislost. Díky zmíněným výhodám je v dizertační práci užit zejména tento vztah.

2.2 Materiály železničních náprav

U cyklicky namáhaných konstrukcí by se mělo usilovat o užívání materiálu s co nejlepšími únavovými vlastnostmi, tj. především s vysokou mezí únavy a vysokou prahovou hodnotou ΔK_{th} . V současné literatuře se uvádí zejména čtyři základní normalizované oceli pro výrobu železničních náprav:

- EA1N
- EA4T (25CrMo4)
- 34CrNiMo6
- EA5T

Je nutné poznamenat, že existují i další modifikace těchto ocelí. Tabulka 2.1 zobrazuje chemické složení prvních tří uvedených materiálů.

Tabulka 2.1 - chemické složení ocelí vlakových náprav [%], dle Novosad et al. (2010)

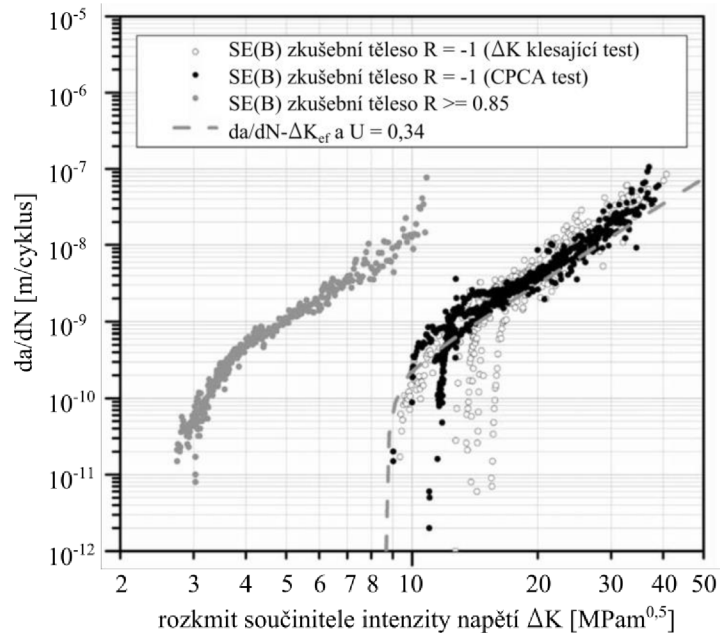
ocel:		C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V
EA1N		0,40	0,50	1,20	0,02	0,02	0,30	0,30	0,08	0,30	0,08
EA4T	od	0,22	0,15	0,50	0,00	0,00	0,90	0,00	0,00	0,00	0,00
	do	0,29	0,40	0,80	0,02	0,02	1,20	0,30	0,30	0,30	0,06
34CrNiMo6	od	0,30	0,00	0,50	0,00	0,00	1,30	0,00	0,15	1,30	0,00
	do	0,38	0,40	0,80	0,04	0,04	1,70	0,00	0,30	1,70	0,00

Tabulka 2.2 - mechanické vlastnosti ocelí vlakových náprav EA1N a EA4T, dle Novosad et al. (2010) a projektu WIDEM

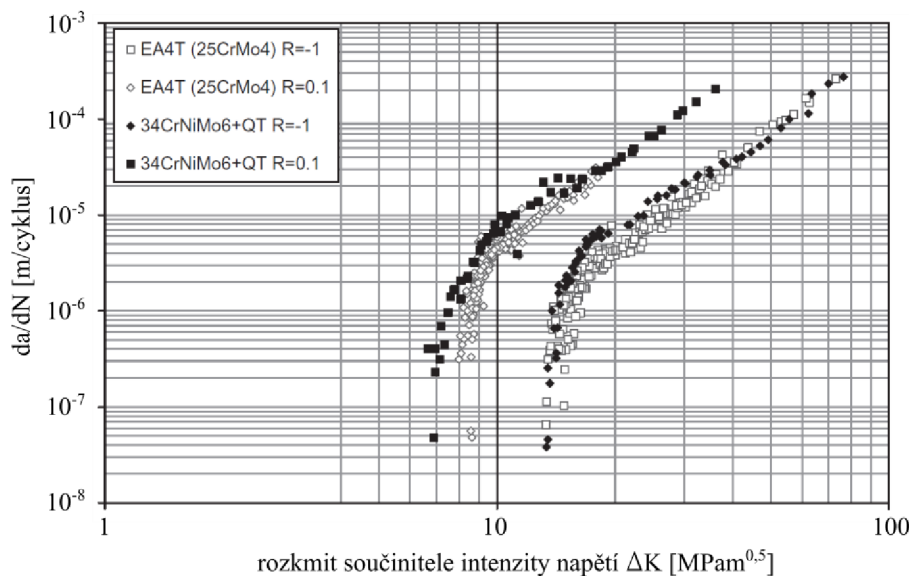
ocel:	R_e [MPa]	R_m [MPa]	σ_c [MPa]	E [GPa]	ν [-]
EA1N	min. 320	550 až 650	min. 250	206	0.30
EA4T	min. 420	650 až 800	min. 350	209	0.30

Tabulka 2.2 ukazuje mechanické vlastnosti materiálů vlakových náprav EA1N a EA4T, kde uvedené parametry představují: R_e - mez kluzu, R_m - mez pevnosti, σ_c - mez únavy, E - modul pružnosti v tahu, ν - Poissonovo číslo.

Obr. 2.2 zobrazuje měřené v - K křivky pro ocel EA1N, viz Beretta et al. (2009). Křivky jsou měřeny na zkušebních tělesech SE(B) (tělesa s boční trhlinou) při parametrech asymetrie cyklu $R = -1$ a $R > 0,85$. Parametr asymetrie cyklu $R = -1$ odpovídá ohybu za rotace, což se vztahuje k základnímu namáhání nápravy. Měření při $R > 0,85$ odpovídají zase asymetriím cyklu, u kterých nedochází ke styku líců trhliny v průběhu zatěžování – asymetrie bez zavírání trhliny (anglicky „closure free stress ratio“). Materiál EA1N vykazuje při parametru asymetrie cyklu $R = -1$ velký rozptyl v naměřených prahových hodnotách, což může vést k velkým rozdílům ve zbytkové únavové životnosti nápravy.



Obr. 2.2 – měřené v - K křivky pro materiál EA1N – převzato z Beretta et al. (2009)



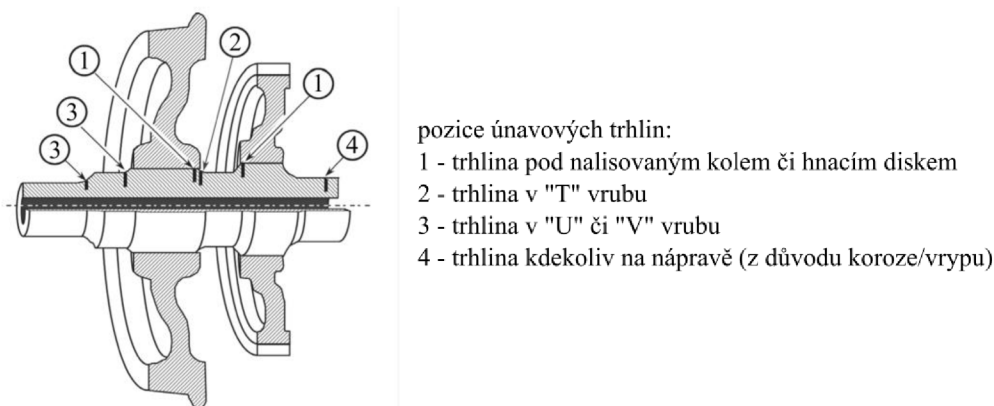
Obr. 2.3 – měřené v - K křivky pro materiál EA4T a 34CrNiMo6 – převzato z Luke et al. (2011)

Měřené v - K závislosti materiálů EA4T a 34CrNiMo6 jsou zobrazeny v obr. 2.3. Tyto křivky byly měřeny na M(T) zkušebních tělesech, tedy tělesech s centrální trhlinou namáhaných tahově/tlakově. Z obrázků vyplývá, že ocel EA4T bude v damage tolerance

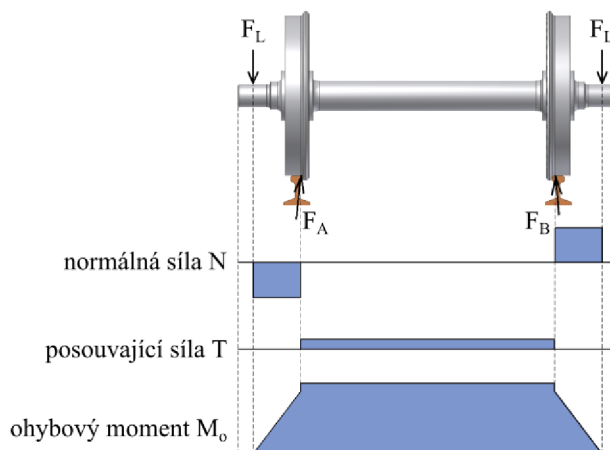
přístupu vykazovat lepší životnost než ocel 34CrNiMo6, neboť EA4T vykazuje vyšší prahové hodnoty a také nižší rychlosti šíření v lineární oblasti v - K křivky. Další naměřené tvary v - K křivek zmíněných materiálů lze nalézt např. v článku Linhart a Černý (2011), kde jsou naměřena obdobná data.

2.3 Místa vzniku únavových trhlin v železniční nápravě

Obr. 2.4 zobrazuje typická místa výskytu únavových trhlin, dle článku Zerbst et al. (2013b). Trhlina se může iniciovat kdekoli na nápravě (záleží na poloze defektu) avšak pro výpočty konzervativní zbytkové únavové životnosti je nutné uvažovat trhlinu v místě, kde její případná přítomnost způsobí nejkratší zbytkovou únavovou životnost nápravy, tedy kde trhlina roste na kritickou velikost nejkratší dobu (je zapotřebí nejmenší počet zátěžných cyklů).



Obr. 2.4 – typická místa výskytu únavových trhlin ve vlakových nápravách, dle Zerbst et al. (2013b)



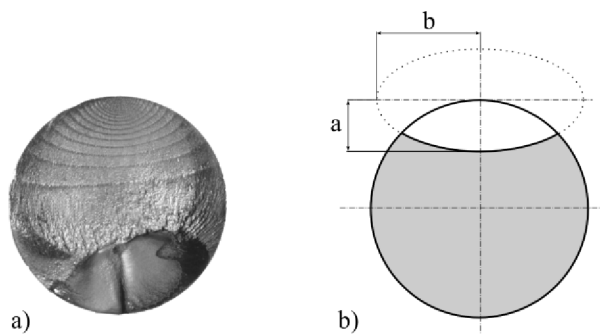
Obr. 2.5 - průběh výsledných vnitřních účinků u zatíženého dvojkolí jedoucího po rovné přímé koleji

Zmíněné kritické místo se zpravidla nachází v některém z vrubů na nápravě, ve kterém dochází ke koncentraci napětí. Vrubů je na nápravě hned několik, viz obr. 2.4, avšak záleží také na rozdělení výsledných vnitřních účinků (VVÚ). Dle článku Zerbst et al. (2013a) a také dle normy EN 13 103 je nejpodstatnější složkou VVÚ ohybový moment. Maximální ohybový moment se pro jízdu po rovné přímé koleji vyskytuje mezi nalisovanými koly, viz obr. 2.5. Z toho plyne, že pravděpodobnost únavového porušení je nejvyšší na pozici 2, případně 1, viz obr. 2.4. Z důvodu působení tření a cyklického namáhání (anglicky „fretting fatigue“) může dojít k iniciaci únavové trhliny i pod nalisovaným kolem, viz pozice 1 v obr. 2.4.

Této problematice se věnuje článek Luke et al. (2016). V případech, ve kterých je technologie nalisování správná, nedochází k iniciaci únavových trhlin pod nalisovaným kolem. Nejvíce pravděpodobné místo únavového porušení je tak často v tzv. T vrubu, viz obr. 2.4, kde je maximální ohybový moment, koncentrace napětí a také přídavné zatížení od nalisovaného kola, viz např. Madia et al. (2008) či Zerbst et al. (2011).

2.4 Tvar únavové trhliny v železniční nápravě

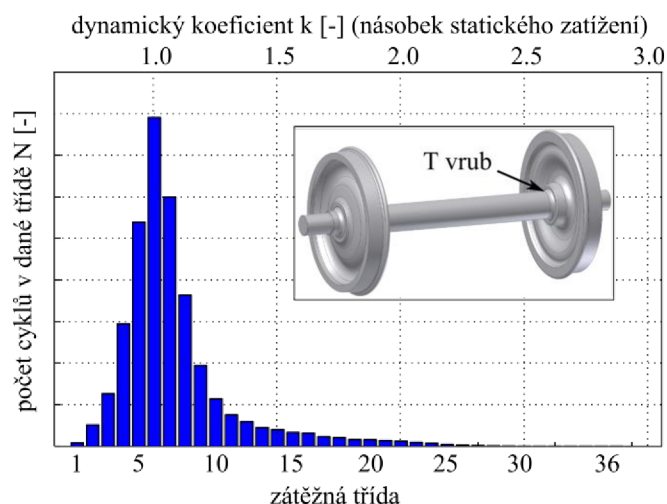
Tvar čela šířící se únavové trhliny závisí především na geometrii nápravy a na typu zatěžování, viz Schijve (2009). Typický tvar čela únavové trhliny železničního dvojkolí lze vyvodit z lomových ploch po únavovém testu. Na dolomené nápravě, viz obr. 2.6a, jsou dobře viditelné postupové čáry způsobené proměnným zatěžováním nápravy. Pro numerické modelování se užívá zjednodušení reálného tvaru čela trhliny. Nejjednodušší model čela trhliny je modelován jako rovinný, viz např. Zerbst et al. (2005), avšak výsledky díky velkému zjednodušení jsou v tomto případě značně nepřesné. Nejčastěji se čelo trhliny modeluje jako polokruhové nebo poloeliptické. Nejblíže realitě je poloeliptický tvar trhliny s proměnným poměrem poloos v průběhu šíření únavové trhliny, viz Lütkepohl et al. (2009) či Ševčík et al. (2012). V případě poloeliptického popisu je vedlejší poloosa elipsy totožná s délkou trhliny a , viz obr. 2.6b. Je nutné zmínit, že únavové trhliny rostou kolmo ke směru největšího (prvního) hlavního napětí. Jelikož největší hlavní napětí téměř odpovídá axiálnímu napětí, je většinou předpokládán kolmý růst trhliny k ose nápravy. Tento předpoklad je aplikován i v této práci.



Obr. 2.6 - a) reálný tvar trhliny, dle Traupe et al. (2004), b) modelový poloeliptický tvar trhliny

2.5 Zatížení železničních náprav

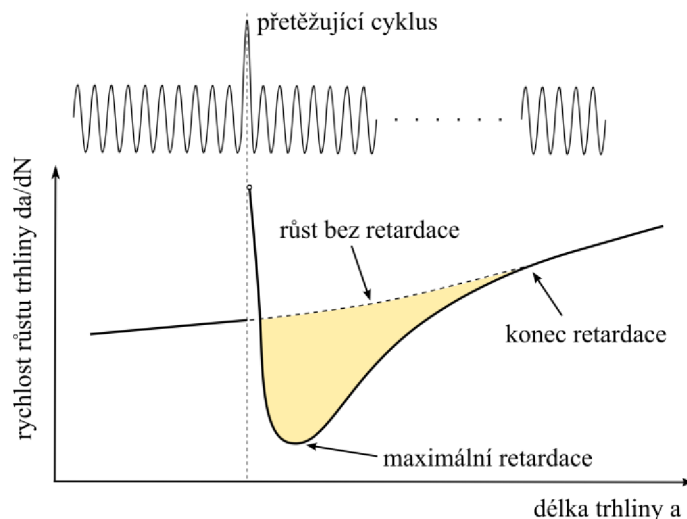
Pro správné stanovení zbytkové únavové životnosti je důležité znát skutečné provozní zatížení železniční nápravy, a to zejména v místech předpokládaného výskytu únavové trhliny. V literatuře Lütkepohl et al. (2009), Bonatrans zpráva (2012) či Beretta a Regazzi (2016) lze nalézt naměřená zátěžná spektra železničních náprav. Podstatná část zatížení železniční nápravy je způsobena hmotností vlaku, kde za pohybu vlaku dochází k ohybu za rotace (střídavému namáhání na ohyb). Jelikož vlaky jsou vystaveny mnoha jízdním režimům (např. jízda po rovné přímé koleji, jízda do oblouku, jízda přes výhybky apod.) zátěžná amplituda má proměnný charakter. Obr. 2.7 zobrazuje typické zátěžné spektrum, které je rozříděno do 36 zátěžných tříd. Třída s největším výskytem zátěžných cyklů (modus) odpovídá jízdě po rovné přímé koleji, kde nedochází k výraznějším dynamickým účinkům (namáhání pouze střídavým ohybem z důvodu působící hmotnosti vlaku a otáčivému pohybu nápravy). Avšak při jízdních režimech s velkými dynamickými zatíženími může být náprava vystavena až téměř trojnásobnému zatížení v porovnání se statickým zatížením od tíhy vlaku, viz obr. 2.7.



Obr. 2.7 - histogram axiálních zatížení na železniční nápravě, dle zprávy Bonatrans (2012)

2.5.1 Vliv proměnné amplitudy zatěžování

Z obr. 2.7 plyne, že provozní amplituda zatížení má proměnlivý charakter. U proměnného zatěžování dochází k tzv. interakčním efektům, které ovlivňují rychlost růstu únavové trhliny, viz Schijve (2009) či Lauschmann (2007). Nejvýraznějším interakčním efektem je retardace, která vznikne vložení tahového přetěžujícího cyklu do „standardního“ zatížení, viz obr. 2.8. Tahový přetěžující cyklus vytvoří větší plastickou zónu v okolí čela trhliny, díky tomu se zvětší i plasticky indukované zavírání trhliny po dobu než trhlina proroste touto ovlivněnou oblastí. To má za následek významnou retardaci rychlosti šíření únavové trhliny, jak je vidět na obr. 2.8.



Obr. 2.8 - pokles rychlosti šíření únavové trhliny vlivem retardace dle Schijve (2009)

V literatuře, viz např. Lauschmann (2007), se objevuje i pojem tlakového přetěžujícího cyklu, který má za následek mírnou akceleraci růstu únavové trhliny. Tento efekt je však zanedbatelný v porovnání s tahovým přetěžujícím cyklem a i u náročných aplikací bývá zanedbáván.

Analytických a empirických modelů, které zahrnují interakční efekty je poměrně dost, viz např. sumarizující články Khan et al. (2007), Sander (2004) či Lauschmann (2007). Modely lze rozdělit do čtyř základních skupin:

1. modely založené na interakci plastických zón (Wheelerův model, Willenborgův model),
2. modely založené na zavírání trhliny (Onera, Corpus, Preffas),
3. „strip yield“ model,
4. modely s využitím numerických metod

Dle Khan et al. (2007) je strip yield model nejpřesnější. Tento model je implementován v komerčním softwaru NASGRO, viz Newman (1981), avšak jeho naprogramování např. v prostředí MATLAB není snadné. V literatuře se také objevuje řada prací, které se snaží interakční efekty modelovat pomocí metody konečných prvků, viz např. Skinner (2001), Antunes a Rodrigues (2008) či González-Herrera, Zapatero (2005) atd. Problémem zůstává vyhodnocení získaných dat (např. velký vliv jemnosti sítě) a také vysoká časová náročnost takových výpočtů z důvodu numerických nelinearit (materiálové a kontaktní) a modelování velkého množství zátěžných cyklů. Modely založené na zavírání trhliny vyžadují vyšší množství vstupních údajů a dle Khan et al. (2007) jmenovitě modely Onera a Preffas vykazují nekonzervativní výsledky.

V předložené dizertační práci je použit Willenborgův model, viz práce Willenborg (1971), který je užít v zjednodušené formě, viz články Gallagher (1974) a Gallagher a Hughes (1974). Tento model má oproti ostatním modelům tu výhodu, že potřebuje minimum vstupních hodnot pro výpočet retardačních účinků. Z materiálových charakteristik jde zejména o mez kluzu a jeden parametr popisující míru retardace.

Interakční efekty na materiálech vlakových náprav byly zkoumány experimentálně, viz články Regazzi et al. (2014b) a Beretta et al. (2016). Lze shrnout, že vliv interakčních efektů na zbytkovou únavovou životnost železničních náprav je stále sporný. Zatímco v článku Zerbst et al. (2011) se píše o nepodstatném vlivu interakčních efektů, v článku Sander a Richard (2011) je efekt považován za poměrně důležitý. Další zdroj Beretta a Carboni (2011) uvádí, že proměnná amplituda zatěžování má za následek mírnou akceleraci růstu únavových trhlin u experimentálních těles, avšak pro nápravy ve skutečné velikosti bylo dosaženo výrazné retardace. Nejednoznačné výsledky dokazují, že tato oblast není zcela uzavřená a nabízí se zde prostor pro další výzkum.

2.6 Vliv nalisovaných kol

Nalisovaná kola na železniční nápravě způsobí přídavné namáhání železniční nápravy v kritických místech (vruby u sedla nalisovaného kola). Toto namáhání se superponuje k ohybovému namáhání a celkové zatížení je v případě užití součinitele intenzity napětí dáno vztahem:

$$K_{celk} = K_{ohyb} + K_{spoj}, \quad (2.5)$$

kde K_{celk} je celkový součinitel intenzity napětí, K_{ohyb} je součinitel intenzity napětí odpovídající aktuální zatěžující amplitudě, K_{spoj} je součinitel intenzity napětí vyvolaný nalisovanými koly na železniční nápravu. V práci Madia et al. (2008) je uvedeno, že vliv nalisovaných kol má významný vliv na hodnotu zbytkové únavové životnosti železničních náprav. K podobnému závěru došli v minulosti také vědečtí pracovníci ÚFM AV ČR ve svých technických zprávách pro BONATRANS GROUP a. s.

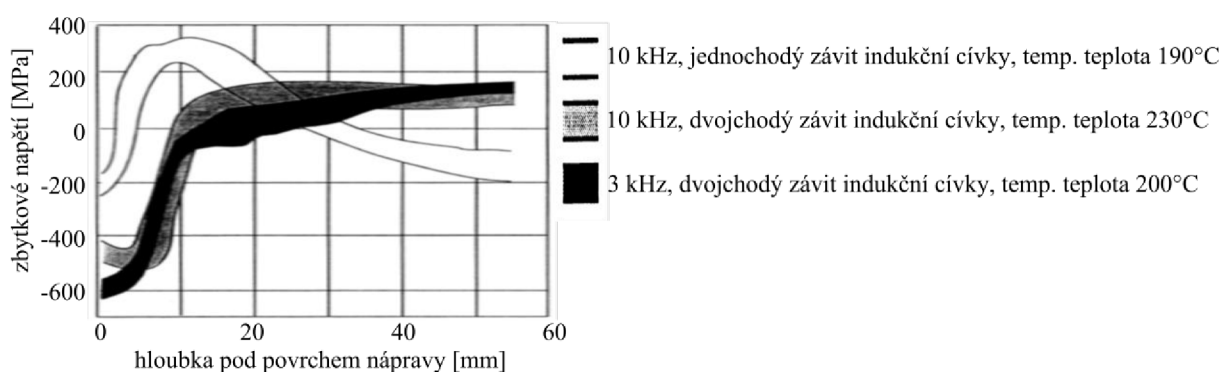
2.7 Vliv ohybu za rotace

Existují práce, jež se zabývají vlivem ohybu za rotace nápravy. V práci Zerbst et al. (2011) je uvedeno, že v případě uvažování ohybu za rotace je rozdíl ve zbytkové únavové

životnosti přibližně o 4 % nižší než v případě uvažování ohybu v rovině. V článku Madia et al. (2008) se dokonce uvádí rozdíl pouze kolem 1 %. Z tohoto důvodu je tedy možné při odhadu životnosti tento efekt zanedbat.

2.8 Vliv zbytkových napětí

Při výrobě železničních náprav lze různými technologickými procesy vyvolat zbytková napětí, která se stejně jako napětí od nalisování superponují k ohybovému zatížení. Vyvoláním zbytkových tlakových napětí na povrchu nápravy lze zpomalit iniciaci a šíření únavových trhlin, a tím docílit delších životností náprav. Způsobů, jak vyvolat tlaková zbytková napětí na povrchu nápravy, je hned několik, viz literatura Ganser et al. (2016) či Fajkoš et al. (2009). Mezi nejčastější způsoby patří kalení, válečkování a kuličkování. Problematika zbytkových napětí po kalení je rozebírána např. v pracích Hirakawa et al. (1998) či Fajkoš et al. (2014).



Obr. 2.9 - průběh zbytkových napětí vyvolaných indukčním kalením dle Isomura a Yomoda (1995)

Obr. 2.9 ukazuje průběh zbytkových napětí od povrchu ke středu nápravy, která byla vyvolána pomocí indukčního kalení. Jak je patrné z obrázku, velikost i průběh zbytkových napětí závisí na frekvenci indukčního kalení, počtu závitů indukční cívky a také na temperovací teplotě. Články Regazzi et al. (2014a) a Hassani-Gangaraj et al. (2015) se věnují možnostem vyvolání zbytkových napětí pomocí válečkování (anglicky „deep rolling“). Studium vlivu kuličkování na velikost zbytkových napětí v železničních nápravách se zabývá např. práce Zhang et al. (2011).

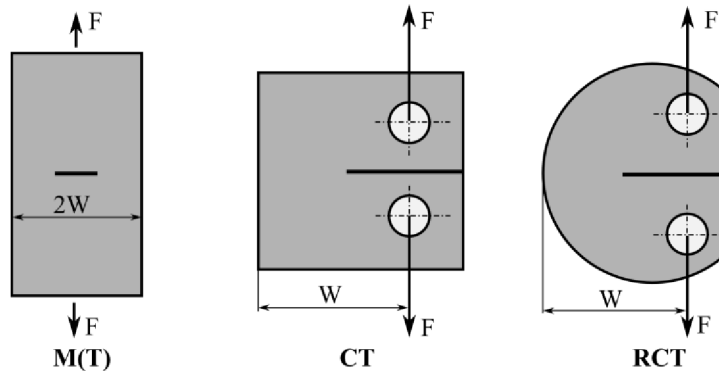
Je nutné zdůraznit, že zbytková napětí se také objevují i ve standardně vyrobených vlakových nápravách (s procesem „klasického“ kalení) bez speciálních povrchových úprav. Míra vlivu těchto napětí na zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy bude kvantifikována ve vyčleněné kapitole předložené práce.

2.9 Vliv geometrie zkušební tělesa

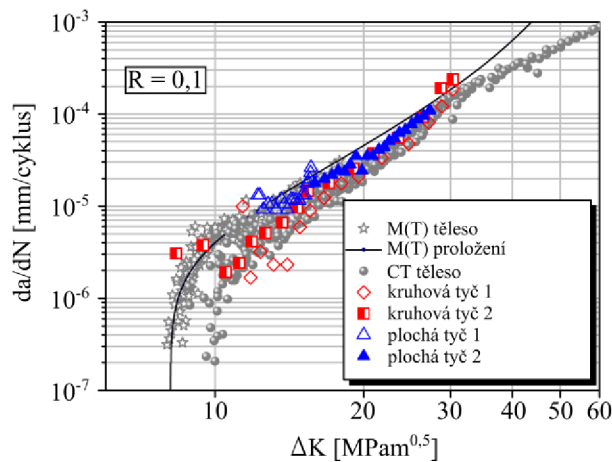
Pro korektní výpočtové stanovení zbytkové únavové životnosti je pro daný materiál potřeba znát závislost mezi rychlostí růstu trhliny v (da/dN) a součinitelem intenzity napětí K , viz obr. 2.1. Obr. 2.10 zobrazuje nejčastější zkušební tělesa pro určení v - K závislosti.

V literatuře se objevuje několik zdrojů, viz např. Varfolomeev et al. (2010) a (2011) či Beretta a Carboni (2011), které udávají závislost tvaru v - K křivky na užitém zkušebním tělese. Obr. 2.11 zobrazuje v - K závislosti materiálu EA4T pro různá zkušební tělesa při parametru asymetrie cyklu $R = 0,1$. Například M(T) zkušební těleso s centrální trhlinou (někdy označováno jako CCT těleso) vykazuje pro daný ΔK vyšší rychlost růstu únavové trhliny než CT zkušební těleso (dvě nejčastěji užívaná zkušební tělesa pro měření v - K křivek).

Vlivem geometrie tělesa na získanou ν - K závislost se zabývali také např. Hutař et al. (2004) a (2006), Tong (2002) či Vecchio et al. (1987). V těchto pracích se kromě součinitele intenzity napětí bere do úvahy i tzv. T -napětí, které odpovídá druhému členu Williamsova rozvoje, viz Williams (1957). Zmíněné T -napětí souvisí s různou rychlostí šíření únavové trhliny pro různá zkušební tělesa (T -napětí popisuje tzv. stísnění, anglicky „constraint“). Ze zmíněných prací vyplývá, že pro konzervativní určení zbytkové únavové životnosti železničních náprav se musí vycházet z ν - K závislosti, která byla změřená na zkušebních tělesech se stejným či nižším T -napětím, než posuzovaná náprava. Z tohoto důvodu je pro experimentální stanovení ν - K křivek užito těleso s centrální trhlinou M(T), které vykazuje nižší T -napětí než vlaková náprava.



Obr. 2.10 - často užívaná zkušební tělesa pro měření ν - K křivek: M(T), CT a RCT



Obr. 2.11 - vliv geometrie zkušebního tělesa na získaný tvar ν - K křivky – převzato z Varfolomeev et al. (2011)

2.10 Vliv uvažovaných zátěžných módů

Lomová mechanika dělí namáhání tělesa s trhlinou na tři základní módy (např. Anderson (2005)), viz obr. 2.12:

mód I – vnější zatížení působí ve směru osy y (kolmo na líce trhliny), viz obr. 2.12,

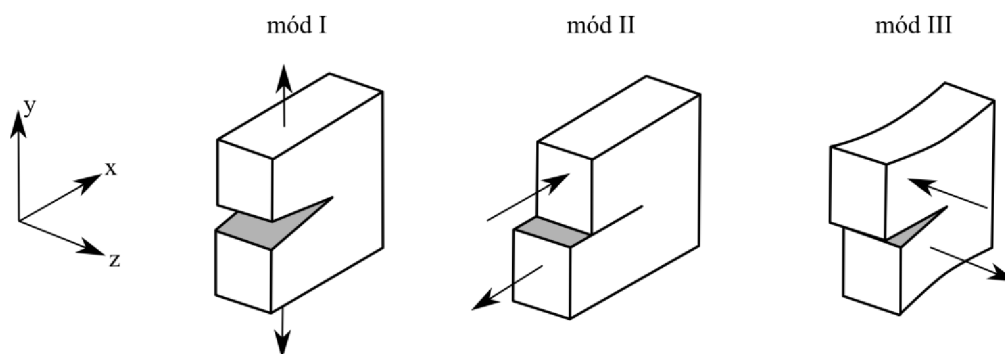
mód II – vnější smykové zatížení působí ve směru osy x , viz obr. 2.12,

mód III – vnější smykové zatížení působí ve směru osy z , viz obr. 2.12,

V případě předpokladu existence trhlin, viz obr. 2.12, je stanovení zbytkové únavové životnosti železničních náprav založeno především na příspěvku dominantního módu I. V případě zatížení vlakové nápravy platí, že dominantní namáhání ohybem za rotace vyvolává

právě mód I (otevírací mód) uvažované únavové trhliny. Železniční náprava s trhlinou je zatěžována rovněž módy II a III. Mód III vzniká při jízdě do zatáček (pevná náprava neumožňuje protočení obou kol rozdílnou rychlostí) nebo při brzdění.

Většina prací věnujících se šíření trhlin ve vlakových nápravách zohledňuje pouze namáhání v módu I. Výjimkou je článek Zerbst et al. (2011), kde se uvádí, že s uvažováním všech tří módů se vypočítaná zbytková únavová životnost redukuje přibližně o 25 % vůči výpočtu, kde je brán do úvahy pouze mód I. Je nutné podotknout, že zmíněný článek Zerbst et al. (2011) neposkytuje relevantní popis pro takové tvrzení a skutečná míra vlivu módu II a III se tak jeví stále otevřenou otázkou. Dizertační práce se v tomto ohledu neodchyluje od většiny článků, neboť potřebná data pro stanovení vlivu módů II a III nejsou v literatuře k dispozici. Je však nutno zopakovat, že dle normy EN 13 103 je nejpodstatnější složkou VVÚ ohybový moment, který způsobuje namáhání uvažované trhliny v módu I.



Obr. 2.12 - tři základní módy namáhání tělesa s trhlinou, dle Kunz (1994)

2.11 Vliv korozního prostředí

Jak již bylo napsáno v úvodu této práce, vlakové nápravy jsou v provozu někdy i desítky let. Při takové délce provozu nelze opomenout význam koroze. Jelikož se únavové trhliny často iniciují právě z korozních důlků (nerovnoměrná koroze tvoří vrub pro iniciaci trhliny), je nutné se touto problematikou zabývat. V současnosti je problematika koroze na užívaných materiálech pro nápravy (ocelích EA4T a EA1N) studována na Politecnico di Milano, viz publikované články: Beretta et al. (2010), (2011), (2015) a Moretti et al. (2014). Tyto práce ukazují zejména vliv koroze v Safe life metodologii, kde vzniklé korozní důlky vedou k dřívější iniciaci trhliny, a tím k celému posunu $S-N$ křivek, viz obr. 1.1, k nižším hodnotám. V této práci je koroze uvažována jako jedna z potenciálních příčin vzniku trhliny. V použité koncepci damage tolerance je předpokládána počáteční trhlina, která může vzniknout i jinými způsoby např. iniciací z rýhy od ostrého kameniva.

2.12 Pravděpodobnostní přístup

Vyhodnocení zbytkové únavové životnosti železničních náprav lze určit i pravděpodobnostním přístupem, viz např. Beretta a Carboni (2006) či Yasniy et al. (2013). Např. značný rozptyl v prahových hodnotách, viz obr. 2.2, bude mít vliv na rozptyl vypočítaných zbytkových životností, což bylo ukázáno v článku Beretta a Carboni (2006). Takové výpočty mohou být přínosné jak pro bezpečný provoz náprav, tak pro porovnání experimentů a výpočtů. V této práci bude věnována pozornost vlivu rozptylu vlastních naměřených $v-K$ dat na rozptyl v odhadnutých zbytkových únavových životnostech vlakové nápravy.

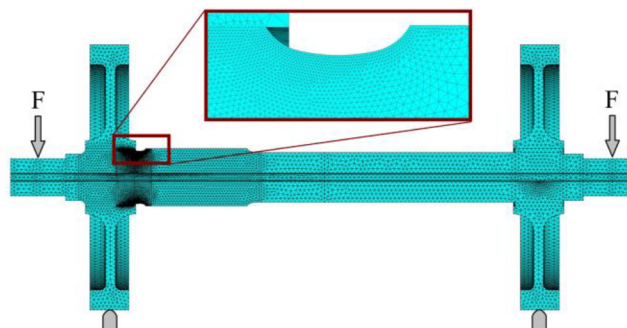
3 Metodologie pro stanovení zbytkové únavové životnosti železničních náprav vyvinutá na ÚFM AV ČR

V této části práce je popsána metodika pro stanovení zbytkové únavové životnosti železničních náprav vyvinutá na Ústavu fyziky materiálů AV ČR, v. v. i. ve spolupráci se společností BONATRANS GROUP a.s., což je česká společnost vyrábějící nápravy a celá dvojkolí s exportem jejich produktů do celého světa. Metodika je založena na principu damage tolerance (uvažování trhliny určité velikosti, která odpovídá určité pravděpodobnosti odhalení při defektoskopické zkoušce). Pro demonstrativní ukázkou metodiky je uvažováno vybrané dvojkolí, viz obr. 3.1, na kterém je znázorněn postup celé metodiky pro vyhodnocení zbytkové životnosti. Železniční dvojkolí se skládá z nápravy a dvou nalisovaných kol. Jak již bylo ukázáno na obr. 2.5, maximální ohybový moment na nápravě se vyskytuje mezi nalisovanými koly. Jelikož se v těchto místech vyskytují konstrukční vruby (přechody průměrů nápravy), lze očekávat kritické místo pro vznik a šíření únavové trhliny v těchto vrubech. Jak již bylo zmíněno, nalisované kolo způsobuje přídavné zatížení (vliv přesahu mezi nápravou a lisovaným kolem) působící na případnou trhlinu. Z tohoto důvodu je na vybrané vlakové nápravě uvažována trhlina ve vrubu v blízkosti nalisovaného kola, viz obr. 3.1. Čelo této trhliny je popsáno poloelipsou, kde poloosa a je zároveň délka trhliny a poloosa b vystihuje tvar únavové trhliny.



Obr. 3.1 – schéma vlakové nápravy s uvažovanou trhlinou

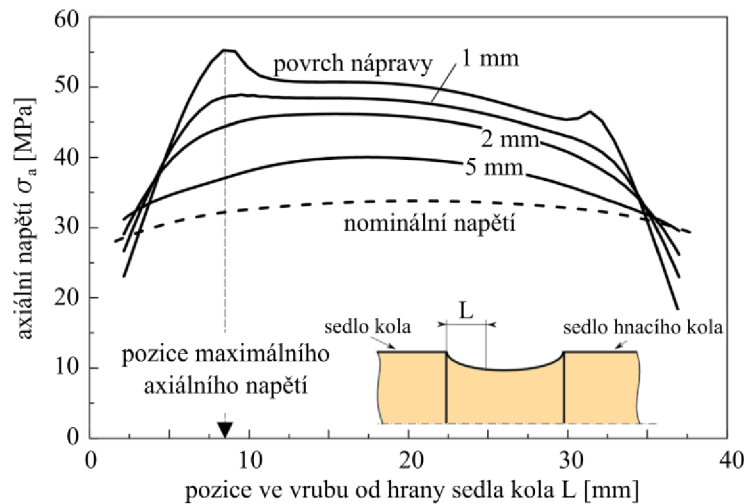
Přesná pozice únavové trhliny, která způsobí nejkratší životnost je určena na základě numerického modelu. Základní numerické modelování bere do úvahy zatížení nápravy od tíhy vlaku, viz obr. 3.2. Síť konečných prvků je již zjemněna v místě očekávané koncentrace napětí. V obecném případě je nutné tento postup aplikovat pro všechna potenciálně nebezpečná místa nápravy.



Obr. 3.2 – numerický model uvažované vlakové nápravy

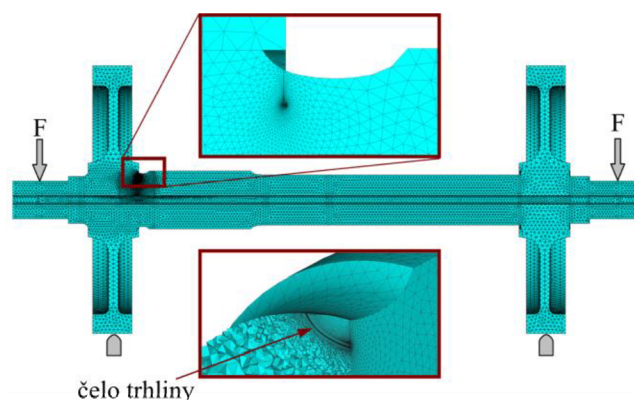
Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.4, axiální napětí je téměř totožné jako největší hlavní napětí (rozhoduje o směru a rychlosti šíření únavové trhliny) v případě uvažované namáhané nápravy. Z tohoto důvodu je pro určení chování trhliny nezbytná znalost velikosti axiálních

napětí, popřípadě velikosti a směry největších hlavních napětí. Obr. 3.3 ukazuje axiální napětí v různých hloubkách nápravy (na povrchu, 1 mm, 2 mm a 5 mm pod povrchem) a v různých místech nebezpečného vrubu, viz vzdálenost L od hrany sedla kola. Z výsledků vyplývá, že maximální hodnota axiálního napětí je mírně odlišná pro různé hloubky čela trhliny pod povrchem nápravy. Proto pro různé délky počáteční trhliny je také mírně odlišná nebezpečná pozice únavové trhliny. Pokud bude uvažována počáteční délka trhliny 1 mm, potom nebezpečné místo pro výskyt potenciální trhliny je ve vzdálenosti cca 8,5 mm od hrany sedla kola (platí pouze pro studovanou nápravu), viz obr. 3.3.



Obr. 3.3 – průběhy axiálního napětí v uvažovaném nebezpečném vrubu: na povrchu nápravy a 1 mm, 2 mm a 5 mm pod povrchem nápravy

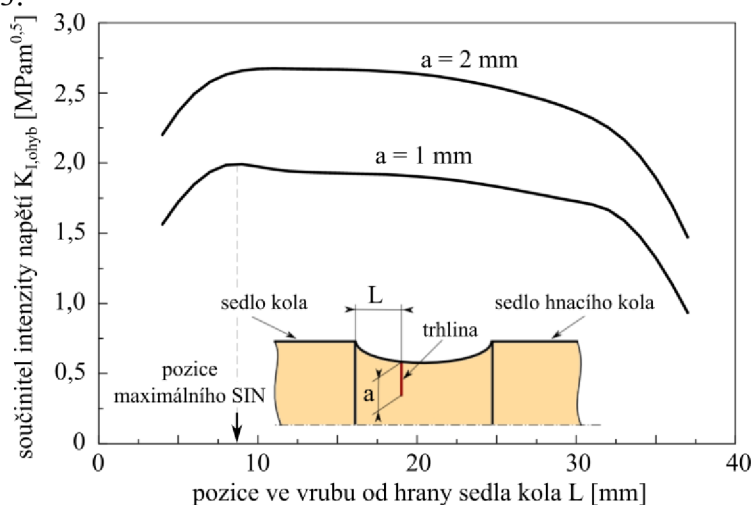
Další možností určení kritického místa je využití lomové mechaniky. V tomto případě se náprava modeluje již s existující trhlinou. Trhlina iniciační délky (např. 1 mm) se modeluje v různých místech nebezpečného vrubu a pozice trhliny, při které je dosaženo největší hodnoty součinitele intenzity napětí, je považována za kritickou. Obr. 3.4 ukazuje numerický model nápravy s trhlinou, kde je dbáno na jemnou síť konečných prvků v blízkosti čela modelované trhliny.



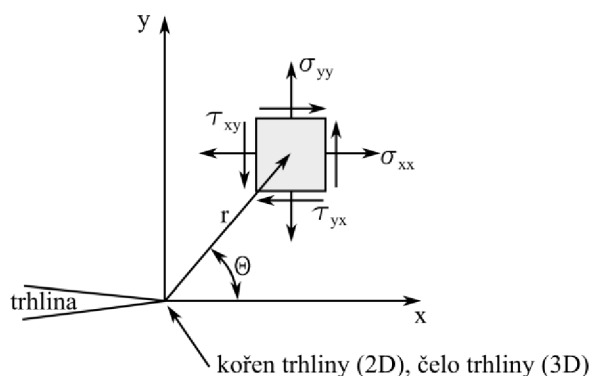
Obr. 3.4 – numerický model uvažované vlakové nápravy s trhlinou

Průběhy součinitele intenzity napětí (K-faktoru) od ohybu jsou znázorněny na obr. 3.5. Je předpokládáno, že kritické místo bude v místě největšího K-faktoru neboť velikost K-faktoru je úměrná rychlosti šíření únavové trhliny, a tedy i zbytkové únavové životnosti, viz obr. 2.1. Z obr. 3.5 vyplývá, že pro různé délky trhliny se pozice s maximální hodnotou K-faktoru mohou mírně lišit. Lze však konstatovat, že výsledky získané přístupem lomové

mechaniky jsou velmi podobné výsledkům získaným na základě maximálního axiálního napětí, viz obr. 3.3.



Obr. 3.5 – průběhy součinitele intenzity napětí (SIN) od ohybu pro trhlinu délky 1 a 2 mm.



