



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Analýza dynamicky namáhaných šroubů

Analysis of Dynamically Loaded Bolts

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2017

Jiří AŠENBRENER

Studijní program: N 2301 ŠROJNÍ INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Martin Dub, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Analýza dynamicky namáhaných šroubů“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Duba Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 9.6.2017

Jiří Ašenbrener

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Martinovi Dubovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích.

Mé poděkování také patří Ing. Michalovi Královi za odborné konzultace, trpělivost a ochotu, kterou mi v průběhu zpracování diplomové práce věnoval. Rovněž děkuji ostatním kolegům ve VZLÚ, a.s. za pomoc při přípravě a realizaci experimentů.

V neposlední řadě chci poděkovat celé mé rodině za trpělivost a podporu během mého studia na vysoké škole.

Anotační list

Jméno autora:	<i>Jiří AŠENBRENER</i>
Název BP:	<i>Analýza dynamicky namáhaných šroubů</i>
Anglický název:	Analysis of dynamically Loaded Bolts
Rok:	2017
Studijní program:	N 2301 STROJNÍ INŽENÝRSTVÍ
Obor studia:	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav:	<i>Ústav konstruování a částí strojů</i>
Vedoucí BP:	<i>Ing. Martin Dub, Ph.D.</i>
Konzultant:	<i>Ing. Michal Král</i>
Bibliografické údaje:	počet stran 81 počet obrázků 56 počet tabulek 7 počet příloh 5
Klíčová slova:	předepjatý šroubový spoj, předpětí šroubu, únava, dynamické namáhání, cyklické namáhání, dynamické únavové zkoušky
Keywords:	preload bolted joint, bolt preload, fatigue, dynamic strain, cyclical strain, dynamic fatigue tests
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá výpočtem předepjatého šroubového spoje a jeho experimentálním ověřením na Útvaru kompozitní technologie ve VZLÚ, a.s. Je zde provedeno teoretické seznámení s danou problematikou, návrh přípravku pro zkoušení šroubů a kompletní výpočet s ohledem na závěrečné dynamické zkoušky navrženého spoje, které proběhly na stroji Amsler. Dále je v práci závěrečné vyhodnocení o správnosti výpočtu předepjatého šroubového spoje.
Abstract:	This diploma thesis deals with the calculation of preload bolted joint and its experimental verification at the Department of Composite Technology in the Aerospace Research and Test Establishment. There is a theoretical knowledge of the problematics, the design of the bolt test and complete calculation with respect to the final dynamic tests of the proposed joint that took place on Amsler. Further, there is a final evaluation of the correctness of the calculation.

Obsah

1.	Úvod.....	8
2.	Přehled současného stavu problematiky.....	9
2.1.	Historický vývoj šroubových spojů.....	11
2.2.	Technologie výroby šroubů.....	12
2.2.1.	Výroba řezáním - obráběním.....	12
2.2.2.	Výroba tvářením - válcováním.....	14
2.3.	Namáhání šroubů.....	15
2.3.1.	Dynamické – cyklické namáhání	15
2.4.	Únavové poškození	18
2.4.1.	Únavová životnost.....	20
2.4.1.1.	Wöhlerova křivka a mez únavy	21
2.4.1.2.	Faktory ovlivňující únavovou pevnost	22
2.4.2.	Snížená mez únavové pevnosti.....	27
2.4.2.1.	Součinitel vrubu	28
2.5.	Předejzaté spoje.....	32
2.5.1.	Tuhost šroubu a spojovaných součástí	33
2.5.2.	Diagram předejzatého šroubového spoje	36
2.5.3.	Stanovení bezpečností	39
3.	Experimentální ověření literárních dat vstupujících do výpočtů šroubového spoje.....	42
3.1.	Stanovení meze únavy materiálu 23MnB4	43
3.1.1.	Naměřená data.....	44
3.1.2.	Zhodnocení.....	47
4.	Návrh a pevnostní kontrola zkušebního přípravku.....	48
4.1.	Návrh přípravku	48
4.2.	Kontrola přípravku	49
5.	Analytické výpočty k nastavení zatěžujícího cyklu s požadovanou bezpečností.....	52
5.1.	Určení tvarového součinitele závitů	52
5.1.1.	Ověření kritického místa	56
5.2.	Určení součinitele vrubu	56
5.3.	Výpočet snížené únavové meze pevnosti.....	57
5.3.1.	Experimentální ověření prozatímních výsledků.....	58
5.3.1.1.	Navržení experimentu	59
5.3.1.2.	Výsledky experimentu.....	60

5.4.	Výpočet konstant tuhosti	60
5.4.1.	Konstanta tuhosti šroubu	61
5.4.2.	Konstanta tuhosti spojovaných součástí	61
5.4.3.	Konstanty tuhosti odlehčovaných a přitěžovaných částí	62
5.5.	Určení zatěžovacího cyklu pro experiment	63
5.5.1.	Vnitřní silový cyklus šroubu	64
5.5.2.	Vnitřní napěťový cyklus šroubu	65
5.5.3.	Záloha	65
5.6.	Výpočet potřebného utahovacího momentu	67
5.7.	Shrnutí	67
6.	Experimentální ověření nastaveného výpočtu	68
6.1.	Popis experimentu	68
6.2.	Výsledky experimentu	68
7.	Závěr	70
	Použitá literatura	72
	Seznam obrázků a tabulek	75
	Seznam symbolů	77
	Seznam příloh	81

1. Úvod

Jedním z nejzákladnějších a nejrozšířenějších konstrukčních spojů je spoj šroubový. Na mnoha místech v běžné praxi plní svou funkci bez problémů, aniž by mu byla věnována větší pozornost. Spolehlivost šroubových spojů je však ovlivněna mnoha faktory jako např. charakterem mechanického namáhání, vlivy okolního prostředí a v neposlední řadě také správně provedeným návrhem a odpovídající kázní při montáži.

Téma komplexně a vysoce dynamicky namáhaných šroubových spojů bylo ve VZLÚ, a.s. na útvaru Kompozitní technologie otevřeno po sérii zkušeností, které poukázaly na nutnost vypracovat detailní metodiku výpočtu a zkoušení dynamicky namáhaných šroubových spojů zahrnující kombinaci analytických a numerických výpočtů a také vhodně zvolených mechanických zkoušek.

Předkládaná práce se skládá ze dvou základních částí. První část zahrnuje kapitolu 2, kde je provedena podrobná rešerše současného stavu problematiky dimenzování šroubových spojů. Jsou zmíněny i základní poznatky z technologie výroby šroubů a závitů. Poznatky z technologie výroby závitů jsou uvedeny za účelem zdůraznění vlivu technologie na únavovou pevnost šroubů. Druhá část práce uvádí výsledky experimentálních měření únavových charakteristik šroubů používaných na útvaru Kompozitní technologie, včetně návrhu zkušebního přípravku pro šrouby a následné analytické výpočty šroubového spoje doprovázené výpočty pomocí metody konečných prvků.

Cílem práce je tedy navrhnout nebo zpřesnit metodiku výpočtu dynamicky namáhaných šroubových spojů tak, aby dosažené výsledky práce lépe odpovídali skutečným.