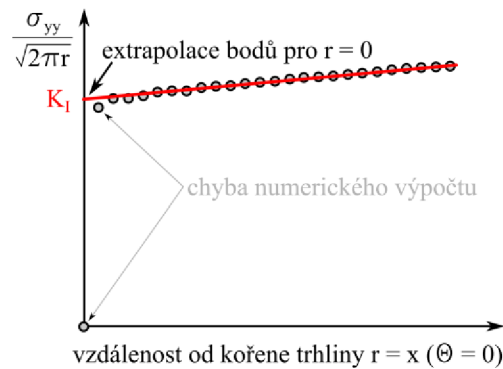
Obr. 3.6 – používaný souřadnicový systém s počátkem v čele trhliny

Průběh součinitele intenzity napětí na obr. 3.5 byl získán užitím tzv. přímé metody, tedy extrapolací hodnot K-faktoru do čela trhliny, viz např. Anderson (2005). V této metodě se pracuje se složkou napětí, která je kolmá na líce trhliny, složka σ_{yy} v obr. 3.6. Tato složka napětí je získána z numerického modelu jako funkce závislá na vzdálenosti od kořene trhliny, kde pro $\Theta = 0$ platí, že $r = x$, viz obr. 3.6. Součinitel intenzity napětí je pak dán vztahem:

$$K_I(r \rightarrow 0) = \frac{\sigma_{yy}(r)}{\sqrt{2\pi r}}. \quad (3.1)$$

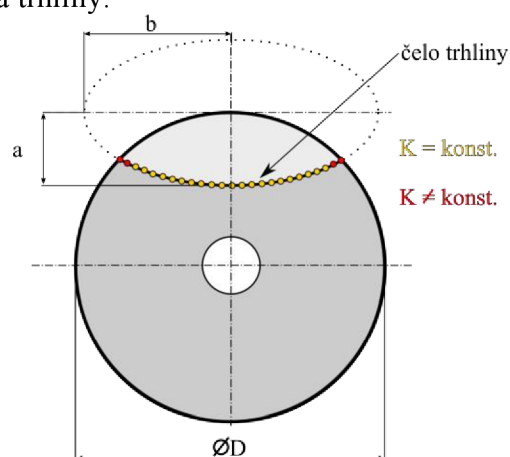
Tento vztah platí pro parametr r jdoucí limitně k nule ($r \rightarrow 0$). Z praktického hlediska je vztah 3.1 užit pro několik blízkých bodů u čela trhliny, kde relevantní součinitel intenzity napětí je dán extrapolací vypočítaných hodnot pro $r \rightarrow 0$, viz obr. 3.7.

Je nutné zdůraznit, že hodnoty $\sigma_{yy}/\sqrt{2\pi r}$ určené v nejbližších uzlech (při použití metody konečných prvků) jsou zatíženy numerickou chybou, a proto tyto body nejsou vzaty v potaz při extrapolaci a určení hodnoty součinitele intenzity napětí, viz obr. 3.7.



Obr. 3.7 – ukázka použití přímé metody pro určení součinitele intenzity napětí

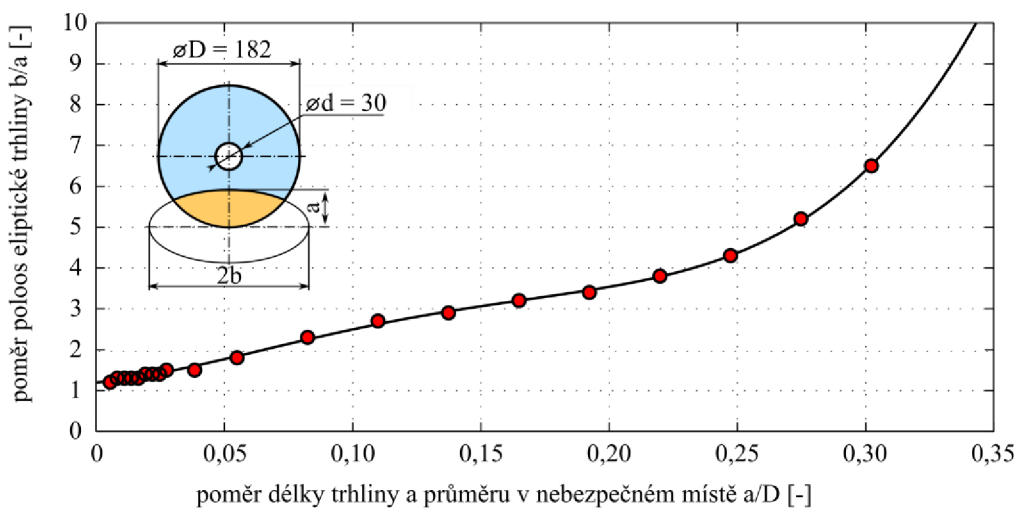
Součinitel intenzity napětí je kromě stanovení kritického místa a zatížení v něm užít také pro stanovení tvaru šířící se únavové trhliny. Dle prací Hartranft et al. (1977) a Sih et al. (1989) je tvar šířící se únavové trhliny dán minimalizací deformační energie. Deformační energie vztažená na jednotku objemu materiálu by měla být konstantní podél čela šířící se trhliny. V případě lineární elastické lomové mechaniky existuje přímá závislost mezi hustotou deformační energie a součinitelem intenzity napětí. Proto metodologie vyvinutá na ÚFM AV ČR uvažuje trhliny takových tvarů, kde součinitel intenzity napětí je konstantní po celém čele únavové trhliny, viz obr. 3.8. Hodnoty součinitele intenzity napětí jsou vyhodnocovány v několika bodech podél čela trhliny, viz obr. 3.8. Je nutné poznamenat, že napjatost na čele trhliny v blízkosti volného povrchu je ovlivněna tzv. rohovou singularitou (anglicky „vertex singularity“), viz práce Bažant a Estenssoro (1979), Benthem (1977) či Pook (1994). Tato rohová singularita také ovlivňuje rychlost šíření únavové trhliny v její blízkosti, viz články Carpinteri a Brighenti (1996) či Hutař et al. (2010). Ze zmíněných důvodů nejsou body čela trhliny, které jsou blízké povrchu nápravy, uvažovány pro vyhodnocení tvaru trhliny. Ze zkušeností pracovníků ÚFM AV ČR je vhodné uvažovat cca 80 % vnitřní délky čela trhliny. Tvar trhliny je aproximován pomocí poloelipsy. Tato poloelipsa je pro každou délku trhliny a (zároveň poloosa elipsy a) modifikována v iteračním procesu dokud se nenajde takový rozměr poloosy b , u kterého je dosaženo s dostatečnou přesností vyhovující shody konstantního průběhu součinitele intenzity napětí podél zmíněných 80 % délky čela trhliny.



Obr. 3.8 – schéma stanovení tvaru čela šířící se trhliny

Tento proces se z důvodu přesnosti musí aplikovat pro velké množství možných délek trhliny a . Je nutné zdůraznit, že poměr obou poloos a a b nezůstává konstantní v průběhu šíření únavové trhliny. Jelikož nejvýznamnější část zbytkové únavové životnosti je dána šířením únavové trhliny do délky cca 5 mm je nutné zjistit tvar únavové trhliny (poměr mezi

poloosou b a a) především pro krátké trhliny (délky od 1 do 5 mm – pro případ uvažované počáteční trhliny 1 mm). Maximální uvažovaná délka trhliny je 55 mm, což přibližně odpovídá poměru délky trhliny k průměru hřídele v nebezpečném místě $D/a = 0,3$. Tato velikost je zcela dostatečná, neboť trhliny v posledních fázích šíření se šíří velmi rychle, a proto zbytková únavová životnost nápravy při délce trhliny 55 mm je prakticky zanedbatelná. Dle zmíněné metodiky je pro každou délku trhliny (velikost poloosy a) od $a = 1$ mm do $a = 55$ mm zapsána velikost druhé poloosy b .

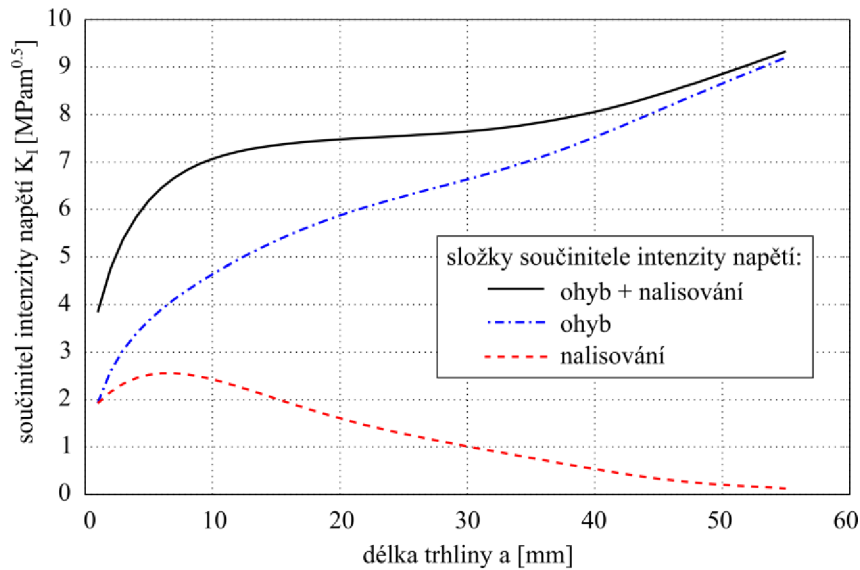


Obr. 3.9 – vývoj tvaru čela trhliny v závislosti na délce trhliny

Následně lze vykreslit graf, který demonstruje vývoj poměru b/a v závislosti na délce trhliny, viz obr. 3.9. Takto získané body jsou proloženy polynomem (zde čtvrtého stupně):

$$b/a = 2550(a/D)^4 - 1186(a/D)^3 + 164,5(a/D)^2 + 5,84(a/D) + 1,195 . \quad (3.2)$$

Se znalostí kritického místa a tvaru únavové trhliny lze modelovat zatížení nápravy s trhlinou. Základní model obsahuje zatížení od hmotnosti vlaku a od lisovaného spoje (mezi kolem a nápravou). Zatížení od nalisovaného kola je pro danou délku trhliny konstantní. Zatížení od hmotnosti vlaku způsobí v kritickém místě dominantní ohybové namáhání, které však z důvodu proměnlivé amplitudy zatížení není pro danou délku trhliny konstantní. Ze zmíněných důvodů je nutné zatížení od ohybu a nalisování modelovat zvlášť. Toho je dosaženo tak, že jsou připraveny různé numerické modely, viz obr. 3.4. Nejprve je vyhodnocován součinitel intenzity napětí pro zatížení pouze od hmotnosti vlaku (síly působící kolmo na osu nápravy) a následně je proveden výpočet zatížení od nalisování, kde jediným zatížením je předepsaný přesah mezi kolem a nápravou. Obr. 3.10 zobrazuje vypočítané průběhy součinitele intenzity napětí pro oba zmínované druhy zatížení. Je nutné zmínit, že určení K-faktorů dle metodiky ÚFM AV ČR musí být provedeno pro každou novou geometrii nápravy resp. každé nebezpečné místo na nápravě.



Obr. 3.10 - závislost součinitele intenzity napětí na délce trhliny pro oba uvažované druhy zatížení

Ohybová složka součinitele intenzity napětí v obr. 3.10 je určena pro zatížení od tíhy vlaku. Náprava je však vystavena i dalším zatížením, která vznikají při jízdě vlaku. Zátěžné spektrum, viz obr. 2.7, popisuje tato dynamická zatížení. Pro libovolný zátěžný cyklus ze zátěžného spektra je celkový součinitel intenzity napětí $K_{I,max}$ dán vztahem:

$$K_{I,max} = kK_{I,ohyb} + K_{I,lis}, \quad (3.3)$$

kde k je dynamický koeficient (násobek statického zatížení), viz obr. 2.7, $K_{I,ohyb}$ je součinitel intenzity napětí stanovený pro statické zatížení nápravy (zatížení od tíhy vlaku), $K_{I,lis}$ je součinitel intenzity napětí způsobený nalisovaným kolem. Kromě maxima v cyklu lze určit i jeho minimum, které je dáno vztahem:

$$K_{I,min} = -kK_{I,ohyb} + K_{I,lis}. \quad (3.4)$$

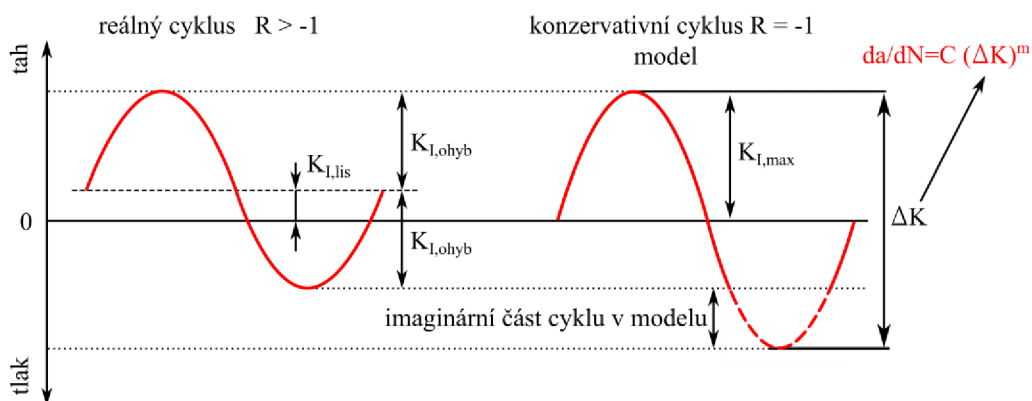
Ze zmíněných hodnot lze určit rozkmit součinitele intenzity napětí:

$$\Delta K = K_{I,max} - K_{I,min} = 2kK_{I,ohyb}. \quad (3.5)$$

Na základě vztahů 3.3 a 3.4 lze určit parametr asymetrie cyklu R :

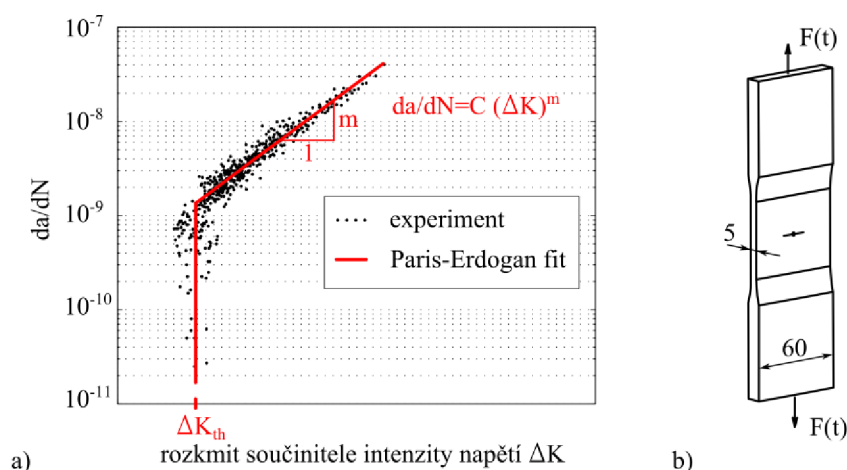
$$R = \frac{K_{I,min}}{K_{I,max}} = \frac{-kK_{I,ohyb} + K_{I,lis}}{kK_{I,ohyb} + K_{I,lis}}. \quad (3.6)$$

Některé oblasti vlakové nápravy jsou vystaveny namáhání ohybem za rotace, tedy namáhání souměrně střídavým cyklem s $R = -1$. Nebezpečné místo nápravy se však často nachází ve vrubu v blízkosti lisovaného spoje, který zvyšuje parametr asymetrie cyklu $R > -1$, viz obr. 3.11. Jelikož složky součinitele intenzity napětí od ohybu ani od nalisování nejsou konstantní (funkce délky trhliny a v případě ohybové složky i vliv zátěžného spektra), je i parametr asymetrie cyklu R proměnný. Z tohoto důvodu by bylo nejlepší měřit v - K křivky pro různé asymetrie cyklů, které mohou při provozu nastat, viz vztah 3.6. Na ÚFM AV ČR se pro výpočty zbytkové únavové životnosti vychází z v - K křivek naměřených pro parametr asymetrie cyklu $R = -1$. Tento přístup je konzervativní, protože při uvažování velikosti cyklu se obecně uvažuje cyklus s větším rozkmitem než ten, který odpovídá skutečnosti, viz imaginární část modelového cyklu v obr. 3.11. Modelová amplituda odpovídá součtu reálné amplitudy a hodnotě zatížení od lisovaného spoje, viz obr. 3.11.



Obr. 3.11 – reálný a modelový cyklus

Obr. 3.12a zobrazuje naměřenou závislost mezi rozkmitem součinitele intenzity napětí a rychlostí šíření únavové trhliny pro parametr asymetrie cyklu $R = -1$. Z důvodu vlivu stísnění (anglicky „constraint“), viz kapitola 2.9, jsou pro určení konzervativní $v\text{-}\Delta K$ závislosti užita $M(T)$ zkušební tělesa s centrální trhlinou, viz obr. 3.12b ($v\text{-}\Delta K$ závislost byla měřena na více $M(T)$ tělesech). Naměřené body jsou proloženy vztahem Parise a Erdogana, viz vztah 2.2. Tento vztah je ohraničen prahovou hodnotou ΔK_{th} , která vymezuje, zda je daný zátěžný cyklus ze zátěžného spektra poškozující nebo nepoškozující.



Obr. 3.12 - a) měřená $v\text{-}\Delta K$ závislost pro parametr asymetrie cyklu $R = -1$, b) užitá $M(T)$ zkušební těleso pro určení $v\text{-}\Delta K$ závislosti

První možností určení zbytkové únavové životnosti je přímé integrování Paris-Erdoganova vztahu:

$$N_{f,i} = \int_0^{N_{f,i}} dN = \int_{a_0}^{a_k} \frac{1}{C(\Delta K_i(a))^m} da, \quad (3.7)$$

kde $N_{f,i}$ je počet cyklů i -té zátěžné třídy (např. zátěžné spektrum uvedené na obr. 2.7 obsahuje 36 zátěžných tříd – proměnná amplituda zatěžování) pro růst trhliny z počáteční délky a_0 na konečnou (kritickou) délku trhliny a_k . Jelikož zátěžné spektrum obsahuje několik zátěžných tříd, je nutné z dílčích výsledků $N_{f,i}$ určit celkovou životnost. K tomu slouží např. Palmgren-Mínerova hypotéza o kumulaci poškození, viz např. Lauschmann (2007):

$$B = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{N_i}{N_{f,i}}}, \quad (3.8)$$

kde: B je počet zátěžných bloků do porušení,
 N_i je počet zátěžných cyklů i -té složky v daném bloku,
 $N_{f,i}$ je počet zátěžných cyklů i -té složky nutných pro nárůst na konečnou délku trhliny,
 n je počet zátěžných tříd v jednom zátěžném bloku (zátěžné spektrum odpovídající určité ujeté vzdálenosti vlaku).

Nevýhodou užití Palmgren-Minerova přístupu je nutné rozdělení celkové životnosti na jednotlivé etapy, ve kterých se mění počet zátěžných tříd. Některé zatěžující třídy ze zátěžného spektra nemusí z počátku přispívat k růstu únavové trhliny, avšak po čase (se zvětšující se délkou trhliny) se poškozujícími mohou stát (vliv prahové hodnoty, která rozděluje amplitudy v zátěžném spektru na poškozující a nepoškozující).

Druhou užívanou možností pro stanovení zbytkové únavové životnosti je diskretizace růstové rovnice a počítání přírůstků délky trhliny po částech (např. po zátěžných třídách nebo cyklus po cyklu). V případě užití vztahu 2.2 je vyjádření přírůstku trhliny po aplikaci i -té zátěžné třídy dáno ve tvaru:

$$\frac{da}{dN} \approx \frac{\Delta a}{\Delta N} = C(\Delta K)^m \rightarrow \Delta a_i = C(\Delta K_i)^m \Delta N_i, \quad (3.9)$$

kde Δa_i je přírůstek délky i -té třídy v obecném zátěžném bloku. Přírůstek délky trhliny za jeden zátěžný blok je pak dán vztahem:

$$\Delta a = \sum_{i=1}^n \Delta a_i. \quad (3.10)$$

kde n je počet zátěžných tříd jednoho zátěžného bloku. Zbytková únavová životnost je dána počtem bloků B , pro které platí, že délka trhliny nepřekročila svou kritickou délku.

Výhodou tohoto přístupu je znalost délky trhliny po vykonání jednotlivých zátěžných bloků, což ze vztahu Palmgren-Minera není možné. Nevýhodou je pak vyšší výpočetní náročnost.

4 Shrnutí současných problémů

Jak již bylo v úvodních kapitolách uvedeno, zbytková únavová životnost železničních náprav, respektive bezpečnost a ekonomičnost jejich provozu, je i přes dlouholetý vývoj zcela aktuálním problémem, a to zejména díky stále se zvyšujícím požadavkům na jejich provozní bezpečnost při vyšších zatíženích (vyšších rychlostech vlaků) a stálému tlaku na co nejnižší provozní (a do značné míry i pořizovací) náklady náprav. Přičemž nároky na bezpečnost jsou stále větší a často nestačí výrobci vlakových náprav pouze splnit předepsané standardy (např. ČSN EN 13104, ČSN EN 13104, ČSN EN 13260, ČSN EN 13261, ČSN EN 13262) týkající se dimenzování náprav s ohledem na možnost jejich únavového poškození. Provozovatelé chtějí obvykle garantovat délku servisních intervalů jak pomocí experimentálních testů, tak na základě výpočetní predikce. Tyto požadavky tak vyžadují podstatně hlubší znalosti o chování železničních náprav v provozu a otevírají prostor pro další bádání v oblasti zbytkové únavové životnosti železničních náprav, což dokazuje množství v současnosti publikovaných prací a existence velkých mezinárodních projektů (např. WIDEM, MARAXIL či EURAXLES), které se touto problematikou zabývají.

Chceme-li prodloužit zbytkovou únavovou životnost železniční nápravy, respektive zvýšit její provozní bezpečnost a spolehlivost, můžeme se v zásadě vydat následujícími cestami:

- a) vyvinout nový odolnější (spolehlivější) materiál pro konstrukci náprav,
- b) zlepšit metody predikce poškození náprav,
- c) zlepšit konstrukci náprav,
- d) zlepšit možnosti detekce vzniku a rozvoje poškození nápravy.

Je nutné zdůraznit, že bod a) je po dlouhá desetiletí kontinuálním procesem. Bod c) je do značné míry omezen geometrií vlakové nápravy a další předimenzování náprav není zcela žádoucí, neboť např. kromě vyšší ceny za materiál je nežádoucí také vyšší hmotnost neodpružené části vlaku, která má vliv na životnost kolejnic. Bod d) neskrývá ani po desetiletích vývoje a optimalizací příliš prostoru pro nové poznatky. Tato dizertační práce je tak zaměřena na bod b), který skýtá největší potenciál v oblasti zvýšení úrovně bezpečnosti provozovaných náprav, tak i prostor pro nové vědecké výsledky.

Je nutné poznamenat, že jednotlivé nápravy se více či méně odlišují (jiná geometrie, materiál, provozní podmínky apod.), a proto je žádoucí výpočtem stanovit (experimenty každé nové nápravy představují vysoké náklady) citlivost jednotlivých faktorů, které ovlivňují zbytkovou únavovou životnost nápravy.

5 Cíle dizertační práce

Hlavní cíle dizertační práce lze formulovat následovně:

Přispět k bližšímu porozumění únavového porušování vlakových náprav a ke zpřesnění používaných metodik odhadu zbytkové únavové životnosti těchto náprav. Ke splnění vytyčených cílů je zejména zapotřebí:

- (1) Analyzovat používané postupy pro odhad zbytkové únavové životnosti železničních náprav (dvojkolí) s cílem vyhledat jejich omezení či nedostatky, případně navrhnout přístup, který nalezené nedostatky odstraní či zmenší.
- (2) Studovat nepoužívanější konstrukční materiály užívané pro výrobu železničních náprav. Analyzovat vliv jejich materiálových vlastností na zbytkovou únavovou životnost železniční nápravy. Učinit doporučení s ohledem na dosažení co nejvyšší provozní spolehlivosti náprav z pohledu únavového porušování z počátečního defektu.
- (3) Výpočtem stanovit vliv pořadí zátěžných cyklů na výslednou zbytkovou únavovou životnost železniční nápravy (dvojkolí). Ke splnění tohoto cíle je zapotřebí vzít v úvahu retardační efekty vlivem existence plastické zóny v okolí čela únavové trhliny.
- (4) Navrhnout nebo modifikovat existující metodiku pro stanovení zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy beroucí v potaz reálné zatěžující podmínky. Popsat charakteristické zatížení (zátěžné spektrum) železniční nápravy. Do metodiky (výpočtu) zahrnout všechny významné faktory podílející se na šíření únavové trhliny z předem definovaného defektu. Obecně stanovit problematická (nejslabší) místa nápravy z pohledu šíření únavových trhlin.
- (5) Studovat, vzhledem k existenci nenulových středních napětí vyvolaných nalisováním kol na nápravu v blízkosti míst náchylných k únavovému poškození, vliv těchto středních napětí na zbytkovou únavovou životnost nápravy.
- (6) Využít pravděpodobnostních přístupů ke zpracování naměřených materiálových dat. Následně odhadnout zbytkovou únavovou životnost nápravy s danou mírou nejistoty na straně naměřených materiálových dat.
- (7) Vzhledem k faktu, že výsledky dizertační práce mají mít také praktický dopad, je dalším cílem konzultovat výsledky (spolupracovat) s některým z výrobců železničních náprav a dvojkolí.

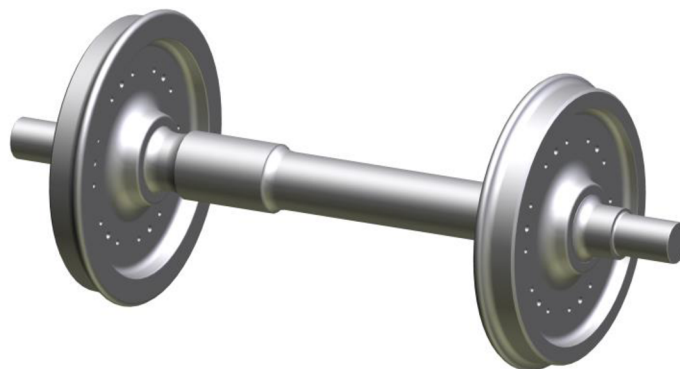
6 Předmluva ke studovaným vlivům

Následující text je již vlastní prací autora předložené dizertační práce. V následujících kapitolách jsou probrány jednotlivé vlivy, o kterých nebylo známo, do jaké míry ovlivňují vypočtenou a reálnou životnost vlakových náprav.

Z uvedeného výzkumu vyplývá, že problematika únavy vlakových náprav je někdy poměrně složitá a žebříček významnosti jednotlivých vlivů není snadné sestavit. Některý z vlivů může být velmi významný pro krátké počáteční trhliny (myšleno pro trhliny délek okolo 1 mm) a nevýznamný pro delší počáteční trhliny a naopak. Z tohoto důvodu jsou jednotlivé vlivy probírány z hlediska co nejlepší návaznosti jednotlivých vlivů, které spolu nějakým způsobem souvisí. V následující části textu jsou uvedeny zkoumané vlivy ovlivňující vypočtenou zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy:

- vliv asymetrie cyklu
- vliv způsobu popisu rychlosti šíření únavové trhliny
- vliv prahové hodnoty
- vliv pravděpodobnostního popisu růstové křivky
- vliv retardačních efektů
- vliv mírného zmenšení a zvětšení zátěžných amplitud v zátěžném spektru
- vliv občasných přetěžujících cyklů
- vliv diskretizace zátěžného spektra
- vliv zátěžného spektra
- vliv geometrie nápravy
- vliv materiálu nápravy
- vliv zbytkových napětí
- vliv mechanismů zavírání trhliny

Studované parametry jsou zkoumány především na vybraném typu vlakové nápravy, která je schematicky zobrazena na obr. 6.1. Zvolená náprava je komerčně vyráběnou hnací nápravou. Kromě jediné kapitoly věnující se vlivu materiálu na zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy, je ve všech ostatních kapitolách uvažujících různé faktory vždy uvažován materiál EA4T.



Obr. 6.1 – uvažovaná vlaková náprava pro studium parametrů ovlivňujících její životnost

7 Vliv asymetrie cyklu na zbytkovou únavovou životnost nápravy

Obecně ohybové namáhání za rotace odpovídá souměrně střídavému cyklu, tedy asymetrii cyklu s parametrem $R = -1$. Vlivem nalisovaného kola se v blízkosti lisovaného spoje zvyšuje střední napětí, a tedy vzniká zatěžování nápravy s parametrem asymetrie cyklu vyšším než -1 . Parametr asymetrie cyklu (bez zahrnutí zbytkových napětí) je vyjádřen vztahem 3.6:

$$R = \frac{K_{I,\min}}{K_{I,\max}} = \frac{-kK_{I,\text{ohyb}} + K_{I,\text{lis}}}{kK_{I,\text{ohyb}} + K_{I,\text{lis}}}$$

Jelikož střední napětí (vlivem lisovaného kola) je nenulové a ohybová složka zatížení je proměnná, viz zátěžné spektrum v obr. 2.7, je proměnná i asymetrie cyklu. Tabulka 7.1 zobrazuje závislost parametru asymetrie cyklu R na délce trhliny a a dynamickém koeficientu k , který popisuje vliv proměnné zátěžné amplitudy. V tabulce jsou znázorněny parametry asymetrie cyklu R pro tři vybrané zátěžné stupně:

- $k = 2,9$ odpovídá maximální amplitudě ohybového zatížení ze zátěžného spektra,
- $k = 1,0$ souvisí s nejčtenější amplitudou ohybového zatížení (odpovídá statickému zatížení od tíhy vlaku),
- $k = 0,9$ odpovídá minimální amplitudě ohybového zatížení ze zátěžného spektra.

Tabulka 7.1 – variace parametru asymetrie cyklu R [-] vlakové nápravy vlivem nalisování a proměnné amplitudy zatížení

délka trhliny a [mm]	dynamický koeficient k		
	max. ($k = 2,9$)	modus ($k = 1$)	min. ($k = 0,9$)
1	-0,49	0,00	0,18
2	-0,55	-0,09	0,10
3	-0,58	-0,13	0,05
5	-0,61	-0,18	0,00
10	-0,69	-0,31	-0,14
20	-0,83	-0,57	-0,43
30	-0,90	-0,74	-0,64
55	-0,99	-0,97	-0,96

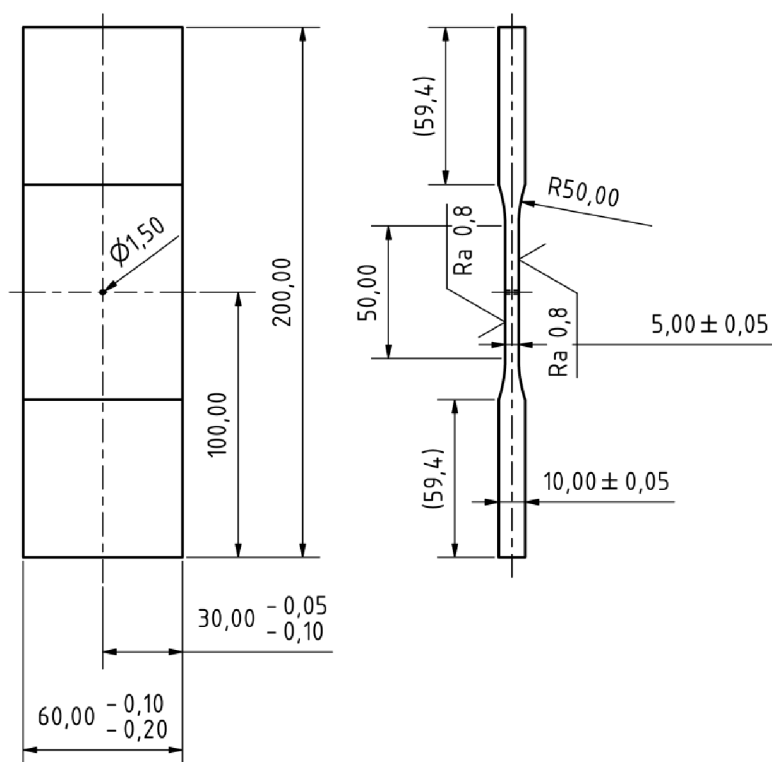
Z Tabulky 7.1 vyplývá, že případná trhlina v kritickém místě nápravy (vrub u sedla kola) je vystavena asymetrii cyklu s parametrem R cca od $R = -1$ do $R = 0,2$. Z tohoto důvodu je nutné znát vliv asymetrie cyklu (v tomto rozmezí) na rychlost šíření únavové trhliny. Vlakové nápravy však mohou být vystaveny i asymetrii cyklu mimo uvedené rozmezí. Takovým případem může být náprava, která má technologickým procesem (např. po kalení, válečkování či kuličkování) vyvolána zbytková napětí. Tato napětí mohou být vyvolána záměrně za účelem vytvoření tlakové zóny u povrchu nápravy nebo vlivem předepsaného tepelného zpracování. Pokud se v nápravě vyskytují tato tlaková napětí, potom parametr asymetrie cyklu může být i výrazně nižší než $R = -1$.

Pro popis pomocí vztahu NASGRO, viz vztah 2.4, je nutné stanovit v - K závislost i pro asymetrii cyklu, při které nedochází k zavírání trhliny (anglicky „closure free stress ratio“),

tedy asymetrie cyklu, u které nedochází v průběhu zátěžného cyklu ke kontaktu líců trhliny. Dle Newman (1981) je takovou asymetrií asymetrie s parametrem R cca 0,7 a vyšším.

V rámci dizertační práce byla pro studium vlivu asymetrie cyklu vybrána ocel EA4T, která patří mezi nejpoužívanější materiály pro výrobu vlakových náprav, viz kapitola 2.2. Pro posouzení vlivu asymetrie cyklu na rychlost šíření únavové trhliny byly uvažovány následující parametry asymetrie cyklu: $R = -2; -1; -0,5; 0,1; 0,5$ a $0,8$.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.9, na tvar v - K křivky má vliv T -napětí. Z tohoto důvodu byla pro měření v - K křivek užitá M(T) zkušební tělesa, která vykazují nižší hodnotu T -napětí než reálné nápravy, a proto jsou naměřené v - K křivky konzervativní (zejména změřená prahová hodnota). Pro měření v - K křivek na různých parametrech asymetrie cyklu bylo užitó zavedené M(T) zkušební těleso, viz obr. 7.1.



Obr. 7.1 – užitá M(T) zkušební těleso s centrální trhlinou pro stanovení v - K závislosti

Toto těleso má v místě iniciované trhliny průřez o šířce 60 mm a tloušťce 5 mm. Ve středu zkušebního tělesa je vyjiskřen ostrý zářez o délce $2a$, který slouží k iniciaci únavové trhliny. Z tohoto zářezu jsou vlivem cyklického zatížení iniciovány únavové trhliny, u kterých se následně měří rychlost jejich růstu.

Měření rychlosti šíření únavových trhlin bylo provedeno v souladu s normou ASTM E647 (Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates). Zkoušky byly provedeny na rezonančním pulzačním stroji Schenck s rozsahem střední síly ± 30 kN a maximální dosažitelnou amplitudou síly 30 kN.

Únavové trhliny byly iniciovány z centrálního ostrého vrubu. Jakmile se trhlina začala z iniciačního vrubu stabilně šířit na všech čtyřech měřených délkách (u zkušebního M(T) tělesa se měří pravá a levá část trhliny ze přední i zadní strany M(T) tělesa), bylo započato snižování amplitudy síly. Poklesy amplitudy síly byly voleny tak, aby se rychlost šíření trhliny postupně přibližovala k očekávané prahové hodnotě daného materiálu.

Zatěžovací cyklus měl sinusový průběh. Z důvodu rezonančního principu zatěžujícího pulzačního stroje byla zatěžovací frekvence závislá na vlastní frekvenci soustavy, tedy i na délce únavové trhliny a středního napětí. Zátěžné frekvence se pohybovaly v rozmezí cca

40 Hz až 55 Hz. Zkoušky byly provedeny při pokojové teplotě, v běžné atmosféře laboratoře. Délka trhliny byla měřena pomocí dvou posuvných CCD kamer uEye UI-2280SE-M-GL s objektivy Lensagon CMFA2520ND a s analogovým výstupem na obrazovku. Poloha kamer byla určována digitálními tisícinovými indikátorovými úchylkoměry Sylvac CO MFPM 25. Přesnost stanovení polohy čela trhliny byla 0,01 mm.

Je vhodné zmínit, že měření rychlostí šíření únavové trhliny pro různé asymetrie je časově velmi náročné. Změření v - K závislostí na všech uvedených asymetriích cyklů ($R = -2$; -1 ; $-0,5$; $0,1$; $0,5$ a $0,8$) zabralo více než jeden a půl roku práce. Jedním z důvodů je fakt, že vyhodnocená závislost v - K by měla být pro danou asymetrii cyklu vyhodnocena z více měření, která byla provedena na větším počtu zkušebních těles. Jak již bylo zmíněno, vlaková náprava je vystavena asymetrii cyklu cca od $R = -1$ do $R = 0,2$. Proto vybrané asymetrie cyklu ($R = -1$; $-0,5$ a $0,1$) byly měřeny na 18 kusech zkušebních těles (3×6 ks). Doplňkové asymetrie (asymetrie mimo provozní rozsah uvažované nápravy) $R = -2$; $0,5$ a $0,8$ byly změřeny na 9 kusech zkušebních těles (3×3 ks). Celkem tedy pro vyhodnocení v - K závislostí bylo užito 27 zkušebních těles.

Obr. 7.2a zobrazuje vliv rozkmitu součinitele intenzity napětí ΔK na rychlost šíření únavové trhliny $v = da/dN$. Z uvedeného obrázku plyne, že křivky naměřené pro nižší parametry asymetrie cyklu jsou posunuty doprava od křivek s vyššími parametry asymetrie cyklu. Při stejném rozkmitu součinitele intenzity napětí je zde tedy patrná závislost rychlosti šíření únavové trhliny na parametru asymetrie cyklu. Na základě tohoto faktu však ještě není možné tvrdit, že velikost asymetrie cyklu významně ovlivňuje životnost vlakové nápravy.

Naměřená v - ΔK data lze upravit do tvaru s efektivním rozkmitem součinitele intenzity napětí ΔK_{ef} . Dle NASGRO manuál (2002) je tato efektivní hodnota dána vztahem:

$$\Delta K_{ef} = \left(\frac{1-f}{1-R} \right) \Delta K, \quad (7.1)$$

kde parametr f bere do úvahy zavírací efekty u čela trhliny vlivem plasticky indukovaného zavírání trhliny (anglicky „plasticity induced crack closure“). Tento parametr je dle NASGRO manuál (2002) stanoven následovně:

$$f = A_0 + A_1 R, \quad \text{pro } R < 0 \text{ a zároveň } R \geq -2, \quad (7.2)$$

$$f = \max(R, A_0 + A_1 R + A_2 R^2 + A_3 R^3), \quad \text{pro } R \geq 0, \quad (7.3)$$

kde A_0 , A_1 , A_2 a A_3 jsou koeficienty, které jsou dány vztahy:

$$A_0 = (0,825 - 0,34\alpha + 0,05\alpha^2) \left[\cos\left(\frac{\pi}{2} \sigma_{\max} / \sigma_0\right) \right]^{\frac{1}{\alpha}}, \quad (7.4)$$

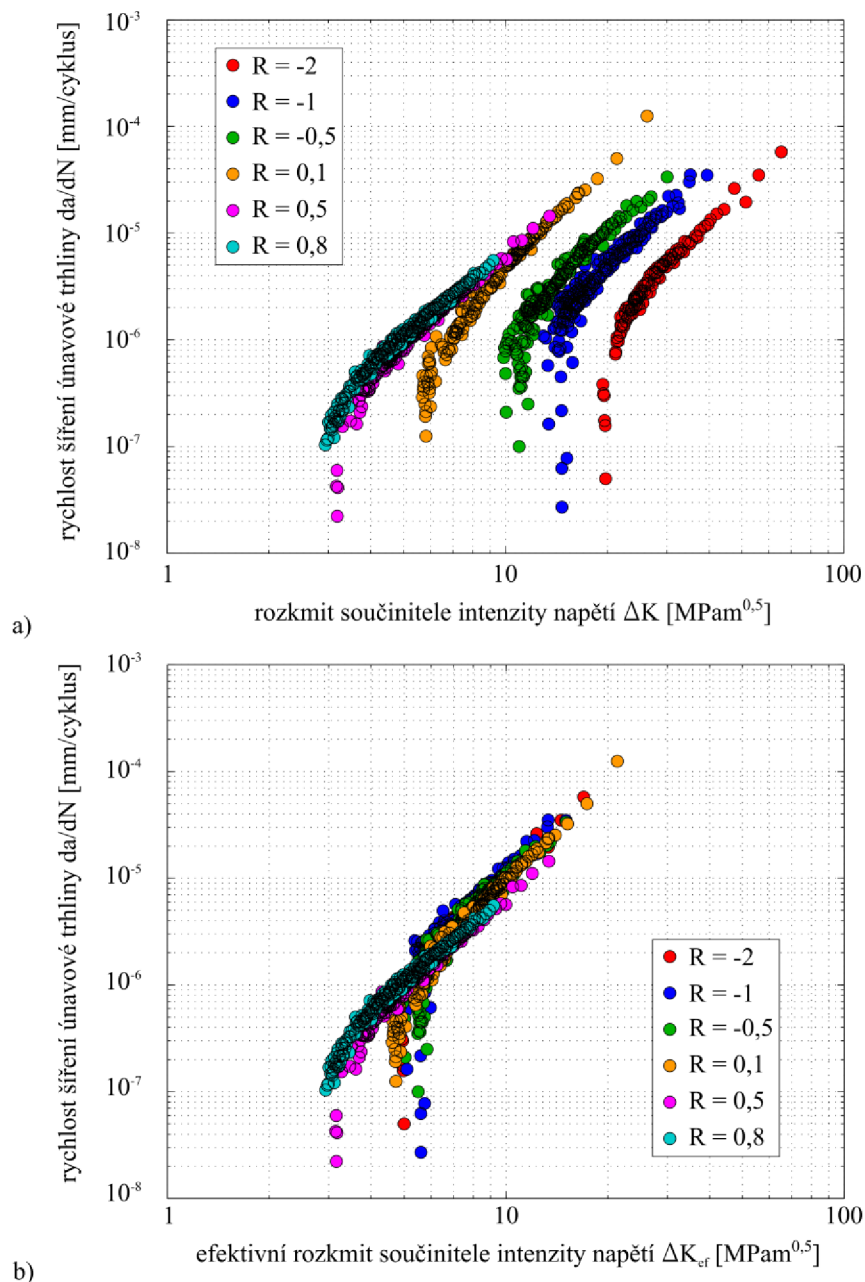
$$A_1 = (0,415 - 0,071\alpha) \sigma_{\max} / \sigma_0, \quad (7.5)$$

$$A_2 = 1 - A_0 - A_1 - A_3, \quad (7.6)$$

$$A_3 = 2A_0 - A_1 - 1, \quad (7.7)$$

kde α popisuje stav napjatosti (je uvažován dominantní stav rovinné deformace, pro který platí: $\alpha = 3$), σ_0 označuje tzv. „flow stress“, tedy parametr, který se stanoví jako aritmetický průměr mezi mezí kluzu a mezí pevnosti (ve výpočtech se uvažuje $\sigma_0 = 600$ MPa), σ_{\max} je

maximální napětí v daném zátěžném cyklu, které odpovídá vyhodnocovanému bodu ν - K křivky.