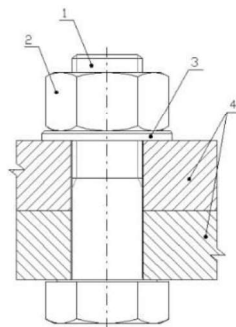
2. Přehled současného stavu problematiky

Šroubový spoj patří k nejzákladnějším a nejuniverzálnějším konstrukčním prvkům používaných ke spojování konstrukcí, jejich dílů a částí. Obvykle je složen ze šroubu (svorníku), matice a podložek. Vzhledem k požadavkům kladeným na spoj, spojované části a další kritéria, je možno vytvořit mnoho variant šroubových spojů. Všechny spojovací prvky (šroub, matice, podložka) jsou normalizované a jejich výroba je sériová. To se odráží v dobré dostupnosti a relativně nízké ceně. Klasifikace a rozdělení šroubů, popř. šroubových spojů je vždy věcí názoru a v literatuře je těchto klasifikací možné dohledat značné množství. Jako příklad je možné uvést klasifikaci dle Žaby [1]:

- podle rozebíratelnosti – rozebíratelné a nerozebíratelné
- působení spoje – tvarový styk, silový styk, materiálový styk
- podle styku – bezprostřední a zprostředkovaný

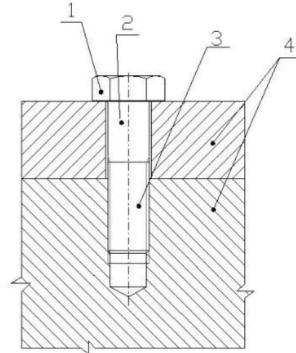
K rozdělení šroubových spojů lze přistoupit i dle konstrukčního uspořádání. Tato klasifikace je uvedena např. v [2]:

- a) průchozí šroub s maticí (šroub prochází dírou s vůlí)



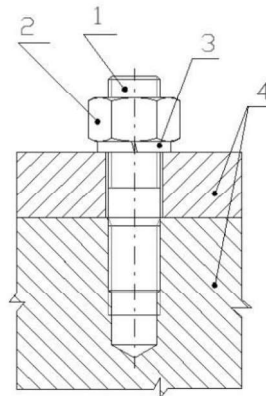
Obr. 1 – Spoj, varianta a (převzato z [2])

b) neprůchozí šroub s hlavou (šroub je do spodní části zašroubován, horní prochází s vříd)



Obr. 2 – Spoj, varianta b (převzato z [2])

c) závrtným šroubem s maticí (šroub se zašroubuje do spodní části až po konec výběhu, horní součást se na něj nasadí a dotáhne pomocí matice, touto součástí prochází šroub s vříd)



Obr. 3 – Spoj, varianta c (převzato z [2])

Šrouby mohou být děleny podle mnoha dalších kritérií (např. spojovací a pohybové). Výše uvedené klasifikace jsou pro potřeby této rešerše dostačující a jiné alternativy proto nebudou zmiňovány.

Šrouby, které procházejí spojovanými součástmi, jsou uchyceny na straně se závitem pomocí matic. Ty se v praxi vyskytují opět v mnoha různých variantách. Nejčastěji používané jsou například matice šestihranné, čtyřhranné, korunové či uzavřené. Stejně jako šrouby jsou rozměry matic normalizované a pojednává o nich třeba česká norma ČSN EN ISO 4032. Nejčastějším materiálem pro jejich výrobu je ocel, ale své uplatnění zde najde i plast, který se využívá pro matice u pohybových šroubů, kde vynikají jeho kluzné vlastnosti, ořezuvzdornost, odolnost vůči rázům a tlumení vibrací. Matice z oceli pak

zpravidla rozdělujeme podle materiálových charakteristik do devíti pevnostních tříd. Skutečnost, že první nosné závity nesou největší zatížení, byla dokázána už mnoha experimenty. První nosný závit je zatížen zhruba 30% osovou silou a druhý nese okolo 20%. Právě v těchto místech pak dochází k plastické deformaci, a proto po rozebrání určitého spoje se nedoporučuje znovu použitou matici používat [1].

Mezi spojované součásti a matici bývá vhodné použít podložku. Ta se však může také objevit i mezi spojovacími součástmi a hlavou šroubu. Její funkce spočívá hlavně v lepším rozložení tlaku mezi daným párem (matice nebo hlava šroubu + spojovaná součást). Dále také chrání povrch součástí, vyrovnává nerovnosti na dosedacích plochách a může pojistit matici před povolením. Je-li podložka z měkkého materiálu, může pomoci k utěsnění prostoru mezi maticí či hlavou šroubu a spojovanou součástí. Podložky se vyrábí z oceli, mědi, hliníku a plastu. Plastové podložky se při utahování deformují a tím pojišťují a utěšňují spoj. Mezi maticí se šroubem a kovovými spojovanými součástmi snižuje také elektrochemickou korozi. Stejně jako matice a šrouby jsou i podložky normalizované a pojednává o nich například norma ČSN EN ISO 7089 a další [1].

2.1. Historický vývoj šroubových spojů

Nejvýznamnější vývoj šroubů a šroubových spojů proběhl v průběhu posledních 150 let. Odborníci se však liší v názoru týkající se prvopočátku zrodu šroubu a matice. V jednom ze svých článků Frederic E. Graves tvrdí, že závitový svorník a odpovídající matice použité za účelem upevnění, jsou datovány k 15. století. Tento závěr se zakládal na prvním tištěném záznamu o šroubech, který se objevil v knize na počátku zmíněného století [4].

Frederic E. Graves však také zmiňuje, že šroub v daleko primitivnějších podobách, než jak ho známe dnes, se vyskytoval již mnohem dříve. Např. známý Archimedes (3. století př. n. l.) vyvinul princip závitového stoupání a používal ho za účelem dopravy vody. Existují ale náznaky, že toto spojení (využití šroubového mechanismu k dopravě vody), může pocházet už z Egypta ještě před Archimedesem. Zařízení bylo postaveno ze dřeva a sloužilo k zavlažování půdy a odstraňování stokové vody z lodí [4].

Dalším významným milníkem je rok 1760, kdy John a Wilson Watt vytvořili sériový proces výroby a dospěli k masové výrobě závitů. Tímto krokem však každá firma vyráběla své specifické závity a nefungovala žádná normalizace mezi výrobky. Různorodost výrobků, jako první, sjednotil až v roce 1841 Joseph Whitworth, který zavedl standardizaci

velikosti závitů v Británii. Úhel závitu byl definován na 55 stupňů a určil stoupání závitu na palec.

V roce 1864 navrhl v Americe William Sellers 60-ti stupňový profil závitu a různé stoupání závitů pro různé průměry. Výhodou bylo, že jejich závitový profil měl ploché kořeny a hřebeny závitu, což usnadňovalo výrobní proces [4].

2.2. Technologie výroby šroubů

Pro vytvoření závitů lze využít celou řadu různých metod a výrobních postupů. Volba konkrétní výrobní technologie je založena na požadovaném stupni přesnosti závitu, jeho výrobním čase a v neposlední řadě také způsobem aplikace šroubového spoje.

Podle způsobu, výrobní technologie nebo umístění závitu je možné výrobu rozdělit na:

- výroba vnějších závitů (šrouby)
- výroba vnitřních závitů (matice)

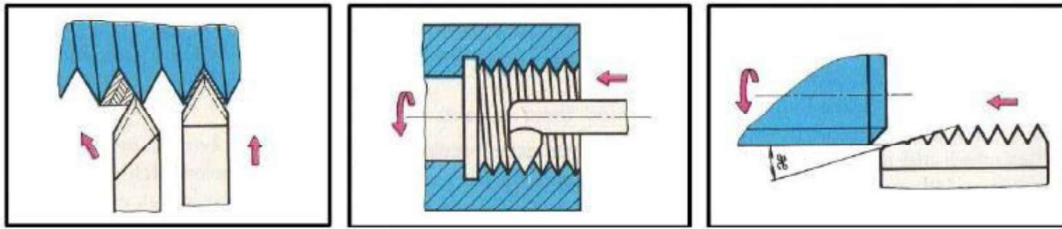
- ruční (opravárenství, kusová výroba)
- strojní

- výroba řezáním – obráběním
- výroba tvářením - válcováním

2.2.1. Výroba řezáním - obráběním

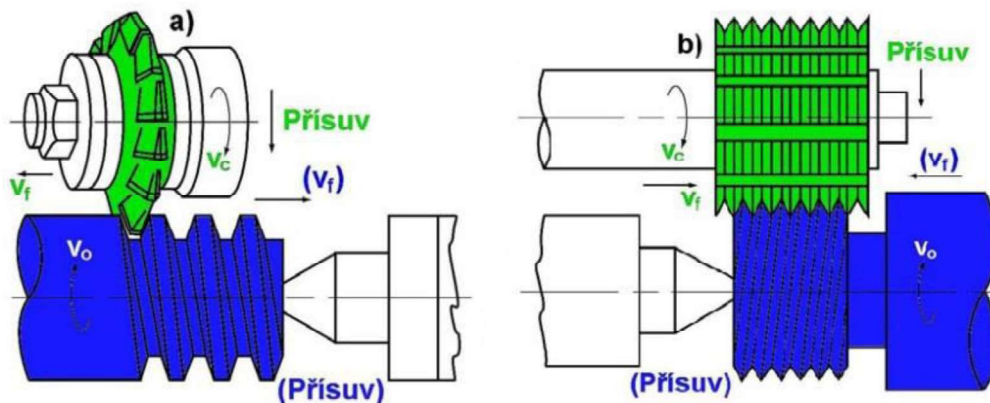
Při výrobě závitu obráběním je docíleno výsledného profilu závitu pomocí odebrání materiálu. Nejčastějšími způsoby pro tvorbu závitu je soustružení, frézování, broušení a řezání závitů závitníkem [5].