Obr. 7.2 – rychlost šíření únavové trhliny v závislosti na parametru asymetrie cyklu pro daný rozkmit součinitele intenzity napětí, vyjádřeno: a) jako ν - ΔK závislost, b) jako ν - ΔK_{ef} závislost.

Obr. 7.2b zobrazuje naměřenou ν - K závislost přepočítanou pro efektivní hodnoty součinitele intenzity napětí, dle vztahu 7.1. Z obrázku je patrné, že ν - ΔK_{ef} křivky naměřené pro záporné hodnoty parametru asymetrie cyklu si velice dobře odpovídají, avšak křivky měřené pro kladné hodnoty parametru asymetrie cyklu $R = 0,5$ a $0,8$ jsou výrazně posunuty k nižším hodnotám. Teoreticky by měly všechny ν - ΔK_{ef} křivky měřené pod různými parametry asymetrie cyklu odpovídat asymetrii cyklu bez zavírání trhliny, tedy křivce měřené pro $R = 0,7$ nebo vyšší (při takových asymetriích cyklu platí, že $\Delta K_{ef} = \Delta K$), viz Newman (1981). Výsledky uvedené v obr. 7.2b však tuto teorii zcela nepotvrzují. Důvodem je fakt, že pro přepočet mezi ΔK a ΔK_{ef} byl užit vztah 7.1, který pracuje se zavírací funkcí f . Tato funkce

je však empiricky odvozena ze „strip yield modelu“, viz Newman (1981), který zahrnuje pouze mechanismus plasticky indukovaného zavírání trhliny. Avšak v literatuře, viz např. Pokluda a Šandera (2010), lze nalézt i další mechanismy, které mají vliv na zavírání trhliny, jako např. vliv drsnosti lomové plochy či oxidické vrstvy na lomové ploše (anglicky „roughness and oxide induced crack closure“). Právě tyto dva zmíněné mechanismy zavírání trhliny mohou vysvětlovat neshodu v - ΔK_{ef} křivek v prahových hodnotách, viz obr. 7.2b.

I když si všechny měřené křivky v obr. 7.2b neodpovídají, je možné takovou závislost empiricky popsat pomocí vztahu NASGRO, viz vztah 2.4. Pro tento vztah je nutné stanovit materiálové konstanty (C , n , p a q , viz vztah 2.4) a průběh funkce prahové hodnoty $\Delta K_{th}(R)$. V NASGRO vztahu je prahová hodnota aproximována vztahy:

$$\Delta K_{th} = \Delta K_1^* \left[\frac{1-R}{1-f} \right]^{(1+RC_{th}^p)} / (1-A_0)^{(1-R)C_{th}^p}, \quad \text{pro } R \geq 0, \quad (7.8)$$

$$\Delta K_{th} = \Delta K_1^* \left[\frac{1-R}{1-f} \right]^{(1+RC_{th}^m)} / (1-A_0)^{(C_{th}^p - C_{th}^m)}, \quad \text{pro } R < 0, \quad (7.9)$$

kde ΔK_1^* je dáno vztahem:

$$\Delta K_1^* = \Delta K_1 \left[\frac{a}{a+a_0} \right]^{1/2}, \quad (7.10)$$

kde a_0 je parametr krátkých trhlin - uvádí se typická hodnota $a_0 = 0,0381$ mm, viz NASGRO manuál (2002). Pro dlouhé trhliny (tedy v tomto případě již i trhlina délky 1 mm a 2 mm) lze závorku ve vztahu (7.10) uvažovat jako rovnu 1. Tím se vztah zjednoduší na:

$$\Delta K_1^* = \Delta K_1, \quad (7.11)$$

kde ΔK_1 je rozkmit prahové hodnoty pro parametr asymetrie cyklu blíží se k hodnotě odpovídající statickému zatížení ($R \rightarrow 1$). V této dizertační práci je uvažována prahová hodnota (bez vlivů zavírání trhliny), která byla naměřena pro parametr asymetrie cyklu $R = 0,8$, neboť rozkmit prahové hodnoty se pro vyšší hodnoty parametru asymetrie cyklu již dále významně nemění, viz Musuva a Radon (1982). Je tedy předpokládáno:

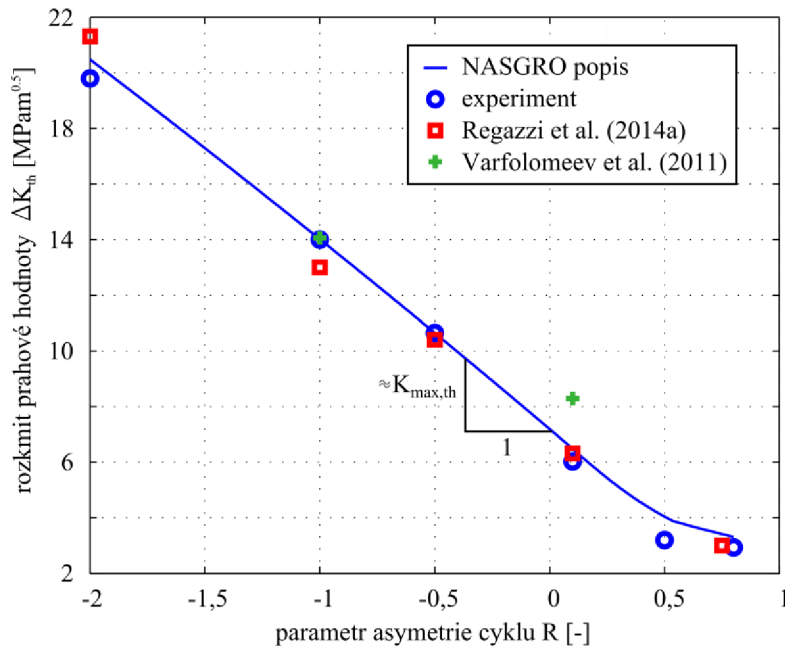
$$\Delta K_1^* = \Delta K_1 = 2,9 \text{ MPam}^{0,5}.$$

Ve vztazích (7.8) a (7.9) taktéž vystupují konstanty C_{th}^p a C_{th}^m popisující fit prahových hodnot. Dle experimentálně naměřených dat je proložení empirické funkce prahových hodnot (vztahy 7.8 a 7.9) nejlepší pro hodnoty:

$$C_{th}^p = 2,056,$$

$$C_{th}^m = 0.$$

Empirický popis prahových hodnot ΔK_{th} v závislosti na parametru asymetrie cyklu R (NASGRO fit) dle rovnic 7.8 a 7.9 je znázorněn na obr. 7.3. V tomto obrázku jsou taktéž pro porovnání znázorněny střední hodnoty naměřených prahových hodnot od dalších autorů, viz Regazzi et al. (2014a) a Varfolomeev et al. (2011).



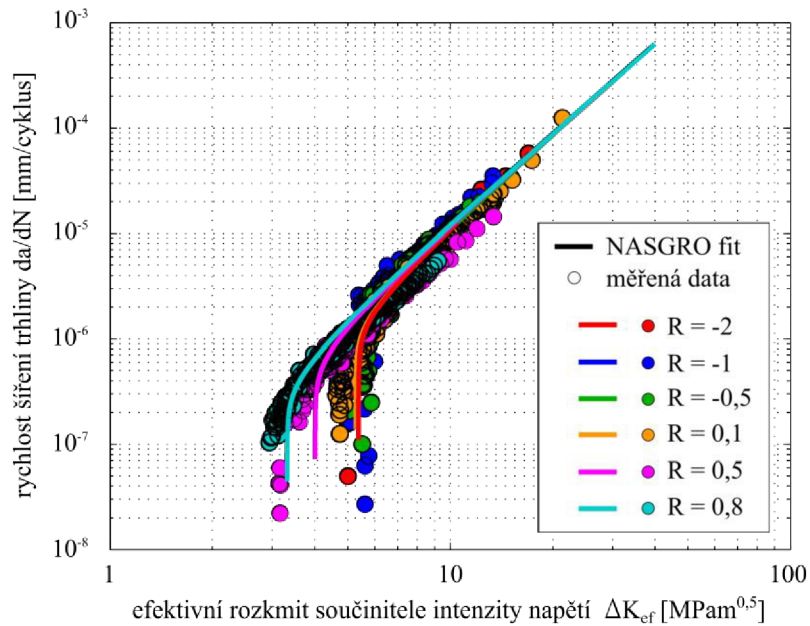
Obr. 7.3 – znázornění naměřených rozkmítů prahových hodnot součinitele intenzity napětí s empirickým popisem dle NASGRO koncepce.

Se znalostí empirického popisu prahových hodnot lze rychlost šíření trhliny popsat pomocí vztahu NASGRO (vztah 2.4):

$$\frac{da}{dN} \approx \frac{\Delta a}{\Delta N} = C \left[\left(\frac{1-f}{1-R} \right) \Delta K \right]^n \frac{\left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K} \right)^p}{\left(1 - \frac{K_{max}}{K_c} \right)^q}.$$

Tento vztah empiricky popisuje šíření trhliny pro uvažovaný rozsah hodnot parametru asymetrie cyklu. Není však možno „precizně“ popsat naměřené prahové hodnoty, viz obr. 7.3, kde prahové hodnoty pro parametr asymetrie cyklu $R = 0,5$ a $0,8$ jsou nadhodnoceny. Tento fakt však nepředstavuje výraznější problém, neboť tyto vysoké asymetrie cyklu se při zatěžování vlakové nápravy nevyskytují (provozní rozsah parametru asymetrie cyklu je uveden v tabulce 7.1) a mají spíše informativní charakter. Empirické proložení vztahem 2.4 je znázorněno v obr. 7.4. Materiálové konstanty NASGRO vztahu 2.4 z obr. 7.4 jsou: $C = 2,1 \times 10^{-8}$ mm/cyklus; $n = 2,8$; $p = 0,25$ a $q = 0$.

Přínos měřených závislostí je dán tím, že oproti jiným autorům je tato práce postavena na větším počtu proměřených asymetrií cyklu a na větším počtu užitých zkušebních těles pro měření jednotlivých asymetrií. Např. v - K závislost pro asymetrii cyklu $R = -1$ byla empiricky popsána na základě měření z 6 různých $M(T)$ zkušebních těles. Jak již bylo zmíněno, celá studie vlivu asymetrie cyklu byla zkoumána na šesti různých úrovních parametru asymetrie cyklu (-2; -1; -0,5; 0,1; 0,5 a 0,8). Celkově bylo užito 27 zkušebních $M(T)$ těles.

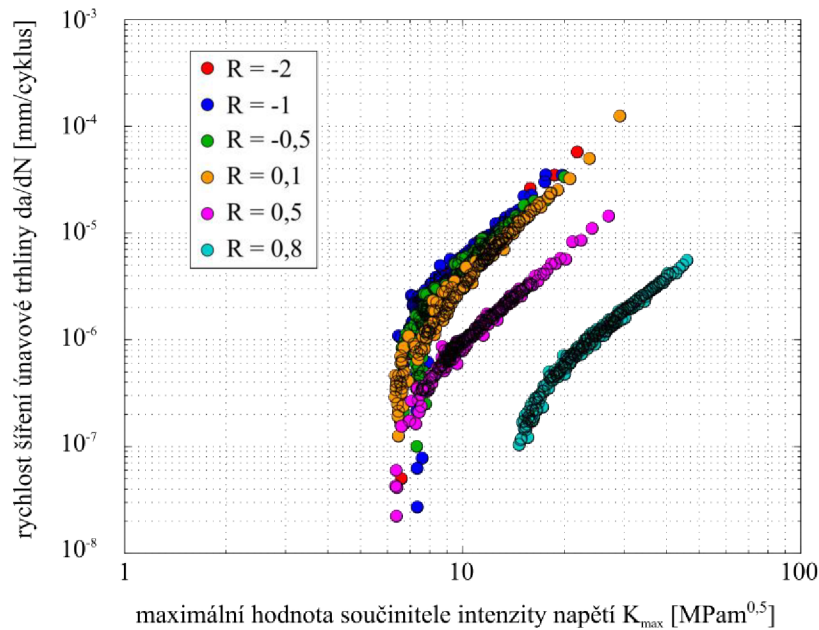


Obr. 7.4 – závislost rychlosti šíření únavové trhliny na efektivním rozkmitu součinitele intenzity napětí pro materiál EA4T a všechny měřené parametry asymetrie cyklu (měřená data + empirický fit modelem NASGRO)

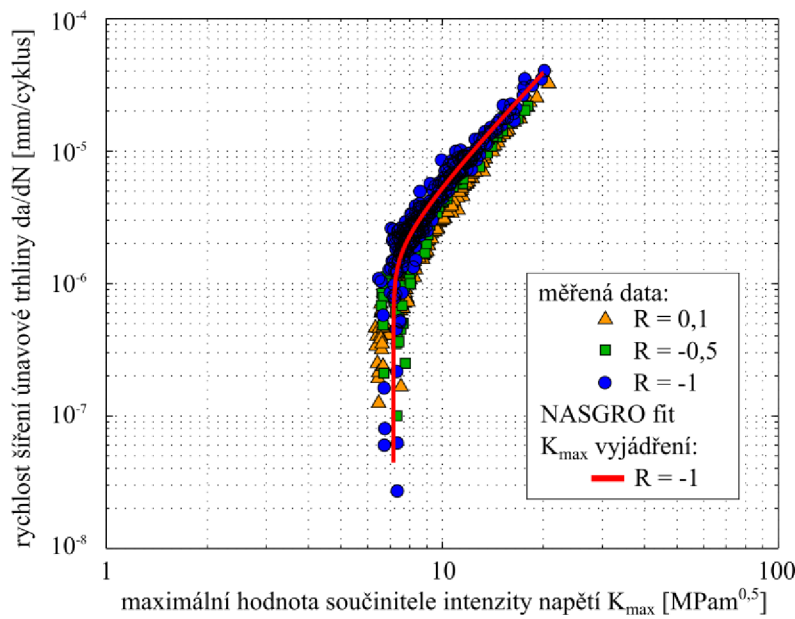
Původně vyvinutá metodologie na ÚFM AV ČR pro určení zbytkové únavové životnosti vlakových náprav vychází pouze z v - K závislosti naměřené na jediné asymetrii cyklu $R = -1$, viz obr. 3.11. V tomto případě se místo rozkmitu součinitele intenzity napětí ΔK pracuje pouze s maximální hodnotou součinitele intenzity napětí K_{max} .

Aplikovatelnost vyvinuté metody na ÚFM AV ČR je podpořena experimentálně získanými výsledky v rámci této dizertační práce. Samotný rozkmit součinitele intenzity napětí ΔK ztrácí svou vypovídající hodnotu pro případ proměnných záporných parametrů asymetrie cyklu (obrovská závislost parametru asymetrie cyklu R ve v - ΔK křivce, viz obr. 7.2a). V případě užití v - K_{max} křivky je však situace zcela jiná. Obr. 7.5 zobrazuje závislost rychlosti šíření únavové trhliny na maximální hodnotě součinitele intenzity napětí K_{max} . Z obrázku je patrné, že křivky měřené pro záporné parametry asymetrie cyklu si velice dobře odpovídají. To znamená, že pro popis chování únavové trhliny stačí pouze jedna v - K_{max} závislost měřená pro jednu asymetrii cyklu. Je-li ve výpočtu užita v - K_{max} křivka měřená pro nejnižší provozní asymetrii cyklu (v případě uvažované nápravy pro $R = -1$), potom jsou výsledky zbytkové únavové životnosti konzervativní. Toto platí proto, že měřená v - K_{max} závislost pro parametr asymetrie cyklu $R = -1$ tvoří „obálku“ naměřených dat pro další měřené asymetrie, viz obr. 7.5 (vyšší asymetrie cyklu vykazují zpravidla nižší rychlost šíření v případě v - K_{max} vyjádření).

Z obr. 7.5 dále plyne, že prahové hodnoty součinitele intenzity napětí (rychlý pokles rychlosti šíření trhliny ve v - K křivce) si odpovídají pro parametr asymetrie cyklu od $R = -2$ do $R = 0,5$ (prahová hodnota $K_{max,th}$ je v tomto rozmezí víceméně konstantní). To znamená, že v ΔK_{th} - R lineární závislosti je směrnice přímky dána právě $K_{max,th}$. K podobnému závěru, avšak pouze pro asymetrie cyklu od $R = 0$ do $R = R_{cr}$ (kritická asymetrie, kde dochází ke „zlomu“ ΔK_{th} - R závislosti), došli autoři v článku Sadananda a Vasudevan (1995), kde se hovoří o tom, že ve zmíněném intervalu R je směrnice lineární závislosti ΔK_{th} - R , viz obr. 7.3, dána právě prahovou hodnotou $K_{max,th}$.



Obr. 7.5 – vliv asymetrie cyklu na rychlost šíření únavové trhliny pro danou maximální velikost součinitele intenzity napětí.



Obr. 7.6 – v - K_{max} závislost pro tři nejdůležitější měřené asymetrie cyklu (provozní asymetrie) s empirickým proložením v - K_{max} závislosti pro $R = -1$

Na základě naměřených dat (dobrá shoda v - K_{max} křivek pro $R = -1$; $-0,5$ a $0,1$) lze vztahy 2.2 a 2.4 vyjádřit ve formě maximální hodnoty součinitele intenzity napětí K_{max} místo užívaného rozkmitu součinitele intenzity napětí. V případě NASGRO vztahu lze rychlost šíření únavové trhliny popsat následovně:

$$\frac{da}{dN} \approx \frac{\Delta a}{\Delta N} = C_N [K_{I,max}]^{n_N} \left(1 - \frac{K_{max,th}}{K_{I,max}} \right)^{p_N}, \quad (7.12)$$

kde C_N , n_N , p_N a $K_{max,th}$ jsou empiricky odvozené konstanty z v - K_{max} závislosti, která byla měřena na nejnižší provozní asymetrii cyklu (zde $R = -1$). Jmenovatel ze vztahu 2.4 $(1 - K_{max}/K_c)^q$ je zanedbán, neboť popisuje šíření delších trhlin (šířících se velmi rychle). Šíření

delších trhlin má zanedbatelný vliv na celkovou zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy. Empirický popis dle vztahu 7.12 je znázorněn na obr. 7.6. Materiálové konstanty vztahu 7.12 z obr. 7.6 jsou:

$C_N = 1,8 \times 10^{-8}$ mm/cyklus; $n_N = 2,6$; $p_N = 0,25$ a $K_{max,th} = 7,16 MPam^{0,5}$. Je nutné zdůraznit, že materiálové konstanty ze vztahu 2.4 a 7.12 nejsou obecně totožné ($C_N \neq C$, $n_N \neq n$, $p_N \neq p$).

7.1 Zbytková únavová životnost s uvažováním asymetrie cyklu

Pro stanovení zbytkové únavové životnosti s uvažováním různé hodnoty parametru asymetrie zátěžného cyklu se využije vztah 2.4, ze kterého se vyjádří diskrétní přírůstek délky trhliny Δa_i pro i-tou zátěžnou úroveň ze zátěžného bloku (dané množství různých zátěžných amplitud odpovídající určité provozní vzdálenosti, viz zátěžné spektrum):

$$\Delta a_i = C \left[\left(\frac{1-f}{1-R} \right) \Delta K_i \right]^n \frac{\left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K} \right)^p}{\left(1 - \frac{K_{max}}{K_c} \right)^q} \Delta N_i, \quad (7.13)$$

kde ΔK_i je rozkmit součinitele intenzity napětí odpovídajícího i-té zátěžné úrovni, ΔN_i je počet cyklů v i-té zátěžné úrovni. Vztah 7.13 v uvedené formě počítá přírůstek délky trhliny pro jednotlivé zátěžné úrovně. Zátěžný blok, který odpovídá určité provozní vzdálenosti, viz zátěžné spektrum v obr. 2.7, se skládá z 36 zátěžných úrovní. Je-li rozkmit součinitele intenzity napětí pro danou i-tou zátěžnou úroveň menší než prahová hodnota, která je dána vztahy 7.8 a 7.9, potom je přírůstek trhliny nulový.

Přírůstek se počítá pro všechny zátěžné úrovně a celkový přírůstek v jednom zátěžném bloku je pak dán vztahem:

$$\Delta a_{blok} = \sum_{i=1}^{36} \Delta a_i. \quad (7.14)$$

Výpočet nové délky trhliny je dán vztahem:

$$a_j = a_{j-1} + \Delta a_{blok}, \quad (7.15)$$

kde a_j je délka trhliny v současném zátěžném bloku, a_{j-1} je délka trhliny v předchozím zátěžném bloku (pokud žádný blok ještě nebyl aplikován pak a_{j-1} je rovno počáteční délce trhliny a_0). Výpočet běží ve smyčce, dokud délka trhliny nepřesáhne kritickou (nebo konečnou) hodnotu a_k (zde uvažovanou jako 55 mm).

Tabulka 7.2 – stanovená zbytková únavová životnost vlakové nápravy v počtu zátěžných bloků se zohledněním asymetrie zátěžných cyklů

počáteční délka trhliny a_0	1 mm	1,5 mm	2 mm	3 mm	5 mm
životnost	12 344	420	192	121	84

Tabulka 7.2 zobrazuje vypočítané zbytkové únavové životnosti v zátěžných blocích, které odpovídají určité projeté vzdálenosti. Z výsledků je patrné, že zatímco vypočítaná zbytková únavová životnost pro počáteční délku trhliny 1 mm je 12 344 zátěžných bloků, pro počáteční délku trhliny 2 mm je to pouze 192 zátěžných bloků, což je více než 60× méně. Z toho vyplývá, že v případě vlakové nápravy s počáteční délkou trhliny 1 mm zabere růst z 1 mm na 2 mm více než 98 % celé zbytkové únavové životnosti. Tento fakt potvrzuje

předpoklad, že nemá praktický význam modelovat růst trhliny v nápravě pro trhliny delší než 55 mm (postačující by byla i mnohem kratší konečná délka trhliny), viz obr. 3.10. Z výše uvedeného vyplývá, že celková zbytková únavová životnost je dána především šířením relativně krátké trhliny (myšleno z a_0 na cca 5 mm). Proto je nutné co nejpřesněji určit součinitele intenzity napětí zejména pro nejkratší uvažované délky trhliny, což bylo provedeno, viz obr. 3.9.

7.2 Zbytková únavová životnost bez uvažování asymetrie cyklu

Pro stanovení zbytkové únavové životnosti bez uvažování asymetrie cyklu se využije vztah 7.12, ze kterého se vyjádří diskretní přírůstek délky trhliny Δa_i pro i -tou zátěžnou úroveň zátěžného bloku (směs různých zátěžných amplitud odpovídající určité provozní vzdálenosti, viz zátěžné spektrum):

$$\Delta a_i = C_N [K_{I,\max}]^{n_N} \left(1 - \frac{K_{\max,th}}{K_{I,\max}} \right)^{p_N} \Delta N_i. \quad (7.16)$$

Následná procedura výpočtu zbytkové únavové životnosti je shodná s procedurou beroucí v úvahu vliv asymetrie cyklu (vztahy 7.14 a 7.15). Tabulka 7.3 zobrazuje vypočítané zbytkové únavové životnosti v zátěžných blocích, které odpovídají určité projeté vzdálenosti.

Tabulka 7.3 – zbytková únavová životnost vlakové nápravy v počtu zátěžných bloků bez zohlednění asymetrie zátěžného cyklu

počáteční délka trhliny a_0	1 mm	1,5 mm	2 mm	3 mm	5 mm
životnost	16 001	380	159	100	69

Získané výsledky bez uvažování asymetrie zátěžného cyklu jsou obdobné, jako výsledky získané se zahrnutím vlivu asymetrie cyklu, viz tabulka 7.2. Bližší porovnání je znázorněno v tabulce 7.4, kde jsou vzaty do poměru výsledky uvažující a neuvažující vliv asymetrie cyklu. Kromě případu počáteční délky trhliny 1 mm je vypočítaná zbytková únavová životnost vyšší u přístupu, který zohledňuje různost asymetrie zátěžného cyklu. Důvodem je respektování reálné asymetrie cyklu, ale také zavíracích efektů vlivem plasticky indukovaného zavírání trhliny, viz funkce f ve vztahu 2.4.

Tabulka 7.4 – poměr vypočítaných zbytkových únavových životností získaných s uvažováním a bez uvažování asymetrie cyklu

počáteční délka trhliny a_0	1 mm	1,5 mm	2 mm	3 mm	5 mm
poměr životností	0,77	1,11	1,21	1,21	1,22

Nesoulad nastává pro nápravu s počáteční délkou trhliny 1 mm, kde vyšší životnost je vypočítána pro přístup neuvažující asymetrii zátěžného cyklu. Důvodem je mírně odlišná prahová hodnota obou přístupů, která eliminuje drtivou většinu zátěžných úrovní v zátěžném spektru (pro trhlínu délky 1mm jsou poškozující pouze nejvyšší amplitudy zátěžného spektra). Nejvyšší amplitudy zatížení v zátěžném spektru pro délku trhliny 1 mm odpovídají asymetrii cyklu okolo $R = -0,5$. V případě vztahu 7.12 je prahová hodnota pevně stanovena ($K_{\max,th} = 7,16 \text{ MPam}^{0,5}$) pro všechny asymetrie cyklu. Avšak v případě vztahu 2.4 je prahová hodnota dána empirickým popisem, dle vztahů 7.8 a 7.9, viz obr. 7.3. V případě vztahu 2.4 je z důvodu empirického proložení měřených dat mírně podhodnocena prahová hodnota pro asymetrii cyklu s $R = -0,5$. Jelikož v případě počáteční délky trhliny 1 mm zaujímá růst trhliny na délku 2 mm okolo 98 % celkové zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy,

mírné podhodnocení prahové hodnoty (vlivem nedokonalého empirického popisu prahové hodnoty ve vztahu 2.4) vede k nižší vypočítané hodnotě zbytkové únavové životnosti. U delších počátečních trhlin (1,5 mm a delších) je vliv prahové hodnoty menší, a proto se více projeví efekty asymetrie cyklu a zavírání trhliny.

7.3 Shrnutí vlivu asymetrie cyklu na zbytkovou únavovou životnost

Získané výsledky ukazují, že uvážení vlivu asymetrie cyklu (užití vztahu 2.4) nevede k dramatické změně vypočtené zbytkové únavové životnosti v porovnání se vztahem 7.16. Z tohoto důvodu je původní metodologie vyvinutá na ÚFM AV ČR v mnoha případech zcela dostačující. Popis šíření trhliny v daném materiálu pomocí vztahu 2.4 vyžaduje nejméně dvě ν - ΔK křivky měřené na různých asymetriích cyklu. V případě původní metodologie vyvinuté na ÚFM AV ČR je nutné znát pouze jednu ν - ΔK křivku, nejlépe naměřenou pro nejnižší provozní asymetrii cyklu (zde $R = -1$, viz tabulka 7.1).

Při užití vztahu 2.4 s empirickým popisem prahových hodnot, viz vztahy 7.8 a 7.9, je však potřeba dbát zvýšené opatrnosti na přesnost tohoto popisu. Empirický popis závislosti rozkmitu prahové hodnoty na asymetrii cyklu by neměl být volen pouze na základě užití metody nejmenších čtverců, ale je nutné co nejpřesněji proložit ΔK_{th} - R závislost v oblasti provozních hodnot parametru asymetrie cyklu R posuzované nápravy.

Je nutné poznamenat, že nepřilíš významný vliv asymetrie cyklu neznamená nevýznamný vliv nalisování kola na nápravu. Vliv nalisování je brán do úvahy v obou případech dle vztahu 3.3.

8 Vliv popisu rychlosti šíření únavové trhliny na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost nápravy

V předchozí kapitole byla zbytková únavová životnost vlakové nápravy stanovena pomocí vztahu NASGRO. V této části je porovnán vztah NASGRO s dalším nejpoužívanějším popisem v - K závislosti dle Parise a Erdogana. V této kapitole je vztah NASGRO uvažován ve formě vztahu 7.12:

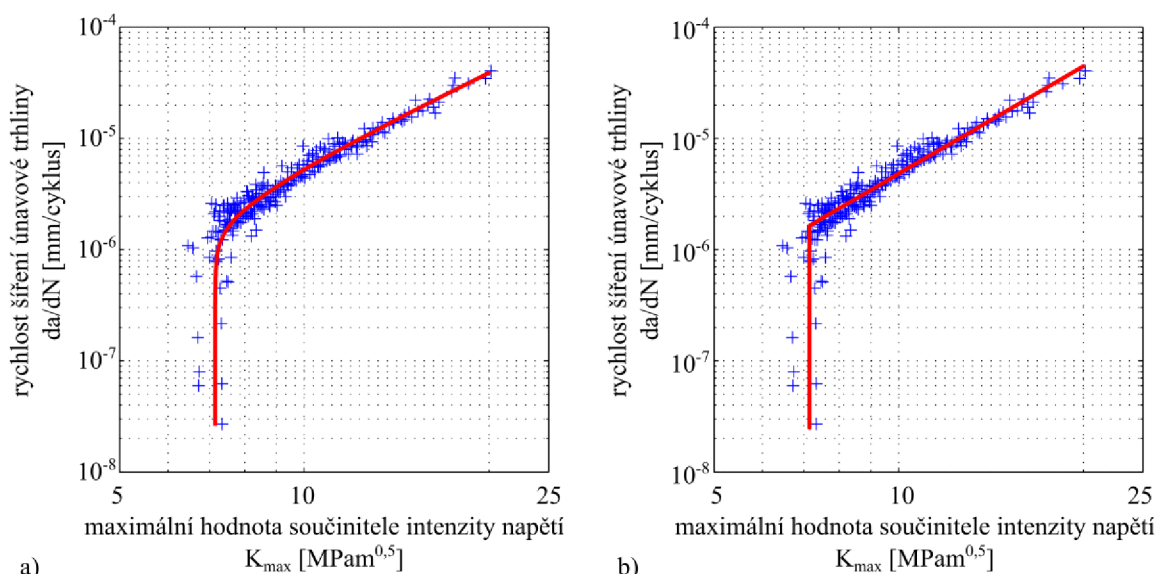
$$\frac{da}{dN} = C_N [K_{I,\max}]^{n_N} \left(1 - \frac{K_{\max,th}}{K_{I,\max}}\right)^{p_N},$$

kde C_N , n_N , p_N jsou materiálové konstanty vztahu NASGRO. Vztah Parise a Erdogana je taktéž vyjádřen ve tvaru maximálního součinitele intenzity napětí:

$$\frac{da}{dN} = C_p (K_{I,\max})^{m_p}, \quad (8.1)$$

kde C_p a m_p jsou materiálové konstanty Paris-Erdoganova vztahu.

Výhodou NASGRO vztahu je popis zaoblění v - K_{\max} křivky v blízkosti prahové hodnoty, viz obr. 8.1a. Paris-Erdoganův vztah toto zaoblění popsat neumí, a popisuje tak výstižně pouze lineární část v - K křivky (oblast II, viz obr. 2.1). Pokud je ovšem Paris-Erdoganův vztah extrapolován i do oblasti I v - K křivky, viz obr. 2.1, potom je tato extrapolace konzervativní, neboť skutečné zaoblění v - K_{\max} křivky v blízkosti prahové hodnoty odpovídá nižším hodnotám rychlosti šíření únavové trhliny. Oba zmíněné vztahy jsou omezeny prahovou hodnotou $K_{\max,th} = 7,16 \text{ MPam}^{0,5}$, která rozhoduje o poškozujících a nepoškozujících cyklech (zátěžných úrovních) ze zátěžného spektra. Materiálové parametry NASGRO vztahu jsou uvažovány jako v předchozí kapitole a v případě Paris-Erdoganova vztahu mají následující hodnoty: $C_p = 2,97 \times 10^{-9} \text{ mm/cyklus}$ a $m_p = 3,21$.



Obr. 8.1 – v - K_{\max} závislost měřená pro $R = -1$ proložená a) NASGRO vztahem, b) Paris-Erdoganovým vztahem

Výpočet zbytkové únavové životnosti je realizován jako v předchozí kapitole pro růst trhliny z počáteční délky na délku konečnou (uvažovanou zde jako 55 mm). Tabulka 8.1 zobrazuje

vypočítané zbytkové únavové životnosti pro oba porovnávané vztahy. Je vidět, že zbytková únavová životnost vypočítaná dle vztahu Parise a Erdogana dává konzervativnější výsledky. To je pochopitelné, neboť tento vztah vlivem zanedbaní zakřivení $v-K_{max}$ křivky v blízkosti prahových hodnot nadhodnocuje rychlost šíření únavové trhliny.

Tabulka 8.1 – vypočítaná zbytková únavová životnost vlakové nápravy v počtu zátěžných bloků pomocí NASGRO a Paris-Erdoganova vztahu

počáteční délka trhliny a_0	1 mm	1,5 mm	2 mm	3 mm	5 mm
životnost dle NASGRO	16 001	380	159	100	69
životnost dle Paris-Erdogana	10 948	308	145	95	66

Tabulka 8.2 udává poměr mezi vypočítanou životností dle NASGRO vztahu a Paris-Erdoganova vztahu. Z výsledků je patrné, že největší rozdíl mezi oběma vztahy nastává u vlakových náprav s krátkou počáteční trhlinou (myšleno okolo 1 mm). V případě počáteční trhliny délky 1 mm poskytuje NASGRO přístup o 46 % vyšší hodnotu odhadu zbytkové únavové životnosti než vztah Parise a Erdogana. Pro delší trhliny se tento rozdíl postupně vytrácí. Důvodem je právě nepřesný popis (neschopnost popisu) zaoblení $v-K_{max}$ křivky v blízkosti prahové hodnoty v případě Paris-Erdoganova vztahu. Krátké trhliny (okolo 1 mm) při stejném silovém zatížení odpovídají nižším hodnotám K_{max} , a proto je popis šíření krátkých trhlín citlivý právě na přesnost popisu $v-K_{max}$ křivky v blízkosti prahových hodnot.

Tabulka 8.2 – poměr mezi vypočítanou zbytkovou únavovou životností určenou dle NASGRO a Paris-Erdoganova vztahu

počáteční délka trhliny a_0	1 mm	1,5 mm	2 mm	3 mm	5 mm
poměr životností NASGRO/Paris-Erdogan	1,46	1,23	1,10	1,05	1,05

8.1 Shrnutí vlivu popisu $v-K$ křivky na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost

Z provedené studie vyplývá, že pomocí NASGRO vztahu lze dosáhnout přesnějšího odhadu zbytkové únavové životnosti vlakových náprav z důvodu přesnějšího popisu $v-K_{max}$ křivky v blízkosti prahových hodnot. Nicméně Paris-Erdoganův vztah je jednodušší a jeho užití vede na konzervativní výsledky. Kromě NASGRO a Paris-Erdoganova vztahu existují i další analytické vztahy popisující rychlost šíření únavové trhliny. Zmíněné dva se však nejčastěji užívají pro stanovení popisu rychlosti šíření únavové trhliny a určení zbytkové životnosti vůbec. Kromě analytických vztahů lze užít např. i tzv. multilineární model, který dokáže experimentálně měřené $v-K$ závislosti popsat ještě precizněji než uváděný model NASGRO. Užití multilineárního modelu pak může vést v případě počáteční délky trhliny 1 mm k navýšení odhadu zbytkové únavové životnosti o dalších 18 % vůči NASGRO vztahu, viz článek Pokorný et al. (2014).

9 Vliv prahové hodnoty součinitele intenzity napětí na zbytkovou únavovou životnost nápravy

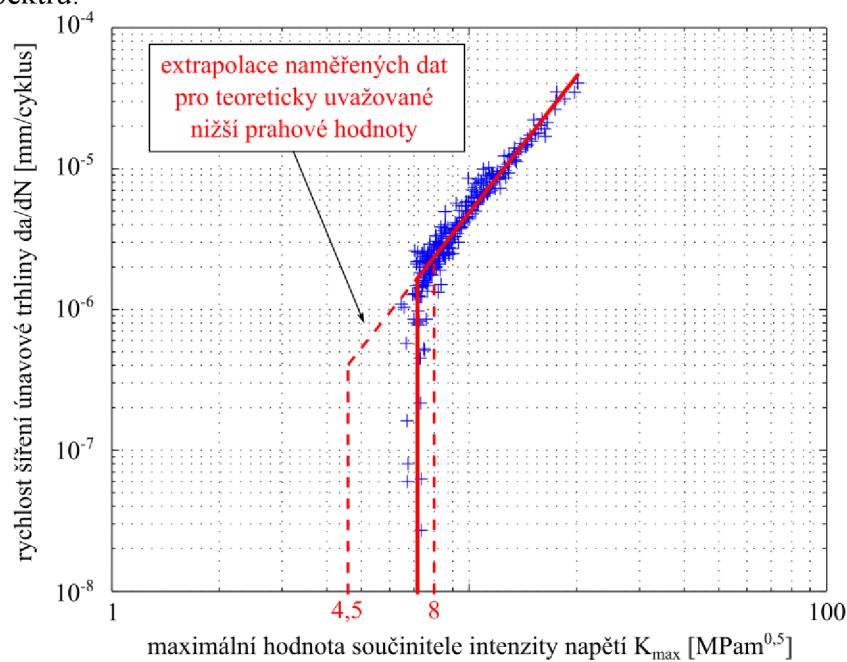
Jak již bylo zmíněno, prahová hodnota součinitele intenzity napětí rozhoduje, které zátěžné úrovně zátěžného spektra jsou poškozující, a které nikoliv. Čím vyšší je prahová hodnota, tím méně zátěžných úrovní ze zátěžného spektra je poškozujících (přispívajících k růstu únavové trhliny). V případě, že největší amplituda ze zátěžného spektra odpovídá součiniteli intenzity napětí, který je nižší než prahová hodnota, nedochází k růstu trhliny u žádné zátěžné úrovně zátěžného spektra, a proto je odhadnutá životnost nekonečná. Takový případ však nastane pouze pro materiál s vysokou prahovou hodnotou nebo pro případ krátké trhliny (např. 1 mm), kde součinitel intenzity napětí je nízký i pro nejvyšší amplitudy ze zátěžného spektra.

Vliv prahové hodnoty na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy je ukázán na vztahu Parise a Erdogana. Rychlost šíření se řídí tedy vztahem 8.1 a o šíření či nešíření trhliny rozhoduje velikost součinitele intenzity napětí dané zátěžné úrovně a prahová hodnota.

Maximální hodnota součinitele intenzity napětí je dána vztahem 3.3:

$$K_{I,max} = kK_{I,ohyb} + K_{I,lis},$$

kde k je dynamický koeficient popisující velikost zatížení jednotlivých zátěžných úrovní v zátěžném spektru.



Obr. 9.1 – v - K_{max} závislost měřená pro $R = -1$ s teoreticky uvažovanými prahovými hodnotami

Zátěžná úroveň (v zátěžném spektru je celkem 36 různých zátěžných úrovní z důvodu proměnného zatížení nápravy) je poškozující, jestliže jí odpovídající hodnota součinitele intenzity napětí je vyšší než uvažovaná prahová hodnota:

$$\begin{aligned} K_{I,max} \geq K_{max,th} &\rightarrow \text{trhlina se šíří rychlostí danou vztahem 8.1,} \\ K_{I,max} < K_{max,th} &\rightarrow \text{trhlina se pro danou zátěžnou úroveň nešíří.} \end{aligned}$$

Je nutné poznamenat, že když daná zátěžná úroveň není poškozující pro počáteční „krátkou“ trhlinu, neznamená to, že nebude poškozující v dalším průběhu růstu únavové trhliny. Platí, že pro danou zátěžnou úroveň s rostoucí délkou trhliny roste i celkový K -faktor, viz obr. 3.10.

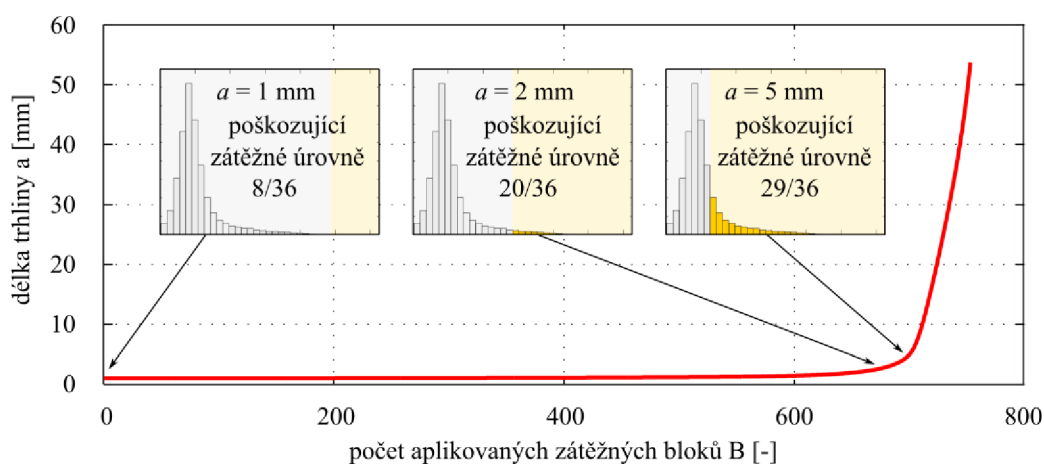
To znamená, že pro větší délky trhliny se může hodnota K-faktoru dostat nad prahovou hodnotu a daná zátěžná úroveň se může stát poškozující.

Při studiu vlivu prahové hodnoty se vycházelo z v - K_{max} dat naměřených pro parametr asymetrie cyklu $R = -1$. U těchto dat se kromě naměřených prahových hodnot uvažovaly i další teoretické hodnoty, které byly vyšší i nižší než ty naměřené. Rozsah uvažovaných prahových hodnot byl zvolen od $4,5 \text{ MPam}^{0,5}$ do $8 \text{ MPam}^{0,5}$, viz obr. 9.1.

Tabulka 9.1 zobrazuje vypočítané zbytkové únavové životnosti pro různé teoretické prahové hodnoty. Z tabulky je patrné, že především vlaková náprava s nejkratší uvažovanou počáteční trhlinou délky 1 mm je nejcitlivější na prahovou hodnotu. Např. změna prahové hodnoty ze $7,16 \text{ MPam}^{0,5}$ na $7 \text{ MPam}^{0,5}$ vede k téměř polovičnímu odhadu zbytkové únavové životnosti. V případě počáteční délky trhliny 1 mm, snížení prahové hodnoty ze $7,16 \text{ MPam}^{0,5}$ na $6 \text{ MPam}^{0,5}$ vede dokonce k více než 50-ti násobnému snížení odhadu zbytkové únavové životnosti, viz tabulka 9.1. Naopak pro dlouhou počáteční trhlinu 5 mm je vliv prahové hodnoty podstatně menší.

Tabulka 9.1 – vypočítaná zbytková únavová životnost vlakové nápravy v počtu zátěžných bloků pro různé teoretické prahové hodnoty

prahová hodnota $K_{max,th} [\text{MPam}^{0,5}]$	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
4,50	78	60	50
5,00	97	61	50
5,50	129	68	50
6,00	210	80	50
6,50	752	99	53
7,00	5 522	131	62
7,16	10 948	145	66
7,50	∞	191	79
8,00	∞	370	105



Obr. 9.2 – vývoj délky trhliny s konzervativně uvažovanou prahovou hodnotou $6,5 \text{ MPam}^{0,5}$ (materiál EA4T) a vyznačeným počtem poškozujících cyklů pro tři vybrané délky trhliny

Vysoká citlivost prahové hodnoty na vypočtenou zbytkovou únavovou životnost je dána faktem, že prahová hodnota dělí amplitudy v zátěžném spektru na poškozující a nepoškozující. Malá změna prahové hodnoty pak následně může vést k razantní změně množství poškozujících cyklů, a tím pádem k citelné změně vypočítané zbytkové únavové životnosti. Obr. 9.2 demonstruje vývoj počtu poškozujících cyklů v závislosti na délce trhliny

(uvažovaná konzervativní prahová hodnota $K_{max,th} = 6,5 MPam^{0,5}$). Zatímco pro počáteční délku trhliny 1 mm je poškozujících pouze 8 nejvyšších zátěžných úrovní ze zátěžného spektra, v případě délky trhliny 2 mm je to již 20 zátěžných úrovní a v případě délky 5 mm je to 29 zátěžných úrovní. Při délce trhliny okolo 5 mm začínají být poškozující i nejčtenější zátěžné třídy odpovídající zatížení od tíhy vlaku (zátěžné úrovně s $k = 1$, viz zátěžné spektrum v obr. 2.7). Fakt, že se tyto nejčtenější zátěžné amplitudy stanou poškozujícími (na obr. 9.2 tento okamžik odpovídá délce trhliny okolo 5 mm), způsobí rapidní zrychlení růstu trhliny, viz zlom v růstové křivce na obr. 9.2.