Při výrobě závitů pomocí soustružení je nástrojem závitový nůž (soustružnický nebo kotoučový) s jedním nebo s několika profily. Nože s jedním profilem jsou jednoduché - mají profil závitové mezery. Plnou hloubku závitu pak vyrobí na několik záběrů. Nože s několika profily jsou hřebenové. Ty mají náběhovou část a řeže u nich více břitů najednou. Závit pak vytvoří na jeden záběr [5].



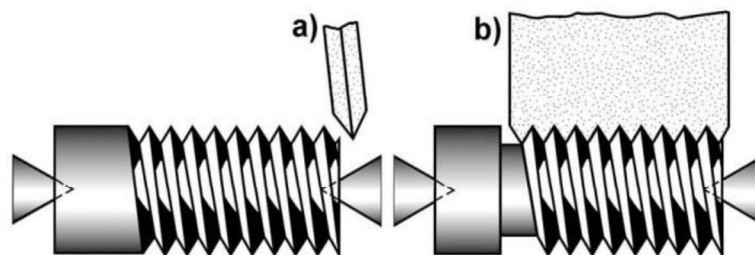
Obr. 4 – Výroba závitu soustružením (převzato z [6])

Další o něco méně používaný způsob pro výrobu závitu je frézování. Jedná se o velmi produktivní způsob zejména u výroby závitů větších průměrů. Provádí se pomocí rotačního nástroje pohybujícího se po kruhové sestupné dráze. V takovém případě je vykonáním vedlejšího řezného pohybu na dráze jedné otáčky vytvořen závit o délce odpovídající jeho stoupání. Závit lze tedy vyrobit pomocí kotoučových fréz, závitovými nástrčnými či stopkovými frézami, pomocí okružovacího frézování nebo za použití vrtacích závitořezných fréz [6].



Obr. 5 – Výroba závitu frézováním (převzato z [8])

K vytvoření přesných závitů pohybových šroubů, šroubů měřidel, závitořezných nástrojů atd. je používáno broušení. Broušení se používá buď jako dokončovací operace vyhrubovaných závitů, nebo se vybrušují závity do plného materiálu bez předchozího předřezání. Podle tvaru brusného kotouče a požadované přesnosti rozlišujeme broušení podélné nebo zapichovací [7].

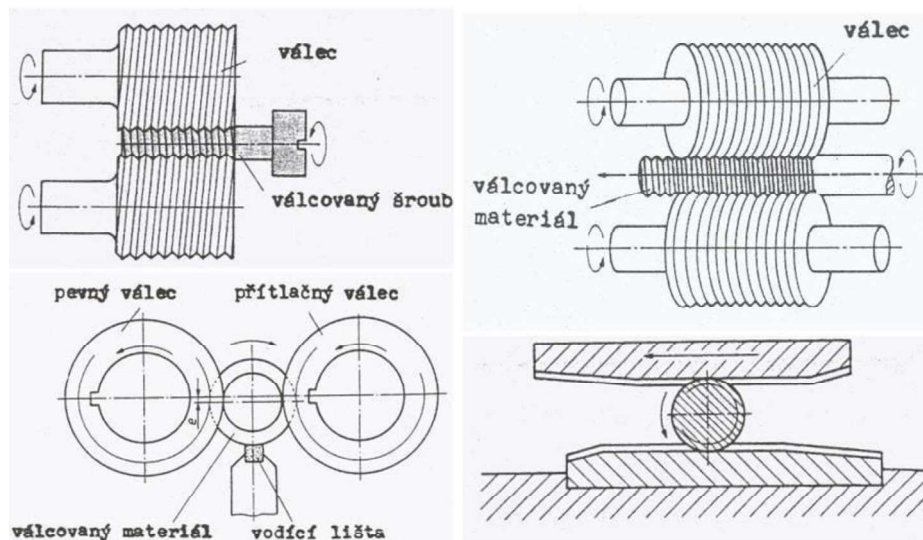


Obr. 6 – Výroba závitu broušením (převzato z [8])

2.2.2. Výroba tvářením - válcováním

Vnější závity se tváří válcováním za studena. Ke tváření používáme ploché válcovací čelisti, nebo válcovací kotouče. Metoda je vhodná především pro závity spojovacích šroubů. Vlivem zpevnění po tváření mají závity větší pevnost v tahu a také mez únavy se zvyšuje. Jakost povrchu tvářených závitů je vyšší a tlakem při tváření se zhušťuje povrch závitu, čím se zvyšuje odolnost proti otěru. Tvářením se nepřeruší vlákna vzniklá v polotovaru při jeho tváření.

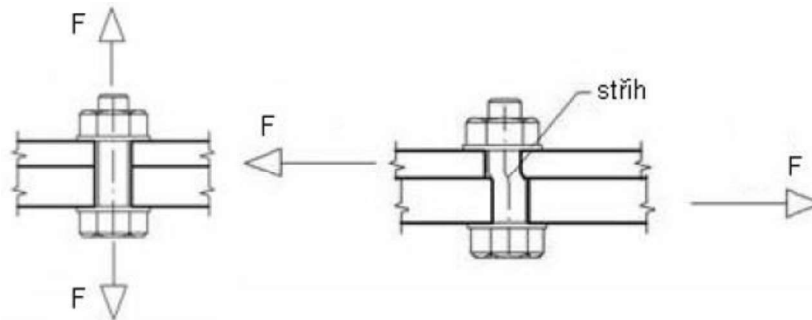
Vnitřní závity se vyrábí pomocí tvářecích závitníků. Závit má pak stejné vlastnosti jako závit vnější. Vzhledem k velkému krouticímu momentu se používají především u tvárných materiálů z neželezných kovů, jako je například hliník [6].



Obr. 7 – Výroba závitů válcováním (převzato z [6])

2.3. Namáhání šroubů

Nejvíce namáhanou částí šroubu je dřík. Ten může být namáhán tahem, tlakem, smykem, krutem, ohybem i vzpěrem. V některých případech je možnost nalézt i kombinaci zmíněných základních způsobů namáhání. V literatuře se šrouby dle namáhání často rozdělují do dvou základních skupin: spoje namáhané smykem (silou kolmou k ose šroubu) a spoje namáhané tahem (silou v ose šroubu) [1].



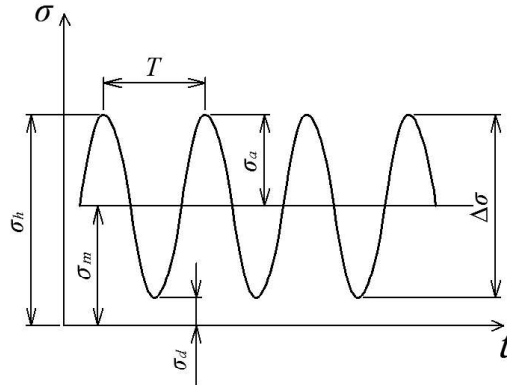
Obr. 8 – Základní zatížení šroubů tahem a střihem (převzato z [1])

Šroub může být zatěžován staticky nebo dynamicky. Statické zatížení je chápáno jako časově neměnné - zatížení je stálé, nezávisí na čase. Dynamické zatížení je potom naopak časově proměnné - zatížení se mění s časem.

Na místech kde je známo, že šroub bude namáhán silou kolmou k ose šroubu, může být použit pouze lícovaný šroub. V některých případech však může být smyková síla přenesena na třecí síly mezi stykovými plochami spojovaných součástí. To je potom nazýváno jako smyková únosnost. Využívají se k tomu předepjaté šrouby, které díky svému předpětí vyvodí dostatečně velké třecí síly, aby došlo k přenesení smykového zatížení. Pokud je takový spoj správně navržen, šroub by poté měl být namáhán pouze tahovou silou vyvozenou kvůli předpětí [1], [3].

2.3.1. Dynamické – cyklické namáhání

Cyklickým zatížením se rozumí takové zatížení, které periodicky kolísá mezi určitým maximem a minimem. Lze si jej představit tak, že k určitému konstantnímu předpětí (střední síle) se připojí konstantní přídatná síla, kmitající kolem síly střední. Je-li vyneseno do grafu schematicky napětí nebo síla závislá na čase, docílí se názorného cyklu [9].



Obr. 9 - Cyklické zatížení s konstantní amplitudou

T -	perioda	σ_h -	horní napětí kmitu (špička)
σ_a -	amplituda napětí (výkmit)	σ_d -	dolní napětí kmitu
σ_m -	střední napětí kmitu	$\Delta\sigma$ -	rozkmit napětí

Rozdíl mezi horní a dolní hodnotou napětí se nazývá rozkmit a je definován rovnicí:

$$\Delta\sigma = \sigma_h - \sigma_d. \quad (1)$$

Polovina hodnoty rozkmitu se nazývá amplituda napětí, která je definována vztahem:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2}. \quad (2)$$

Střední hodnota součtu horního a dolního napětí se nazývá střední hodnota napětí a je vyjádřena vztahem:

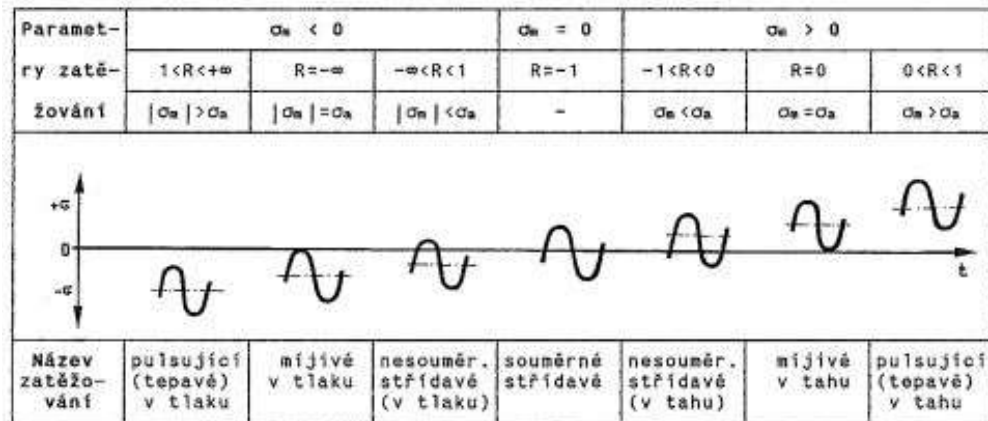
$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2}. \quad (3)$$

Z předešlých vztahů také vyplývá:

$$\sigma_h = \sigma_m + \sigma_a \quad (4)$$

$$\sigma_d = \sigma_m - \sigma_a \quad (5)$$

Pracovní cyklus bývá pro lepší představu nahrazován jednoduchou periodickou křivkou. V praxi však takový cyklus bývá mnohem složitější a komplikovanější než hladká křivka ve zmíněných grafech. Cykly mohou probíhat ve třech variantách: pouze v oblasti kladné (tahové), pouze v oblasti záporné (tlakové) nebo v obou oblastech. Druhy cyklického zatížení jsou potom střídavé, pulzující či míjivé [9].



Obr. 10 – Druhy cyklických namáháních (Převzato z [9])

Pokud je střední napětí rovno nule, jedná se o symetrický cyklus. V případech, že střední napětí se nule nerovná, jsou cykly nazývány jako asymetrické. Pro bližší specifikaci asymetrie určitého cyklu byl zaveden tzv. parametr asymetrie R a P, které lze definovat následujícími způsoby [9]:

$$R = \frac{\sigma_d}{\sigma_h} \quad (6)$$

$$P = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (7)$$

2.4. Únavové poškození

Kovové součásti mohou být vystaveny cyklickým tahovým zatížením a může tak nečekaně dojít k porušení materiálu, i když působící zatížení jsou výrazně nižší než mez kluzu materiálu. Dojde k tzv. únavovému lomu [10].

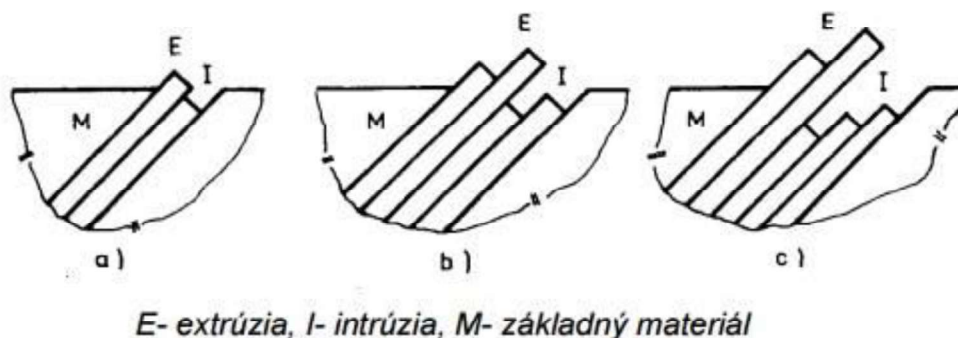
Proces únavového poškození kovů je poměrně složitý. V jednoduchosti ho lze pospat pomocí následujícího sledu dějů [11]:

1) Změna mechanických vlastností materiálu šroubu

Děj související se změnami v celém objemu zatíženého kovu. Mění se zde fyzikální i mechanické vlastnosti kvůli změnám hustoty materiálu a konfiguraci mřížkových poruch materiálu. Nejvíce lze tyto změny pozorovat na začátku cyklického zatěžování. S přibývajícím počtem cyklů však jejich intenzita klesá a po určité době se již dále nemění. Schopnost materiálu odolávat vůči plastické deformaci se může v průběhu zatěžování měnit a materiál se tak tzv. cyklicky zpevňuje nebo změkčuje.

2) Nukleace trhlin

Nukleace trhlin vzniká v místech cyklické plastické deformace a zpravidla to bývá vždy na volném povrchu namáhaných těles. Podmínkou je překročení určité hranice místního napětí, při kterém nevzniká zárodek trhliny ani při vysokém počtu cyklů. Jako první, při cyklickém zatěžování, dojde k vytvoření skluzových pásem v povrchových zrnech. Jejich počet, délka a šířka narůstá s počtem cyklů. Reliéf povrchu je pak tvořen tzv. extruzemi a intruzemi. Následné prohlubování intruze v jednom skluzovém systému má za následek vznik mikrotrhlin.

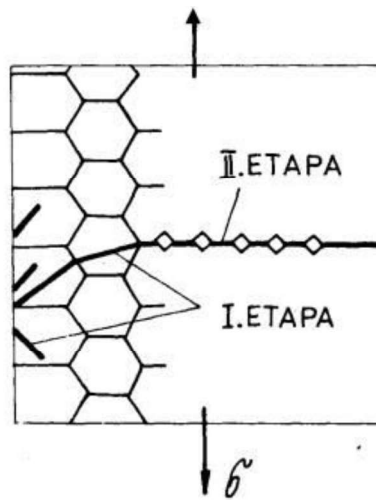


Obr. 11 – Vznik mikrotrhliny (převzato z [12])

Iniciaci trhlin může způsobit v podstatě cokoliv, co má za následek poruchu materiálu jak povrchovou, tak vnitřní. Malá prasklina pak pod cyklickým zatížením vytváří koncentrace napětí, které mají tendenci prasklinu dále zvětšovat [11], [12].