Tabulka 9.2 – počet poškozujících zátěžných úrovní pro různé prahové hodnoty a tři vybrané délky trhliny (zátěžné spektrum obsahuje celkem 36 zátěžných úrovní)

$K_{max,th}$ [MPam ^{0,5}]	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
4,50	25	32	36
5,00	21	29	36
5,50	17	26	33
6,00	13	23	31
6,50	8	20	29
7,00	4	17	27
7,16	3	16	26
7,50	0	14	25
8,00	0	10	23

Tabulka 9.2 zobrazuje počet poškozujících zátěžných úrovní ze zátěžného spektra, viz obr. 2.7. Uvažované spektrum se skládá celkem z 36 zátěžných úrovní. Všech 36 zátěžných úrovní (všechny zátěžné amplitudy v zátěžném spektru) je poškozujících v případě dlouhé trhliny a nízké prahové hodnoty, viz případ prahových hodnot 4,5 a 5 MPam^{0,5} a délky trhliny 5 mm v tabulce 9.2. Naopak, je-li délka trhliny „krátká“ a prahová hodnota vysoká, není poškozující ani jedna zátěžná úroveň a vypočítaná únavová životnost je tak teoreticky nekonečná, viz prahové hodnoty 7,5 a 8 MPam^{0,5} v tabulce 9.2 pro délku trhliny 1 mm.

Tabulka 9.3 – relativní množství poškozujících cyklů (přispívajících k růstu trhliny) ze zátěžného spektra pro různé prahové hodnoty a tři vybrané délky trhliny

$K_{max,th}$ [MPam ^{0,5}]	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
4,50	9,73 %	86,26 %	100,00 %
5,00	4,64 %	31,11 %	100,00 %
5,50	2,00 %	11,89 %	94,68 %
6,00	0,51 %	6,74 %	70,86 %
6,50	0,03 %	3,72 %	31,11 %
7,00	<0,01 %	2,00 %	15,16 %
7,16	<0,01 %	1,54 %	11,89 %
7,50	0,00 %	0,79 %	9,73 %
8,00	0,00 %	0,10 %	6,74 %

Každá zátěžná úroveň obsahuje rozdílný počet zátěžných cyklů (např. nejvyšší zátěžná úroveň s $k = 2,9$ obsahuje pouze jeden zátěžný cyklus, avšak zátěžná úroveň s $k = 1$ obsahuje

téměř 80 000 zátěžných cyklů). Díky prahové hodnotě je řada zátěžných cyklů eliminována (nepřispívají k růstu trhliny). Tabulka 9.3 udává relativní množství poškozujících cyklů zátěžného spektra pro různé prahové hodnoty a tři vybrané délky trhliny.

9.1 Shrnutí vlivu prahové hodnoty součinitele intenzity napětí na zbytkovou únavovou životnost

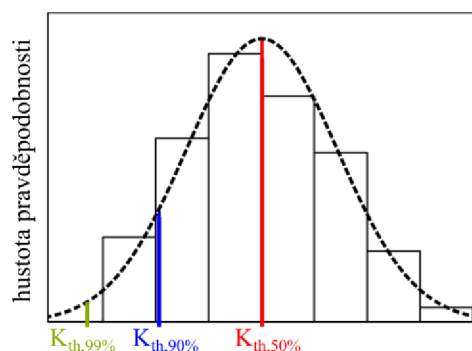
Prahová hodnota součinitele intenzity napětí má významný vliv na zbytkovou únavovou životnost vlakových náprav. Tento vliv je nejvíce významný u nejkratší uvažované počáteční trhliny délky 1 mm. Např. změna prahové hodnoty ze $7,16 \text{ MPam}^{0,5}$ na $7 \text{ MPam}^{0,5}$ vede k téměř polovičnímu odhadu zbytkové únavové životnosti. V případě počáteční délky trhliny 1 mm, snížení prahové hodnoty ze $7,16 \text{ MPam}^{0,5}$ na $6 \text{ MPam}^{0,5}$ vede dokonce k více než 50-ti násobnému snížení odhadu zbytkové únavové životnosti, viz tabulka 9.1. Rozdíl ve vypočítaných životnostech, někdy i lišící se o více řádů, je dán zátěžným spektrem, jehož nejvyšší úroveň sotva přesahují prahové hodnoty materiálu EA4T. Malá změna ve velikosti prahové hodnoty pak vede k poměrně významné změně v odhadu zbytkové únavové životnosti nápravy. Rozdíl ve vypočítaných životnostech v tabulce 9.1 (především pro počáteční délku trhliny 1 mm) může být vysvětlen tabulkou 9.3, kde je uvedeno množství poškozujících cyklů z celého zátěžného spektra. Počet poškozujících cyklů je dán relací mezi velikostí zátěžných úrovní ve spektru a prahovou hodnotou. V případě delších trhlín jsou hodnoty součinitele intenzity napětí obecně vyšší a vliv prahové hodnoty na zbytkovou únavovou životnost je méně dominantní. Z provedené analýzy tak vyplynula velká citlivost odhadu zbytkové únavové životnosti nápravy na přesné stanovení prahové hodnoty součinitele intenzity napětí použitého materiálu nápravy.

10 Vliv pravděpodobnostního popisu růstové křivky na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost nápravy

Předchozí kapitola byla zaměřena na vliv velikosti prahové hodnoty součinitele intenzity napětí na zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy, kde uvažované prahové hodnoty byly spíše teoretické. Tato kapitola se věnuje vlivu pravděpodobnostního proložení naměřených v - K_{max} dat na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost. V předchozích kapitolách byly vždy uvažovány střední hodnoty v - K_{max} křivky. Střední hodnoty však odpovídají středním hodnotám zbytkové únavové životnosti, a to v případě damage tolerance přístupu nemusí být dostačující. Je tedy žádoucí takové proložení materiálových dat, aby materiálový popis byl konzervativní. Je nutné poznamenat, že tato studie byla provedena na základě výsledků získaných z jiného setu zkušebních těles (stále však materiál EA4T), než které byly uvedeny v předchozích kapitolách.

10.1 Vliv pravděpodobnostního proložení prahové hodnoty

V této studii bylo provedeno měření v - K_{max} křivek na čtyřech zkušebních M(T) tělesech. Pro případ pravděpodobnostního proložení prahových hodnot, byly z naměřených dat separovány měřené body odpovídající rychlosti šíření da/dN nižší než 10^{-9} m/cyklos. Tato data byla považována za prahové hodnoty. Dalším krokem bylo vykreslení histogramu takto získaných hodnot, viz obr. 10.1.

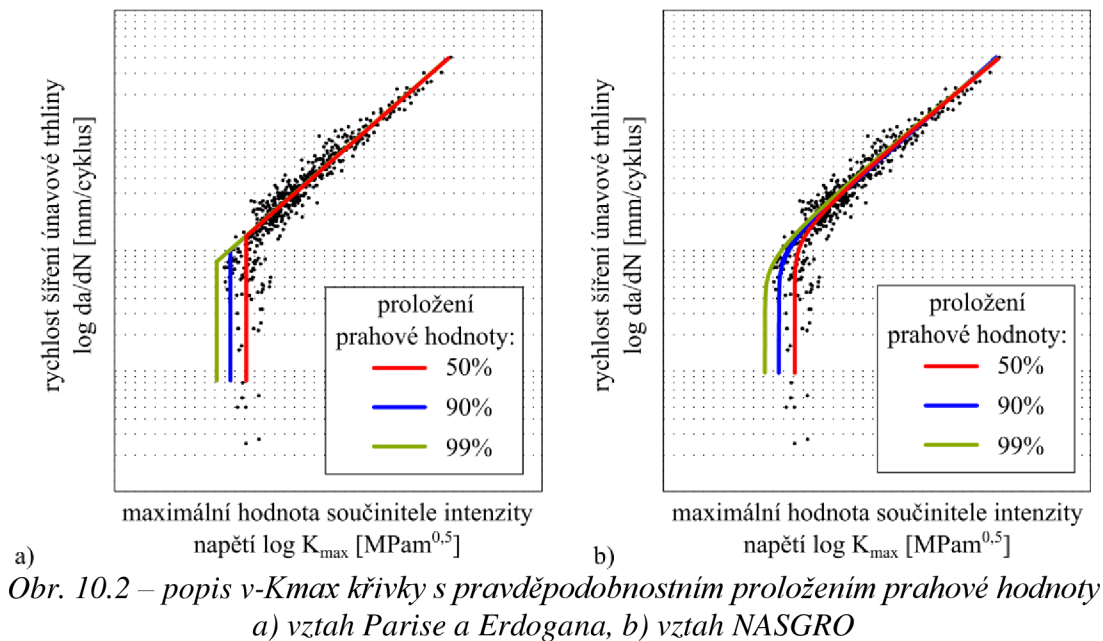


Obr. 10.1 – histogram v - K_{max} bodů s rychlostí šíření nižší než 10^{-9} m/cyklos

Histogram poměrně dobře odpovídá Gaussovu (normálnímu) pravděpodobnostnímu rozdělení (stejné rozdělení bylo použito i v práci Beretta a Carboni (2006) pro materiál A1N). Proto byly získané body proloženy Gaussovým rozdělením pomocí programu MATLAB. Dle odpovídající distribuční funkce byly zvoleny kvantily odpovídající obálce 90 % a 99 % všech naměřených prahových hodnot. To znamená, že např. prahová hodnota $K_{th,99\%}$ odpovídá takové hodnotě, že 99 % všech měřených prahových bodů je větší než hodnota odpovídající $K_{th,99\%}$.

Obr. 10.2 zobrazuje popis v - K_{max} křivky s pravděpodobnostním proložení prahové hodnoty dle vztahu Parise-Erdogana a vztahu NASGRO. Oba zmíněné vztahy byly použity pro charakterizaci vlivu pravděpodobnostního proložení prahové hodnoty. Lineární část (v log-log souřadnicích v - K_{max} křivky, viz obr. 10.2) je určena pomocí metody nejmenších čtverců. Tabulka 10.1 ukazuje výsledky vypočítané zbytkové únavové životnosti pro různé pravděpodobnostní proložení prahové hodnoty a různé počáteční délky trhliny v nápravě. Výsledky určené dle vztahu NASGRO vykazují opět vyšší hodnoty odhadu z důvodu lepšího popisu zaoblení v - K_{max} křivky v blízkosti prahových hodnot. Z výsledků je

dále patrné, že největší vliv různé prahové hodnoty se projeví u nápravy s nejkratší počáteční délkou trhliny. To je způsobeno faktem, že růst krátké trhliny (myšlena délka cca 1 mm) je více ovlivněn prahovou hodnotou materiálu nápravy, viz předchozí kapitola.



Tabulka 10.1 – vypočítaná zbytková únavová životnost vlakové nápravy v počtu zátěžných bloků pro různé pravděpodobnostní proložení prahové hodnoty (vztah Parise-Erdogana/NASGRO)

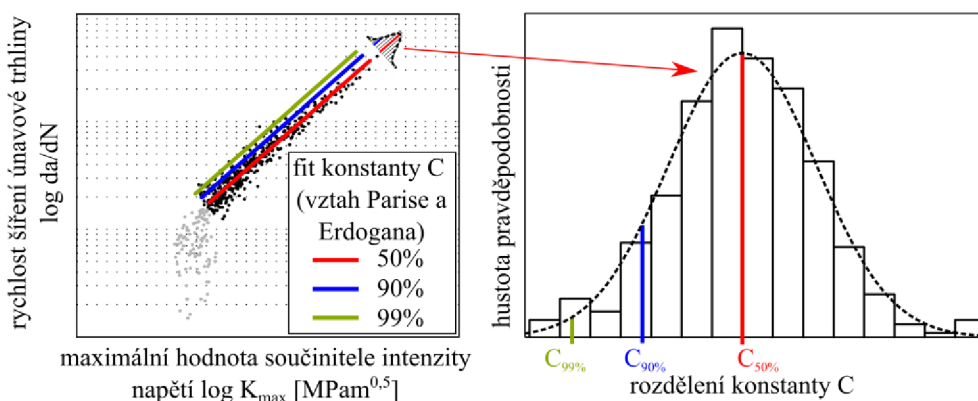
počáteční délka trhliny a_0	1 mm	2 mm	5 mm
50% proložení K_{th}	3989/5572	133/148	64/69
90% proložení K_{th}	488/623	100/105	56/56
99% proložení K_{th}	200/223	84/84	54/52

Z výsledků v tabulce 10.1 vyplývá, že v případě počáteční trhliny 1 mm a 99% konzervativního proložení prahové hodnoty je životnost cca 20-25× kratší než v případě uvažování střední prahové hodnoty. V případě počáteční trhliny 2 mm a 99% konzervativního proložení prahové hodnoty se vypočítaná zbytková životnost redukuje na cca 60 % životnosti určené ze střední prahové hodnoty. V případě počáteční délky trhliny 5 mm a konzervativního 99% proložení prahové hodnoty se vypočítaná zbytková únavová životnost redukuje na cca 80 % životnosti určené ze střední prahové hodnoty. Jelikož přesnost změřené prahové hodnoty má vliv na přesnost odhadu zbytkové únavové životnosti, lze v literatuře nalézt práce, které se zabývají samotným měřením prahových hodnot, viz např. Pippan et al. (1994).

10.2 Vliv pravděpodobnostního proložení celé $v-K_{max}$ křivky

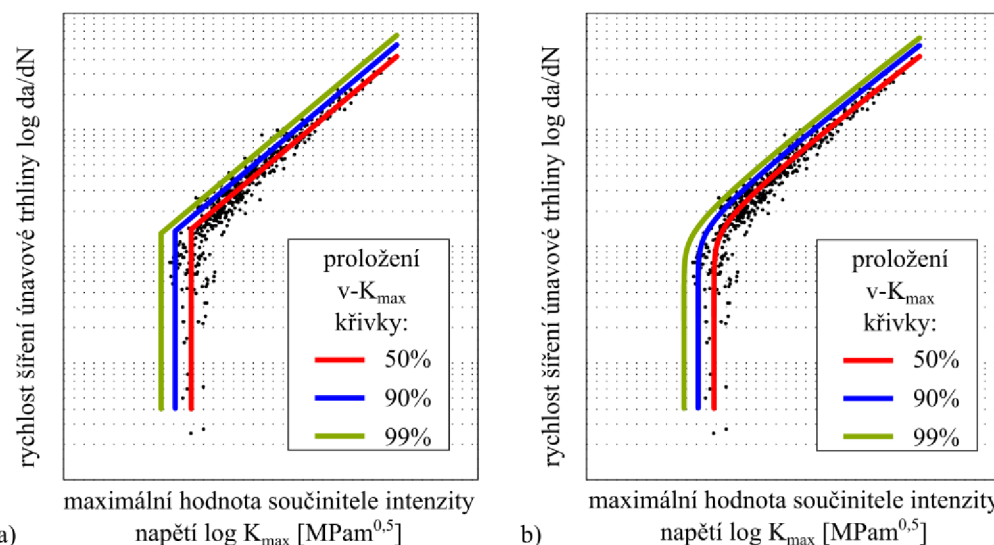
Tato část ukazuje rozdíl ve vypočítané zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy při uvažování středních dat celé $v-K_{max}$ závislosti a uvažování dvou konzervativních proložení celé $v-K_{max}$ závislosti. Hodnoty $v-K_{max}$ křivky v „lineární“ oblasti jsou proloženy přímkou dle metody nejmenších čtverců. Tato přímka tvoří tzv. základní přímku pro dvě další konzervativní proložení dat v této oblasti. Zmíněné proložení přímo souvisí s konstantou C, která vystupuje v Paris-Erdoganovu vztahu. Obr. 10.3 zobrazuje vzdálenosti jednotlivých bodů od základní přímky (50% proložení). Vzdálenosti jednotlivých naměřených bodů od

základní přímky byly dány do histogramu, který byl stejně jako v případě prahové hodnoty proložen Gaussovým rozdělením (vzdálenosti odpovídají různým hodnotám konstanty C). Na základě získaných kvantilů z distribuční funkce je provedeno 50%, 90% a 99% proložení. Tím jsou obdrženy konstanty $C_{50\%}$, $C_{90\%}$ a $C_{99\%}$. Procento xy proložení odpovídá množství hodnot lineární části v - K_{max} křivky, které jsou pod uvažovanou hodnotou $C_{xy\%}$. Např. $C_{99\%}$ odpovídá konzervativnímu proložení, kde 99 % bodů v - K_{max} křivky v „lineární“ oblasti odpovídá nižší konstantě C než je $C_{99\%}$. Je třeba poznamenat, že konstanty C v Paris-Erdoganově vztahu 8.1 a NASGRO vztahu 7.12 vykazují obecně odlišné hodnoty. Proto hodnoty C musí být pro oba užití vztahy určeny zvlášť.



Obr. 10.3 – histogram a Gaussovo rozdělení konstanty C dle Paris-Erdoganova vztahu se zvýrazněnými kvantily odpovídající 50%, 90% a 99% obálce hodnoty C

Se znalostí pravděpodobnostního rozdělení v prahové a „lineární“ oblasti je možné udělat pravděpodobnostní proložení celé v - K_{max} křivky. Konzervativní proložení 90% a 99% jsou znázorněna na obr. 10.4a pro Paris-Erdoganův vztah a na obr. 10.4b pro vztah NASGRO.



Obr. 10.4 – pravděpodobnostní proložení v - K_{max} křivky dle vztahu a) Parise-Erdogana, b) NASGRO

Tabulka 10.2 zobrazuje vypočítané výsledky zbytkové únavové životnosti pro vztahy Parise-Erdogana/NASGRO. Vlivem lepšího popisu v - K_{max} křivky dle vztahu NASGRO je zbytková únavová životnost určená vztahem NASGRO delší. Stejně jako u pravděpodobnostního proložení samotných prahových hodnot lze konstatovat, že konzervativní proložení celé v - K_{max} křivky vede také ke značně kratším odhadům zbytkové

únavové životnosti než v případě uvažování středních hodnot. Takový závěr platí zejména pro krátké počáteční trhliny (1 mm). V případě delších počátečních trhlin, např. 5 mm, je rozdíl ve vypočítané zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy mezi středním proložením a konzervativním 99% proložením „pouze“ dvojnásobný.

Tabulka 10.2 – vypočítaná zbytková únavová životnost vlakové nápravy v počtu zátěžných bloků pro různé pravděpodobnostní proložení celé v - K_{max} křivky (vztah Parise-Erdogana/NASGRO)

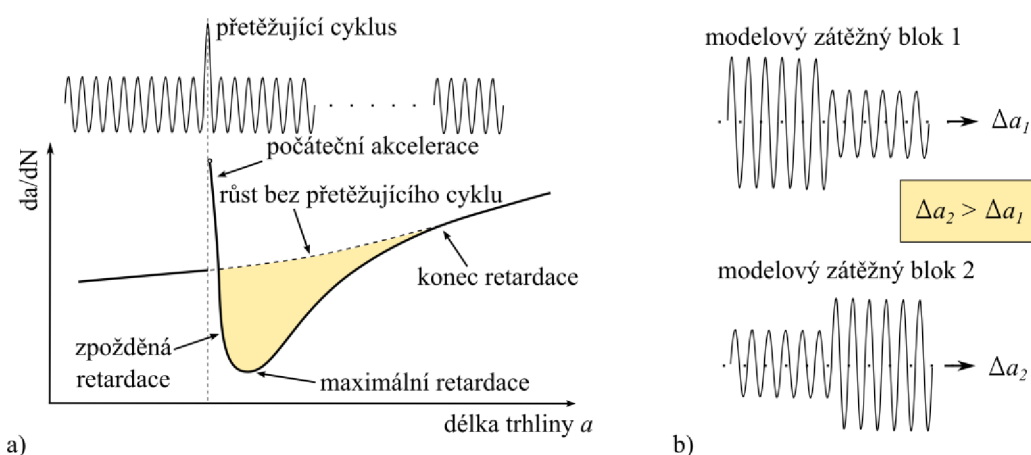
počáteční délka trhliny a_0	1 mm	2 mm	5 mm
50% proložení	3989/5572	133/148	64/69
90% proložení	387/506	79/85	44/46
99% proložení	131/157	55/59	36/36

10.3 Shrnutí vlivu pravděpodobnostního proložení růstové křivky

Vypočítané výsledky, viz tabulky 10.1 a 10.2, ukazují, že užití konzervativních materiálových dat vede k citelnému snížení odhadu zbytkové únavové životnosti. Z porovnání obou tabulek vyplývá, že pro krátké počáteční trhliny (délky trhliny okolo 1 mm) je nejpodstatnějším redukčním faktorem konzervativní popis prahové hodnoty. Např. dle NASGRO vztahu a užití středních hodnot v - K křivky je vypočítaná životnost nápravy s počáteční délkou trhliny 1 mm 5572 zátěžných bloků. V případě uvažování 90% konzervativního proložení prahové hodnoty a středních hodnot „lineární“ oblasti v - K_{max} křivky se vypočítaná životnost redukuje na 623 zátěžných bloků (redukce o 4949 zátěžných bloků). Při zahrnutí konzervativního 90% proložení i pro lineární oblast je vypočítaná životnost redukována na 506 zátěžných bloků, což představuje další redukci o 117 zátěžných bloků. Z toho vyplývá, že pravděpodobnostní popis prahové hodnoty se více podílí na celkové redukci odhadu zbytkové únavové životnosti než pravděpodobnostní popis lineární oblasti v - K křivky. Z toho plyne, že precizní metodika pro stanovení prahových hodnot je pro realistické určení zbytkové životnosti naprosto klíčová.

11 Vliv retardačních efektů na zbytkovou únavovou životnost nápravy

Dalším studovaným jevem ovlivňujícím zbytkovou únavovou životnost vlakových náprav je vliv retardačních efektů, které vznikají při proměnné amplitudě zatěžování. Cykly s vyšší amplitudou zatížení vytvoří větší plastickou oblast kolem čela únavové trhliny, která vlivem zbytkových tlakových napětí brání rozevirání trhliny, a tím zpomaluje růst trhliny. Jestliže nejsou retardační efekty ve výpočtu zahrnuty, pak je výpočet konzervativní (není připuštěno zpomalení trhliny vlivem přetěžujících cyklů). Na druhou stranu zahrnutí retardačních efektů umožní přesnější predikci zbytkové únavové životnosti, což může vést k prodloužení pravidelných inspekčních intervalů, a tedy i k ekonomickým úsporám. Obr. 11.1a zobrazuje typický průběh retardace. Po přetěžujícím tahovém cyklu nastává mírně zpožděná retardace, která v určitém bodě dosáhne svého maxima (nejnižší rychlost šíření trhliny). Jakmile trhlina prorůstá ovlivněnou oblastí, postupně se rychlost šíření vrací na původní hodnoty, před aplikováním přetěžujícího cyklu. Vlivem retardačních efektů tak rychlost růstu trhliny závisí také na historii zatěžování. Obr. 11.1b zobrazuje dva modelové zátěžné bloky, které obsahují dvě stejné zátěžné úrovně o stejném počtu cyklů, avšak v opačném pořadí. Zátěžný blok 1 bude mít díky retardačnímu efektu menší přírůstek délky trhliny než zátěžný blok 2.



Obr. 11.1 – a) retardace růstu únavové trhliny po přetěžujícím cyklu – dle Schijve (2009),
b) jednoduché zátěžné bloky vyvolávající odlišné přírůstky délky trhliny

Modelů, které berou do úvahy pořadí zátěžných cyklů s proměnnou amplitudou, existuje celá řada. V přehledovém článku Khan et al. (2007) jsou uvedeny základní modely Wheelera, Willenborga, Onera, Corpus a Preffas. V předložené dizertační práci je použit Willenborgův model, viz článek Willenborg (1971), který je užit v zjednodušené formě, viz články Gallagher (1974) a Gallagher a Hughes (1974). Tento model má oproti ostatním modelům výhodu v malém množství potřebných vstupních hodnot pro stanovení retardačních účinků. Z materiálových charakteristik jde zejména o mez kluzu a jeden parametr popisující míru retardace.

V případě zatížení vlakové nápravy lze říci, že pro podstatnou část provozu platí, že zatěžování vykazuje kladné axiální namáhání v maximu zátěžného cyklu a záporné axiální namáhání v minimu zátěžného cyklu. Pro takový případ je určena efektivní hodnota součinitele intenzity napětí dle vztahu:

$$K_{\max,ef} = K_{\max,i} - K_{red,i}, \quad (11.1)$$

kde se redukováná hodnota součinitele intenzity napětí i -tého cyklu $K_{red,i}$ stanoví z výrazu:

$$K_{red,i} = \frac{1 - \Delta K_{th} / K_{max,i}}{PP - 1} \left(K_{max,ol} \sqrt{1 - \frac{a_i - a_p}{R_{y,p}}} - K_{max,i} \right), \quad (11.2)$$

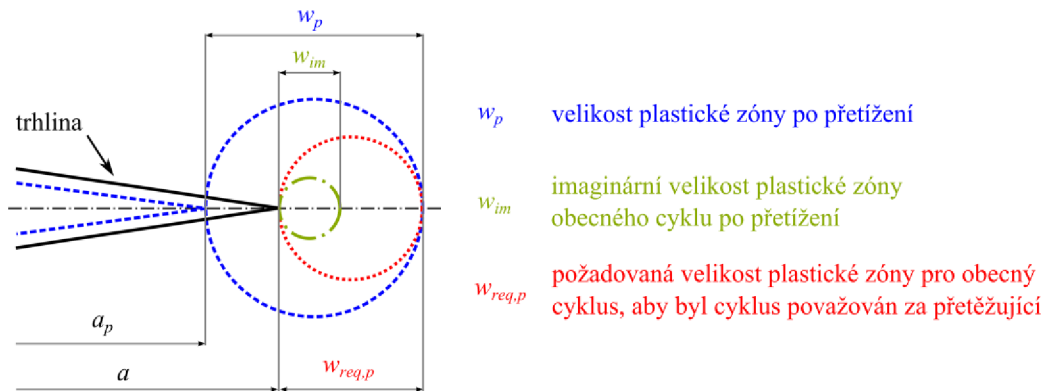
kde velikost poloměru plastické zóny $R_{y,p}$ je dána vztahem:

$$R_{y,p} = \frac{1}{S\pi} \left(\frac{K_{max,p}}{R_{p,0,2}} \right)^2. \quad (11.3)$$

Význam jednotlivých symbolů z rovnic 11.1 až 11.3:

ΔK_{th}	prahová hodnota součinitele intenzity napětí pro asymetrii cyklu $R = 0$
$K_{max,i}$	maximální hodnota součinitele intenzity v daném (i-tém) cyklu
PP	materiálový parametr pro vyjádření míry retardace - dle Harter (1999) pro ocel platí $PP = 2$
$K_{max,p}$	maximální hodnota součinitele intenzity napětí v přetěžujícím cyklu
a_p	délka trhliny v momentě přetěžujícího cyklu
a_i	délka trhliny v i-tém cyklu po přetížení
S	vyjádření stavu napjatosti (rov. deformace $S = 6$, rov. napjatost $S = 2$)
$R_{p,0,2}$	mez kluzu materiálu

V zobecněném Willenborgovu modelu je jako přetěžující cyklus brán ten cyklus, který posouvá hranici plastické zóny za čelem únavové trhliny, viz obr. 11.2.



Obr. 11.2 - plastické zóny před čelem trhliny ve Willenborgově modelu dle Lauschmann (2007)

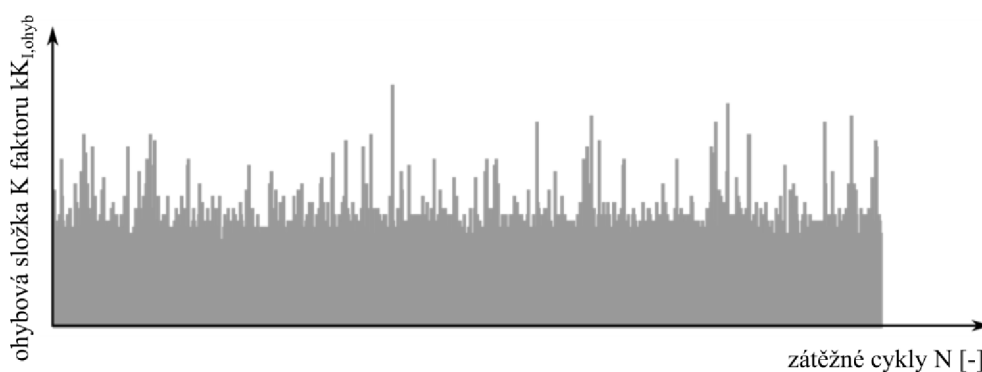
Ve Willenborgově modelu se pracuje se třemi „plastickými“ zónami w_p , w_{im} a $w_{req,p}$. Zóna w_p je zóna vytvořená přetěžujícím cyklem, w_{im} je imaginární plastická zóna vytvořená i-tým cyklem (i-tý cyklus po přetížení) a $w_{req,p}$ je minimální potřebná plastická zóna, aby se i-tý cyklus stal přetěžujícím.

$$w_p = \frac{1}{3\pi} \left(\frac{K_{max,p}}{R_{p,0,2}} \right)^2, \quad (11.4)$$

$$w_{im} = \frac{1}{3\pi} \left(\frac{K_{max,i}}{R_{p,0,2}} \right)^2, \quad (11.5)$$

$$w_{req,p} = w_p + a_p - a. \quad (11.6)$$

Stanovení zbytkové únavové životnosti s využitím zobecněného Willenborgova modelu je stejně jako u ostatních interakčních modelů velmi časově náročné, neboť výpočet redukované hodnoty součinitele intenzity napětí $K_{red,i}$ se provádí cyklus po cyklu (zohlednění historie zatěžování). Pro zohlednění historie zatěžování je nutné znát pořadí jednotlivých cyklů. Dostupné zátěžné spektrum, viz obr. 2.7, je však již rozříděno dle metody Rainflow a historie jednotlivých cyklů není známa. Z tohoto důvodu byl vytvořen kód v prostředí MATLAB pro generaci náhodného uspořádání zátěžných cyklů ze zátěžného spektra. Příklad části vygenerovaného spektra je znázorněn na obr. 11.3. Tento obrázek zobrazuje náhodný průběh ohybové složky součinitele intenzity napětí, který je ve výpočtu respektován (zahrnutí historie zatěžování). Na základě zkušeností lze konstatovat, že i když je v jednotlivých zátěžných blocích pořadí zátěžných cyklů generováno náhodně, vypočítaná zbytková únavová životnost je vždy velmi podobná. Z tohoto důvodu jsou zde ukázány výsledky tří zátěžných bloků s různým náhodným seřazením zátěžných amplitud ze zátěžného spektra, viz obr. 2.7. Nutno podotknout, že všechny tři vygenerované zátěžné bloky obsahují stejné velikosti a počet zátěžných cyklů a liší se pouze v náhodném uspořádání těchto cyklů.



Obr. 11.3 – ukázka náhodného pořadí zátěžných cyklů z prvního vygenerovaného zátěžného bloku, u kterého výpočet respektuje pořadí cyklů

Přírůstek délky trhliny v každém cyklu je dán vztahem NASGRO, viz vztah 7.16 (jelikož je přírůstek délky trhliny počítán cyklus po cyklu $\Delta N_i = 1$). Do tohoto vztahu se místo $K_{I,max}$ dosadí odpovídající efektivní hodnota určená vztahem 11.1. Následně je přírůstek délky trhliny určen:

$$\Delta a_i = C_N [K_{max,ef}]^{n_N} \left(1 - \frac{K_{max,th}}{K_{max,ef}} \right)^{P_N} \quad \text{pro } K_{max,ef} \geq K_{max,th}, \quad (11.7)$$

$$\Delta a_i = 0, \quad \text{pro } K_{max,ef} < K_{max,th}. \quad (11.8)$$

Tabulka 11.1 – vypočítaná zbytková únavová životnost v zátěžných blocích pro různé pravděpodobnostní proložení v- K_{max} křivky (50%/ 90% / 99%) s využitím zobecněného Willenborgova modelu

počáteční délka trhliny a_0	1 mm	2 mm	5 mm
1. generovaný blok	5505 / 695 / 321	350 / 257 / 214	258 / 209 / 185
2. generovaný blok	5955 / 678 / 300	325 / 235 / 195	234 / 188 / 166
3. generovaný blok	5743 / 690 / 309	344 / 248 / 203	252 / 200 / 174
aritmetický průměr	5734 / 688 / 310	340 / 247 / 204	248 / 199 / 175

Výpočet běží ve smyčce, dokud trhлина nepřekročí kritickou délku $a_k = 55$ mm. Tabulka 11.1 zobrazuje vypočítané zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy, které byly získány užitím zobecněného Willenborgova modelu. Výpočty byly provedeny pro různá pravděpodobnostní proložení $v-K_{max}$ křivky (50 %, 90 % a 99 %), viz předchozí kapitola obr. 10.4b. Tabulka 11.1 rovněž ukazuje, že rozdíl ve vypočítaných životnostech tří náhodně generovaných sekvencí cyklů je relativně malý. Zahrnutí retardačních efektů z podstaty věci vede k delším vypočítaným zbytkovým únavovým životnostem vlakové nápravy. Tabulka 11.2 zobrazuje poměr vypočítaných životností mezi modelem uvažujícím retardaci a modelem bez uvažování retardace (u modelu uvažujícího retardaci jsou užity aritmetické průměry získaných výsledků, viz tabulka 11.1). Výsledky ukazují významný retardační efekt pro delší počáteční trhliny (okolo 5 mm) a méně významný efekt pro kratší trhliny (délky trhliny okolo 1 mm). Například v případě užití středních hodnot $v-K_{max}$ křivky a počáteční délky trhliny 1 mm vede zahrnutí retardačních efektů k o 3 % delšímu odhadu zbytkové únavové životnosti než v případě, kdy retardační efekty nejsou zahrnuty. V případě 2 mm počáteční délky trhliny je však životnost vypočítaná s použitím retardačního modelu již 2,3 násobně vyšší než při modelu, který nezahrnuje retardační efekty. V případě 5 mm trhliny je tento rozdíl dokonce 3,6 násobný.

Dále výsledky ukazují, že retardační efekty se více projeví v konzervativních proloženích $v-K_{max}$ křivky (90% a 99%). Vysvětlení tohoto jevu spočívá ve faktu, že vlivem nízké prahové hodnoty je více cyklů (zátěžných úrovní ze zátěžného spektra) zapojeno do růstu únavové trhliny. Retardační efekty však příspěvek malých amplitud zatížení potlačí, a proto zde vzniká velký rozdíl mezi modely, které zahrnují a nezahrnují retardaci.

Tabulka 11.2 - poměr vypočítaných životností mezi modely uvažující a neuvažující retardační efekty

$v-K_{max}$ proložení	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
50%	1,03	2,30	3,59
90%	1,36	2,90	4,33
99%	1,97	3,46	4,86

Obecně lze shrnout, že retardační efekty mohou mít významný vliv na zbytkovou únavovou životnost, a proto by měly být vzaty do úvahy u přesných odhadů zbytkové únavové životnosti. Je však nutné zdůraznit, že nezahrnutí retardačních efektů vede sice k méně přesnému odhadu vypočítané zbytkové únavové životnosti, avšak vypočítané výsledky jsou oproti modelům zahrnujícím retardační efekty konzervativní.

11.1 Experimentální ověření vlivu retardačních efektů na oceli EA4T

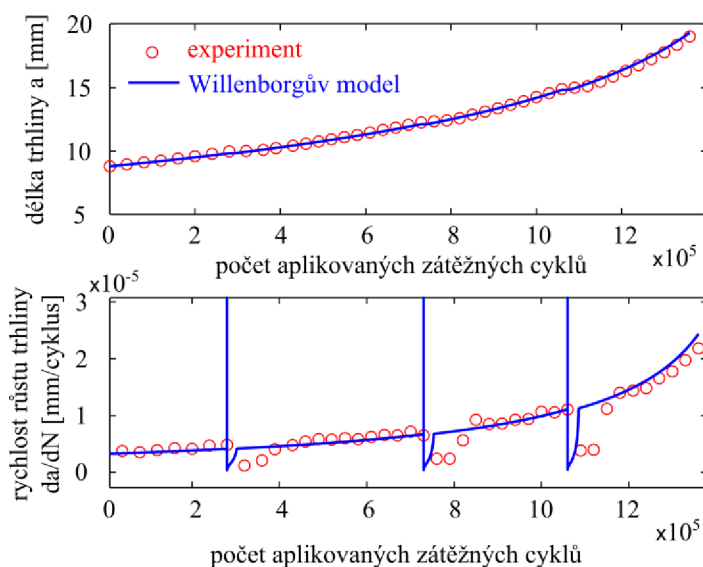
Testy míry vlivu retardačních efektů na rychlost šíření trhliny na samotné nápravě nebylo možné provést. Avšak bylo možné zkoumat retardační efekty na zkušebních M(T) tělesech z téhož materiálu, viz obr. 7.1.

Zmíněné testy byly provedeny na pulzačním zátěžném stroji Schenck. Pulzační stroj není pro taková měření zcela ideální, neboť z principu stroje trvá nějakou dobu, než se testované zkušební těleso rozkmitá na požadovanou amplitudu zatížení. V případě testování retardačních efektů na zátěžném bloku skládajícího se ze základního zatížení, do kterého je vložen jeden přetěžující cyklus, viz obr. 11.1a, je užití pulzačního stroje spojeno se dvěma problémy:

- 1) Základní zatížení by mělo být provedeno pro co největší počet cyklů, aby se vyloučil nežádoucí vliv počátečních cyklů, kdy stroj najíždí na požadovanou amplitudu zatížení. Na základě zkušeností lze konstatovat, že najetí pulzačního stroje na požadovanou amplitudu zatížení trvá cca 1500 zátěžných cyklů.
- 2) U pulzačního stroje není možné v běžném rezonančním režimu provést jeden přetěžující cyklus tak, aby zátěžné amplitudy okolo přetěžujícího cyklu nebyly tímto cyklem ovlivněny (z podstaty stroje je zde opět nutný postupný náběh z jedné hladiny na jinou požadovanou hladinu zatížení).

První bod je eliminován díky měření přírůstků délky trhliny po 30 000 až 40 000 cyklech, kde 1500 počátečních cyklů již tvoří poměrně zanedbatelnou část. U kratšího intervalu měření délky trhliny než 30 000 cyklů (délka trhliny je měřena opticky a to vždy mimo chod stroje, aby bylo zajištěno přesné zaostření kamery na kořen trhliny) již narůstá chyba daná nájездem počátečních cyklů na požadovanou zátěžnou amplitudu.

Druhý problém pulzačního stroje lze obejít tak, že přetěžující cyklus je vykonán mimo rezonanční chod stroje. Mimo rezonanci (chod) stroje je možné zkušební těleso „manuálně“ zatížit v rozsahu ± 30 kN (rozsah střední síly stroje).



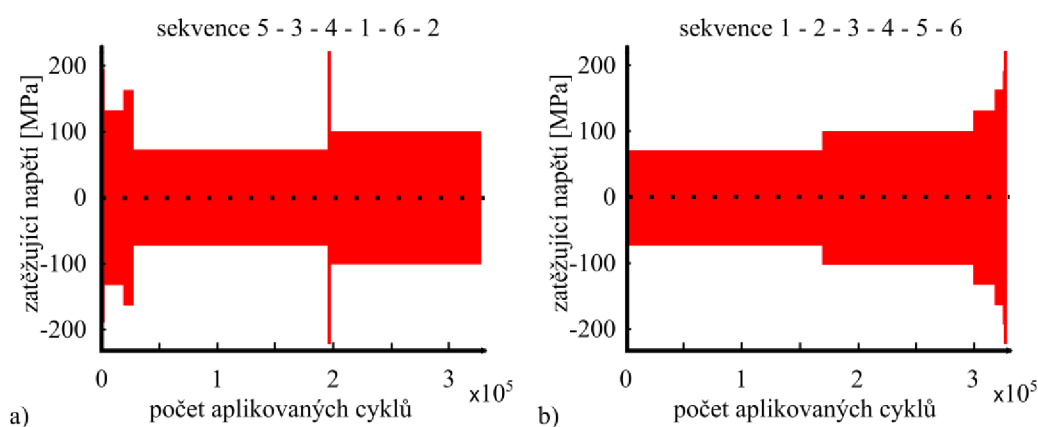
Obr. 11.4 – srovnání experimentu s výpočetní predikcí (základní cyklus s amplitudou 15 kN s třemi vloženými přetěžujícími cykly 30 kN)

Experiment byl proveden na M(T) zkušebním tělese (s průřezem 60×5), kde počáteční délka trhliny (aritmetický průměr ze 4 měřených délek na M(T) tělese) byla 8,78 mm. Zkušební těleso bylo vystaveno zátěžným sekvencím po 30 000 až 40 000 zátěžných cyklech s amplitudou síly 15 kN při $R = -1$, kde po každé sekvenci byla změřena délka trhliny. Mezi tyto zátěžné sekvence bylo 3x vloženo tahové přetěžující zatížení 30 kN (dvojnásobné zatížení vůči základnímu). Tyto přetěžující cykly byly aplikovány po 280 000, 730 000 a 1 060 000 cyklech. Celkem bylo vykonáno 1 360 000 zátěžných cyklů (3 z nich byly přetěžující cykly). Zmíněný experiment byl taktéž modelován pomocí zobecněného Willenborgova modelu s materiálovými vstupy stejnými jako u posuzované nápravy. Výsledky experimentu i zobecněného Willenborgova modelu jsou znázorněny na obr. 11.4. Z obrázku vyplývá, že retardační model poměrně dobře vystihuje velikost maximální retardace, viz rychlost šíření po přetěžujících cyklech, avšak velikost ovlivněné zóny je v modelu podhodnocena. Ovlivněná oblast v zobecněném Willenborgovu modelu přímo souvisí s velikostí plastické zóny přetěžujícího cyklu, což však experiment nepotvrzuje.

Z porovnání experimentu a výpočtu tedy plyne, že výsledky získané pomocí zobecněného Willenborgova modelu se jeví být konzervativní, neboť je předpokládána kratší doba retardace, než která odpovídá skutečnosti.

11.2 Studium vlivu pořadí zátěžných úrovní zátěžného spektra na velikost délkového přírůstku po jednom zátěžném bloku

Součástí studia vlivu retardačních efektů bylo zkoumání vlivu pořadí zátěžných úrovní na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost. Původním záměrem bylo uspořádat zátěžné úrovně, viz obr. 2.7 (zátěžné spektrum obsahuje 36 zátěžných úrovní), všemi možnými způsoby a spočítat u všech možných uspořádání přírůstek délky trhliny. Z matematického hlediska to znamená permutaci bez opakování, kde počet těchto možných uspořádání je roven $36! = 3,72 \cdot 10^{41}$. Jelikož jeden výpočet zabere řádově několik minut (retardační modely počítají přírůstky délky trhliny cyklus po cyklu), bylo nutné zredukovat množství zátěžných tříd na nižší číslo. V rámci možností byla zvolena redukce na 6 zátěžných úrovní (průměrování napětí původního spektra při zachování stejného počtu cyklů v celém zátěžném spektru). Při počtu 6 zátěžných úrovní je počet možných uspořádání roven $6! = 720$ možností, pro které lze v dostupném čase vypočítat přírůstky délky trhliny. Na základě výpočtů bylo stanoveno takové uspořádání cyklů, které způsobí minimální a maximální přírůstek únavové trhliny, viz obr. 11.5. Výsledky v tomto obrázku jsou spočítány pro materiál EA1N, kde uvažovaná náprava měla trhlínu délky 5 mm. Minimální nárůst délky trhliny, viz obr. 11.5a, byl 0,98 mm. V případě maximálního nárůstu délky trhliny, viz obr. 11.5b, byl přírůstek 1,12 mm. Oba přírůstky za jeden zátěžný blok se tak lišily o cca 14 %.