3) Šíření trhlin

Po ukončení předchozího děje povrch obsahuje mikrotrhliny orientované do směru aktivních rovin. Ty se během dalšího zatěžování prohlubují a různě vzájemně propojují. Ve finále se však utvoří pouze jedna tzv. magistralní únavová trhlina, která se bude dále šířit. Během svého šíření se natočí kolmo na vektor hlavního tahového napětí. Přejít z roviny trhliny z aktivní skluzové roviny do roviny kolmé k hlavnímu tahovému napětí se označuje jako přechod od krystalografického šíření (I. stádium šíření) do nekrystalografického šíření (II. stádium šíření) [11], [12].

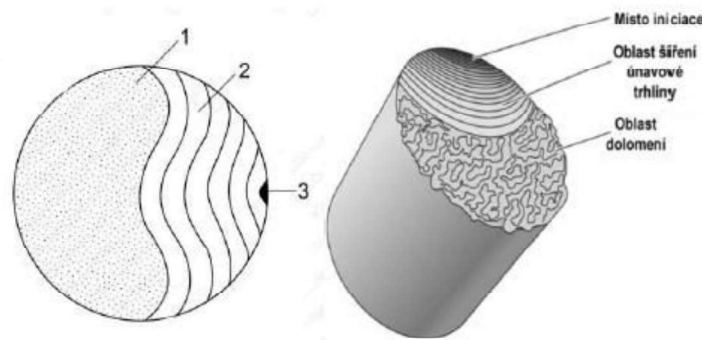


Obr. 12 – Etapy šíření únavové trhliny (převzato z [12])

Jestliže v I. stádiu bude šíření trhliny velmi pomalé, potřebný počet cyklů pro její rozvoj bude oproti II. stádiu neporovnatelně větší (typické pro hladká tělesa bez vrubů). Pokud se však vyskytnou ostré vruby (technologické, metalurgické či konstrukční), šíření únavové trhliny je pak představováno pouze jako II. stadium [11], [12].

4) Konečný lom

Jakmile trhlina roste, napětí se u kořene praskliny zvyšuje a celkové zatížení nese stále menší průřez součásti. Po dosažení dostatečné doby, kdy trhlina znemožní schopnost šroubu přenášet potřebné zatížení, dojde k rychlému selhání šroubu a následnému prasknutí. Tato fáze nastává během chvíle, jelikož koncentrace napětí od cyklického namáhání s velikostí trhliny velmi rychle roste. Z pohledu uživatele se jeví tento děj jako neočekávaný a náhlý, protože šrouby nejeví žádné viditelné poškození nebo změny v chování [11], [12].



Obr. 13 – Lomová plocha (převzato z [13])

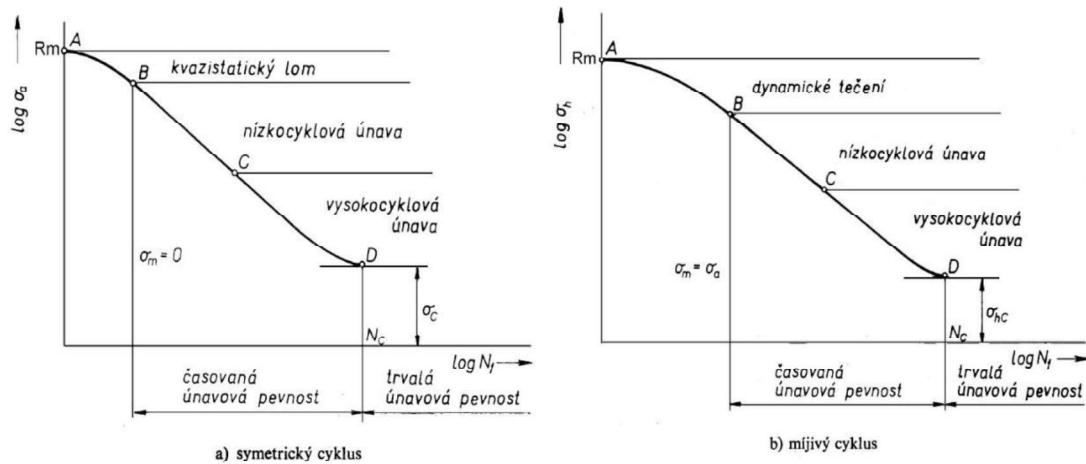
Bližší zkoumání lomu často napoví, zda se jedná o únavový lom či nikoliv. Ta část lomu, která praskala pomalu jako zahájení a růst trhliny, by měla být hladká s lesklým povrchem. Část, kde se trhlina šířila postupně dál, bude mít hrubší povrch. Poslední část, která vznikla po konečném prasknutí šroubu, by měla mít velmi drsný povrch. Kdyby k prasknutí došlo náhlým jevem, povrch v místě prasknutí bude celý drsný. Tyto poznatky tak mohou sloužit k určení, zda opravdu došlo k únavě anebo k defektu ze statického zatížení. Iniclace a růst jedné trhliny často zapříčiní vznik dalších (sekundárních) trhlin, které se objeví v místech s nově vzniklými koncentracemi napětí. Takový vznik dalších trhlin samozřejmě rapidně snižuje životnost [12].

2.4.1. Únavová životnost

Počet zatěžovacích cyklů potřebný k porušení se nazývá únavová životnost. Zdánlivě stejné součásti mohou mít podstatně jiné únavové životnosti v závislosti na umístění a závažnosti počátečních trhlin. Svou příčinu na tom má například: počáteční předpětí, složení slitin, teplota, umístění a velikost zatížení. Výsledkem je pak veliký rozptyl únavových životností. K tomu, abychom mohli predikovat životnost součástí, slouží tzv. křivky životnosti, které mají za úkol v tom nejjednodušším případě znázornit závislost počtu cyklů do porušení součásti na parametru cyklického zatížení. Základním představitelem je tzv. Wöhlerova křivka.

Únavové poruchy jsou rozděleny na vysokocyklové a nízkocyklové v závislosti na počtu zatěžovacích cyklů potřebných k porušení materiálu. Vysokocyklová únava vyžaduje stovky tisíc nebo dokonce milióny cyklů, než dojde k lomu. Naopak u nízkocyklové únavy se podle [14] počet cyklů pohybuje v rozmezí 10^2 - 10^5 . V grafu dále nalezneme oblast kvazistatického lomu a dynamického tečení. Z hlediska šroubových spojů v klasických aplikacích je nejvýznamnější oblast vysokocyklové únavy. Významným bodem v grafu je

bod N_C . Ten rozděluje graf na oblast s časovanou únavovou pevností a oblast s trvalou únavovou pevností [13].

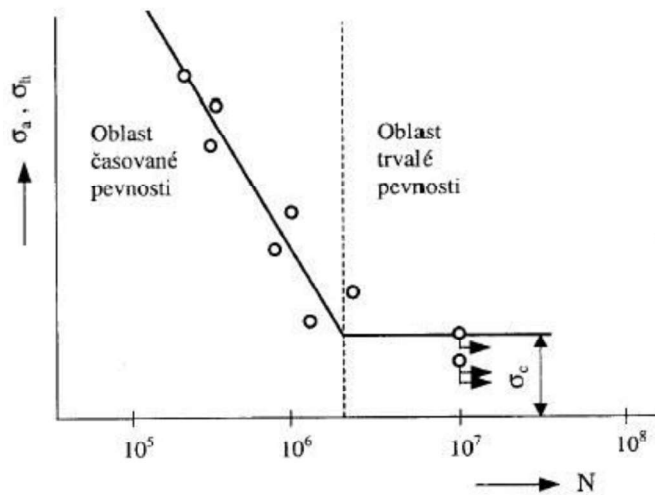


Obr. 14 – Schematický průběh křivky životnosti (převzato z [13])

Charakteristickým ukazatelem pro únavové chování materiálu v oblasti vysokocyklického namáhání je právě Wöhlerova křivka, ze které lze odečíst významnou hodnotu meze únavy σ_c . Většina součástí fungujících v pracovních podmínkách odpovídajících vysokocyklické oblasti využívá pro pevnostní výpočty mez únavy, jako základní charakteristickou hodnotu vyjadřující odolnost materiálu vůči únavovému poškození. Mez únavy se dá definovat jako hodnota napětí, při které se vytváří mikrotrhliny různých délek, které však nedosahují délky kritické a tudíž se nemohou dále šířit [13], [14].

2.4.1.1. Wöhlerova křivka a mez únavy

Wöhlerova křivka, nebo v cizích literaturách uváděná jako S-N křivka, poskytuje informace, zda materiál vydrží určitý počet cyklů při dané amplitudě napětí nebo nikoli. Z této charakteristické křivky lze zjistit již zmíněnou nejzákladnější únavovou charakteristiku materiálu – mez únavy. Při stálých podmínkách (frekvence, teplota, rozměry tělesa) existuje pro každou amplitudu napětí daný počet cyklů, při kterých dojde k porušení. Příkladem je obr. 14, kde jedna křivka byla zjištěna při symetrickém cyklu ($\sigma_m = 0$) a druhá při mívivém cyklu ($\sigma_m = \sigma_a$) [13], [14].



Obr. 15 - Wöhlerova křivka (převzato z [13])

Křivku životnosti ($\sigma_a - N_f$) lze popsat pomocí Basquinovi závislosti, která byla vyjádřena v roce 1910.

$$\sigma_a = \sigma_f \cdot (2N_f)^b, \quad (8)$$

kde symboly vyjadřují následující proměnné:

N_f – počet cyklů do lomu

σ_f – součinitel únavové pevnosti, dán extrapolací amplitudy napětí na první půlcyklus zatížení

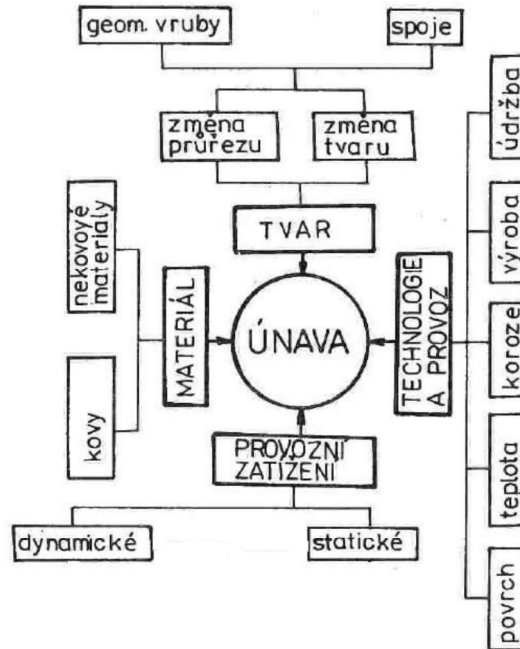
b – elastický exponent křivky životnosti, dán sklonem křivky životnosti $\varepsilon_{ae} - N_f$ zobrazené v log-log souřadnicích

Obě konstanty vystihují odpor materiálu proti únavovému poškození při silovém zatěžování. Nejčastěji se Wöhlerova křivka znázorňuje v semilogaritmickém systému ($\sigma - \log N$), stejně jako je provedeno v grafu na obr. 15. Vzhledem k tomuto znázornění, vznikne křivka pomocí dvou přímek. Šikmé a vodorovné. V místě, kde se přímky protnou, vzniká zlomový bod, který se nachází zpravidla mezi $10^6 \div 10^7$ cyklu. Ten pak rozděluje vysokocyklovou oblast na oblast omezenou (časovou) a neomezenou (trvalou) pevnost [13], [14].

2.4.1.2. Faktory ovlivňující únavovou pevnost

Při materiálových zkouškách nebo v provozu jakékoliv součásti nikdy nepanují ideální podmínky k tomu, aby měření či samotná funkce součásti nebyla ovlivněna různými vlivy. Výsledky únavových zkoušek nebo následné výpočty mohou být ovlivněny

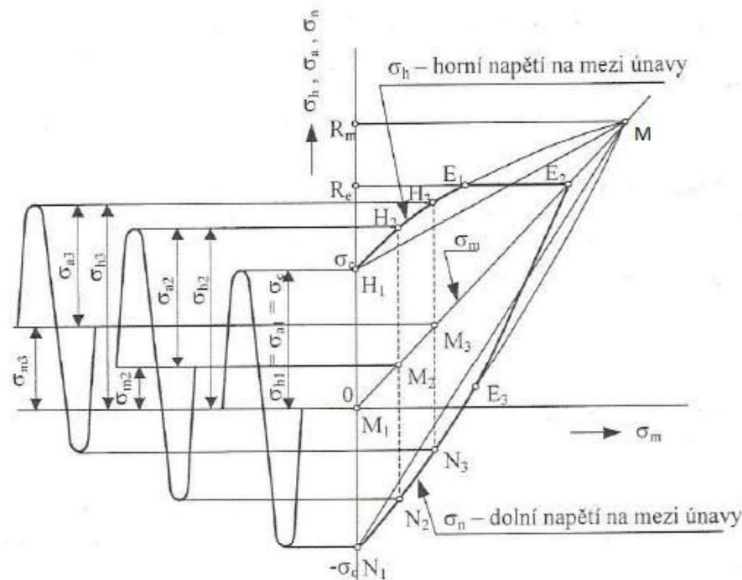
způsobem namáhání, velikostí vzorku, kvalitou povrchu, teplotou atd. Vzhledem k tomu je tedy nutné definovat podmínky únavového experimentu, aby mohly být zkoumány různé faktory a vlivy ovlivňující, pro pevnostní výpočty důležitou, únavovou pevnost [13], [14].



Obr. 16 – Schéma faktorů ovlivňující únavu (převzato z [11])

Vliv asymetrie zátěžného cyklu (střední složky napětí)

Hodnota kritického napětí je funkcí asymetrie zátěžného cyklu, a pro různé druhy zátěžných cyklů vzrůstá nebo klesá podle velikosti a znaménka statického předpětí. Grafickým zpracováním této závislosti je Smithův nebo Haigův diagram [13] [14].



Obr. 17 – Smithův diagram (převzato z [13])

Mezní závislost dolního a horního napětí (body H a N) lze získat z různých napěťových amplitud a zátěžových cyklů. Bod M je dán mezí pevnosti materiálu a právě v něm se křivky protnou. Aby však v materiálu nevznikaly žádné plastické deformace, nesmí být v diagramu dosaženo meze v kluzu. Smithův diagram se vzhledem k této situaci omezuje (body E). Silně vytažená část diagramu pak vyznačuje oblast mezních cyklů, kde únavový lom nehrozí [13].

Kvůli velké časové náročnosti se v praxi Smithův diagram konstruuje pouze zjednodušeně a ne na základě dílčích měření Wöhlerových křivek pro různé asymetrie cyklů. Zjednodušeně je možné jej zkonstruovat za předpokladu, že jsou známy hodnoty meze únavy při symetrickém zatěžování a že závislost horního i dolního napětí je na statickém předpětí lineární. Pokud toto platí, lze danou skutečnost vyjádřit pomocí vztahu:

$$\sigma_a = \sigma_c \left[\left(1 + \frac{\sigma_m}{R_m} \right)^\alpha \right]. \quad (9)$$

Pro exponent α se volí hodnota z rozmezí 0,7 – 2,0. Pro některé oceli se dle [14] volí $\alpha=1$ a tak vznikne lineární Goodmanův vztah:

$$\sigma_a = \sigma_c \left[\left(1 + \frac{\sigma_m}{R_m} \right) \right]. \quad (10)$$

Pokud se však exponent α zvolí větší, křivka se bude pomalu s rostoucí hodnotou blížit k meznímu parabolickému tvaru, kterého dosáhne při hodnotě $\alpha=2$. Tato úprava umožní větší „pracovní“ prostor v diagramu. Hraniční křivkou se pak stává tzv. Gerberova křivka, definovaná rovnicí:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \left(\frac{\sigma_m}{R_m} \right)^2 = 1. \quad (11)$$

Takové úpravy se však zpravidla mohou použít hlavně u houževnatých materiálů. Pro přesnější určení exponentu by však bylo nutné provést detailnější únavové zkoušky pro konkrétní materiál [13], [14].