Obr. 11.5 - zátěžný blok, který způsobí a) minimální, b) maximální přírůstek délky trhliny

Maximální přírůstek trhliny nastane v takovém uspořádání, kde zátěžné amplitudy jsou uspořádány vzestupně. To je dáno faktem, že v takovém uspořádání se nevyskytuje žádný tahový přetěžující cyklus, který by způsobil retardaci růstu únavové trhliny.

11.3 Shrnutí vlivu retardačních efektů na zbytkovou únavovou životnost

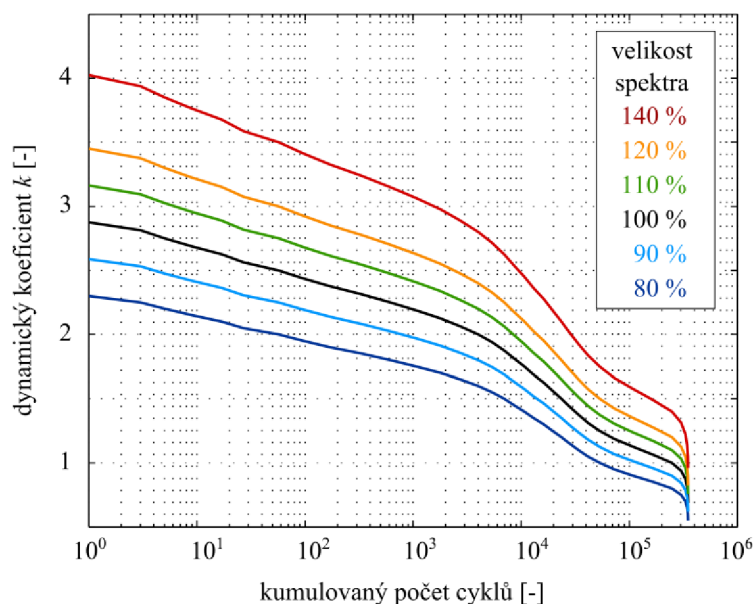
Dle vypočítaných výsledků, viz tabulka 11.2, lze konstatovat, že v případě uvažování středních hodnot v - K křivek jsou retardační efekty méně podstatné pro nápravy s krátkými počátečními délkami trhliny (okolo $a_0 = 1$ mm) a naopak více důležité pro nápravy s delšími počátečními trhlínami, viz výsledky pro počáteční délky trhliny 2 a 5 mm. Porovnání experimentu vykonaného na M(T) zkušebním tělese a výpočtu s užitím zobecněného Willenborgova modelu ukázalo, že velikost maximální retardace je poměrně dobře určena dle tohoto retardačního modelu, avšak délka samotné retardace je ve výpočtu podhodnocena.

Zobecněný Willenborgův model pracuje s ovlivněnou oblastí, která odpovídá velikosti plastické zóny po přetěžujícím cyklu. Experiment však ukazuje delší oblast, která je ovlivněna přetěžujícím cyklem. Lze konstatovat, že díky výpočtem podhodnocené délce ovlivněné oblasti jsou vypočítané zbytkové únavové životnosti konzervativní. Je však nutné zdůraznit, že tato oblast stále nabízí možnosti k dalšímu zkoumání. Například, tento jev bude jistě kvantitativně ovlivněn geometrií tělesa a trhliny. Nicméně kvalitativní závěr, že zobecněný Willenborgův model podhodnocuje délku trhliny, po kterou je rychlost jejího šíření retardována, bude s vysokou pravděpodobností platný i pro jiná tělesa a tvary trhlín.

12 Vliv mírného zmenšení a zvětšení zátěžných amplitud v zátěžném spektru na zbytkovou únavovou životnost nápravy

Tato kapitola se věnuje vlivu mírného zvýšení či snížení zátěžných úrovní (cyklů) ze zátěžného spektra na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy. Mírného zvýšení či snížení mechanického napětí může být docíleno mnoha způsoby. Jeden z těchto způsobů je např. změna průměru nápravy v nebezpečném místě či užití vrubu s jinou koncentrací napětí. Další způsob je provoz při odlišném zatížení nápravy, např. vlivem odlišné konstrukce vlaku (různá hmotnost) či různého provozního zatížení (různá míra nákladu, počtu přepravovaných osob apod.). V těchto provozních režimech je tedy žádoucí vědět, o kolik se změní životnost oproti „normálnímu“ stavu.

Je nutno poznamenat, že nápravy jsou konstruovány na podobná nominální zatížení. Proto tato studie má přinést informaci o tom, jestli je nutné se poměrně komplikovaným výpočtem zbytkové únavové životnosti zabývat při drobné změně geometrie nápravy či zatížení.



Obr. 12.1 – uvažovaná zátěžná spektra v kumulativním počtu cyklů pro posouzení vlivu mírného zvětšení či zmenšení zátěžných amplitud

Tabulka 12.1 – vypočítaná zbytková únavová životnost vlakové nápravy v počtu zátěžných bloků pro menší i větší zatížení oproti běžnému stavu – bez uvážení retardačních efektů (uvažovaná počáteční délka trhliny $a_0 = 2 \text{ mm}$).

	velikost zátěžných amplitud vůči normálnímu zatížení					
velikost oproti běžnému spektru	80 %	90 %	100 %	110 %	120 %	140 %
životnost	1021	294	149	92	62	33

Pro tuto studii bylo užito zátěžné spektrum, viz obr. 2.7. Všech 36 zátěžných úrovní tohoto spektra bylo následně zvětšeno či zmenšeno. Studované rozmezí se pohybovalo od 80 % do 140 % „normálního“ provozního stavu. Obr. 12.1 zobrazuje všechna uvažovaná zátěžná spektra. Tato spektra jsou zobrazena v tzv. kumulativním počtu cyklů. Pro daný

dynamický koeficient k (svislá osa) je horizontální osa vypoovídající o množství cyklů v zátěžném spektru, které mají větší amplitudu zatížení, než je daný dynamický koeficient.

Uvažovaná počáteční délka trhliny byla zvolena na 2 mm. Hodnota 100 % znamená původní zátěžné spektrum, viz obr. 2.7 – klasická forma či obr. 12.1 (100 %) – kumulativní forma znázornění zátěžného spektra. Např. hodnota 80 % představuje spektrum, ve kterém byly všechny amplitudy redukovány na 80 % velikosti původního spektra. Analogicky totéž bylo provedeno pro ostatní uvažovaná zmenšená/zvětšená zátěžná spektra. Tabulka 12.1 zobrazuje vypočítané životnosti nápravy pro různé hodnoty zmenšení/zvětšení amplitud zátěžných cyklů z původního zátěžného spektra. Přírůstky délky trhliny v tomto případě byly počítány cyklus po cyklu s využitím vztahu 7.12 (vztah NASGRO bez uvážení retardačních efektů).

Vypočítaná životnost pro normální zátěžné spektrum (100 %) je 149 zátěžných bloků. Je dobré poznamenat, že v kapitole 10 byla životnost určena na 148 zátěžných bloků. Rozdíl je v tom, že v kapitole 10 byl počítán přírůstek trhliny po zátěžné úrovni (rychlý výpočet), zatímco zde byl přírůstek počítán cyklus po cyklu (přesnější výpočet).

Pro spektrum s amplitudami většími o 10 % oproti původnímu spektru se vypočítaná životnost snížila na 92 zátěžných bloků. To znamená, že zvýšení zatížení ve spektru o 10 % vede ke snížení životnosti o cca 38 %. Pro příklad a představu, k takovému nárůstu nominálního zatížení může dojít např. požadavkem na zmenšení průměru nápravy o cca 6 mm, při předpokládaném původním průměru 182 mm.

Pro spektrum s amplitudami menšími o 10 % oproti původnímu spektru se vypočítaná životnost zvýšila na 294 zátěžných bloků. To znamená, že zmenšení zatížení ve spektru o 10 % vede ke zvýšení životnosti o cca 97 %. Takový závěr může být velmi zajímavý pro inženýry a provozovatele vlakových náprav, neboť relativně malé snížení hladiny namáhání o 10 % může vést k dvojnásobné délce mezi inspekčními intervaly.

12.1 Vliv retardačních efektů při zmenšení a zvětšení zátěžného spektra

Z výsledků předchozí kapitoly plyne, že retardační efekty u nápravy s počáteční délkou trhliny 2 mm a 5 mm jsou již nezanedbatelné. Větší délky trhliny korespondují s vyššími hodnotami součinitele intenzity napětí. V případě uvažování spektra s vyššími amplitudami by efekt měl být obdobný. Tabulka 12.2 ukazuje vypočítané životnosti nápravy pro různé hodnoty zmenšení/zvětšení amplitud zátěžných cyklů z původního zátěžného spektra. Přírůstky délky trhliny jsou počítány cyklus po cyklu s využitím vztahů 11.7 a 11.8 (vztah NASGRO s uvážením retardačních efektů dle zobecněného Willenborgova modelu). Uvažovaná počáteční délka trhliny byla zvolena opět 2 mm (pro následnou vzájemnou porovnatelnost s tabulkou 12.1). Jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole, v případě zahrnutí retardačních efektů záleží na historii zatěžování. Z tohoto důvodu byl vzat do úvahy 1. generovaný zátěžný blok, viz obr. 11.3 (1. generovaný blok v tabulce 11.1). Všechny velikosti zátěžného bloku byly modifikovány na 80-140 % původní hodnoty, avšak sekvence (poměrná velikost jednotlivých cyklů) byla zachována.

Tabulka 12.2 – vypočítaná zbytková únavová životnost vlakové nápravy v počtu zátěžných bloků pro menší i větší zatížení oproti běžnému zatížení – s uvážením retardačních efektů (uvažovaná počáteční délka trhliny $a_0 = 2$ mm).

	velikost zátěžných amplitud vůči normálnímu zatížení					
velikost oproti běžnému spektru	80 %	90 %	100 %	110 %	120 %	140 %
životnost	1280	519	350	271	221	160

Zátěžné spektrum obsahující standardní velikost zatížení (100 %) vykazuje zbytkovou únavovou životnost 350 zátěžných bloků. Tento výsledek byl již získán v předchozí kapitole, viz tabulka 11.1. Pokud jsou amplitudy větší např. o 10 %, klesne životnost na 271 zátěžných bloků (pokles o 23 %). Toto snížení je nižší než v případě, kde nejsou zahrnuty retardační efekty, viz tabulka 12.1. Pokud jsou zátěžné amplitudy sníženy o 10 %, zvýší se vypočítaná životnost na 519 zátěžných bloků (zvýšení o 48 %).

Tabulka 12.3 – poměr mezi vypočítanými zbytkovými únavovými životnostmi určenými s/bez uvážení retardačních efektů, životnosti jsou určeny pro menší i větší zatížení oproti běžnému zatížení (uvažovaná počáteční délka trhliny $a_0 = 2$ mm).

velikost oproti běžnému spektru	velikost zátěžných amplitud vůči normálnímu zatížení					
	80 %	90 %	100 %	110 %	120 %	140 %
poměr vypočítaných životností s/bez uvážení retardace	1,25	1,77	2,35	2,95	3,56	4,85

Tabulka 12.3 ukazuje poměr mezi vypočítanými zbytkovými únavovými životnostmi s/bez uvážení retardačních efektů pro různé násobky původní velikosti zátěžného bloku (spektra). Z výsledků plyne, že pro vyšší hodnoty zatížení vlakové nápravy se vliv retardačních účinků projeví velmi významně. U normálního zatížení je životnost zohledňující retardaci 2,35× vyšší než v případě, ve kterém retardace růstu trhliny není zohledněna. V případě navýšení zatížení o 10 % je však tato hodnota již 2,95. Naopak čím nižší je zatížení, tím menší je vliv retardačních efektů. Stejný jev byl zjištěn pro nápravy s krátkou počáteční trhlinou (délka trhliny okolo 1 mm). Malé zatížení a krátká trhlina souvisí s malou hodnotou součinitele intenzity napětí, u které je pouze malá plastická zóna u čela trhliny. Malá velikost plastické zóny poté přímo souvisí s malým vlivem retardačních efektů.

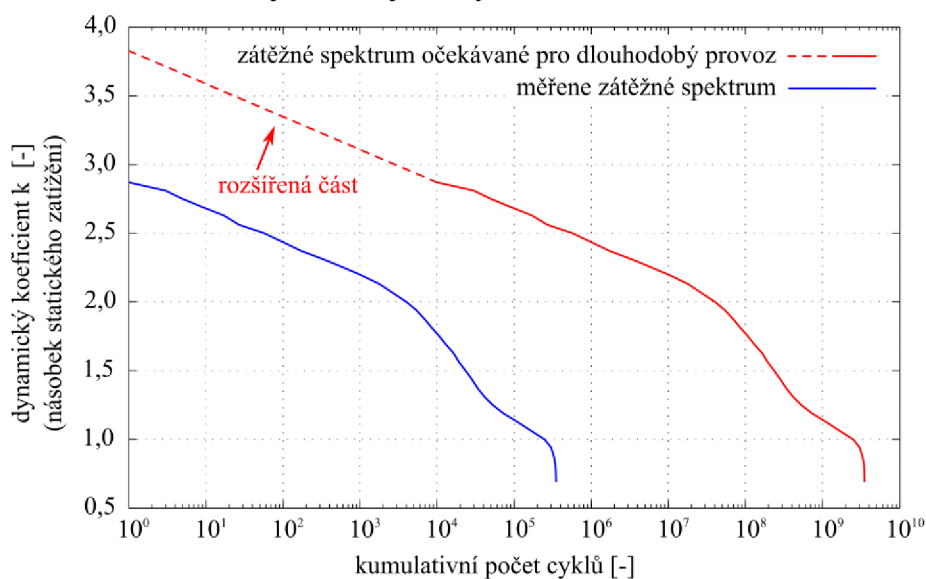
12.2 Shrnutí vlivu mírného zmenšení a zvětšení zátěžných amplitud na zbytkovou únavovou životnost

Nejzajímavější výsledek této kapitoly je, že pro nápravu s počáteční délkou trhliny 2 mm vyrobené z oceli EA4T vede snížení zatížení v celém spektru o 10 % k téměř dvojnásobnému nárůstu životnosti (výsledky bez uvažování retardačních efektů). Taková informace může být užitečná pro konstruktéry a provozovatele vlakových náprav, kde takových podmínek může být docíleno mírným zvětšením průměru nápravy v kritickém místě (o necelých 6 mm), zmenšením vrubového účinku či snížením zatížení (menší náklad, či lehčí konstrukce vlaku).

Z výpočtu dále vyplývá, že se zvětšujícím zatížením roste vliv retardačních efektů na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost. Je-li dnes trendem využívat materiály na samotné hranici jejich materiálových vlastností, je nutné se retardačními efekty u materiálů vlakových náprav dále detailněji zabývat.

13 Vliv občasných přetěžujících cyklů na zbytkovou únavovou životnost nápravy

Tato kapitola se zabývá vlivem občasných přetěžujících cyklů, které mohou čas od času nastat. Zátěžné vlakové spektrum je často měřeno na stovkách či tisících ujetých kilometrů nápravy. Jak již ale bylo zmíněno, vlakové nápravy jsou v provozu mnohem déle. Například selhání vlakové nápravy vysokorychlostního vlaku ICE3 v Německu (rok 2008) nastalo po více než 3 milionech ujetých kilometrů, viz Klinger a Bettge (2012). U takto dlouhého provozu lze očekávat, že čas od času budou vlakové nápravy zatíženy vyšší amplitudou zatížení než maximální naměřenou amplitudou v měřeném zátěžném spektru. Čím déle jsou nápravy v provozu, tím vyšší je pravděpodobnost, že dojde k takovému nadměrnému zátěžnému cyklu. Měřené spektrum na obr. 2.7 obsahuje $3,5 \times 10^5$ zátěžných cyklů, ve kterém nejvyšší amplituda zatížení odpovídá dynamickému koeficientu $k = 2,9$ (násobek vůči statickému zatížení). Vzhledem k běžnému výrazně delšímu provozu bylo zátěžné spektrum rozšířeno na $3,5 \times 10^9$ zátěžných cyklů. Nově vzniklé zátěžné úrovně byly získány lineární extrapolací. Takový typ extrapolace byl užit i pro vlaková zátěžná spektra v práci Traupe et al. (2004). Lineární extrapolace byla provedena se směrnici, která odpovídá lineárnímu proložení původního měřeného spektra pro rozmezí 10^0 až 10^3 kumulativních cyklů. Tímto postupem vznikla v rozšířeném spektru maximální zátěžná úroveň s hodnotou $k = 3,8$. Obr. 13.1 zobrazuje původní měřené zátěžné spektrum a očekávané zátěžné spektrum pro dlouhodobý provoz ($3,5 \times 10^9$ zátěžných cyklů). Je nutné zmínit, že užitou extrapolaci pro rozšířené spektrum lze považovat za konzervativní, neboť lze spíše očekávat menší sklon a nižší úroveň zatížení u těch nejunikátnějších cyklů.



Obr. 13.1 – měřené zátěžné spektrum a spektrum očekávané pro dlouhodobý provoz vlakové nápravy

Pro porovnání vlivu obou zátěžných spekter na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost bylo nutné zvolit jinou strategii, než která byla užita u posouzení ostatních vlivů, viz předchozí kapitoly. V předchozích kapitolách byla aplikace zátěžného bloku jasně deterministicky daná, kde každý zátěžný blok obsahoval naprosto stejný obsah a sekvenci zátěžných amplitud (v případě respektování historie zatěžování u retardačního modelu). Nyní však takový postup není možný. Pro zátěžný blok (spektrum), který obsahuje $3,5 \times 10^9$ zátěžných cyklů, dojde ke skutečnosti, že ve většině případů je životnost značně kratší než těchto $3,5 \times 10^9$ zátěžných cyklů a je tedy otázkou, které cykly z takového zátěžného spektra by měly být užity pro výpočet zbytkové únavové životnosti. Pokud jsou cykly brány postupně

od největšího po nejmenší, pak výsledky vedou k příliš krátké únavové životnosti, která neodpovídá reálnému zatížení. Naopak, když jsou cykly brány postupně od nejmenšího po největší, tak je životnost výrazně nadhodnocena. Ze zmíněných důvodů bylo přikročeno k metodě, která pracuje s náhodným výběrem zátěžných amplitud, kde však pravděpodobnost realizace zátěžné amplitudy odpovídá výskytu dané zátěžné amplitudy v zátěžném spektru.

Obě zátěžná spektra se uvažují v diskretizované podobě, kde měřené spektrum obsahuje 36 zátěžných úrovní (odpovídajících $3,5 \times 10^5$ zátěžných cyklů) a rozšířené spektrum 51 zátěžných úrovní (odpovídajících $3,5 \times 10^9$ zátěžných cyklů). V obou případech nejvyšší zátěžná úroveň obsahuje pouze jeden zátěžný cyklus. Z tohoto důvodu je pravděpodobnost realizace nejvyšší amplitudy zatížení ($k = 2,9$) v daném cyklu $P = 1/(3,5 \times 10^5)$ pro měřené zátěžné spektrum a $P = 1/(3,5 \times 10^9)$ pro rozšířené zátěžné spektrum (kde $k = 3,8$). Jinými slovy, rozšířené spektrum obsahuje mnohem vyšší maximální amplitudu zatížení odpovídající $k = 3,8$, ale pravděpodobnost realizace takové amplitudy je velmi malá.

Nejčtenější zatížení $k = 1$ (odpovídá zatížení od hmotnosti vlaku, kde dynamické účinky jsou zanedbatelné – ohyb za rotace) se vyskytuje v 79 120 cyklech v případě původního měřeného zátěžného spektra (bloku) a v 791 200 000 cyklech pro případ rozšířeného zátěžného spektra (bloku). V obou případech je tak stejná pravděpodobnost realizace tohoto základního zatížení ($k = 1$):

$$P = 79\,120/(3,5 \times 10^5) = 791\,200\,000/(3,5 \times 10^9) = 0,226.$$

Realizace určitého zatížení odpovídá situaci tzv. „tahání z koše“, kde v koši jsou umístěny všechny zátěžné amplitudy ($3,5 \times 10^5$ zátěžných cyklů v případě měřeného spektra a $3,5 \times 10^9$ zátěžných cyklů v případě rozšířeného spektra), které odpovídají jednotlivým zátěžným úrovním. Jelikož některé zátěžné úrovně obsahují více cyklů, jejich pravděpodobnost realizace je (vytáhnutí z koše) vyšší než u těch nejvyšších zátěžných amplitud, které odpovídají jen malému množství z celkového počtu zátěžných cyklů. Náhodný výběr zátěžného cyklu s respektováním pravděpodobnosti jeho výskytu byl proveden pomocí kódu napsaného v prostředí MATLAB.

Pro výpočet přírůstku délky trhliny byl užit vztah 7.16. Jelikož přírůstek byl z důvodu „náhodného“ výběru realizován cyklus po cyklu, tak platí, že $\Delta N_i = 1$. Proto lze vztah 7.16 přepsat do tvaru:

$$\Delta a_i = C_N [K_{I,max}]^{n_N} \left(1 - \frac{K_{max,th}}{K_{I,max}} \right)^{P_N}.$$

Tento vztah platí pouze pro případy, kde maximální hodnota K -faktoru je vyšší než prahová hodnota ($K_{I,max} > K_{max,th}$). Pokud zmíněná podmínka neplatí, tak je přírůstek délky trhliny roven nule. Stejně jako v předchozích kapitolách je z přírůstku určena nová délka trhliny, kde výpočet běží ve smyčce, dokud trhlina nedosáhne své kritické hodnoty (uvažované délky 55 mm). Stejný postup výpočtu byl realizován pro oba uvažované typy zátěžných spekter. Tabulka 13.1 zobrazuje výsledky vypočítaných zbytkových únavových životností vlakové nápravy s počáteční délkou trhliny 1, 2 a 5 mm. Výsledky jsou uvedeny v počtu zátěžných cyklů (předchozí kapitoly uváděly životnost v počtu zátěžných bloků, kde zátěžný blok obsahoval právě $3,5 \times 10^5$ zátěžných cyklů). Jak bylo řečeno, v tomto případě šlo o náhodný výběr (s respektováním pravděpodobnosti výskytu jednotlivých zátěžných amplitud) zátěžných cyklů, takže bylo nutné vykonat dostatečný počet simulací pro získání aritmetického průměru a jeho směrodatné odchylky. Pro nápravu s počáteční délkou trhliny 5 mm bylo provedeno 200 simulací, pro případ trhliny délky 2 mm 150 simulací a v případě počáteční délky trhliny 1 mm 25 simulací. Tyto počty simulací byly vykonány shodně pro obě uvažovaná zátěžná spektra (celkově bylo tedy vykonáno dvojnásobné množství simulací). U počáteční délky trhliny 1 mm je životnost velmi vysoká, a proto výpočet trvá podstatně déle

než v případě počátečních délek trhliny 2 a 5 mm. Pro nejkratší počáteční délku trhliny 1 mm a realizaci 2×25 simulací zbytkové únavové životnosti nápravy bylo nutných více než 1000 hodin výpočetního času.

Tabulka 13.1 – vypočítaná zbytková únavová životnost v počtu zátěžných cyklů pro původní měřené spektrum a rozšířené spektrum, které je očekávané u dlouhodobého provozu (aritmetický průměr všech simulací ± směrodatná odchylka)

počáteční délka trhliny a_0	měřené spektrum	rozšířené spektrum
1 mm	5 595 175 ± 15 509	5 468 664 ± 16 193
2 mm	56 116 ± 33	56 114 ± 39
5 mm	24 486 ± 8	24 487 ± 8

Lepší porovnání výsledků udává tabulka 13.2, kde je udán poměr aritmetických průměrů životností získaných pro měřené a rozšířené spektrum.

Tabulka 13.2 – poměr mezi životnostmi získanou výpočtem dle základního a rozšířeného zátěžného spektra

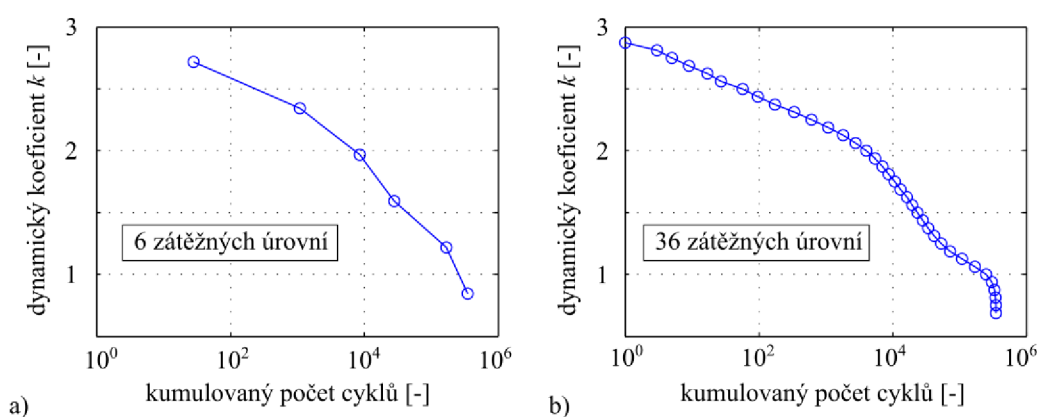
počáteční délka trhliny a_0	poměr životností
1 mm	1,023
2 mm	1,000
5 mm	1,000

13.1 Shrnutí vlivu občasných přetěžujících cyklů na zbytkovou únavovou životnost

Výpočty, jejichž výsledky jsou uvedeny v této kapitole, byly časově velmi náročné zejména pro nejkratší uvažovanou délku trhliny 1 mm. Délka výpočtu je dána počítáním přírůstků trhliny cyklus po cyklu a pravděpodobnostním „losováním“ zátěžné amplitudy, která odpovídá výskytu dané zátěžné amplitudy v zátěžném spektru. Díky již vysoké časové náročnosti, nebyly retardační efekty v této kapitole uvažovány (je vhodné připomenout, že zanedbání retardačních efektů vede na konzervativní odhady). Hlavním cílem této kapitoly bylo kvantifikovat vliv občasných vyšších zátěžných cyklů, které mohou čas od času nastat při reálném provozu nápravy. Z tabulky 13.2 plyne, že pro nápravy s počáteční délkou trhliny 2 a 5 mm je vliv občasných přetěžujících cyklů naprosto zanedbatelný. V případě počáteční délky trhliny 1 mm vede zahrnutí občasných přetěžujících cyklů (uvažování rozšířeného spektra) k nižší vypočítané zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy cca o 2 %. Získané výsledky lze vysvětlit tak, že s rozšířeným spektrem se sice připustí značně vyšší maximální hodnota zatížení ($k = 3,8$), avšak pravděpodobnost realizace takové zátěžné amplitudy v daném cyklu je pouze $1/(3,5 \times 10^9)$. To znamená, že je zde velmi nízká celková pravděpodobnost, že se daný cyklus realizuje např. mezi 56 114 cykly, viz životnost nápravy s počáteční délkou trhliny 2 mm. Čím je životnost delší (případ počáteční délky trhliny 1 mm), tím je větší pravděpodobnost, že některý z nadměrných cyklů (s k vyšším než 2,9) bude realizován a přispěje tak ke snížení zbytkové únavové životnosti. Stručně lze však konstatovat, že občasné přetěžující cykly (s k vyšším než 2,9) mají zanedbatelný vliv na zbytkovou únavovou životnost nápravy.

14 Vliv diskretizace zátěžného spektra na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost nápravy

Tato kapitola je zaměřena na vliv diskretizace zátěžného spektra na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy. Předchozí výpočty (vyjma rozšířeného spektra v předchozí kapitole) uvažovaly zátěžné spektrum, které bylo diskretizované do 36 zátěžných úrovní. Diskretizace do 36 zátěžných úrovní je již poměrně jemná diskretizace a je zajímavé vědět, jaký vliv bude mít nižší stupeň diskretizace na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost. Nižší stupeň diskretizace sice vede na méně přesný výsledek, avšak tento výsledek je snadnější porovnat s analytickým výpočtem např. dle Palmgren-Minerova pravidla (pro snadnější úlohy není potřeba znalosti programování). V této kapitole bylo uvažováno 5 různých diskretizací zátěžného spektra do 6, 9, 12, 18 a 36 zátěžných úrovní. Obr. 14.1a zobrazuje uvažované zátěžné spektrum s nejhrubší diskretizací a obr. 14.1b spektrum s nejemnější diskretizací.



Obr. 14.1 – diskretizace zátěžného spektra a) do 6 zátěžných úrovní, b) do 36 zátěžných úrovní

Diskretizace nižších stupňů než 36 byla provedena tak, že byly slučovány sousední zátěžné úrovně do jedné (sečtení počtu cyklů sousedních zátěžných úrovní). Velikost zatížení hrubších diskretizací byla získána aritmetickým průměrováním. Např. diskretizace do 18 zátěžných úrovní vznikla sloučením 2 sousedních zátěžných úrovní původního spektra (obsahujícího 36 zátěžných úrovní), diskretizace do 12 zátěžných úrovní vznikla sloučením 3 sousedních zátěžných úrovní atd.

Tabulka 14.1 – vypočítané zbytkové únavové životnosti v počtu zátěžných bloků pro různé stupně diskretizace zátěžného spektra

počet diskretizovaných zátěžných úrovní	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
36	16001	159	69
18	15526	159	69
12	17198	161	71
9	13277	156	66
6	∞	150	67

Tabulka 14.1 zobrazuje výsledky zbytkové únavové životnosti pro různé stupně diskretizace zátěžného spektra, viz zátěžné spektrum na obr. 2.7. Výsledky ukazují, že i hrubá

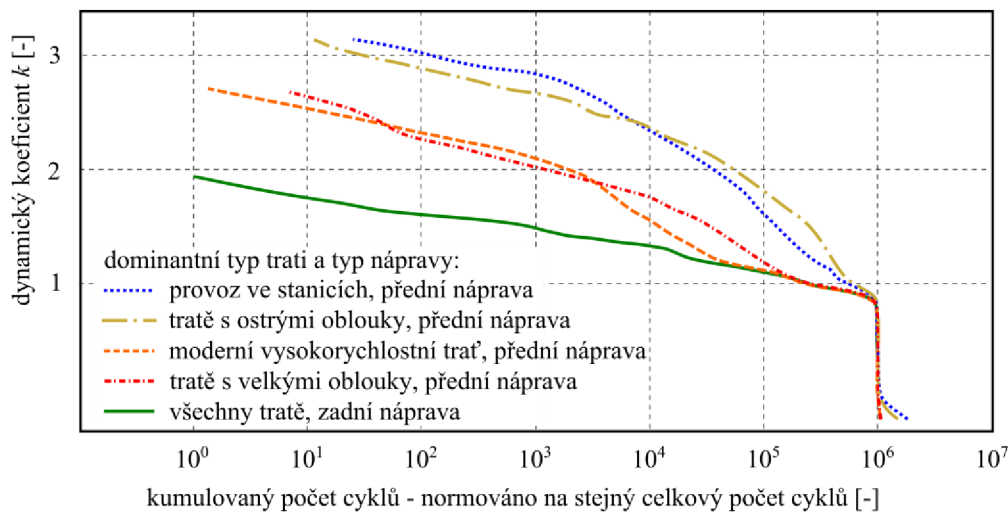
diskretizace (6 zátěžných úrovní) vede na poměrně shodné výsledky zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy. Je však potřeba zdůraznit, že mírný nesoulad nastává u krátkých počátečních trhlin (zde příklad $a_0 = 1$ mm), kde větší diskretizace vede k většímu průměrování zátěžné amplitudy. Z kapitoly 9 plyne, že v případě počáteční trhliny 1 mm jsou poškozující pouze největší amplitudy v zátěžném spektru. Jsou-li tyto zátěžné amplitudy značně průměrovány vlivem diskretizace, ztrácí se přesnost takového výpočtu. Např. v případě počáteční trhliny $a_0 = 1$ mm, diskretizace na 6 zátěžných úrovní vede k takovému zprůměrování největší amplitudy zatížení, že tato amplituda není již poškozující a vypočítaná životnost je tak nekonečná, viz tabulka 14.1.

14.1 Shrnutí vlivu diskretizace zátěžného spektra na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost

Z výsledků plyne, že i poměrně hrubá diskretizace zátěžného spektra vede na přijatelné výsledky zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy. Je však nutné si dávat pozor zejména při výpočtu životnosti nápravy s krátkou počáteční trhlinou (myšleno ve studovaném případě např. 1 mm), kde prahové hodnoty pro šíření únavové trhliny hrají dominantní roli. V takovém případě průměrování největších amplitud vede k nadhodnocení zbytkové únavové životnosti. Obecně lze pro výpočty doporučit zátěžná spektra, u kterých jsou zátěžné úrovně rozděleny minimálně do 12 tříd. Stále však platí, že čím větší je diskretizace, tím větší přesnosti výpočtu lze dosáhnout.

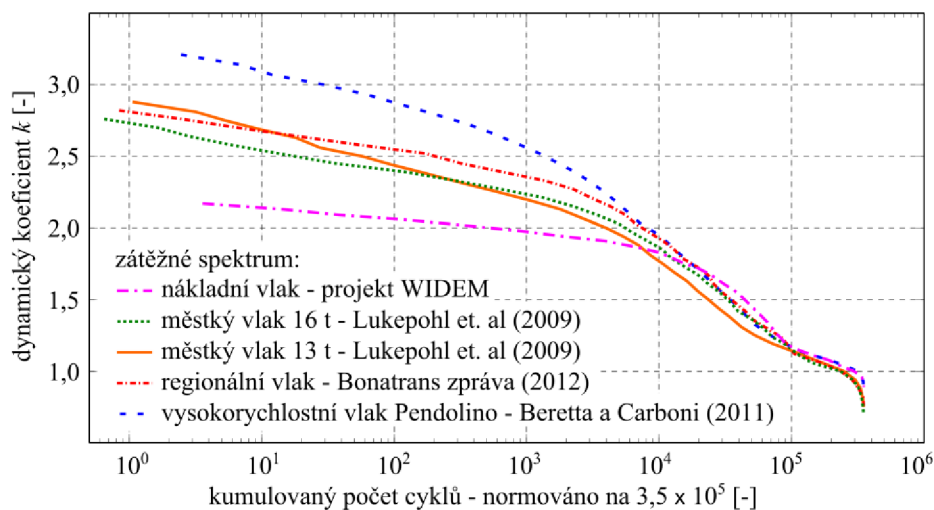
15 Vliv zátěžného spektra na zbytkovou únavovou životnost nápravy

Vlakové nápravy jsou v průběhu provozu zatěžovány cyklickým zatížením s proměnnou amplitudou. Velikost amplitudy zatížení závisí na mnoha faktorech. Faktorem je např. hmotnost vlaku působící na nápravy (plně naložený vlak, vyložený vlak apod.), rychlost vlaku nebo typ tratě (jízda ve vysokorychlostním koridoru, jízda do oblouku, jízda přes výhybky a přejezdy apod.). Obr. 15.1 ukazuje dle Traupe et al. (2004) zátěžná spektra v kumulativní formě pro několik různých případů, kde jsou dominantní určité typy tratí. Z tohoto obrázku plyne, že nejhorší jsou tratě s dominantním výskytem ostrých oblouků a stanic, kde se často vyskytuje řada výhybek. V těchto případech dosahuje maximální zatížení více než trojnásobku základního zatížení. Z obr. 15.1 dále plyne, že přední náprava (ve směru jízdy) je více namáhaná než náprava zadní.



Obr. 15.1 – zátěžná spektra pro různé tratě – převzato z Traupe et al. (2004)

Kromě typu vlakové tratě záleží zátěžné spektrum také na typu vlaku. Obr. 15.2 zobrazuje zátěžná spektra vlakových náprav pro různé typy vlaků. Vliv užitého zátěžného spektra byl zkoumán právě na zátěžných spektrech uvedených v obr. 15.2.



Obr. 15.2 – zátěžná spektra pro různé typy vlaků

Pro porovnatelnost všech spekter byl celkový počet cyklů (horizontální osa obr. 15.2) normován na stejnou hodnotu, a to sice $3,5 \times 10^5$ zátěžných cyklů (jeden zátěžný blok). Taktéž vertikální osa byla normována, kde zátěžná amplituda nejčtenější zátěžné úrovně (ve výpočtu byly použity diskretizované tvary zátěžných spekter, které byly diskretizovány do několika zátěžných úrovní) byla normována k jedné. Tato zátěžná úroveň, která obsahovala nejvíce zátěžných cyklů, byla považována za zátěžnou úroveň, která odpovídá statickému zatížení od hmotnosti vlaku (dynamický koeficient $k = 1$). Při takovém typu normování vychází nejvyšší dynamický koeficient $k = 3,1$ (násobek statického zatížení) pro vysokorychlostní vlak. Naopak v případě nákladního vlaku je nejvyšší zátěžná amplituda ve spektru daleko nižší, cca $k = 2,2$.

Pro výpočet zbytkové životnosti se zahrnutím vlivu zátěžného spektra byl použit vztah NASGRO, viz vztah 7.12. Tabulka 15.1 zobrazuje vypočítané zbytkové únavové životnosti (růst trhliny z počáteční velikosti trhliny na délku 55 mm) vlakové nápravy pro různá zátěžná spektra. Z výsledků plyne vysoký vliv pro nápravy s krátkou počáteční trhlinou ($a_0 = 1$ mm) a nižší vliv pro delší počáteční trhliny. Zajímavé mohou být především rozdíly ve zbytkové únavové životnosti mezi nápravou se startovací délkou trhliny 1 a 2 mm, kde rozdíl životností je i ve dvou řádech odlišný. Vysvětlením je prahová hodnota, která drtivou většinu zátěžných cyklů „eliminuje“ a teprve když trhlina dosáhne délky 2 mm, tak se do poškozujících cyklů (přispívajících k růstu trhliny) zapojí další úrovně zatížení s více cykly než v případě trhliny délky 1 mm.

Dalším zajímavým výsledkem je, že zátěžné spektrum, které je nejméně příznivé pro jednu danou počáteční délku trhliny, nemusí být nutně nejméně příznivé pro jinou počáteční délku trhliny. Např. spektrum „městského vlaku 16 t“, pro nápravu s počáteční délkou trhliny 1 mm, vede k vyšší životnosti o cca 18 000 zátěžných bloků než v případě uvažování spektra regionálního vlaku. Avšak v případě počáteční trhliny délky 2 mm se situace otočí, kde uvažování spektra regionálního vlaku vede k vyšší životnosti nápravy o 58 zátěžných bloků vůči případu, ve kterém je uvažováno spektrum městského vlaku 16 t. Stejný jev nastává v případě spektra regionálního a nákladního vlaku. V případě počáteční délky trhliny 1 mm užití spektra nákladního vlaku vede na nekonečnou životnost, avšak v případě počáteční délky trhliny 5 mm je životnost určená spektrem regionálního vlaku vyšší než životnost určená spektrem nákladního vlaku.

Tabulka 15.1 – vypočítané zbytkové únavové životnosti v počtu zátěžných bloků pro různá zátěžná vlaková spektra

zátěžné spektrum pro:	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
vysokorychlostní vlak	592	100	51
městský vlak 16 t	33 997	101	51
městský vlak 13 t	2396	86	47
regionální vlak	16 001	159	69
nákladní vlak	∞	166	52

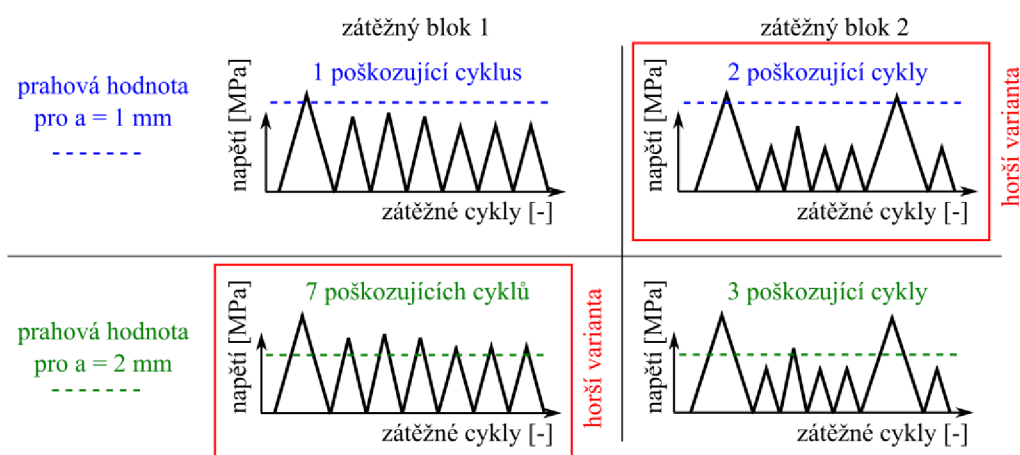
Zmíněný jev lze vysvětlit na případu dvou modelových zátěžných bloků, viz obr. 15.3. Oba modelové zátěžné bloky obsahují 7 zátěžných cyklů různých amplitud zatížení. Prahová hodnota určuje, které zátěžné amplitudy (pro danou délku trhliny) jsou poškozující a které ne. Pouze cykly, které se dostanou nad prahovou hodnotu přispívají k růstu trhliny.

V případě krátké počáteční trhliny (1 mm) jsou poškozující cykly pouze ty s nejvyššími amplitudami zátěžného spektra. V modelovém případě je tak jeden poškozující cyklus v případě prvního zátěžného bloku a dva poškozující cykly v případě druhého

zátěžného bloku, viz obr. 15.3. Lze tedy očekávat, že pro délku trhliny 1 mm bude více poškozující zátěžný blok 2.

V případě počáteční trhliny 2 mm jsou poškozující cykly s vysokými a středními amplitudami zátěžného spektra. V modelovém případě je tak 7 poškozujících cyklů v případě prvního zátěžného bloku a pouze 3 poškozující cykly v případě druhého zátěžného bloku, viz obr. 15.3. Lze tedy očekávat, že pro délku trhliny 2 mm bude více poškozující zátěžný blok 1.

Na jednoduchém schématu v obr. 15.3 je tedy vysvětleno různé chování modelových bloků pro různé počáteční délky trhliny. Obdobné jevy nastávají i u uvažovaných zátěžných vlakových spekter, viz obr. 15.2.



Obr. 15.3 – modelový případ dvou zátěžných bloků, kde první zátěžný blok je více poškozující pro délku trhliny 2 mm a druhý zátěžný blok je více poškozující pro délku trhliny 1 mm

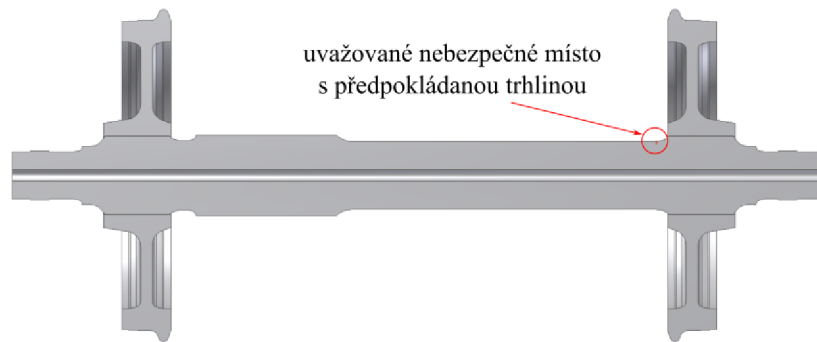
15.1 Shrnutí vlivu zátěžného spektra na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost

Získané výsledky ukazují, že vliv uvažovaného spektra má zásadní vliv na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost pro případ nápravy s krátkou uvažovanou trhlinou (1 mm). Pro takto krátké trhliny a poměrně vysokou prahovou hodnotu EA4T nápravové oceli ($K_{max,th} = 7,16 \text{ MPam}^{0,5}$) jsou klíčové nejvyšší zátěžné úrovně a celkový počet cyklů, které do těchto úrovní spadá. Z tohoto faktu potom pro nápravu s krátkou trhlinou (okolo 1 mm) vyplývá nejnižší životnost pro vysokorychlostní vlak, který dosahuje nejvyššího dynamického koeficientu $k = 3,1$. Naopak uvažování spektra nákladního vlaku (s nejvyšším dynamickým koeficientem $k = 2,2$) vede pro počáteční délku trhliny 1 mm na teoreticky vypočtenou nekonečnou životnost.

Ze získaných výsledků dále plyne, že nejvíce poškozující spektra mohou být odlišná pro různé startovací délky trhliny. Faktory jako jsou počáteční délka trhliny a prahová hodnota materiálu totiž rozhodují, zdali je pro výpočet životnosti klíčové celé spektrum či pouze rozdělení výskytu jeho největších amplitud. Obecně lze doporučit opatrnost především u výpočtů životností náprav s uvažovanou krátkou počáteční trhlinou (okolo 1 mm).

16 Vliv geometrie nápravy na její zbytkovou únavovou životnost

V předchozích kapitolách byla vždy pro výpočet zbytkové únavové životnosti uvažována jedna konkrétní hnací vlaková náprava (dále značená [1]), viz např. obr. 6.1. V této kapitole je pro srovnání přidána další hnací náprava (dále značená [2]), viz schéma na obr. 16.1, která je rovněž komerčně vyráběnou vlakovou nápravou ve společnosti BONATRANS GROUP a.s. Obě vlakové nápravy jsou podobné, avšak nikoliv shodné.



Obr. 16.1 – schéma další uvažované nápravy pro ukázkou vlivu geometrie nápravy na zbytkovou únavovou životnost

Pro takto nově studovanou nápravu je nutné provést opět celý postup uvedený v kapitole 3, kde prvním krokem je nalezení kritického místa. I v tomto případě se kritické místo vyskytuje ve vrubu v blízkosti lisovaného kola, viz obr. 16.1, avšak z druhé strany nápravy. Dalším krokem bylo provedení K-kalibrace a určení průběhů součinitele intenzity napětí pro oba typy namáhání (od ohybu a nalisování). Jelikož dřívější poznatky ukázaly, že životnost je dána především růstem „krátké“ trhliny, byla K-kalibrace provedena pouze pro rozmezí délek trhliny od 1 mm do 25 mm. Tabulka 16.1 zobrazuje rozdíl ve vypočítané zbytkové životnosti, když konečná (kritická) délka trhliny je uvažovaná 25 mm či 55 mm. Z výsledků vyplývá, že především v případě počáteční trhliny délky 1 mm je uvažování konečné délky trhliny 55 mm zanedbatelné s případem, kdy uvažovaná délka je „pouze“ 25 mm. Uvažování konečné délky 55 mm vede pouze k 0,2% nárůstu vypočítané zbytkové únavové životnosti oproti případu, kde konečná uvažovaná délka je 25 mm. Obr. 9.2 ukázal, že při délce trhliny cca 5 mm dochází k rapidnímu zrychlení růstu únavové trhliny, proto modelování růstu trhliny z a_0 na 25 mm za účelem odhadu zbytkové únavové životnosti nápravy je v mnoha případech zcela dostatečné. Naopak by bylo nepraktické snažit se modelovat kompletní růst trhliny přes celý průřez nápravy.

Tabulka 16.1 – vypočítané zbytkové únavové životnosti (v počtu zátěžných bloků) pro dvě uvažované konečné délky trhliny – 25 a 55 mm (kritické hodnoty, kde následující šíření trhliny vede k zanedbatelnému příspěvku do celkové životnosti nápravy)

růst trhliny	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
z a_0 na 25 mm	15 976	134	44
z a_0 na 55 mm	16 001	159	69

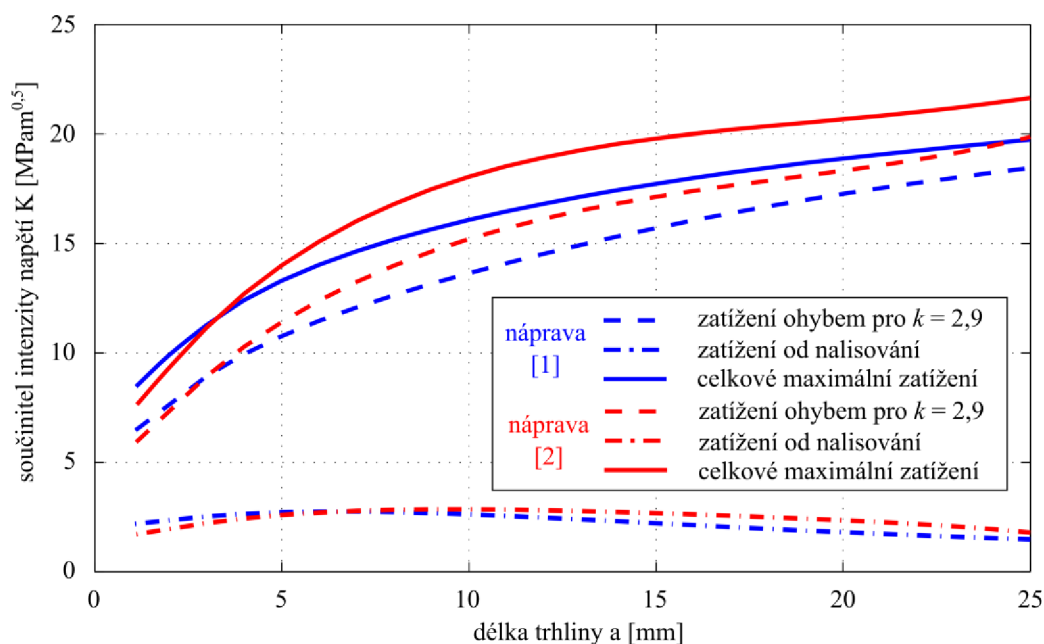
Na základě výsledků byl průběh K-faktorů stanoven pro délky trhliny od 1 mm do 25 mm. Nutno podotknout, že určení K-kalibračních funkcí pro oba typy namáhání bylo

provedeno kolegy z ÚFM AV ČR. Tabulka 16.2 zobrazuje výsledky vypočítané zbytkové únavové životnosti (růst trhliny z a_0 na 25 mm) pro obě uvažované geometrie vlakové nápravy [1] a [2].

Tabulka 16.2 – vypočítané zbytkové únavové životnosti (v počtu zátěžných bloků) pro dva uvažované typy vlakové nápravy

uvažovaná náprava:	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
hnací [1], viz obr. 6.1	15 976	134	44
hnací [2], viz obr. 16.1	∞	128	19

Výsledky získané v tabulce 16.2 ukazují jeden zajímavý jev. Náprava [1] v porovnání s nápravou [2] vykazuje horší životnost v případě počáteční délky trhliny 1 mm, ale pro delší počáteční délky trhliny 2 a 5 mm je situace přesně opačná. Tento jev lze vysvětlit dle obr. 16.2, kde jsou znázorněny průběhy součinitelů intenzity napětí pro obě uvažované nápravy. Celkové zobrazené zatížení je vykresleno pro součet zatížení od lisování a maximálního ohybu ($k = 2,9$, viz zátěžné spektrum na obr. 2.7). Z obrázku plyne, že náprava [2] vykazuje nižší celkový K -faktor pro délky trhliny od 1 mm do cca 3 mm. Od 3 mm do 25 mm je celkový K -faktor nižší pro nápravu [1]. To vysvětluje, proč vypočítaná zbytková únavová životnost nápravy [2] je vyšší pro krátkou startovací trhlínu (1 mm) a naopak nižší pro delší startovací trhlínu 2 a 5 mm. Obecně nelze rozhodnout, která náprava je lepší z hlediska únavové životnosti, neboť zde výrazně záleží na uvažované počáteční (startovací) délce trhliny.



Obr. 16.2 – průběhy součinitelů intenzity napětí pro obě uvažované nápravy

16.1 Shrnutí vlivu geometrie nápravy na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost

Tato kapitola byla věnována vlivu geometrie nápravy na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost nápravy. Uvažovány byly dva typy hnací nápravy značené [1] a [2], zobrazené na obr. 6.1, respektive 16.1. Pro obě nápravy byl uvažován stejný materiál, velikost

lisovaného přesahu a stejné zátěžné spektrum (dle obr. 2.7). Porovnání vlivu geometrie nápravy je značně náročný proces, neboť pro každou nápravu je nutné provést K-kalibraci a stanovit hodnoty K-faktorů pro různé délky trhliny a oba základní typy zatěžování (od ohybu a nalisování).

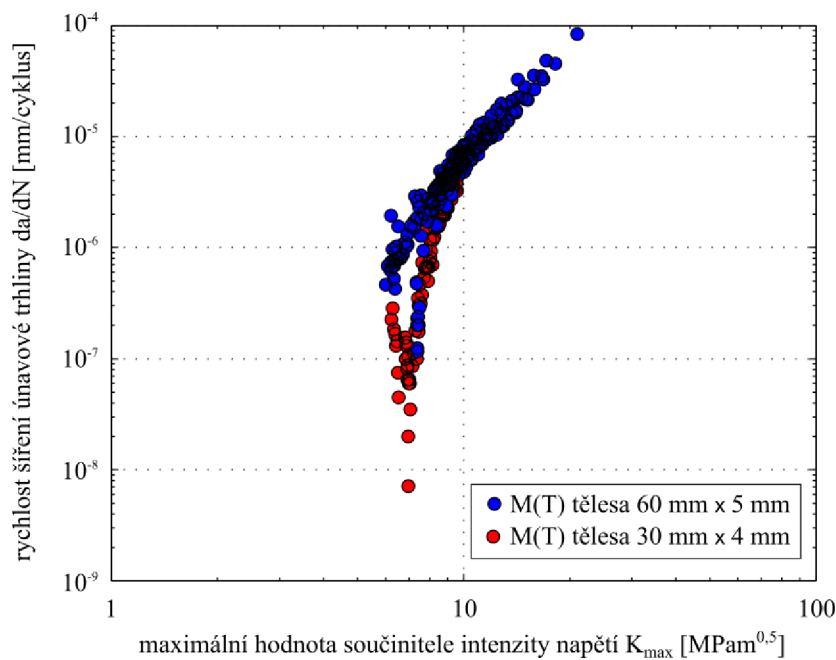
Na základě výpočtů bylo dokázáno, že pro dostatečně přesný odhad zbytkové únavové životnosti je dostačující modelovat růst trhliny od počáteční délky trhliny a_0 do uvažované konečné délky 25 mm (pouze pro delší počáteční trhliny je vhodné modelovat šíření do větší délky trhliny).

Výsledky vypočítaných životností ukazují, že nelze jednoduše stanovit, která náprava je z pohledu zbytkové únavové životnosti lepší. Záleží totiž na počáteční délce uvažované trhliny (defektu). Pro krátkou počáteční trhlínu délky 1 mm je náprava [2] lepší z pohledu zbytkové únavové životnosti, avšak pro počáteční délky 2 a 5 mm je lepší zase náprava [1]. Tento fakt je dán rozložením axiálního napětí (toto napětí přímo ovlivňuje velikost K-faktoru) po průřezu nápravy v kritickém místě nápravy, viz obr. 16.2.

17 Vliv materiálu nápravy na zbytkovou únavovou životnost nápravy

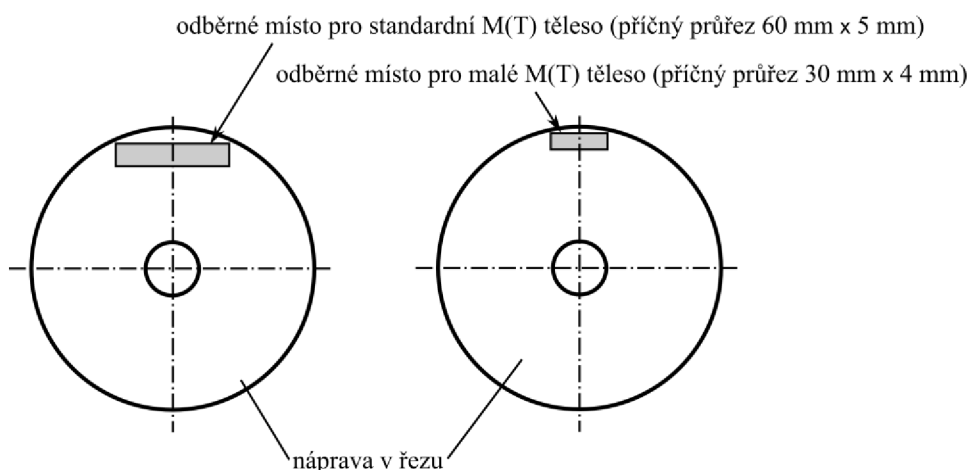
V kapitole 7 je uvedeno měření rychlosti růstu únavové trhliny pro různé asymetrie cyklu v materiálu EA4T. Jak bylo zmíněno, takové měření zabralo více než rok a půl práce. Další materiály nebyly na ÚFM AV ČR měřeny tak důkladně jako ocel EA4T, avšak při parametru asymetrie cyklu $R = -1$, který je dostatečný pro odhad zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy, viz kapitola 7, byla měřena v - K křivka také u oceli EA1N.

Tento materiál byl měřen i vědeckými pracovníky na Politecnico di Milano, viz článek Beretta et al. (2009). Výsledek jejich měření rychlosti šíření únavové trhliny byl již znázorněn na obr. 2.2. V tomto obrázku jsou zajímavá data naměřená právě při parametru asymetrie cyklu $R = -1$ a „ ΔK klesajícím testu“ (další uvedený CPCA test odpovídá kompresnímu předcyklování, které neodpovídá reálnému zatížení vlakové nápravy). Měřené v - ΔK křivky pro ΔK klesající test v práci Beretta et al. (2009) vykazují příliš velký rozptyl v prahových hodnotách, viz obr. 2.2. To je vcelku zajímavé zjištění, neboť i měření provedené na ÚFM AV ČR vykazovalo větší rozptyl v naměřených prahových hodnotách materiálu EA1N, než který byl pozorován u materiálu EA4T, viz obr. 17.1. Měření v - K závislosti materiálu EA1N bylo provedeno na celkem 9 kusech M(T) zkušebních těles. Z tohoto počtu bylo 5 zkušebních těles klasických, viz obr. 7.1 (s průřezem 60×5 v místě měřených přírůstků trhliny) a 4 zkušební tělesa zmenšená (s průřezem 30×4 v místě měřených přírůstků trhliny).



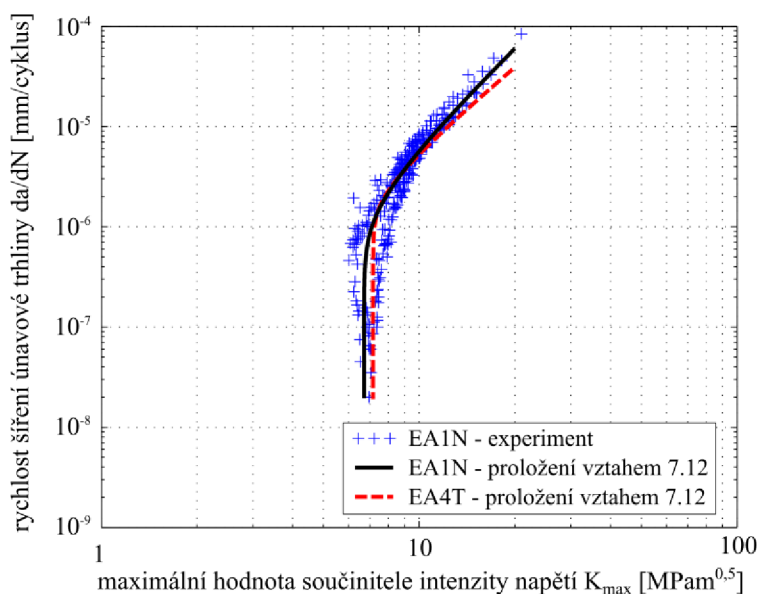
Obr. 17.1 – naměřená v - K data pro materiál EA1N při asymetrii cyklu $R = -1$ s užitím dvou typů M(T) zkušebních těles

Oba zmíněné typy zkušebních těles mají své výhody i nevýhody. Výhodou „velkého“ M(T) tělesa je možnost měření více bodů v - K křivky v rámci jednoho zkušebního tělesa. Výhodou „malého“ M(T) zkušebního tělesa je, že polotovary pro výrobu tohoto tělesa může být odebírán z větší blízkosti povrchu nápravy. Z výsledků předchozích kapitol totiž plyne, že celková životnost je dána především šířením krátké trhliny (např. šíření z 1 mm na 5 mm zaujímá mnohdy více než 95 % celkové únavové životnosti). Z tohoto důvodu je pro reprezentativní v - K data žádoucí odebírat polotovary pro zkušební tělesa tak, aby jejich vzdálenost od povrchu nápravy byla co nejmenší, viz obr. 17.2.



Obr. 17.2 – znázornění výhody „malého“ $M(T)$ zkušebního tělesa, které může být odebráno blíže u povrchu vlakové nápravy

Z naměřených výsledků však vyplývá, že žádná „výhoda“ užitím menších $M(T)$ zkušebních těles získána nebyla. Oba typy užitých $M(T)$ zkušebních těles vykazují prahovou hodnotu v intervalu od 6,2 do 7 $\text{MPam}^{0,5}$. To se může zdát jako zanedbatelný rozdíl, avšak výsledky v kapitole 9 ukazují, že přesnost prahové hodnoty je naprosto klíčový parametr pro přesný odhad zbytkové únavové životnosti pomocí výpočtu (zejména platí pro počáteční délky trhliny okolo 1 mm).



Obr. 17.3 – naměřená data v - K_{max} křivky materiálu EA1N s vyznačeným proložením vztahu 7.12 pro oba uvažované materiály

I když naměřená data ve v - K_{max} křivce EA1N vykazují rozptyl (především v prahových hodnotách), byla tato data proložena pomocí vztahu 7.12, viz obr. 17.3, pro vzájemné porovnání vlivu materiálů (EA4T a EA1N) na zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy. Z obr. 17.3 je patrné, že v - K_{max} křivka změřená pro materiál EA1N tvoří víceméně obálku v - K_{max} křivky změřené pro materiál EA4T.

Tabulka 17.1 zobrazuje užití materiálové parametry vztahu 7.12, které byly užity ve srovnávacích výpočtech.

Tabulka 17.1 – materiálová data vztahu 7.12, která byla užita ve srovnávacích výpočtech vlivu materiálu na zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy

materiálová data	materiál nápravy	
	EA4T	EA1N
$K_{max,th}$ [MPam ^{0,5}]	7,16	6,7
p [-]	0,25	0,4
C [mm/cyklus]	1,8e-8	8,8e-9
n [-]	2,6	3

Tabulka 17.2 zobrazuje výsledky zbytkové únavové životnosti pro oba uvažované materiály. Jak již plyne z obr. 17.3, náprava vyrobená z materiálu EA4T vykazuje delší únavové životnosti. Největší rozdíl se projeví při počáteční délce 1 mm, kde se projeví zejména vliv rozdílné prahové hodnoty. V případě nápravy vyrobené z EA4T je vypočítaná zbytková únavová životnost nápravy 16 001 zátěžných bloků, avšak při uvažování materiálu EA1N pouze 3 336 zátěžných bloků. Je však důležité zdůraznit, že materiál EA1N nebyl měřen na tolika zkušebních tělesech jako materiál EA4T. Ze zmíněných důvodů by bylo vhodné tomuto materiálu věnovat další pozornost a vysvětlit, proč tento materiál vykazuje poměrně velký rozptyl (především v prahových hodnotách) v měřených v - K křivkách.

Tabulka 17.2 – vypočítané zbytkové únavové životnosti v počtu zátěžných bloků pro materiál EA4T a EA1N (růst trhliny z a_0 na 55 mm)

uvažovaný materiál nápravy:	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
EA4T	16 001	159	69
EA1N	3 336	131	59

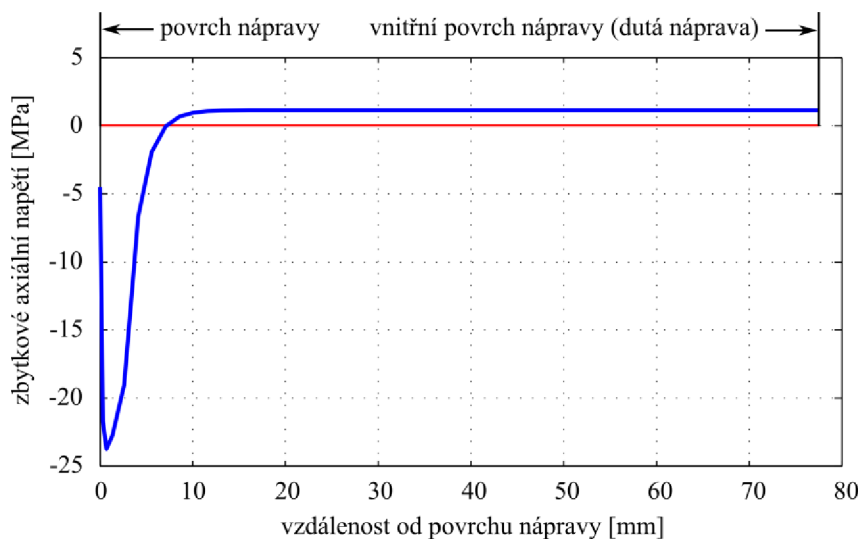
17.1 Shrnutí vlivu materiálu nápravy na zbytkovou únavovou životnost

V této kapitole byly porovnány dva nejpoužívanější materiály pro výrobu vlakových náprav; EA4T a EA1N. Zatímco materiál EA4T byl měřen na mnoha zkušebních tělesech, materiál EA1N byl méně studovaným materiálem. Při uvažování materiálového popisu zobrazeného v obr. 17.3, jsou vypočítané zbytkové únavové životnosti s uvažováním materiálu EA4T vždy vyšší než pro případ materiálu EA1N, viz tabulka 17.2. Je nutné zdůraznit, že naměřená data v - K křivek materiálu EA1N vykazují poměrně značný rozptyl v prahových hodnotách. Tento rozptyl byl pozorován jak u experimentů provedených na UFM AV ČR, tak u experimentů vědeckých pracovníků z Politecnico di Milano, viz obr. 2.2. Pro spolehlivější predikci zbytkové únavové životnosti náprav z materiálu EA1N je nutné odhalit příčiny tohoto rozptylu dat v blízkosti prahové hodnoty tohoto materiálu.

18 Vliv zbytkových napětí na zbytkovou únavovou životnost nápravy

Řada podnětů ke studiu jednotlivých vlivů na zbytkovou únavovou životnost nápravy byla iniciována od zaměstnanců oddělení výzkumu a vývoje a oddělení konstrukce nových výrobků společnosti BONATRANS GROUP a.s., se kterými ÚFM AV ČR dlouhodobě spolupracuje. Z těchto důvodů jsou všechny vypočítané životnosti uvedeny v tzv. zátěžných blocích či cyklech, které odpovídají určité velikosti provozní vzdálenosti (ujetých kilometrů). Lze však konstatovat, že reálné hodnoty výpočtů zbytkové únavové životnosti vlakových náprav dle popsané metodiky jsou stále konzervativní vůči výsledkům, které jsou získány z experimentů. Proto byly hledány další faktory, které by příliš konzervativní výpočty posunuly blíže k experimentálním výsledkům.

Další možností zpřesnění výpočtů je zahrnutí zbytkových napětí v nápravě (na povrchu nápravy jsou zpravidla tlaková napětí vzniklá při výrobě nápravy, která zavírají trhlinu a tím brání jejímu růstu). Průběh zbytkového napětí byl dodán společností BONATRANS GROUP a.s. pro hnací nápravu typu [2], viz kapitola 16. Tento průběh byl však měřen (odvrtávací metodou) pouze do hloubky 2,5 mm od povrchu nápravy (tlakové složky zbytkového napětí však evidentně dosahují značně většího rozsahu než 2,5 mm od povrchu nápravy). Zbytkové napětí v dané nápravě je připisováno vlivu technologického zpracování (strojní obrábění, kalení apod.). Dle Totten et al. (2008) však zbytkové napětí od obrábění dosahuje maximální hloubky desetin milimetru. Zbytkové napětí tak bylo dominantně připisováno kalení. Obr. 18.1 zobrazuje předpokládaný průběh zbytkových napětí v axiálním směru, který byl uvažován ve výpočtu.



Obr. 18.1 – uvažovaný průběh zbytkových axiálních napětí v kritickém místě nápravy

Je nutné zmínit, že navržený průběh zbytkových axiálních napětí (ve vzdálenosti 2,5 mm a více od povrchu nápravy je extrapolovaný) splňuje podmínku rovnováhy axiálních sil:

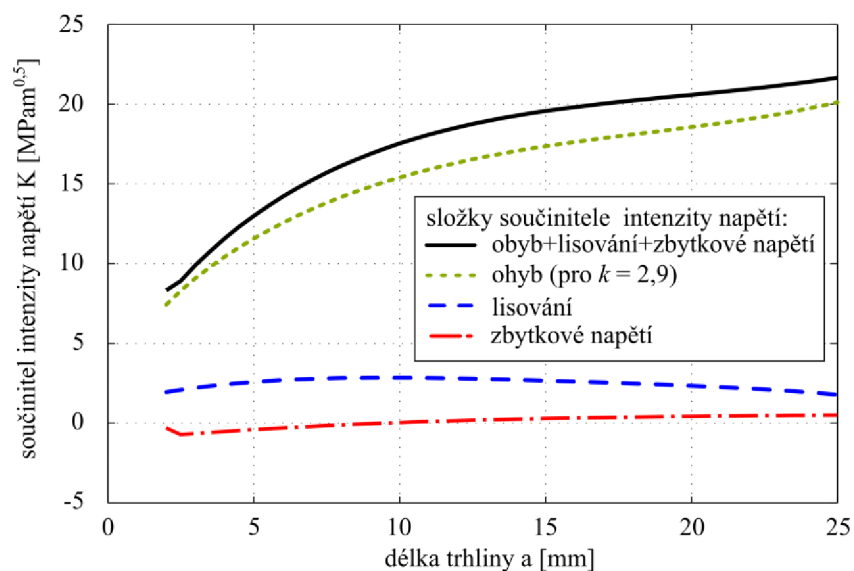
$$\sum F_a = \int_0^s \sigma_a dS = 0, \quad (18.1)$$

kde σ_a je axiální napětí a dS je element příčného průřezu nápravy.

Průběh zbytkových napětí byl měřen na více místech (po obvodu nápravy a v různých sekcích nápravy) u dvou vybraných náprav. Lze konstatovat, že absolutní maxima tlakových axiálních napětí vykazují poměrně velký rozptyl a uvažovaný průběh s absolutním maximem

tlakového napětí cca 23 MPa, viz obr. 18.1, odpovídá spíše konzervativnímu průběhu (většina dalších měřených průběhů vykazovalo větší absolutní hodnoty zbytkových tlakových napětí). Proto i výsledky zbytkové únavové životnosti se zahrnutím zbytkových napětí, dle obr. 18.1, by měly být konzervativní.

Na základě zvoleného průběhu axiálních napětí byl pracovníky ÚFM AV ČR stanoven průběh součinitelů intenzity napětí pro zbytková napětí (modelování s využitím metody konečných prvků). Díky superpozici všech složek zatížení, zbytkové napětí snižuje celkový součinitel intenzity napětí (u významných délek trhliny 1-5 mm) a tím zvyšuje zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy, viz obr. 18.2.



Obr. 18.2 – průběh součinitele intenzity napětí pro všechny složky zatížení (od ohybu, lisování a zbytkových napětí) v závislosti na délce trhliny

V případě zahrnutí zbytkových axiálních napětí je celkový součinitel intenzity napětí dán vztahem:

$$K_{I,max} = kK_{I,ohyb} + K_{I,lis} + K_{I,ZN}, \quad (18.2)$$

kde $K_{I,ZN}$ je součinitel intenzity napětí od zbytkových napětí (jelikož je pro délky trhliny od 1 mm do cca 10 mm záporný, viz obr. 18.2, tak pro tyto délky trhliny snižuje celkový součinitel intenzity napětí $K_{I,max}$).

Tabulka 18.1 ukazuje výsledky zbytkové únavové životnosti s/bez zahrnutí zbytkových napětí u nápravy [2], viz kapitola 16. Tyto výsledky byly určeny pro materiál EA4T s uvážením vztahu 7.12. Z výsledků je patrné, že vlivem zahrnutí zbytkových napětí se vypočítaná životnost nápravy značně zvýší. Např. výpočet nápravy s počáteční trhlinou délky 2 mm vykazuje 21× delší životnost než výpočet, který nezohledňuje zbytkové napětí. Tyto výsledky se již blíží k experimentálně dosaženým výsledkům stanoveným na skutečné nápravě (testování proběhlo v měřítku 1:1) vykonaným ve společnosti BONATRANS GROUP a.s. Stále jsou však vypočítané zbytkové únavové životnosti nápravy konzervativní. Je vhodné připomenout, že samotný zvolený průběh zbytkových napětí (konzervativně zvolený díky relativně velkému rozptylu zbytkových napětí), viz obr. 18.2, odpovídá experimentálně naměřeným průběhům s nižší absolutní velikostí zbytkových tlakových napětí.

Tabulka 18.1 – vypočítané zbytkové únavové životnosti v počtu zátěžných bloků pro případ s uvažováním a bez uvažování zbytkových napětí

uvažovaná náprava:	počáteční délka trhliny a_0		
	1 mm	2 mm	5 mm
náprava [2] bez zbytkových napětí	∞	128	19
náprava [2] se zbytkovými napětími	∞	2696	37

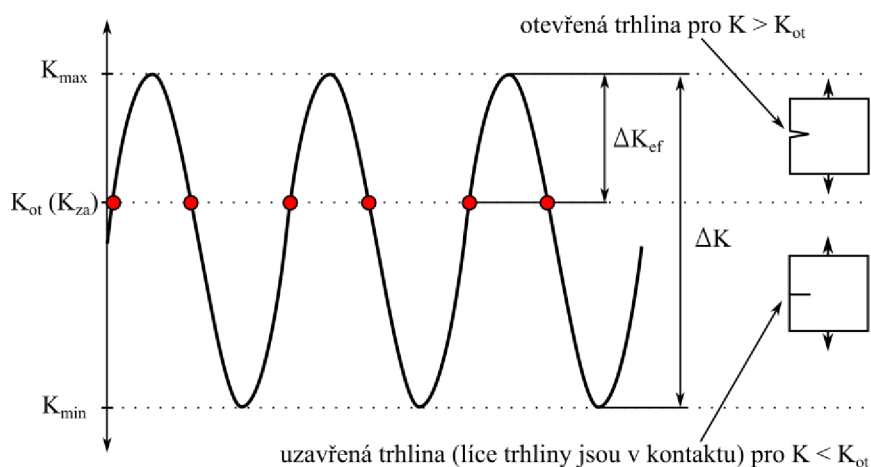
18.1 Shrnutí vlivu zbytkových napětí na zbytkovou únavovou životnost

Bylo ukázáno, že výskyt zbytkových napětí může výrazně prodloužit zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy. Zbytková napětí mohou být vyvolána např. pomocí kalení, válečkování či kuličkování, viz kapitola 2. Tato kapitola ukazovala účinky kalení na velikost a rozsah zbytkových napětí. Experimentálně měřené průběhy zbytkových napětí byly stanoveny pro dvě nápravy (stejněho typu) v jejich různých místech (různé pozice na nápravě i po obvodu nápravy). Pro výpočet byl zvolen jeden z průběhů zbytkového napětí, u kterého maximum tlakového napětí (v absolutní hodnotě) dosahovalo nižších hodnot než ve většině ostatních případů (proto by měly být výsledky vypočítané zbytkové životnosti stále konzervativní). Na základě tohoto průběhu byla stanovena K-kalibrační křivka, která odpovídá zbytkovým napětím. Hodnoty K-faktoru od zbytkových napětí se superponují na hodnoty K-faktorů od ohybového zatížení a od nalisování. Díky záporné hodnotě K-faktoru (pro délky trhliny od 1 mm do cca 10 mm) od zbytkových napětí je tak dosaženo delší vypočítané zbytkové únavové životnosti. Např. v případě nápravy s počáteční trhlinou délky 2 mm a zahrnutím zbytkových napětí se vypočítaná životnost zvětší cca 21× oproti výpočtu, kde zbytková napětí nejsou uvažována. Pro delší počáteční trhlinu 5 mm, je rozdíl již nižší, zde zahrnutí zbytkových napětí vede k 1,9 násobnému zvýšení odhadnuté zbytkové únavové životnosti oproti případu, ve kterém nejsou zbytková napětí zohledněna. Z výsledků tedy vyplývá, že zahrnutí zbytkového napětí má zcela zásadní vliv na vypočítanou zbytkovou únavovou životnost. Pro adekvátní výpočty zbytkové únavové životnosti vlakových náprav je tedy nutné znát přesné průběhy zbytkových napětí (v nebezpečném místě nápravy), respektive pravděpodobnostní rozdělení možných průběhů zbytkových napětí vzhledem k velkému rozptylu naměřených hodnot.

19 Vliv mechanismů zavírání trhliny na zbytkovou únavovou životnost nápravy

Studium mechanismů zavírání únavové trhliny na její šíření, a tedy i na životnost nápravy, bylo motivováno nesouladem naměřených dat v obr. 7.2b. Tento obrázek vykazuje rozptýl naměřených dat $v\text{-}\Delta K_{ef}$ křivky (prahové hodnoty při parametru asymetrie cyklu $R = -2$; -1 ; $-0,5$ a $0,1$ jsou výrazně posunuty k vyšším hodnotám než prahové hodnoty naměřené pro asymetrie cyklů $R = 0,5$ a $0,8$). Z teorie zavírání trhliny (anglicky „crack closure“) však vyplývá, že všechny body $v\text{-}\Delta K_{ef}$ křivky měřené pro různé asymetrie cyklu by si měly v efektivních hodnotách odpovídat.

Efektivní hodnota rozkmitu součinitele intenzity napětí odpovídá pouze té části cyklu, kde je trhlina otevřená, viz obr. 19.1.



Obr. 19.1 – znázornění efektivní hodnoty K -faktoru, která odpovídá rozdílu K -faktoru maxima daného cyklu (K_{max}) a K -faktoru kdy dojde k otevření/zavření líců trhliny (K_{ot})

Efektivní hodnota rozkmitu součinitele intenzity napětí ΔK_{ef} je dána rozdílem maximální hodnoty K -faktoru daného cyklu (K_{max}) a hodnoty K -faktoru, která odpovídá momentu otevření (K_{ot}) či zavření únavové trhliny (zatížení odpovídající momentu otevření a zavření je velmi obdobné):

$$\Delta K_{ef} = K_{max} - K_{ot} \quad (19.1)$$

Je nutné zdůraznit, že dochází k zavírání líců trhliny i v případech kladných asymetrií cyklů, kde je minimální hodnota K -faktoru kladná (např. parametr asymetrie cyklu $R = 0,1$). Pouze pro nejvyšší asymetrie (např. v NASGRO manuál (2002) je uvedena hodnota $R = 0,7$ a vyšší) se uvádí, že líce trhliny se nedostanou do kontaktu ani při nejnižším K -faktoru daného cyklu (K_{min}). U takových asymetrií se hovoří o tzv. „closure free“ asymetrii, tedy asymetrii bez účinků zavírání líců trhliny. Hodnotu otevíracího napětí σ_{ot} či otevíracího K -faktoru K_{ot} (vzájemný přepočít je možný dle vztahu 2.1) je možné určit experimentálně nebo dle empirických vztahů. Ve vztahu NASGRO je otevírací napětí popsáno pomocí funkce zavírání f , která je vyjádřena ve tvaru:

$$f = \frac{\sigma_{ot}}{\sigma_{max}} \quad (19.2)$$

kde σ_{ot} je otevírací napětí (napětí, při kterém dojde ke ztrátě kontaktu líců trhliny) a σ_{max} je maximální napětí v daném zátěžném cyklu.

Je vhodné poznamenat, že tato zavírací funkce f souvisí se zavírací funkcí U definovanou dle Elbera:

$$U = \frac{\Delta K_{ef}}{\Delta K}. \quad (19.3)$$

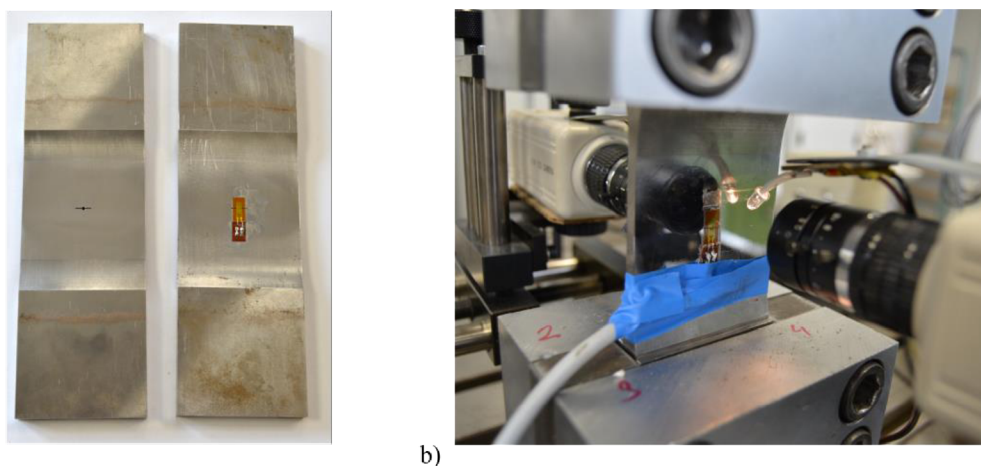
Mezi oběma uvedenými zavíracími funkcemi existuje přepočít, viz NASGRO manuál (2002):

$$U = \frac{1-f}{1-R}. \quad (19.4)$$

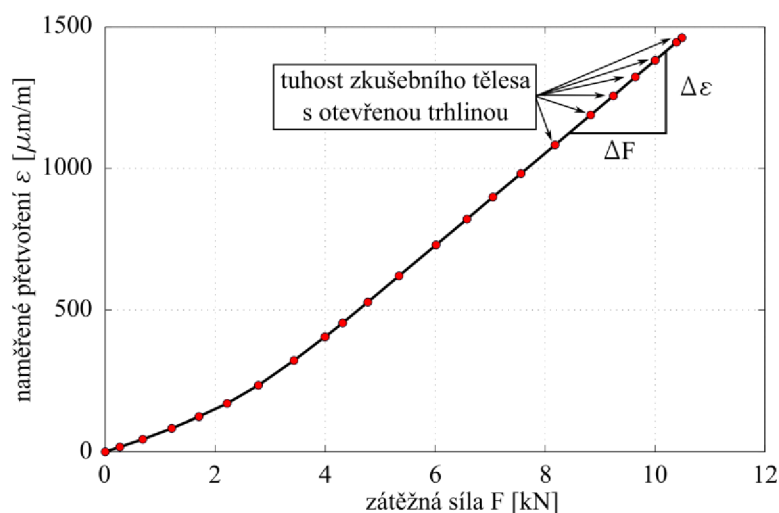
Vyjádření efektivní hodnoty rozkmitu součinitele intenzity napětí ze vztahu 19.3 s dosazením vztahu 19.4 vede na vztah 7.1, který byl užit v kapitole 7 pro výpočet efektivních rozkmitů součinitele intenzity napětí.

19.1 Experimentální stanovení otevíracích napětí

Experimentální stanovení otevíracích napětí bylo získáno na základě tenzometrického měření. Zvolené fóliové odporové tenzometry 1-LY11-6/120 od společnosti HBM byly nalepeny na střed zkušební M(T) tělesa (tenzometr byl lepen přes vyjiskřený vrub), viz obr. 19.2a. Toto nalepení bylo provedeno až po jisté době kontinuálního cyklického zatížení (dlouhodobé cyklování na dané asymetrii cyklu a amplitudě zatížení). Pro zvolenou délku a přírůstek trhliny bylo zkušební M(T) těleso vyjmuto a polepeno tenzometrem. Tenzometr byl zapojen do půlmostového zapojení Wheatstonova můstku (pro kompenzaci vlivu teploty byl užit další tenzometr, který byl nalepen na jiném zkušebním tělese, které však nebylo mechanicky zatíženo) a celé zkušební těleso bylo následně opět upnuto do zkušebního stroje, viz obr. 19.2b. Následovalo postupné monotónní zatěžování od nulového až po maximální zatížení měřeného cyklu (stejná hodnota zatížení jako maximální hodnota cyklu, před samotným nalepením tenzometru). Pro jednotlivé stupně zatížení byla zaznamenána hodnota přetvoření jdoucí z nalepeného tenzometru. Příklad takového záznamu pro parametr asymetrie cyklu $R = -1$ je znázorněn na obr. 19.3.

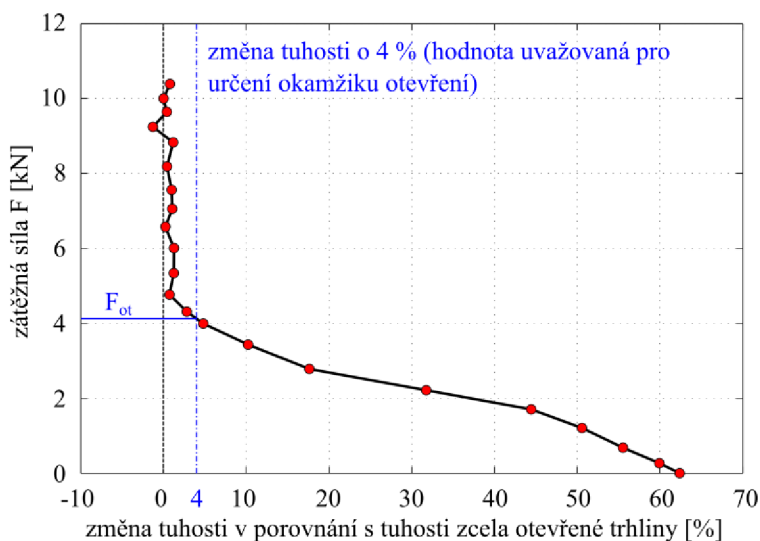


Obr. 19.2 – experiment pro stanovení otevíracích napětí a) zkušební M(T) těleso bez a s nalepeným tenzometrem, b) M(T) těleso ve zkušebním stroji



Obr. 19.3 – příklad záznamu naměřeného přetvoření v závislosti na síle (zatěžovací fáze)

Z obr. 19.3 je patrné zaoblení měřené křivky. Toto zaoblení odpovídá změně tuhosti zkušebního tělesa s trhlinou, kde dochází k otevírání/zavírání trhliny. Když líce trhliny na sebe dosednou, dochází k prudkému nárůstu tuhosti. Je nutné zmínit, že k momentu otevření/uzavření trhliny nedochází skokově, ale líce trhliny se postupně oddělují/spojují, což vede k plynulé změně tuhosti. Samotný okamžik otevření/zavření trhliny je tak stanoven dle normy ASTM E647. Tato norma pracuje s tuhostí zkušebního tělesa s plně otevřenou trhlinou (směrnice $\Delta\varepsilon/\Delta F$, viz obr. 19.3). Otvírací síla (či napětí) je stanovena ze změny směrnice $\Delta\varepsilon/\Delta F$ o určité procento. Norma ASTM doporučuje pro stanovení otvírací síly užít změnu směrnice o 1 %, 2 % či 4 %. Jelikož měřená data rozdílů směrnice odpovídala i většímu rozptylu než 2 %, pro vyhodnocení otvíracího napětí byl zvolen 4% limit změny směrnice $\Delta\varepsilon/\Delta F$, viz obr. 19.4. Pro sílu odpovídající 4% změně původní směrnice (směrnice určená pro nejvyšší dosažené zatížení s otevřenou trhlinou) bylo stanoveno otvírací napětí ($\sigma_{ot} = F_{ot}/S$) a otvírací hodnota součinitele intenzity napětí dle vztahu 2.1.