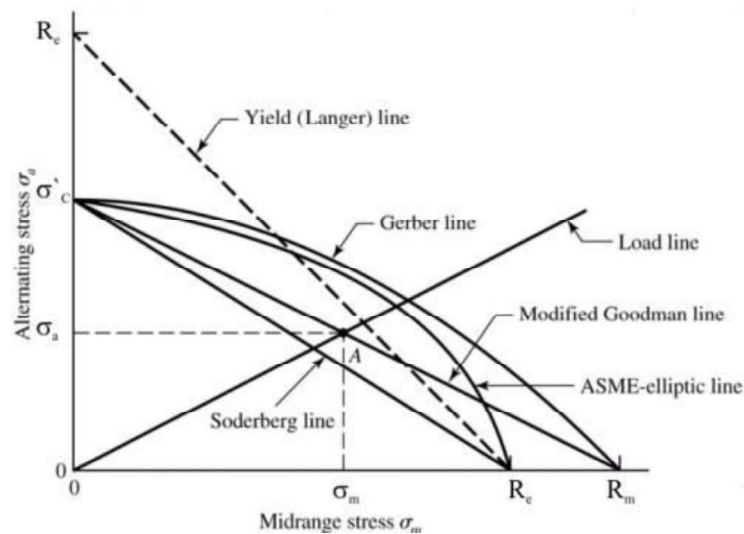
Pokud je třeba zabránit plastické deformaci, hraniční křivku v diagramu tvoří Soderbergova křivka, která je ve tvaru:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_c} + \frac{\sigma_m}{R_e} = 1. \quad (12)$$

Stejně je pak také kritérium ASME-elliptic, které však využívá křivku elipsy místo přímky:

$$\left(\frac{\sigma_a}{R_c}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{R_e}\right)^2 = 1. \quad (13)$$

Všechna zmíněná kritéria jsou zde vyznačena v Haighově diagramu. Významnými body zde jsou mez únavy, mez kluzu a pevnost v tahu [13], [14].



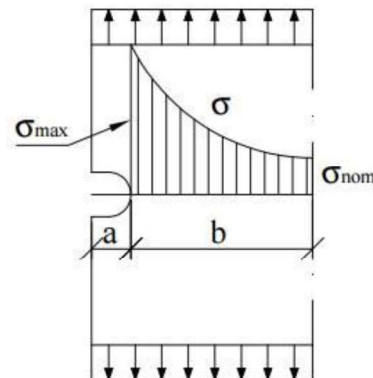
Obr. 18 – Haighův diagram (převzato z [15])

Vliv velikosti strojní součásti

Mez únavy zjišťovaná na zkušebních tělesech velmi často neodpovídá hodnotám meze únavy zjištěné na prvotních strojních součástech. Jednou z možných příčin je právě velikost dané strojní součásti, jelikož zkušební vzorky používané pro experimentální zkoušky únavové meze jsou vyrobeny z kulatin o malých průměrech. Tyto materiály mají pak vzhledem k technologii jejich výroby zrna orientovaná kolmo k růstu trhliny a pravděpodobnost výskytu vad je tak malá. Je proto velmi vhodné zkušební tělesa vyrábět ze stejného polotovaru, ze kterého bude vyrobena finální součást [13], [14].

Vliv vrubu

Vruby bývají příčinou velkého snížení hodnoty meze únavy. Kolem vrubu dochází k nerovnoměrnému rozložení napětí, což má za následek vytvoření plastické oblasti. Nejkritičtějším místem je pak vrcholek vrubu, kde se nachází největší koncentrace napětí a deformace (plastické i elastické). Vzhledem k tomuto faktu se vrcholek vrubu stává častým místem iniciace trhliny [13], [14].



Obr. 19 – Průběh vrubového napětí (převzato z [16])

Vliv teploty

Při zkoušení zkušebního vzorku má teplota velký vliv na únavové vlastnosti materiálu. Pokud teplota bude klesat pod pokojovou teplotu až k tranzitní teplotě, mez únavy bude vzrůstat. U vzorků s vrubem však výrazné zvýšení hodnoty nenastane. Pokud teplota dosáhne tranzitní teploty a bude klesat i nadále, mez únavy začne naopak výrazně klesat, neboť materiál začne křehnout. Pokud teplota začne růst, tak v rozmezí cca 200-400°C bude docházet ke zvýšení únavové pevnosti. Při překročení hranice 400°C však začne mez únavy opět klesat [13], [14].

Vliv jakosti povrchu

Pro nukleaci únavové trhliny je kvalita povrchu směrodatným faktorem. Na skutečnou mez únavy má tak jakost povrchu velký vliv. Pokud je požadováno porovnávat výsledky z různých experimentálních zkoušek, je potřeba aby zkoušený vzorek neměl jen stejný tvar, ale i shodnou jakost povrchů. Takovým etalonem pro porovnávání povrchů slouží jemně leštěný povrch, který vykazuje nejvyšší mez únavy. U ocelí tak bývá vhodné vyvodit tlaková povrchová pnutí, které dokáží mez únavy významně zvýšit. Toho je možné docílit např. pomocí kuličkování nebo válečkování [13], [14].

Vliv frekvence zatěžování

Pokud bude hodnocen vliv frekvence zatěžování na životnost, je třeba mít na paměti její souvislost s celkovou dobou provozu, tedy životností. Menší počet kmitů do poruchy při nízké frekvenci může znamenat i delší časovou životnost, nežli vysoký počet kmitů proběhlý s vysokou frekvencí. Oblast frekvencí ve strojírenství lze rozdělit na:

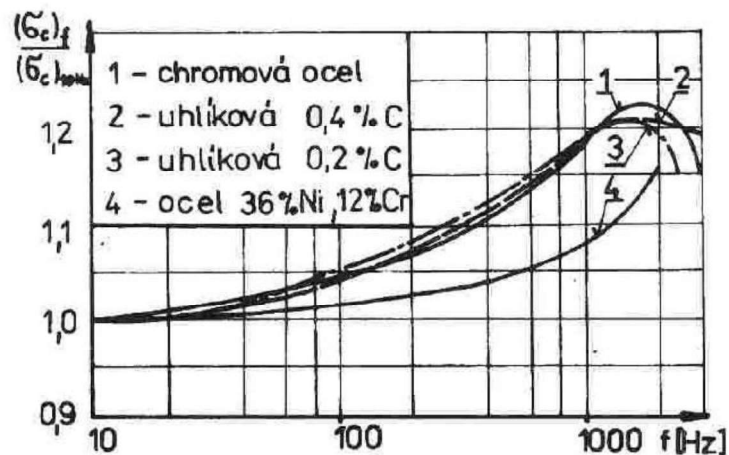
- frekvence nízké (0,1 ≈ 10 Hz)

- frekvence střední ($10 \approx 100$ Hz)
- frekvence vysoké ($100 \approx 10^4$ Hz).

Frekvence zatěžování může souviset s pracovní teplotou vzorku či součásti. S rostoucí frekvencí se s různou intenzitou totiž uplatňují tyto jevy:

- složka plastické deformace se v jednotlivých kmitech zatížení nemůže plně rozvinout a kumulativní poškození materiálu se tak sníží
- korozivní vlivy okolní atmosféry (vlhkost, agresivita prostředí) se při vnikání do poškozených částí povrchu tělesa plně neuplatní
- časově rychlejší absorpce deformační energie vede k zahřívání objemu vzorku

Z diagramu na obr. 20. vyplývá, že mez únavy může vzrůst o 10 – 20% v závislosti na frekvenci zatěžování [14].



Obr. 20 – Poměrná závislost meze únavy různých ocelí na frekvenci zatěžování

Kromě zmíněných vlivů, je ještě mnoho dalších, které mohou mít svůj významný podíl na snížení únavové pevnosti (koroze, tvar součásti aj.). Dále bude zohledněn už jen určitý výběr těchto ovlivňujících faktorů, jelikož k vyjádření různých koeficientů by bylo nezbytné provést několik experimentálních zkoušek za účelem zjištění únavové pevnosti za působení dílčích vlivů, které ve skutečnosti mohou reálnou součást ovlivnit [13], [14].

2.4.2. Snížená mez únavové pevnosti

Snížená mez únavové pevnosti σ'_c je označení pro hodnotu únavové meze pevnosti σ_c , která je však ještě vynásobena určitým koeficientem. K této úpravě dochází kvůli zmíněným vlivům, které mohou únavovou mez pevnosti značně ovlivnit.