Obr. 19.4 – určení otvírací síly a napětí na základě změny směrnice $\Delta\varepsilon/\Delta F$

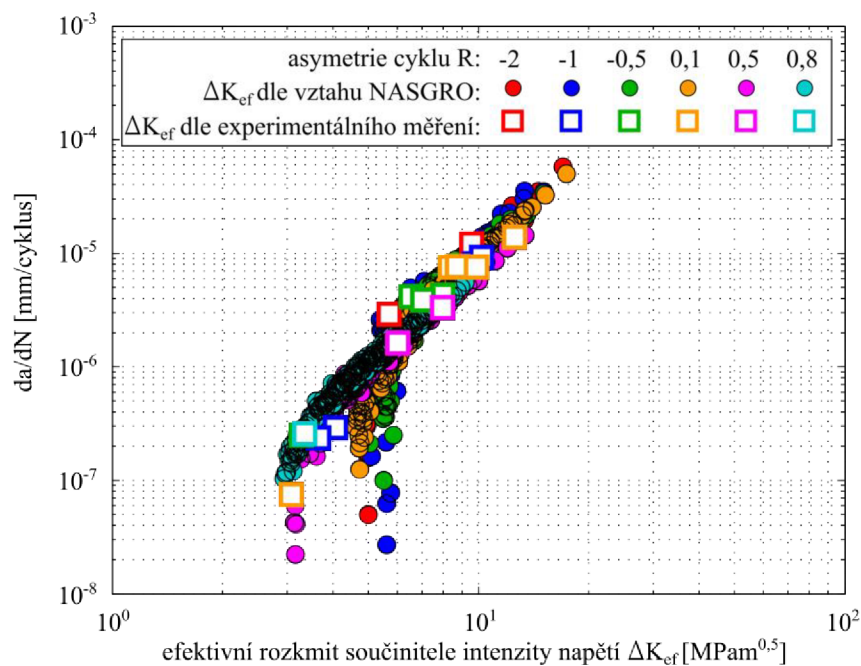
Tabulka 19.1 zobrazuje naměřené otvírací síly pro různé asymetrie cyklu a různé zatěžné úrovně (prahová a lineární oblast v - K křivky). Význam jednotlivých užitých veličin v tabulce 19.1: R - parametr asymetrie cyklu, F_{max} - maximální síla v měřeném cyklu, a - polovina celkové délky trhliny před nalepením tenzometru, da/dN - rychlost šíření trhliny

před nalepením tenzometru, K_{max} - maximální hodnota K-faktoru měřeného cyklu, $F_{ot,4\%}$ - hodnota otevírací síly pro 4% hranici změny tuhosti, viz obr. 19.4, $U_{4\%}$ - otevírací funkce pro 4% hranici změny tuhosti, která je dána vztahem:

$$U_{4\%} = \frac{\Delta K_{ef}}{\Delta K} = \frac{K_{max} - K_{ot}}{K_{max} - K_{min}} = \frac{F_{max} - F_{ot,4\%}}{F_{max} - F_{min}}. \quad (19.5)$$

Tabulka 19.1 – Určení zavírací funkce U dle tenzometrického měření pro různé asymetrie cyklu a různé úrovně zatížení

R [-]	F_{max} [kN]	a [mm]	da/dN [mm/cyklus]	K_{max} [MPam ^{0,5}]	$F_{ot,4\%}$ [kN]	$U_{4\%}$ [-]
-2	7,33	25,12	1,204E-05	13,23	2,03	0,24
-2	9,67	15,63	2,900E-06	8,58	3,26	0,22
-1	18,00	10,73	8,000E-06	11,7	3,03	0,42
-1	23,00	7,03	9,125E-06	11,6	2,79	0,44
-1	10,50	12,12	2,900E-07	7,59	4,89	0,27
-1	14,00	6,34	2,353E-07	6,75	6,41	0,27
-0,5	25,33	5,96	7,500E-06	11,71	7,22	0,48
-0,5	12,00	17,67	7,600E-06	11,99	3,25	0,49
-0,5	16,00	12,72	7,500E-06	11,68	2,48	0,56
-0,5	16,00	16,30	1,375E-05	14,61	2,28	0,57
-0,5	11,33	8,09	7,500E-08	6,29	5,78	0,33
0,1	9,56	18,28	4,125E-06	9,94	3,27	0,73
0,1	8,88	20,63	4,250E-06	10,92	2,4	0,81
0,1	12,22	15,43	3,850E-06	10,66	4,15	0,73
0,1	10,33	9,29	2,500E-07	6,23	4,89	0,59
0,5	12,00	17,60	1,610E-06	12,02	4,47	1,00
0,5	15,00	18,52	3,300E-06	15,93	4,14	1,00
0,8	30,00	8,21	2,556E-07	16,74	4,99	1,00



Obr. 19.5 – v - ΔK_{ef} křivka materiálu EA4T, kde efektivní hodnoty K-faktoru jsou určeny dle vztahu NASGRO a dle experimentu (tenzometrické měření)

Obr. 19.5 ukazuje $v\text{-}\Delta K_{ef}$ křivku materiálu EA4T, kde efektivní hodnoty měřených bodů jsou zpracovány dle zavírací funkce f ze vztahu NASGRO, viz vztah 7.1 a dle experimentálně naměřených hodnot otevírání, viz upravený vztah 19.3:

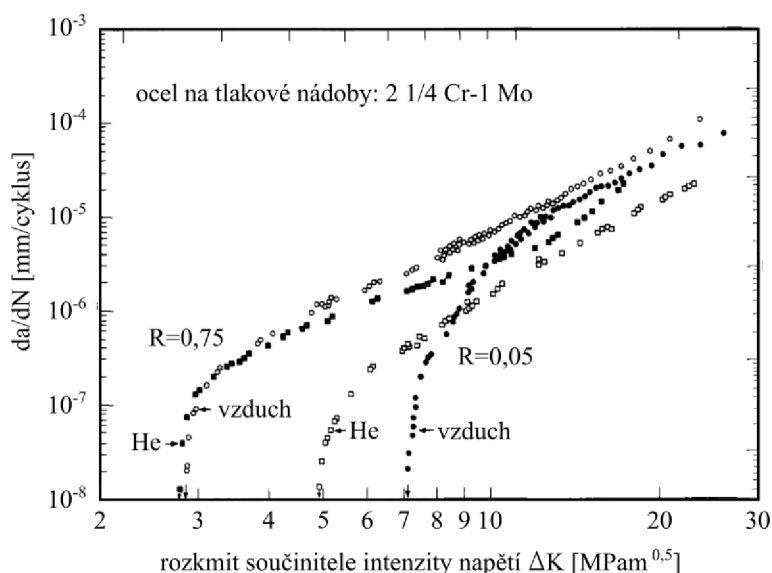
$$\Delta K_{ef} = U_{4\%} \Delta K, \quad (19.6)$$

kde $U_{4\%}$ je experimentálně stanovená zavírací funkce z tabulky 19.1.

Zatímco v lineární oblasti $v\text{-}\Delta K_{ef}$ křivky se efektivní body získané oběma přístupy zcela shodují, v prahových hodnotách dochází k rozporu. Experimentálně změřené zavírání v prahových hodnotách ukazuje, že NASGRO model nedostatečně popisuje zavírání v této oblasti. NASGRO model totiž uvažuje pouze plasticky indukované zavírání trhliny, avšak zcela nepokrývá zavírání vlivem existence oxidů a drsnosti lomových ploch (anglicky tzv. „oxide and roughness induced crack closure“), viz např. Pokluda a Šandera (2010). Při experimentálním stanovení zavírací funkce je však měřeno zavírání vlivem všech typů zavírání (plasticky indukované zavírání trhliny, drsnosti lomových ploch indukované zavírání, oxidickými částicemi indukované zavírání atd.). Na základě experimentálních výsledků tak lze potvrdit koncepci zavírání trhliny (anglicky „crack closure“) u zkoumaného materiálu EA4T. Naskýtá se však otázka, který z dalších mechanismů zavírání je pro daný materiál nejpodstatnější.

19.2 Zavírání trhliny vlivem oxidické vrstvy

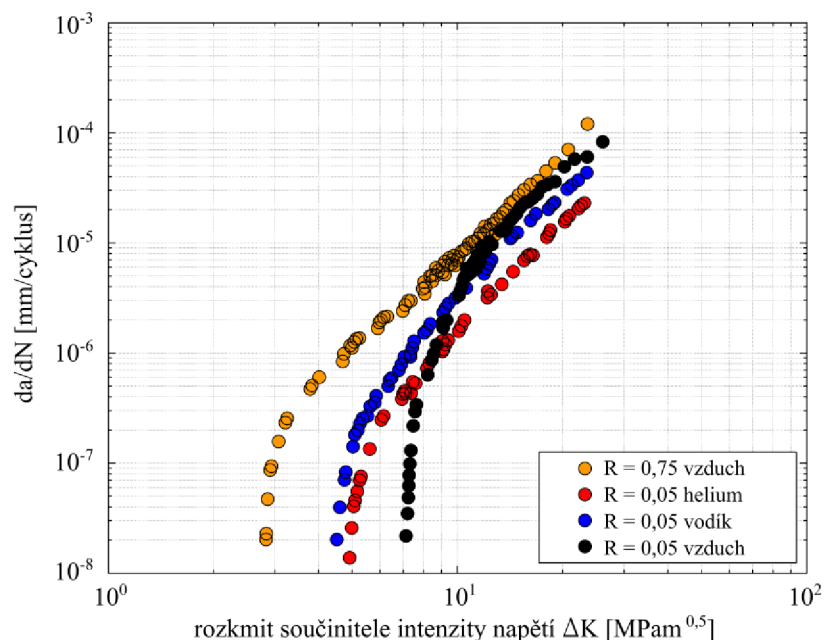
Na základě výsledků z obr. 19.5 bylo snahou studovat další mechanismy zavírání trhliny, které ovlivňují zavírání především v prahových hodnotách. Zajímavým podkladem pro další studium se stal článek Suresh et al. (1981), který se zabývá zavíráním trhliny vlivem vzniku oxidické vrstvy. Dle tohoto článku je oxidická vrstva tenká v řádu desetin μm , avšak při zatížení v blízkosti prahových hodnot může oxidická vrstva významně ovlivňovat míru zavírání trhliny.



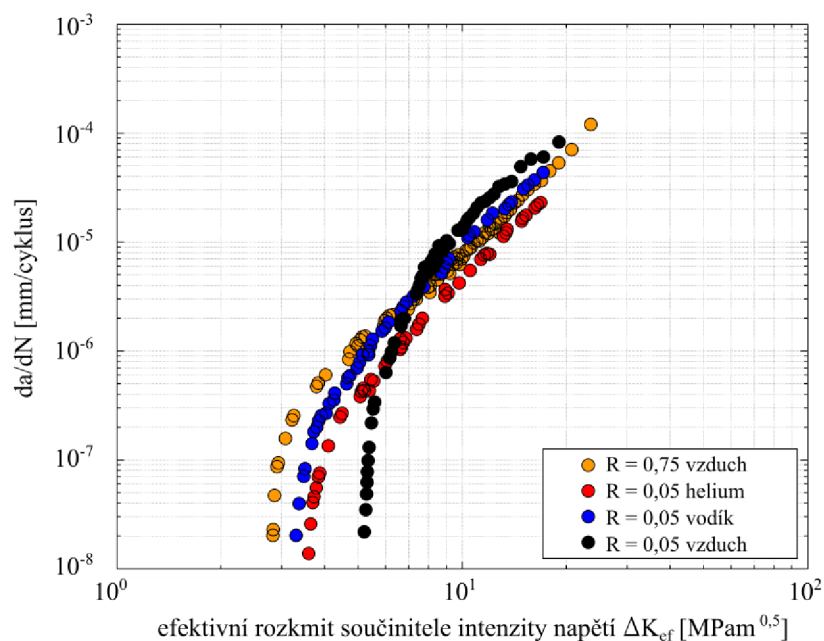
Obr. 19.6 – šíření únavové trhliny v oceli pro tlakové nádoby při asymetrii cyklu $R = 0,75$ a $0,05$ v atmosféře vlhkého vzduchu a atmosféře hélia, převzato ze Suresh et al. (1981)

Obr. 19.6 zobrazuje $v\text{-}\Delta K$ křivky oceli pro tlakové nádoby, kde měření bylo provedeno ve vlhkém vzduchu a v atmosféře inertního hélia. Tyto křivky byly měřeny pro parametr asymetrie cyklu $R = 0,75$ a $R = 0,05$. V případě vyšší asymetrie cyklu $R = 0,75$ (odpovídající asymetrii cyklu již bez vlivu zavírání) není v prahové oblasti vidět žádný rozdíl mezi šířením

v atmosféře vzduchu a hélia. Rozdíl však nastává u asymetrie $R = 0,05$, kde $v\text{-}\Delta K$ křivka měřená ve vlhkém vzduchu vykazuje vyšší prahové hodnoty než křivka měřená v heliu.



Obr. 19.7 – šíření únavové trhliny v oceli pro tlakové nádoby při asymetrii cyklu $R = 0,75$ a $0,05$ v atmosféře vzduchu, hélia a vodíku, $v\text{-}\Delta K$ křivka, data převzata ze Suresh et al. (1981)



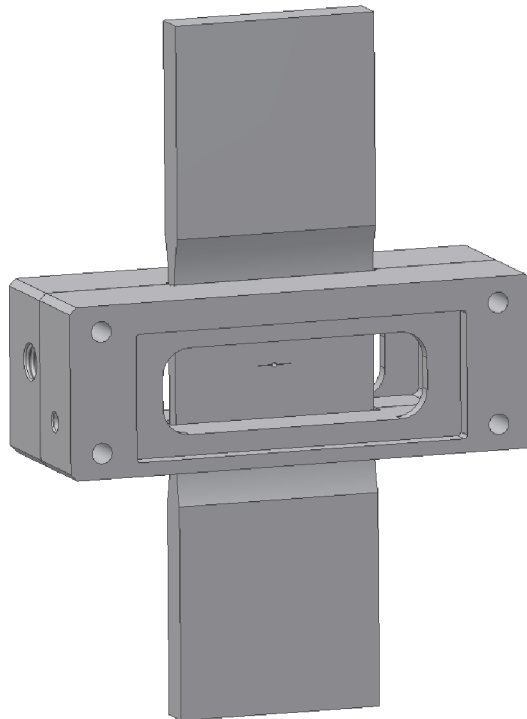
Obr. 19.8 – šíření únavové trhliny v oceli pro tlakové nádoby při asymetrii cyklu $R = 0,75$ a $0,05$ v atmosféře vzduchu, hélia a vodíku, $v\text{-}\Delta K_{ef}$ křivka, data převzata ze Suresh et al. (1981) a upravena dle vztahu NASGRO, viz vztah 7.1

Obr. 19.7 zobrazuje převzaté hodnoty (oproti obr. 19.6 doplněné o hodnoty šíření v atmosféře vodíku) z práce Suresh et al. (1981), které byly uvažovány pro výpočet efektivních hodnot rozkmitů K-faktoru, dle NASGRO vztahu, viz vztah 7.1. V případě $v\text{-}\Delta K_{ef}$ vyjádření šíření únavové trhliny, by si všechny křivky měřené pro různé asymetrie cyklu měly odpovídat. Šíření v atmosférách potlačujících vznik oxidů (helium a vodík) se v efektivních

hodnotách přibližují k $v\text{-}\Delta K_{ef}$ křivce měřené ve vzduchu na $R = 0,75$, viz obr. 19.8. Lze konstatovat, že zavírání trhliny kvůli existenci oxidické vrstvy hraje výraznou roli u oceli 2 ¼ Cr-1 Mo - ocel užívaná na tlakové nádoby užitá v práci Suresh et al. (1981). Jelikož tato ocel je v mnoha parametrech obdobná studované EA4T (relativně podobné chemické složení, martenziticko-bainická struktura, obdobná mez kluzu a pevnosti), bylo snahou studovat vliv zavírání vlivem oxidické vrstvy i u zkoumané vlakové oceli EA4T.

19.3 Experimentální stanovení vlivu vlhkosti na šíření únavové trhliny

Po závěrech plynoucích z obr. 19.8 bylo snahou provést experiment s potlačením oxidicky indukovaného zavírání trhliny také v rámci dizertační práce. Snížení oxidicky indukovaného zavírání bylo provedeno snížením vlhkosti. Výrazná úprava vlhkosti v celé laboratoři by byla velmi složitá, proto byla zvolena metoda, kde testované zkušební těleso bylo v měřené části rychlosti šíření umístěno v hermeticky uzavřené komoře, ve které byla snížena vlhkost, viz schéma na obr. 19.9, která byla sestrojena v rámci řešení dizertační práce.



Obr. 19.9 – model zkušebního $M(T)$ tělesa a komory pro měření rychlosti růstu trhliny při různé vlhkosti prostředí

Užitá komora, která byla sestrojena v rámci dizertační práce, viz obr. 19.9, se skládá ze dvou hlavních částí, které jsou k sobě sešroubovány pomocí 4 šroubů. Díky sešroubování a užití těsnícího materiálu je komora ke zkušebnímu tělesu připevněna sevřením v horní části komory. Naopak dolní část komory je vyrobena s vůlí tak, aby se zkušební těleso s komorou nedotýkalo a nedocházelo tak k nežádoucímu vyztužení měřeného tělesa (zabránění silového styku a přenosu zatížení mezi tělesem a komorou). Montážní vůle mezi komorou a zkušebním tělesem jsou utěsněny pomocí sanitárního silikonu, který zaručí potřebnou těsnost a zároveň dostatečnou poddajnost. Užití sanitárního silikonu dále zaručí, že cyklické zatěžování nemá vliv na ztrátu těsnosti užitě komory.

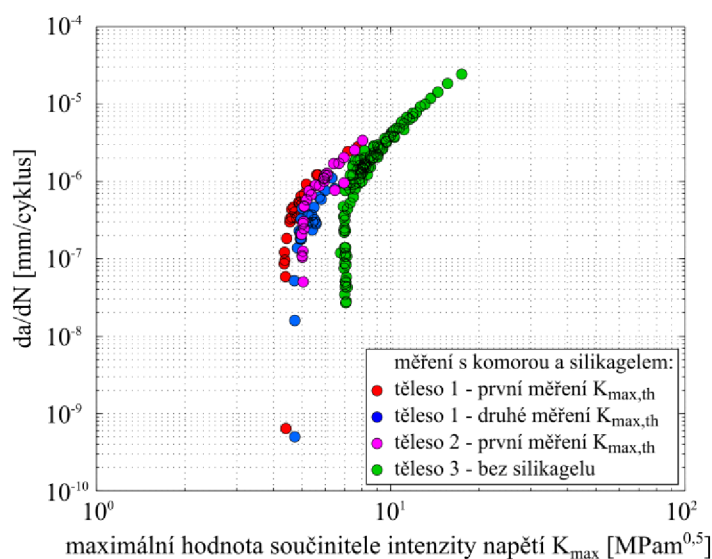
Ve středu komory je z obou stran přilepené sklo pro zajištění možnosti měření změny délky trhliny z přední i zadní strany zkušebního tělesa. Testovací komora má celkem 3 otvory, kde dva diagonální otvory slouží k případnému přívodu a odvodu plynného média (v této

práci nebylo užito). Poslední otvor slouží jako vstup kabelu napojeného na senzory teploty a relativní vlhkosti.

Cílem měření v komoře bylo provést měření rychlosti šíření únavové trhliny za snížené vlhkosti (snahou bylo snížit oxidicky indukované zavírání trhliny). Vlhkost v komoře byla snížena pomocí silikagelu.

Postup měření rychlosti šíření trhliny v komoře se silikagelem byl následující. Do demontované komory bylo nasypáno patřičné množství silikagelu (ve formě malých kuliček) a následně byla komora připevněna ke zkušebnímu tělesu. Všechny vůle mezi zkušebním tělesem a komorou byly utěsněny pomocí sanitárního silikonu. Následně bylo zkušební těleso s komorou upevněno do rezonančního stroje, kde probíhalo již standardní měření rychlosti šířící se trhliny. Pro testování vlivu komory se silikagelem byla vybrána asymetrie $R = -1$, neboť je to jedna z nejpodstatnějších asymetrií cyklů pro určení zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy. Pro toto měření byla k dispozici již pouze 3 zkušební tělesa z materiálu EA4T, viz kapitola 7. U dvou těles probíhalo měření s komorou a silikagelem (šíření v „suché“ atmosféře). Třetí zkušební těleso bylo měřeno opět s komorou, ale bez silikagelu (šíření v „normální“ atmosféře). Důvodem byla snaha ověřit, že samotná komora neovlivňuje naměřený tvar v - K křivky. V případě měření s komorou a silikagelem bylo dosaženo téměř konstantní hodnoty relativní vlhkosti (měření vlhkosti pomocí senzoru relativní vlhkosti probíhalo po celou dobu měření v - K křivky). V případě prvního zkušebního tělesa byla relativní vlhkost udržována kolem hodnoty 11 % a v případě druhého zkušebního tělesa kolem 18 %. V obou případech se měřená relativní vlhkost pohybovala v rozmezí $\pm 0,5$ %, což je pod hranici přesnosti samotného čidla $\pm 3,5$ %. Relativní vlhkost v laboratoři se po dobu měření pohybovala v rozmezí 32-40 %. V průběhu měření v - K křivek byla měřena také teplota v komoře. Měřená teplota však odpovídala teplotě okolí, která byla v rozsahu cca 25-27 °C po dobu měření a to při všech zátěžných úrovních.

Výsledky měření v - K křivek s užitím komory jsou znázorněny na obr. 19.10. Snížení relativní vlhkosti vede k citelnému poklesu prahové hodnoty. Shrnutí naměřených prahových hodnot je uvedeno v tabulce 19.2. Např. snížení relativní vlhkosti z laboratorních 32-40 % na 18 % vede k poklesu prahové hodnoty o cca 2 MPam^{0.5}. Takový pokles prahové hodnoty vede k razantnímu zkrácení zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy, viz 9. kapitola - tabulka 9.1.

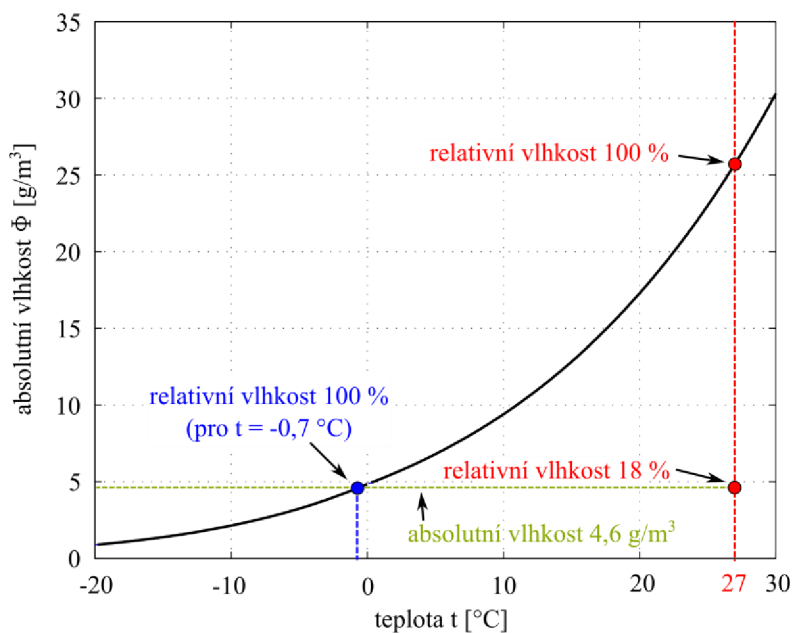


Obr. 19.10 – výsledky měření rychlosti šíření trhliny s komorou (s a bez silikagelu)

Tabulka 19.2 – Sumarizace dat ze třech měřených zkušebních těles s komorou

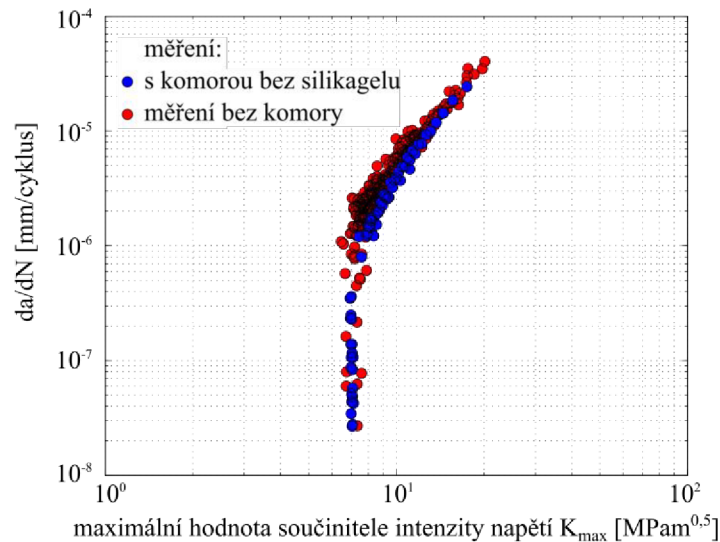
zkušební těleso č.	komora	silikagel	relativní vlhkost	$K_{max,th}$ [MPam ^{0,5}]
1	ano	ano	11 %	4,4
2	ano	ano	18 %	5,0
3	ano	ne	32-40 %	6,9

Relativní vlhkost 18 % při teplotě 27 °C (teplota, která panovala při měření prahové hodnoty na zkušebním tělese 2) odpovídá dle Staněk (2010) absolutní vlhkosti $\Phi = 4,6 \text{ g/m}^3$ (gramy vodní páry na metr krychlový vzduchu). Obr. 19.11 zobrazuje průběh nasycené vodní páry ve vzduchu jako funkci teploty při normálním atmosférickém tlaku. Z grafu plyne, že stejná absolutní vlhkost $\Phi = 4,6 \text{ g/m}^3$ odpovídá také 100% relativní vlhkosti při teplotě -0,7 °C. To znamená, že pro teploty nižší než -0,7 °C již vzduch nemůže být nasycen větším množstvím vodní páry než je $4,6 \text{ g/m}^3$ a zpravidla bude vzduch sušší. To znamená, že pro provozní záporné teploty reálných náprav je absolutní vlhkost prostředí zaručeně nižší než absolutní vlhkost, která panovala v laboratoři při měření nízké prahové hodnoty $5 \text{ MPam}^{0,5}$ (měřené při relativní vlhkosti 18 % a teplotě 27 °C, která odpovídá absolutní vlhkosti $\Phi = 4,6 \text{ g/m}^3$). Bude-li platit, že více popisujícím faktorem než relativní vlhkost je absolutní vlhkost, která zohledňuje skutečné množství vodní páry ve vzduchu, tak prahová hodnota v záporných teplotách bude nízká, a tím pádem případná zbytková únavová životnost nápravy s trhlinou značně kratší. Tuto hypotézu je žádoucí v budoucnu otestovat.

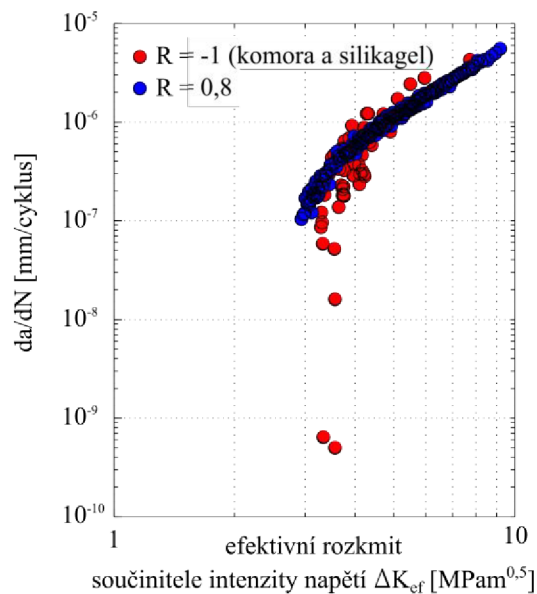


Obr. 19.11 – závislost množství nasycené vodní páry (relativní vlhkost 100 %) pro různé teploty – převzato ze Staněk (2010)

Obrázek 19.12 zobrazuje porovnání měřených zkušebních těles bez komory a s komorou, kde však nebyl umístěn silikagel (šíření trhliny v „normální“ atmosféře pro oba případy). Jelikož se měřené v - K křivky poměrně dobře shodují, lze konstatovat, že samotná komora nikterak nevytuzuje zkušební těleso a neovlivňuje rychlost šíření trhliny oproti klasickému měření bez komory. Na základě těchto výsledků lze posun v prahové hodnotě připsat právě změně vlhkosti okolního prostředí zkoušeného tělesa.



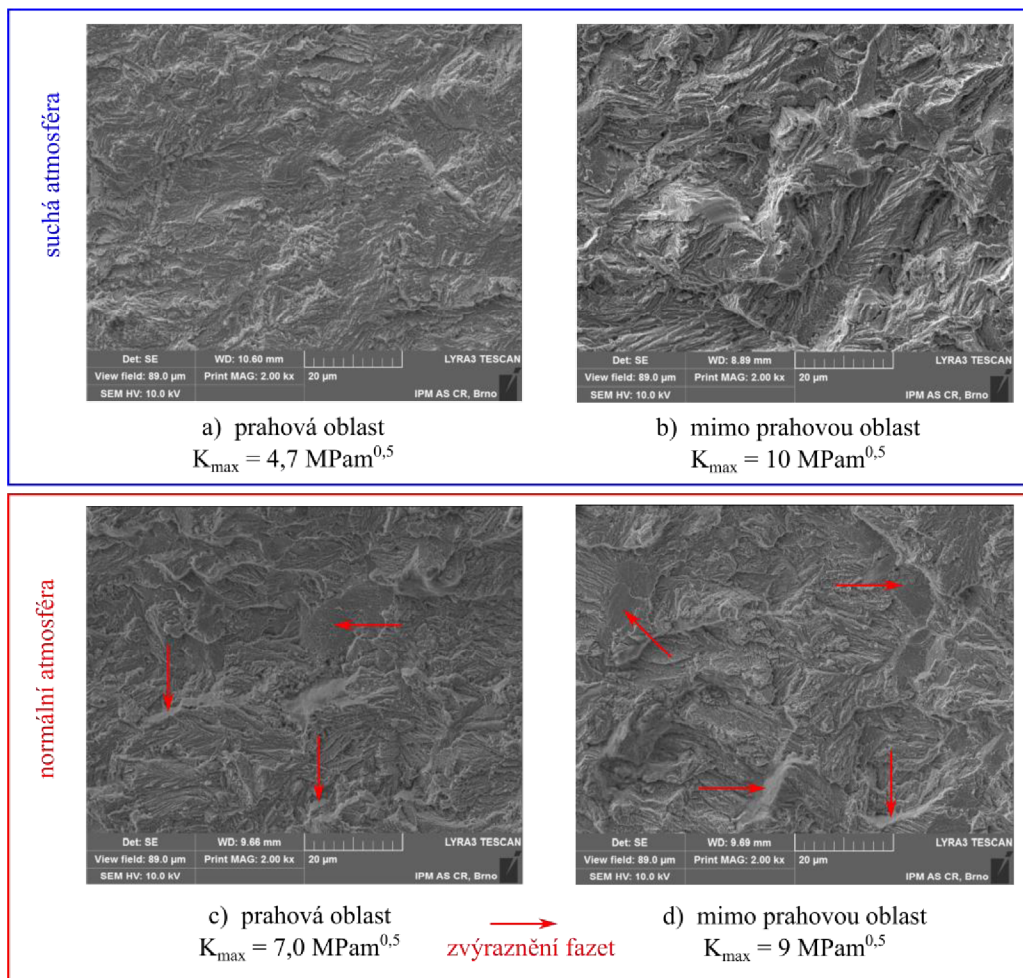
Obr. 19.12 – porovnání rychlosti šíření únavové trhliny na zkušebním tělese bez komory a s komorou bez silikagelu – asymetrie cyklu $R = -1$



Obr. 19.13 – efektivní rozkmit součinitele intenzity napětí pro asymetrii cyklu bez zavírání trhliny ($R = 0,8$) a asymetrii cyklu $R = -1$ měřenou v „suché“ komoře (zkušební těleso 1)

Obr. 19.13 zobrazuje $v\text{-}\Delta K_{ef}$ data (plasticky indukované zavírání je zahrnuto vztahem 7.1) získaná měřením při parametru asymetrie cyklu $R = 0,8$ (asymetrie bez zavírání trhliny) a při $R = -1$ (asymetrie, při které normální (laboratorní) vlhkost vzduchu způsobuje výrazné zavírání trhliny). Data v případě $R = -1$ byla získána s užitím komory s nízkou vlhkostí vzduchu (snaha potlačit oxidicky indukované zavírání trhliny).

Jak bylo řečeno $v\text{-}\Delta K_{ef}$ křivky měřené na různých asymetriích cyklu by si měly odpovídat. Data měřená v suché komoře, viz $R = -1$ v obr. 19.13, se již poměrně dobře přibližují k očekávanému průběhu. Stále je zde však patrný mírný posun v prahových hodnotách, který lze připsat i nepřesnostem při měření, nepřesnosti empirického popisu vlivu plasticky indukovaného zavírání trhliny, viz funkce f ve vztahu NASGRO, či ještě existující rezervě ve snížení vlhkosti vzduchu.



obr. 19.14 – fraktografický pohled na líce trhliny šířící se v „suché“ a „normální“ atmosféře

Obr. 19.14 zobrazuje fraktografické snímky z obou typů měření (v suché/normální atmosféře). Z těchto snímků vyplývá, že snížením vlhkosti dochází také částečně ke změně mechanismu šíření. V případě šíření v „normální“ atmosféře vznikají na lomové ploše fazety a lomová plocha je tak drsnější. Snížení vlhkosti tak nevede pouze k potlačení vlivu oxidů, ale také ke snížení drsnosti lomových ploch, a tím pádem k částečnému odbourání vlivu zavírání trhliny, které je indukované vlivem drsnosti líců trhliny.

Obr. 19.14a-b odpovídá šíření v suché atmosféře a obr. 19.14c-d odpovídá šíření v normální atmosféře. Z fraktografického hlediska jsou lomové plochy šíření v obou prostředích charakteristické transkrystalickým porušením. V případě trhliny šířené v „normální“ atmosféře je na lomové ploše pozorována přítomnost oxidů a fazet, viz obr. 19.14c-d. Šíření trhliny v „suché“ atmosféře nevykazuje výskyt oxidů ani fazet, viz obr. 19.14a-b. Vliv rychlosti šíření (prahová/lineární oblast ν - K křivky) nemá zásadní vliv na charakter lomové plochy (ve všech případech se jedná o transkrystalické porušení). Ve všech případech bylo patrné lokální otláčení lomových ploch, které lze vysvětlit kontaktem obou líců trhliny v průběhu zatěžování (důkaz, že se líce trhliny dostávají v průběhu cyklu do kontaktu). Pozorované fazety a oxidy tak mohou vysvětlit vyšší zavírání trhliny v „normální“ atmosféře a vysvětlit tak nižší naměřenou prahovou hodnotu.

19.4 Shrnutí vlivu mechanismů zavírání trhliny na zbytkovou únavovou životnost

V této kapitole byl vysvětlen nesoulad naměřených $v\text{-}\Delta K_{ef}$ křivek v kapitole 7, kde prahové hodnoty křivek měřených pro parametry asymetrie cyklu 0,1; -0,5; -1 a -2 jsou značně posunuty k vyšším hodnotám než prahové hodnoty měřené na parametrech asymetrie cyklu 0,5 a 0,8. Zmíněný posun je způsoben vlivem mechanismů oxidicky a drsnostně indukovaného zavírání trhliny. Bylo ukázáno, že se sníženou vlhkostí prostředí, ve které se šíří trhlina, lze dosáhnout značně nižší prahové hodnoty.

Z obr. 19.10 vyplývá, že u materiálu EA4T při pokojové teplotě snížení relativní vlhkosti o cca 15 % (snížení z 32-40 % na 18 %) vede ke snížení prahové hodnoty o cca $2 \text{ MPam}^{0,5}$. Takový pokles prahové hodnoty pak má za následek výraznou redukci ve zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy, viz kapitola 9. Z aplikačního hlediska by bylo zajímavé v budoucnu studovat i vliv vlhkosti prostředí na šíření trhliny v materiálu EA1N. V případě, že by se prahová hodnota součinitele intenzity napětí značně měnila právě v rozsahu laboratorní vlhkosti, mohl by být částečně vysvětlen rozptyl v naměřených prahových hodnotách tohoto materiálu, viz obr. 2.2 či obr. 17.1.

20 Závěr

Předložená dizertační práce se zabývá určováním zbytkové únavové životnosti vlakových náprav na základě „damage tolerance“ přístupu, který připouští existenci defektu v nápravě. Tento přístup je užíván z důvodu, že detekování defektů a trhlin při revizích není zcela zaručené, a proto je nutné pro bezpečný provoz vlaků konzervativně uvažovat existenci trhliny určité velikosti v nápravě. Velikost takto uvažované trhliny přímo souvisí s detekčními možnostmi nedestruktivních metod a s mírou rizika, které jsou provozovatelé vlaků ochotni akceptovat (čím je trhlina delší, tím je vyšší pravděpodobnost detekování takové trhliny). Zbytková únavová životnost vlakové nápravy je poté stanovena jako doba (počet cyklů, kilometrů) nutná pro růst trhliny z počáteční délky na délku kritickou. V případě, že inspekční kontroly jsou vykonávány v kratších intervalech, než je zbytková únavová životnost nápravy, provoz nápravy je bezpečný, neboť náprava s případnou trhlinou je odhalena a vyřazena z provozu dříve, než trhlina dosáhne své kritické velikosti. Na základě výpočtů zbytkové únavové životnosti je tedy možné nastavit interval mezi jednotlivými inspekcemi, které nebudou ani krátké (nehospodárny provoz) ani dlouhé (provoz s rizikem únavového selhání nápravy).

V rámci dizertační práce bylo studováno hned několik parametrů, které ovlivňují vypočtenou zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy. Na základě výsledků lze konstatovat, že seřazení významnosti jednotlivých parametrů ovlivňujících přesnost odhadu zbytkové únavové životnosti není jednoduché, neboť některé parametry jsou významné pro krátké počáteční trhliny (délka cca 1 mm) a méně významné pro dlouhé počáteční trhliny (délka okolo 5 mm) či naopak. Ze studovaných vlivů lze vyzdvihnout tři nejpodstatnější vlivy: vliv velikosti prahové hodnoty součinitele intenzity napětí (a přesnosti jejího stanovení), vliv vlhkosti prostředí, ve kterém se šíří trhlina (přímo ovlivňuje velikost prahové hodnoty) a vliv zbytkových napětí. Všechny získané výsledky lze shrnout následovně:

Vliv asymetrie zátěžného cyklu

Vlaková náprava je díky proměnné amplitudě zatížení a existenci zatížení od nalisovaného kola (popř. vlivu zbytkových napětí) vystavena také proměnné asymetrii zátěžného cyklu v průběhu růstu případné únavové trhliny. V práci bylo ukázáno, že zejména pro záporné hodnoty parametru asymetrie cyklu, které jsou dominantní u zatížení vlakových náprav, je dostačující popis uvažující pouze maximální hodnotu v daném cyklu K_{max} (měřené ν - K_{max} křivky se téměř shodují pro parametry asymetrie cyklu od $R = -2$ do $0,1$). Zahnutí ve výpočtu i K_{min} , tedy reálné asymetrie cyklu přináší cca 20% nárůst vypočítané životnosti.

Vliv popisu rychlosti šíření únavové trhliny

V této práci byly porovnány dva přístupy popisující rychlost šíření trhliny (vztahy popisující tzv. ν - K závislost): vztah Parise a Erdogana a modernější vztah NASGRO. Užitím vztahu NASGRO lze docílit přesnějšího a vyššího odhadu zbytkové únavové životnosti v porovnání se vztahem Parise a Erdogana. To je dáno faktem, že NASGRO vztah dokáže lépe popsat ohyb ν - K křivky v blízkosti prahových hodnot. Rozdíl ve vypočítané životnosti je vyšší pro krátké uvažované počáteční trhliny, které korespondují s nižšími hodnotami součinitele intenzity napětí, a tím jsou více citlivé na přesný popis ν - K křivky v blízkosti prahových hodnot. Pro nápravu s počáteční délkou trhliny 1 mm je tak zbytková únavová životnost určená s využitím NASGRO přístupu o 46 % vyšší než v případě užití Paris-Erdoganova vztahu. Naopak pro počáteční trhliny o délce 3 a 5 mm činí rozdíl obou přístupů pouhých 5 %.

Vliv prahové hodnoty součinitele intenzity napětí

Prahová hodnota patří mezi nejpodstatnější parametry ovlivňující zbytkovou únavovou životnost nápravy, neboť rozhoduje o množství poškozujících cyklů ze zátěžného spektra. Tento vliv je významný především pro krátké počáteční trhliny (cca $a_0 = 1$ mm), kde redukce prahové hodnoty ze $7,16 \text{ MPam}^{0,5}$ na $7,00 \text{ MPam}^{0,5}$ vede k cca poloviční zbytkové únavové životnosti. Proto pro adekvátní odhady zbytkové únavové životnosti vlakových náprav je nutné znát co nejpřesněji prahovou hodnotu, resp. vlivy, které ji ovlivňují.

Vliv pravděpodobnostního popisu růstové křivky únavové trhliny

Pro bezpečný provoz nápravy není vhodné uvažovat „střední hodnoty“ v - K křivky z naměřených dat. Proto byly v rámci práce stanoveny v - K křivky „90 %“ a „99 %“, které tvoří obálku 90 % a 99 % všech naměřených bodů pro konzervativnější stanovení zbytkové únavové životnosti. Konzervativní proložení v - K křivek citelně snižuje odhad zbytkové únavové životnosti vlakové nápravy, a to zejména v případě nápravy s trhlinou délky 1 mm (např. uvažování 99% křivky vede k 30-ti násobně nižšímu odhadu zbytkové únavové životnosti než v případě uvažování středních hodnot v - K křivky).

Vliv retardačních efektů

Vypočítané retardační efekty dle zobecněného Willenborgova modelu ukazují jejich malý vliv pro počáteční trhlinu délky 1 mm (3% nárůst vypočítané zbytkové únavové životnosti vlivem zahrnutí retardačního modelu), ale poměrně velký vliv pro delší počáteční trhliny. Např. zahrnutí retardačních efektů pro nápravu s počáteční trhlinou délky 2 mm vede k $2,3\times$ většímu odhadu zbytkové únavové životnosti než v případě, kde retardační efekty nejsou zohledněny. Odlišná míra vlivu retardačních efektů pro různé počáteční délky trhliny může být vysvětlena relací mezi nejvyššími amplitudami zátěžného spektra a prahovou hodnotou součinitele intenzity napětí použitého materiálu nápravy. V případě krátké trhliny jsou díky prahové hodnotě poškozující jen ty nejvyšší amplitudy ze zátěžného spektra, avšak pro významnější retardaci je nutné mít do základního cyklu vložen co největší přetěžující cyklus. K takovému jevu však dochází pouze v případě dlouhých trhlín, kde prahová hodnota neeliminuje výraznou část zátěžného spektra a retardační efekty se tak mohou více projevit.

Experimenty však dále ukazují, že zbytková únavová životnost určená výpočtem dle zobecněného Willenborgova modelu by měla být konzervativní, neboť Willenborgův model předpokládá velikost ovlivněné zóny (s retardací trhliny) shodnou s velikostí plastické zóny (před čelem trhliny) vzniklé při přetěžujícím cyklu. Dosažené experimentální výsledky však ukazují, že ovlivněná zóna, kde dochází k retardaci trhliny, je mnohem větší. Ze zmíněných důvodů je vhodné retardační efekty šíření únavové trhliny v budoucnu dále studovat.

Vliv mírného zmenšení a zvětšení zátěžných amplitud v zátěžném spektru

V rámci práce byl také zkoumán vliv mírného zvětšení/zmenšení všech zátěžných amplitud v zátěžném spektru v rámci několika procent. Takový výsledek, může být zajímavý pro provozovatele a výrobce vlaků, kde např. v případě trhliny délky 2 mm a 10% snížení zatížení (např. vlivem odlehčení konstrukce vlaku, zvětšení průměru nápravy) vede k cca dvojnásobné zbytkové únavové životnosti nápravy. Naopak pro stejnou počáteční délku trhliny 2 mm vede zvýšení zatížení o 10 % k redukci zbytkové únavové životnosti o cca 40 %.

Vliv občasných přetěžujících cyklů

Vlaková zátěžná spektra jsou experimentálně měřena na stovkách či maximálně tisících provozních kilometrech. Vlakové nápravy jsou však v provozu i několik milionů kilometrů, a proto je zde riziko, že čas od času bude náprava vystavena většímu zatížení, než které odpovídá nejvyšší naměřené amplitudě z experimentálního měření. Proto byly odhadnuty velikosti amplitud občasných přetěžujících cyklů a výpočtem stanoven jejich vliv na zbytkovou únavovou životnost vlakové nápravy. Výsledky ukazují, že význam těchto velmi zřídka se vyskytujících cyklů je z pohledu zbytkové únavové životnosti nápravy zanedbatelný. Největší efekt byl získán pro nejkratší uvažovanou délku trhliny 1 mm, u které zahrnutí občasných vyšších cyklů vedlo k 2% redukci zbytkové únavové životnosti.

Vliv typu zátěžného spektra

V rámci práce bylo provedeno srovnání několika typů zátěžných vlakových spekter. Pro vzájemnou porovnatelnost byla zátěžná spektra normována na stejný počet cyklů a na stejnou velikost nejčetnější amplitudy. Výsledky ukazují zajímavý trend, kde nejvíce poškozuující spektrum pro nápravu s krátkou počáteční trhlinou ($a_0 = 1$ mm) nemusí být nejvíce poškozuující pro případ nápravy s delší uvažovanou počáteční trhlinou. Nejvíce se vypočítané výsledky zbytkové únavové životnosti liší pro případ uvažované počáteční trhliny délky 1 mm, kde vlivem různých maxim zátěžných amplitud jednotlivých spekter dochází k rapidní změně počtu poškozuujících cyklů, a tím k velkým rozdílům v odhadech zbytkové únavové životnosti.

Dalším zkoumaným parametrem byl vliv diskretizace zátěžného spektra. Diskretizace byla provedena pro setřídění do 6, 9, 12, 18 a 36 zátěžných tříd. Ukazuje se, že pro nápravy s trhlinou délky 2 mm a delší je vliv diskretizace zanedbatelný. V případě uvažované počáteční délky trhliny 1 mm je vliv diskretizace zátěžného spektra citelnější, neboť může dojít k významnému zprůměrování hodnot nejvyšších zátěžných amplitud, které jsou klíčové pro stanovení zbytkové únavové životnosti náprav s „krátkou“ počáteční trhlinou či defektem.

Vliv geometrie nápravy

Získané výsledky ukazují, že i problematika životnosti rozdílných geometrií nápravy není jednoduchá a nelze, v případě damage tolerance přístupu, vždy jednoduše rozhodnout, která náprava je z pohledu únavového selhání bezpečnější. Srovnány byly dvě hnací nápravy, kde první náprava vykazovala vyšší životnost než náprava druhá pro délku počáteční trhliny 1 mm. V případě trhliny délky 2 a 5 mm je ovšem situace zcela opačná, kde vyšší zbytkovou únavovou životnost vykazuje druhá náprava. Takto získané výsledky lze vysvětlit rozdílným rozložením napětí (zejména axiálního) po průřezu nápravy.

Vliv materiálu nápravy

Vliv materiálu nápravy víceméně souvisí s vlivem prahové hodnoty (studované materiály se v lineární části v - K křivky příliš neliší). S výjimkou kapitoly 17, kde byla zkoumána ocel EA1N, byla ve všech ostatních kapitolách uvažována nápravová ocel EA4T. Jiné užívané oceli pro výrobu vlakových náprav mají zpravidla nižší prahovou hodnotu než ocel EA4T, což vede k nižší zbytkové únavové životnosti. Proto náprava vyrobená z materiálu EA4T vykazuje delší životnost než identická náprava vyrobená z materiálu EA1N. Experimentální data oceli EA1N vykazují velký rozptyl v měřených prahových hodnotách. Velký rozptyl dat naměřili i jiní autoři, kteří se šířením únavových trhlin v materiálu EA1N také zabývali. Do budoucna by bylo vhodné zdroj tohoto rozptylu studovat a podat jeho vysvětlení.

Vliv zbytkových napětí

Zbytková napětí patří mezi nejvýznamnější vlivy ovlivňující zbytkovou únavovou životnost nejen vlakových náprav. Tato napětí mohou být vyvolána např. pomocí kalení, válečkování, kuličkování či jinou úpravou povrchu. V rámci práce byly studovány účinky kalení nápravy na velikost a rozsah zbytkových napětí. Výpočty zbytkové životnosti se zahrnutím zbytkových napětí se již velmi přibližují výsledkům experimentů, které byly provedeny ve společnosti BONATRANS GROUP a. s. na reálných nápravách. Stále jsou však provedené odhady konzervativní. Díky velkému rozptylu naměřených zbytkových tlakových napětí však není pro bezpečný odhad zbytkové únavové životnosti vhodné uvažovat pouze „střední“ naměřené hodnoty zbytkových napětí.

Vliv vlhkosti prostředí

Za významný přínos předložené dizertační práce je možno považovat stanovení vlivu změny vlhkosti vzduchu na šíření únavové trhliny. Pro potřebná měření byla v rámci dizertační práce sestrojena komora, umožňující snížit vlhkost vzduchu v okolí šířící se trhliny. I když jsou v - K křivky měřeny v laboratorních podmínkách, již poměrně nepatrná změna vlhkosti může ovlivnit velikost naměřené prahové hodnoty součinitele intenzity napětí. Např. prahová hodnota změřená při relativní vlhkosti 18 % a teplotě 27 °C (odpovídající absolutní vlhkosti 4,6 g/m³) vykazuje o 2 MPam^{0,5} nižší hodnotu než prahová hodnota naměřená při relativní vlhkosti okolo 35 % (odpovídající průměrné relativní vlhkosti v laboratoři). Vliv změny velikosti prahové hodnoty o 2 MPam^{0,5} na zbytkovou únavovou životnost byl demonstrován v kapitole 9. Je-li pro určení prahové hodnoty řídicím parametrem absolutní vlhkost prostředí, lze očekávat nižší prahovou hodnotu pro záporné teploty, neboť již pro teplotu -0,7 °C nelze v běžném tlaku atmosféry získat nasycenější vzduch než je 4,6 gramů vodní páry na m³ vzduchu. To by znamenalo, že při reálném provozu náprav za teplot nižších než 0 °C je nutné počítat v odhadech zbytkové únavové životnosti s prahovou hodnotou nižší o desítky procent, v porovnání s laboratorně naměřenými daty.

Závěrem je možno konstatovat, že v rámci řešení dizertační práce byla propracována metodika používaná pracovníky ÚFM AV ČR pro stanovení zbytkové únavové životnosti železničních náprav, přičemž tato metodika byla doplněna o celou řadu nových poznatků vedoucích ke spolehlivějšímu odhadu zbytkové únavové životnosti. V rámci řešení dizertační práce probíhala také úzká spolupráce se zaměstnanci BONATRANS GROUP a. s., se kterými byly významné výsledky konzultovány a připraveny také společné publikace. Všechny vytčené cíle práce byly splněny.

21 Seznam použitých zdrojů

ANDERSON, T. L. *Fracture mechanics: fundamentals and applications*. 3rd ed. Boca Raton, FL: Taylor & Francis, 2005. ISBN 0-8493-1656-1.

ANTUNES, F. V. a D. M. RODRIGUES, 2008. Numerical simulation of plasticity induced crack closure: Identification and discussion of parameters. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. roč. 75, č. 10, s. 3101–3120. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2007.12.009

ASTM E 647: Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates. West Conshohocken, PA: ASTM International; 2009.

BATHIAS, 1999. There is no infinite fatigue life in metallic materials. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* [online]. roč. 22, č. 7, s. 559–565. ISSN 8756758X. Dostupné z: doi:10.1046/j.1460-2695.1999.00183.x

BAŽANT, Zdeněk P. a Luis F. ESTENSSORO, 1979. Surface singularity and crack propagation. *International Journal of Solids and Structures* [online]. 1., roč. 15, č. 5, s. 405–426. ISSN 00207683. Dostupné z: doi:10.1016/0020-7683(79)90062-3

BENTHEM, J.P., 1977. State of stress at the vertex of a quarter-infinite crack in a half-space. *International Journal of Solids and Structures* [online]. 1., roč. 13, č. 5, s. 479–492. ISSN 00207683. Dostupné z: doi:10.1016/0020-7683(77)90042-7

BENYON, J. A. a A. S. WATSON, 2001. The use of Monte Carlo analysis to increase axle inspection interval. In: *In Proceedings of the 13th International Wheelset Congress, Rome, Italy, 2001*.

BERETTA, S. a M. CARBONI, 2006. Experiments and stochastic model for propagation lifetime of railway axles. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. roč. 73, č. 17, s. 2627–2641. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2006.04.024

BERETTA, S. a M. CARBONI, 2011. Variable amplitude fatigue crack growth in a mild steel for railway axles: Experiments and predictive models. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. 3., roč. 78, č. 5, s. 848–862. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2010.11.019

BERETTA, S. a D. REGAZZI, 2016. Probabilistic fatigue assessment for railway axles and derivation of a simple format for damage calculations. *International Journal of Fatigue* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 86, s. 13–23. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.08.010

BERETTA, S., A. GHIDINI a F. LOMBARDO, 2005. Fracture mechanics and scale effects in the fatigue of railway axles. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. roč. 72, č. 2, s. 195–208. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2003.12.011

BERETTA, S., M. CARBONI a M. MADIA, 2009. Modelling of fatigue thresholds for small cracks in a mild steel by „Strip-Yield” model. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 76, č. 10, s. 1548–1561. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2009.04.015

BERETTA, S., M. CARBONI, G. FIORE a A. LO CONTE, 2010. Corrosion-fatigue of A1N railway axle steel exposed to rainwater. *International Journal of Fatigue* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 32, č. 6, s. 952–961. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2009.08.003

BERETTA, S., M. CARBONI, A. LO CONTE, D. REGAZZI, S. TRASATTI a M. RIZZI, 2011. Crack growth studies in railway axles under corrosion fatigue: Full-scale experiments and model validation. *Procedia Engineering* [online]. B.m.: Elsevier B.V., roč. 10, s. 3650–3655. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2011.04.601

BERETTA, S., A. LO CONTE, J. RUDLIN a D. PANGGABEAN, 2015. From atmospheric corrosive attack to crack propagation for A1N railway axles steel under fatigue: Damage process and detection. *Engineering Failure Analysis* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, 1., roč. 47, č. PB, s. 252–264. ISSN 13506307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2014.07.026

BERETTA, S., M. CARBONI a D. REGAZZI, 2016. Load interaction effects in propagation lifetime and

inspections of railway axles. *International Journal of Fatigue* [online]. B.m.: Elsevier Ltd. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2016.03.009

BONATRANS ZPRÁVA, 2012, Residual lifetime of the railway axle, technická zpráva pro Bonatrans Group, a.s., Ústav fyziky materiálů AV ČR.

CARBONI, M. a S. CANTINI, 2016. Advanced ultrasonic “Probability of Detection” curves for designing in-service inspection intervals. *International Journal of Fatigue* [online]. 5., roč. 86, s. 77–87. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.07.018

CARPINTERI, A. a R. BRIGHENTI, 1996. Part-through cracks in round bars under cyclic combined axial and bending loading. *International Journal of Fatigue* [online]. 1., roč. 18, č. 1, s. 33–39. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/0142-1123(95)00076-3

CERVELLO, S., 2016. Fatigue properties of railway axles: New results of full-scale specimens from Euraxles project. *International Journal of Fatigue* [online]. 5., roč. 86, s. 2–12. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.11.028

CIAVARELLA, M., M. PAGGI a A. CARPINTERI, 2008. One, no one, and one hundred thousand crack propagation laws: A generalized Barenblatt and Botvina dimensional analysis approach to fatigue crack growth. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* [online]. 12., roč. 56, č. 12, s. 3416–3432. ISSN 00225096. Dostupné z: doi:10.1016/j.jmps.2008.09.002

DE IORIO, A., M. GRASSO, F. PENTA a G. P. PUCILLO, 2011. Fatigue Crack Growth Simulation in Railway Axles. *Key Engineering Materials* [online]. 9., roč. 488-489, s. 407–410. ISSN 1662-9795. Dostupné z: doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.488-489.407

EURAXLES projekt. [online] [vid. 2016b-01-03]. Dostupné z: <http://www.euraxles.eu/>

FAJKOŠ, R., R. ZIMA a K. KARWALA, 2009. The new technologies for increase fatigue strength of railways wheelsets and methods for verification a quality proceedings. *Problémy exploatacji*. roč. 1, s. 45–58.

FAJKOŠ, R., B. STRNADEL a R. ZIMA, 2014. Fatigue limit of induction hardened railway axles. In: *Metal 2014*.

GALLAGHER, J. P., 1974. A generalized development of yield zone models. *Technical Memorandum FBR-74-28*.

GALLAGHER, J. P. a T. F. HUGHES, 1974. Influence of yield strength on overload affected fatigue crack growth behavior in 4340 steel. *Air Force Flight Dynamics Laboratory*.

GÄNSER, H.-P., J. MAIERHOFER, R. TICHY, I. ZIVKOVIC, R. PIPPAN, M. LUKE a I. VARFOLOMEEV, 2016. Damage tolerance of railway axles – The issue of transferability revisited. *International Journal of Fatigue* [online]. roč. 86, s. 52–57. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.07.019

GONZÁLEZ-HERRERA, A. a J. ZAPATERO, 2005. Influence of minimum element size to determine crack closure stress by the finite element method. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. 2., roč. 72, č. 3, s. 337–355. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2004.04.002

HARTER, J. A., 1999. AFGROW users guide and technical manual.

HARTRANFT, R.J. a G.C. SIH, 1977. Stress singularity for a crack with an arbitrarily curved front. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. 1., roč. 9, č. 3, s. 705–718. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/0013-7944(77)90083-2

HASSANI-GANGARAJ, S. M., M. CARBONI a M. GUAGLIANO, 2015. Finite element approach toward an advanced understanding of deep rolling induced residual stresses, and an application to railway axles. *Materials and Design* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 83, s. 689–703. ISSN 18734197. Dostupné z: doi:10.1016/j.matdes.2015.06.026

HUTAŘ, P., S. SEITL a Z. KNĚSL, 2004. Quantification of the effect of specimen geometry on the fatigue crack growth response by two-parameter fracture mechanics. *Materials Science and Engineering: A* [online]. 12., roč. 387-389, č. 1-2 SPEC. ISS., s. 491–494. ISSN 09215093. Dostupné z: doi:10.1016/j.msea.2004.05.043

- HUTAŘ, P., S. SEITL a Z. KNĚSL, 2006. Effect of constraint on fatigue crack propagation near threshold in medium carbon steel. *Computational Materials Science* [online]. 8., roč. 37, č. 1-2, s. 51–57. ISSN 09270256. Dostupné z: doi:10.1016/j.commatsci.2005.12.025
- HUTAŘ, P., L. NÁHLÍK a Z. KNĚSL, 2010. The effect of a free surface on fatigue crack behaviour. *International Journal of Fatigue* [online]. 8., roč. 32, č. 8, s. 1265–1269. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2010.01.009
- ISOMURA, S. a K. YOMODA, 1995. Manufacturing history of axles for Shinkansen. In: *In Proceedings of 11th International Wheelset Congress, National Conference Publication, Australia, Vol. 2, pp. 51–54.*
- JEMEC, V. a J. GRUM, 2005. Latest Methods of Non-Destructive Testing of Railway Vehicles. In: *the 8th International conference of the Slovenian society for non-destructive testing, Portorož, Slovenia.* s. 69–79.
- KHAN, S. U., R. C. ALDERLIESTEN, J. SCHIJVE a R. BENEDICTUS, 2007. On the fatigue crack growth prediction under variable amplitude loading. In: *D.G. Pavlou (Ed.), Computational and experimental analysis of damaged materials 2007, Transworld Research Network, Kerala, India pp. 77–105 [chapter 4].*
- KLESNIL, M. a P. LUKÁŠ, 1992. *Fatigue of metallic materials.* 2nd rev. e. New York: Elsevier.
- KLINGER, C. a D. BETTGE, 2013. Axle fracture of an ICE3 high speed train. *Engineering Failure Analysis* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 35, č. July 2008, s. 66–81. ISSN 13506307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2012.11.008
- KUNZ, J., 1994. *Základy lomové mechaniky.* Praha: České vysoké učení technické v Praze. ISBN 80-01-01215-8.
- LAUSCHMANN, H., 2007. *Mezní stavy I, Únava materiálu.* Praha: nakladatelství ČVUT. ISBN 978-80-01-03671-6.
- LINHART, V. a I. ČERNÝ, 2011. An effect of strength of railway axle steels on fatigue resistance under press fit. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. 3., roč. 78, č. 5, s. 731–741. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2010.11.023
- LUKE, M., I. VARFOLOMEEV, K. LÜTKEPOHL a A. ESDERTS, 2010. Fracture mechanics assessment of railway axles: Experimental characterization and computation. *Engineering Failure Analysis* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, 4., roč. 17, č. 3, s. 617–623. ISSN 13506307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2009.04.008
- LUKE, M., I. VARFOLOMEEV, K. LÜTKEPOHL a A. ESDERTS, 2011. Fatigue crack growth in railway axles: Assessment concept and validation tests. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, 3., roč. 78, č. 5, s. 714–730. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2010.11.024
- LUKE, M., M. BURDACK, S. MOROZ a I. VARFOLOMEEV, 2016. Experimental and numerical study on crack initiation under fretting fatigue loading. *International Journal of Fatigue* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 86, s. 24–33. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.09.022
- LÜTKEPOHL, K., A. ESDERTS, M. LUKE a I. VARFOLOMEEV, 2009. *Sicherer und wirtschaftlicher Betrieb von Eisenbahnfahrwerken. Abschlussbericht BMWi-Projekt 19 P 4021 A bis F.*
- MADIA, M., S. BERETTA a U. ZERBST, 2008. An investigation on the influence of rotary bending and press fitting on stress intensity factors and fatigue crack growth in railway axles. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. roč. 75, č. 8, s. 1906–1920. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2007.08.015
- MADIA, M., S. BERETTA, M. SCHÖDEL, U. ZERBST, M. LUKE a I. VARFOLOMEEV, 2011. Stress intensity factor solutions for cracks in railway axles. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, 3., roč. 78, č. 5, s. 764–792. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2010.03.019
- MÄDLER, K., T. GEBURTIG a D. ULLRICH, 2016. An experimental approach to determining the residual lifetimes of wheelset axles on a full-scale wheel-rail roller test rig. *International Journal of Fatigue* [online]. roč. 86, s. 58–63. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.06.016
- MAKINO, T., T. KATO a K. HIRAKAWA, 2011. Review of the fatigue damage tolerance of high-speed railway axles in Japan. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 78, č. 5, s. 810–825.

ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2009.12.013

MARAXIL projekt. *Manufacturing Railway Axles With Improved Lifetime* [online]. 2012 [cit. 2016-05-03]. Dostupné z: <http://maraxil.mecc.polimi.it/>

MINEO, C., D. CERNIGLIA a A. PANTANO, 2014. Numerical study for a new methodology of flaws detection in train axles. *Ultrasonics* [online]. B.m.: Elsevier B.V., roč. 54, č. 3, s. 841–849. ISSN 0041624X. Dostupné z: doi:10.1016/j.ultras.2013.10.008

MORETTI, F., S. BERETTA, A. LO CONTE a D. STRAUB, 2014. Corrosion-fatigue under rainwater of a q&t steel: Experiments and probabilistic description. *Procedia Engineering* [online]. B.m.: Elsevier B.V., roč. 74, s. 12–17. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2014.06.215

MUGHRABI, H., 2006. Specific features and mechanisms of fatigue in the ultrahigh-cycle regime. *International Journal of Fatigue* [online]. roč. 28, č. 11, s. 1501–1508. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2005.05.018

MUSUVA, J. K. a J. C. RADON, 1982. Threshold of fatigue crack growth in a low alloy steel, Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science and Technology, London SW7 2BX, England. In: *ICF5*. s. 1365–1373.

NASGRO manuál, *Fracture Mechanics and Fatigue Crack Growth Analysis Software*, Reference manual, 2002. [online]. 2002. Dostupné z: www.nasgro.swri.org

NEWMAN, J. C., Jr., 1981. A crack-closure model for predicting fatigue crack growth under aircraft spectrum loading. In: C.M. Hudson J.B CHANG, ed. *Methods and Models for predicting fatigue crack growth under random loading*, ASTM STP 748. B.m.: American society for testing and materials, s. 53–84.

NOVOSAD, M., R. FAJKOŠ, B. ŘEHA a R. ŘEZNÍČEK, 2010. Fatigue tests of railway axles. *Procedia Engineering* [online]. roč. 2, č. 1, s. 2259–2268. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2010.03.242

ODANOVIC, Z., M. RISTIVOJEVIC a V. MILOSEVIC-MITIC, 2015. Investigation into the causes of fracture in railway freight car axle. *Engineering Failure Analysis* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 55, s. 169–181. ISSN 13506307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2015.05.011

PIPPAN, R., H. STUWE a K. GOLOS, 1994. A comparison of different methods to determine the threshold of fatigue crack propagation. *International Journal of Fatigue* [online]. roč. 16, č. 8, s. 579–582. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/0142-1123(94)90484-7

POKLUDA, J. a P. ŠANDERA, 2010. *Micromechanisms of Fracture and Fatigue* [online]. London: Springer London. Engineering Materials and Processes. ISBN 978-1-84996-265-0. Dostupné z: doi:10.1007/978-1-84996-266-7

POKORNÝ, P., L. NÁHLÍK a P. HUTAŘ, 2014. Influence of Different Crack Propagation Rate Descriptions on the Residual Fatigue Lifetime of Railway Axles. *Key Engineering Materials* [online]. 9., roč. 627, s. 469–472. ISSN 1662-9795. Dostupné z: doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.627.469

POOK, L.P., 1994. Some implications of corner point singularities. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. 6., roč. 48, č. 3, s. 367–378. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/0013-7944(94)90127-9

REGAZZI, D., 2013. *Advances in life prediction and durability of railway axles*. Dizertační práce, POLIMI Miláno.

REGAZZI, D., S. BERETTA a M. CARBONI, 2014a. An investigation about the influence of deep rolling on fatigue crack growth in railway axles made of a medium strength steel. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 131, s. 587–601. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2014.09.016

REGAZZI, D., S. BERETTA a M. CARBONI, 2014b. Load Interaction Effects in Medium and High Strength Steels for Railway Axles. *Procedia Materials Science* [online]. B.m.: Elsevier B.V., roč. 3, č. 2011, s. 1965–1970. ISSN 22118128. Dostupné z: doi:10.1016/j.mspro.2014.06.316

ROLEK, P., S. BRUNI a M. CARBONI, 2016. Condition monitoring of railway axles based on low frequency

- vibrations. *International Journal of Fatigue* [online]. roč. 86, s. 88–97. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2015.07.004
- RUDLIN, J., A. RAUDE, U. VÖLZ a A. LO CONTE, 2012. New Methods of Rail Axle Inspection and Assessment I Introduction. č. April, s. 16–20.
- SADANANDA, K. a A. K. VASUDEVAN, 1995. Fatigue crack growth behaviour in titanium aluminides. *Materials Science and Engineering: A* [online]. 2., roč. 192-193, s. 490–501. ISSN 09215093. Dostupné z: doi:10.1016/0921-5093(94)03268-8
- SANDER, M., 2004. Comparison of fatigue crack growth concepts with respect to interaction effects. In: *Advanced Fracture Mechanics for Life and Safety Assessments, ECF 15 Sweden*.
- SANDER, M., T. MÜLLER a J. LEBAHN, 2014. Influence of mean stress and variable amplitude loading on the fatigue behaviour of a high-strength steel in VHCF regime. *International Journal of Fatigue* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, 5., roč. 62, s. 10–20. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2013.04.015
- SANDER, M. a H. A. RICHARD, 2011. Investigations on fatigue crack growth under variable amplitude loading in wheelset axles. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 78, č. 5, s. 754–763. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2010.05.001
- SCHIJVE, J., 2009. *Fatigue of structures and materials*. New York: Springer. ISBN 978-1-4020-6807-2.
- SIH, G.C. a Y.D. LEE, 1989. Review of triaxial crack border stress and energy behavior. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics* [online]. 10., roč. 12, č. 1, s. 1–17. ISSN 01678442. Dostupné z: doi:10.1016/0167-8442(89)90011-6
- STANĚK, K., 2010. Šíření vodní páry a povrchová teplota. In: *Stavební fyzika 2 - Podklady pro cvičení*. Praha: ČVUT Praha, s. 1–5.
- SURESH, S., 2010. *Fatigue of materials*. B.m.: Cambridge university press. ISBN 0-521-57847-7.
- SURESH, S., G. F. ZAMISKI a D R. O. RITCHIE, 1981. Oxide-Induced Crack Closure: An Explanation for Near-Threshold Corrosion Fatigue Crack Growth Behavior. *Metallurgical Transactions A* [online]. 8., roč. 12, č. 8, s. 1435–1443. ISSN 0360-2133. Dostupné z: doi:10.1007/BF02643688
- ŠEVČÍK, M., P. HUTAŘ, M. ZOUHAR a L. NÁHLÍK, 2012. Numerical estimation of the fatigue crack front shape for a specimen with finite thickness. *International Journal of Fatigue* [online]. 6., roč. 39, s. 75–80. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2011.03.010
- TONG, J., 2002. T-stress and its implications for crack growth. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. 8., roč. 69, č. 12, s. 1325–1337. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/S0013-7944(02)00002-4
- TOTTEN, G., M. HOWES a T. INOUE, ed., 2002. *Handbook of residual stress and deformation of steel*. B.m.: ASM International. ISBN 978-0-87170-729-1.
- TRAUPE, M., H. MEINEN a H. ZENNER, 2004. Technická zpráva: *Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken*.
- VARFOLOMEEV, I., M. LUKE a S. MOROZ, 2010. Experimental and numerical investigations of fatigue crack growth in various specimen geometries. *Procedia Engineering* [online]. B.m.: Elsevier, roč. 2, č. 1, s. 1829–1837. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2010.03.197
- VARFOLOMEEV, I., M. LUKE a M. BURDACK, 2011. Effect of specimen geometry on fatigue crack growth rates for the railway axle material EA4T. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 78, č. 5, s. 742–753. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2010.11.011
- VECCHIO, R. S., J. S. CROMPTON a R. W. HERTZBERG, 1987. The influence of specimen geometry on near threshold fatigue crack growth. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures* [online]. 1., roč. 10, č. 4, s. 333–342. ISSN 8756-758X. Dostupné z: doi:10.1111/j.1460-2695.1987.tb00211.x
- VYŠETŘOVACÍ ZPRÁVA, 2001, railway investigation report R01Q0010 [online]. Dostupné z: <http://www.tsb.gc.ca/eng/rapports-reports/rail/2001/r01q0010/r01q0010.pdf>

VYŠETŘOVACÍ ZPRÁVA, 2004, railway investigation report R04V0173 [online]. Dostupné z: <http://www.tsb.gc.ca/eng/rapports-reports/rail/2004/r04v0173/r04v0173.pdf>

VYŠETŘOVACÍ ZPRÁVA, 2007, railway investigation report R07T0240 [online]. Dostupné z: <http://www.tsb.gc.ca/eng/rapports-reports/rail/2007/r07t0240/r07t0240.pdf>

WIDEM projekt. Wheelset integrated design and effective maintenance. [online] [cit. 2016-05-03]. Dostupné z: <http://www.widem.org/>

WILLENBORG, J., R. M. ENGLE a H. A. WOOD, 1971. A crack growth retardation model using an effective stress concept. In: *Technical memorandum 71-1-FBR*. s. 1–22.

WILLIAMS, M. L., 1957. On the stress distribution at the base of a stationary crack. *Journal of Applied Mechanics*. roč. 24, s. 109–114.

YASNIY, O., Y. LAPUSTA, Y. PYNDUS, A. SOROCHAK a V. YASNIY, 2013. Assessment of lifetime of railway axle. *International Journal of Fatigue* [online]. roč. 50, s. 40–46. ISSN 01421123. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijfatigue.2012.04.008

ZERBST, U. a S. BERETTA, 2011. Failure and damage tolerance aspects of railway components. *Engineering Failure Analysis* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 18, č. 2, s. 534–542. ISSN 13506307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2010.06.001

ZERBST, U., M. SCHÖDEL a H.Th. BEIER, 2011. Parameters affecting the damage tolerance behaviour of railway axles. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, 3., roč. 78, č. 5, s. 793–809. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2010.03.013

ZERBST, U., S. BERETTA, G. KÖHLER, A. LAWTON, M. VORMWALD, H.Th. BEIER, C. KLINGER, I. ČERNÝ, J. RUDLIN, T. HECKEL a D. KLINGBEIL, 2013a. Safe life and damage tolerance aspects of railway axles – A review. *Engineering Fracture Mechanics* [online]. 1., roč. 98, č. 1, s. 214–271. ISSN 00137944. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfracmech.2012.09.029

ZERBST, U., C. KLINGER a D. KLINGBEIL, 2013b. Structural assessment of railway axles - A critical review. *Engineering Failure Analysis* [online]. B.m.: Elsevier Ltd, roč. 35, s. 54–65. ISSN 13506307. Dostupné z: doi:10.1016/j.engfailanal.2012.11.007

ZHANG, J. W., L. T. LU, K. SHIOZAWA, X. L. SHEN, H. F. YI a W. H. ZHANG, 2011. Analysis on fatigue property of microshot peened railway axle steel. *Materials Science and Engineering A* [online]. roč. 528, č. 3, s. 1615–1622. ISSN 09215093. Dostupné z: doi:10.1016/j.msea.2010.10.086

ZPRÁVA DRÁŽNÍ ISNPEKCE (2013), *Lom nápravy a následné vykolejení HDV za jízdy vlaku Os 27550 na dráze železniční, regionální, mezi dopravnou D3 Klenčí pod Čerchovem a žst. Poběžovice*. [online]. Dostupné z: http://www.dicr.cz/uploads/Zpravy/MU/DI_Klenci_130425.pdf

ZPRÁVA ERA, 2012, *European Railway Agency (ERA). Railway safety performance in the European Union 2012*. [online]. Dostupné z: <http://www.era.europa.eu/Document-Register/Pages/Railway-Safety-Performance-in-the-European-Union-2012.aspx>

ZPRÁVA ERA, 2013, *European Railway Agency (ERA). Railway safety performance in the European Union 2013*. [online]. Dostupné z: <http://www.era.europa.eu/Document-Register/Pages/Railway-Safety-Performance-Rep-2013.aspx>

ZPRÁVA ERA, 2014, *European Railway Agency (ERA). Railway safety performance in the European Union 2014*. [online]. Dostupné z: <http://www.era.europa.eu/Document-Register/Pages/Railway-Safety-Performance-Rep-2014.aspx>

ZUCARELLI, T.A., M.A. VIEIRA, L.A. MOREIRA FILHO, D.A.P. REIS a L. REIS, 2016. Failure analysis in railway wheels. *Procedia Structural Integrity* [online]. B.m.: Elsevier B.V., roč. 1, s. 212–217. ISSN 24523216. Dostupné z: doi:10.1016/j.prostr.2016.02.029

22 Seznam užitých symbolů a zkratek

a	délka trhliny
a_0	parametr krátké trhliny (kapitola 7)
a_0	počáteční délka trhliny
a_i	délka trhliny v i -tém cyklu po přetížení
A_i	pro $i = 0, 1, 2, 3$ – „Newmanovy funkce“ pro popis funkce zavírání trhliny
a_k	konečná (kritická) délka trhliny
a_j	délka trhliny v současném kroku
a_{j-1}	délka trhliny v předchozím kroku
a_p	délka trhliny v momentě přetěžujícího cyklu
B	počet zátěžných bloků do porušení
b	velikost druhé poloosy elipsy pro popis tvaru trhliny
C	empirická materiálová konstanta (různá pro Paris-Erdoganův a NASGRO vztah)
$C_{50\%}$	střední hodnota materiálové konstanty
$C_{90\%}$	konzervativní hodnota materiálové konstanty
$C_{99\%}$	konzervativní hodnota materiálové konstanty
C_{th}^m	konstanta pro empirický popis prahových hodnot zejména pro $R < 0$
C_{th}^p	konstanta pro empirický popis prahových hodnot zejména pro $R > 0$
E	modul pružnosti v tahu
f	funkce popisující zavírání trhliny vlivem plastického mechanismu zavírání
F	silové zatížení
F_{ot}	síla odpovídající momentu otevření trhliny
$F_{ot,4\%}$	experimentálně stanovená síla pro moment otevření trhliny
k	dynamický koeficient (násobek statického zatížení)
K	součinitel intenzity napětí (K-faktor)
K_c	cyklická lomová houževnatost
K_{celk}	celkový součinitel intenzity napětí
K_I	součinitel intenzity napětí v zátěžném módu I
$K_{I,lis}$	součinitel intenzity napětí v módu I způsobený lisovaným spojem
$K_{I,ohyb}$	součinitel intenzity napětí v módu I způsobený ohybem
$K_{I,ZN}$	součinitel intenzity napětí v módu I odpovídající zbytkovému napětí
K_{max}	maximální hodnota součinitele intenzity napětí (K-faktoru) v daném cyklu
$K_{max,ef}$	redukováná maximální hodnota K-faktoru
$K_{max,i}$	maximální hodnota součinitele intenzity v daném i -tém cyklu
$K_{max,p}$	maximální hodnota součinitele intenzity napětí v přetěžujícím cyklu
$K_{max,th}$	prahová hodnota součinitele intenzity napětí ve formě maximálního součinitele intenzity napětí
K_{min}	minimální hodnota součinitele intenzity napětí (K-faktoru) v daném cyklu
K_{ohyb}	součinitel intenzity napětí způsobený ohybem
K_{ot}	součinitel intenzity napětí odpovídající momentu otevření trhliny
$K_{red,i}$	redukováná hodnota součinitele intenzity napětí i -tého cyklu
K_{spoj}	součinitel intenzity napětí způsobený spojem
$K_{th,50\%}$	střední prahová hodnota součinitele intenzity napětí
$K_{th,90\%}$	konzervativní hodnota prahové hodnoty (90 % bodů $K_{max,th}$ je vyšších)
$K_{th,99\%}$	konzervativní hodnota prahové hodnoty (99 % bodů $K_{max,th}$ je vyšších)
K_{za}	součinitel intenzity napětí odpovídající momentu zavření trhliny
L	pozice ve vrubu stanovená od hrany sedla kola
m	empirická materiálová konstanta (vztah Parise a Erdogana)
M_o	ohybový moment

n	počet zátěžných tříd v jednom zátěžném bloku (vztah 3.8, 3.10 apod.)
n	empirická materiálová konstanta (vztah NASGRO)
N	obecné označení počtu cyklů
N_f	počet cyklů do porušení
$N_{f,i}$	počet cyklů i -té složky nutných pro nárůst na konečnou délku trhliny
N_i	počet cyklů i -té složky v daném bloku
oD	vnější průměr nápravy (v místě předpokládané trhliny)
od	vnitřní průměr nápravy
ϕ	absolutní vlhkost
p	empirická materiálová konstanta
P	pravděpodobnost realizace daného zátěžného cyklu
PP	materiálový parametr pro vyjádření míry retardace
q	empirická materiálová konstanta
R	parametr asymetrie cyklu
r	poloměr vzdálenosti od kořene trhliny
R_e	mez únavy
R_m	mez pevnosti
$R_{p,0,2}$	smluvní mez kluzu materiálu
$R_{y,p}$	velikost poloměru plastické zóny
S	obecné označení nominálního napětí (kapitola 1)
S	plocha příčného průřezu
S	vyjádření stavu napjatosti (rov. deformace $S = 6$, rov. napjatost $S = 2$) (kapitola 11)
T	„T - napětí“ – popisující stísnění (anglicky „constraint“)
t	teplota
U	funkce popisující zavírání trhliny dle Elbera
$U_{4\%}$	experimentálně stanovená hodnota zavírání trhliny
v	rychlost šíření únavové trhliny (také označení da/dN)
W	parametr popisující geometrii zkušebního tělesa
w_{im}	imaginární plastická zóna vytvořená i -tým zátěžným cyklem
w_p	plastická zóna vytvořená přetěžujícím cyklem
$w_{req,p}$	minimální potřebná plastická zóna, aby se i -tý cyklus stal přetěžujícím
Y	tvárová funkce (zohledňující geometrii nápravy s trhlinou)
Δa	přírůstek délky trhliny
Δa_{blok}	přírůstek délky trhliny v daném bloku
ΔK	rozkmit součinitele intenzity napětí (rozkmit K-faktoru)
ΔK_I	prahová hodnota změřená na vysoké asymetrii cyklu blížíci se $R = 1$
ΔK_I^*	funkce NASGRO vztahu
ΔK_{ef}	efektivní rozkmit součinitele intenzity napětí (K-faktoru)
ΔK_{th}	prahová hodnota ve tvaru rozkmitu K-faktoru
ΔN	diskrétní počet cyklů nutných pro odpovídající přírůstek délky trhliny Δa
α	parametr popisující stísnění v NASGRO metodice
ε	délkové přetvoření
Θ	úhel polárních souřadnic pro popis pole napětí u kořene trhliny
σ	napětí
σ_0	„flow stress“ aritmetický průměr hodnot R_e a R_m
σ_a	amplituda napětí
σ_a	axiální napětí (obr. 3.3 a vztah 18.1)
σ_c	mez únavy
ΣF_a	součet axiálních sil
σ_{max}	maximální napětí v daném cyklu

σ_{min} minimální napětí v daném cyklu
 σ_{ot} napětí odpovídající momentu otevření trhliny
 σ_{yy} složka napětí ve směru osy y
 ν Poissonovo číslo

CT označení zkušebního tělesa
EA1N označení nápravové oceli
EA4T označení nápravové oceli
GCÚ gigacyklová únava
M(T) označení zkušebního tělesa s centrální trhlinou (někdy také CCT)
NCÚ nízkocyklová únava
RCT označení zkušebního tělesa
SE(B) označení zkušebního tělesa s boční trhlinou
SIN součinitel intenzity napětí
ÚFM Ústav fyziky materiálů AV ČR, v. v. i.
VCÚ vysokocyklová únava

poznámka: Materiálové konstanty ve vztahu Parise-Erdogana a NASGRO a v jejich různých formách se obecně liší (např. užitá konstanta C má pro oba vztahy i různé formy vyjádření tj. ΔK či K_{max} zcela jinou velikost). V této práci je uvažováno pouze dominantní zatížení trhliny v módu I, proto platí např. $K_{I,max} = K_{max}$.

23 Seznam vlastních publikací ke studované problematice

- [1*] P. Pokorný, L. Náhlík, M. Ševčík, P. Hutař, Effects of variable loading on residual fatigue life of the railway wheelset, Key Engineering Materials, Volume 577-578, 2014, strany 121-124
- [2*] L. Náhlík, P. Pokorný, P. Hutař, P. Matušek, Fatigue crack propagation in steels for railway axles, Key Engineering Materials, Volume 592-593, 2014, strany 254-257
- [3*] L. Náhlík, P. Pokorný, P. Hutař, Influence of crack retardation on fatigue crack propagation in steels for railway axles, Advanced Materials Research, Volume 891-892, 2014, strany 351-356
- [4*] P. Pokorný, L. Náhlík, P. Hutař, The effect of threshold value on the residual fatigue lifetime of railway axles, 20th International conference Engineering Mechanics 2014, Svatka, 2014
- [5*] P. Pokorný, L. Náhlík, P. Hutař, Comparison of different load spectra on residual fatigue lifetime of railway axle, Procedia Engineering, Volume 74, 2014, strany 313-316
- [6*] P. Pokorný, L. Náhlík, P. Hutař, Influence of different crack propagation rate descriptions on the residual fatigue lifetime of railway axles, Key Engineering Materials, Volume 627, 2015, strany 469-472.
- [7*] P. Pokorný, L. Náhlík, P. Hutař, Influence of threshold values on residual fatigue lifetime of railway axles under variable amplitude loading. Procedia Engineering, Volume 101, 2015, strany 380-385.
- [8*] P. Pokorný, P. Hutař, L. Náhlík, Residual fatigue lifetime estimation of railway axles for various loading spektra, Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Volume 82, 2016, strany 25-32
- [9*] P. Pokorný, L. Náhlík, P. Hutař, Influence of variable stress ratio during train operation on residual fatigue lifetime of railway axles, v rámci konference ECF 21 zasláno do Structural Integrity Procedia (2016).
- [10*] P. Pokorný, L. Náhlík, P. Hutař, Influence of extension of load spectrum on estimation of residual fatigue lifetime of railway axle, v rámci konference MSMF8 zasláno do Key Engineering Materials (2016).
- [11*] R. Fajkoš, P. Wilczek, R. Zima, P. Pokorný, L. Náhlík, P. Hutař, Comparison of fatigue characteristic and crack propagation tests performed on standard and induction hardened axles produced from steel EA4T, 18th International wheelset congress, Chengdu, Čína (2016).
- [12*] L. Náhlík, P. Pokorný, M. Ševčík, R. Fajkoš, P. Matušek, P. Hutař, Fatigue lifetime estimation of railway axles, zasláno do Engineering Failure Analysis (2016).
- [13*] L. Náhlík, P. Pokorný, M. Ševčík, P. Hutař, Influence of initial inclined surface crack on estimated residual fatigue lifetime of railway axle, v rámci konference FDM 2016 zasláno do Key Engineering Materials (2016).

Curriculum vitae

Osobní údaje:

jméno a příjmení: Pavel Pokorný
datum narození: 27. května 1988
státní příslušnost: česká
rodinný stav: ženatý
adresa: Werichova 21
Olomouc
779 00
Česká republika
email: amgis@seznam.cz

Vzdělání:

2012 – dosud

Doktorské studium na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně
Obor: Inženýrská mechanika
Téma dizertační práce: Zbytková únavová životnost železničních náprav

2010 – 2012

Magisterské studium na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně
Obor: Inženýrská mechanika a biomechanika
Téma diplomové práce: Odhad zbytkové životnosti železničního dvojkolí

2007 – 2010

Bakalářské studium na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně
Obor: Strojní inženýrství
Téma bakalářské práce: Světelná mikroskopie a její aplikace

2003 – 2007

Maturitní studium na Střední průmyslové škole strojnické v Olomouci

Pracovní zkušenosti:

09/2012 – dosud

juniorský vědecký pracovník ve skupině vysokocyklové únavy
materiálů
Ústav fyziky materiálů AV ČR, v. v. i., Žižkova 22, 616 62 Brno

Pedagogická činnost:

2012/2013

Vedení cvičení předmětu: Pružnost a pevnost I

2013/2014-2014/2015

Vedení cvičení předmětu: Pružnost a pevnost II

Absolvované stáže:

02/2014 – 03/2014

Politecnico di Milano – Itálie
Účast při únavových experimentech vlakových náprav ve skutečném měřítku,
vyhodnocování účinků „shot-peeningu“