Sníženou mez únavové pevnosti je možné stanovit dosazením do známého vztahu (14), který je diskutován např. v [3]

$$\sigma'_c = \sigma_c \cdot \frac{v \cdot \eta}{\beta}. \quad (14)$$

Pro součinitele velikosti v a jakosti povrchu η existují tabulky nebo diagramy, ze kterých lze hodnotu jednoduše odečíst. Proměnná β neboli součinitel vrubu uvedený ve vztahu (14), je diskutován v následujícím textu.

2.4.2.1. Součinitel vrubu

Pro výpočet součinitele vrubu byla odvozena řada vztahů. Použitelnost těchto vztahů pro praktické výpočty je ovlivněna zejména jejich složitostí a potřebnými parametry, jejichž stanovení je často velmi problematické. Přehled některých z nich je uveden níže.

Podle Němce [19]:

$$\beta = \left[1 + \left(\alpha \frac{v}{v_\beta} - 1 \right) \eta \right] \psi. \quad (15)$$

α – tvarový součinitel

v – součinitel redukující dvouosou napjatost (u kulatých tyčí $v = 0,95$)

v_β – součinitel velikosti

η – vyjadřuje míru uplatnění vad v daném materiálu (vysoce pevná ocel $\eta = 1$)

ψ – součinitel zpevnění

Podle Lejkina a Sersena [19]:

$$\beta = 1 + q(\alpha - 1). \quad (16)$$

q – vrubová citlivost

Pro střídavý tah-tlak a ohyb platí

$$q = \frac{1}{2}(q_1 - q_2), \quad (17)$$

kde q_1 závisí na mezi pevnosti σ_{Pt} a q_2 na poměru σ_{kt}/σ_{Pt} . Obě hodnoty přitom závisejí ještě na poloměru křivosti ρ v kořeni vrubu. Vztah (16) určuje poměr mezi únavy u hladké tyče a u tyče s vrubem větších rozměrů; lze je použít bez dalších korekcí na vliv velikosti. [19]

Podle Heywooda [19]:

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{\alpha-1}{\alpha} \frac{k}{\sqrt{\rho}}}. \quad (18)$$

ρ – poloměr křivosti v kořeni vrubu

k – tabelovaná hodnota, viz např. [19]

V literatuře [19] je také zmíněno, že z hlediska lomové mechaniky má největší oprávnění vzorec Siebela a Stielera:

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \sqrt{cX}} \quad (19)$$

kde X je poměrný gradient napětí a c je hodnota závislá na materiálu a na tvarovém činiteli. Všechny zmíněné hodnoty či konstanty jsou k dohledání ve zmíněné literatuře [19].

Pro výpočet snížené meze únavy je možné použít i další vztahy. Ve většině případů se jedná o vztahy podobné vztahu (14), které jsou doplněny koeficienty zohledňující vliv dalších faktorů. Často citovaná je např. Marinova rovnice (21).

$$\sigma'_c = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_c}{\beta} \quad (20)$$

kde koeficienty k_i se snaží vystihnout co nejvíce možných vlivů na mez únavové pevnosti [17]. Samotné určení a zahrnutí ovlivňujících faktorů k_i pro výpočet meze snížené únavové pevnosti materiálu je velmi diskutabilním tématem. Uváděných faktorů je opravdu mnoho, ale pouze zlomek z nich je matematicky vyjádřen, popř. tabelizován. Např. v [17] je možné nalézt následující podklady:

k_a – součinitel povrchu

$$k_a = a\sigma_{Pt}^b \quad (21)$$

kde σ_{Pt} je minimální mez pevnosti v tahu a konstanty a a b vystihují kvalitu povrchu podle toho, jak jí bylo docíleno.

k_b – součinitel velikosti

Faktor velikosti hraje roli pouze pro součásti namáhané ohybem a krutem a je vyjádřen pomocí závislosti na průměru součásti. Pro axiální zatížení (tah, tlak) je součinitel velikosti $k_b = 1$.

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0,107} & 51 < d < 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (22)$$

k_c – součinitel zatížení

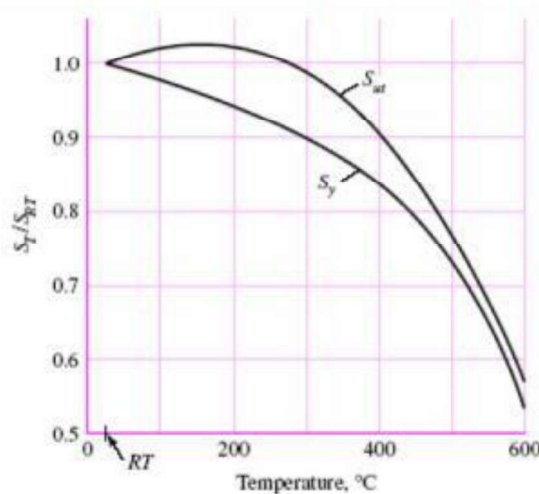
Pokud je prováděn výpočet meze únavy reálné součásti, která je namáhána jiným zatížením než je ohyb, musí se zjištěná mez únavy přenásobit součinitelem k_c pro příslušný typ zatížení, viz tabulka 1.

Tab. 1 – Součinitele zatížení

K_c	Typ zatížení
1	ohyb
0,85	tah, tlak
0,59	krut
1	kombinace: krut+ohyb

 k_d – součinitel teploty

Mez únavy materiálu se vlivem teploty mění. Vzhledem k této skutečnosti je zjištěna závislost poměru únavové pevnosti v tahu vůči teplotě.



Obr. 21 – Diagram pro odečtení k_d (převzato z [17])

Poměr pevností v tahu nebo-li také součinitel teploty k_d je poměr pevnosti v tahu za určité teploty ku pevnosti v tahu za pokojové teploty. Z obr. 16. je patrné, že při pokojových teplotách je součinitel $k_d = 1$. Pro přesnější odečet hodnoty součinitele slouží v literatuře [17] charakteristická rovnice pro danou křivku, kde se dosazuje pouze hodnota okolní teploty.

k_e – součinitel spolehlivosti

Součinitel spolehlivosti se zavádí z důvodu zvýšení pravděpodobnosti rozebírané Marinovi rovnice, jelikož dosazovaná pevnostní mez únavy zkušebního vzorku vyplývá z únavových zkoušek, kde byl určitý rozptyl zjišťovaných hodnot.

Tab. 2 – Součinitele spolehlivosti [17]

Spolehlivost [%]	k_e
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

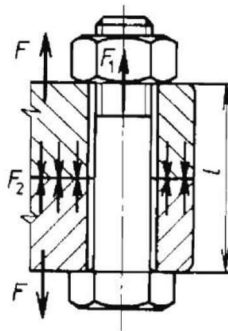
 k_f – součinitel dalších vlivů

Ačkoliv je součinitel dalších vlivů k_f určen také pro snížení únavové pevnosti, tak je zmiňován spíše jako připomínka. Součinitel má zdůraznit možný vliv mnoha dalších ovlivňujících faktorů (např. koroze, pokovení, frekvence zatěžování atd.), které mohou mít svůj podíl na změnách únavové pevnosti materiálu.

2.5. Předepjaté spoje

Předepjatá šroubová spojení jsou využívána zejména na místech, kde je požadována dlouhá životnost spoje nebo je zde třeba zabránit rázovému zatížení šroubových spojů za působení střídavého zatížení. To se učiní pomocí přeměny zatížení střídavého na zatížení pulsující. Předepjaté šrouby se mohou dále použít, pokud je nutné snížit amplitudy mřížového zatížení v ose šroubu či za účelem vyvinout tuhý a těsný spoj. Nejčastěji bývá spoj realizován pomocí šroubu, matice a podložky nebo pomocí šroubu a závitu v jedné ze spojovaných částí [1], [3].

Takto vzniklá spojení se dají klasifikovat jako rozebíratelná. Podle druhu namáhání se síly ve spoji mohou přenášet tvarovým i silovým stykem. S ohledem na zatížení silou v ose šroubu definujeme tyto šroubové spoje, jak již název kapitoly napovídá, jako šroubové spoje s předpětím a jedná se o šrouby mřížové a tepavě zatížené. Ohledně zatížení silou kolmou k ose šroubu je zatížení přenášeno silovým spojením - třením mezi spojovanými součástmi.



Obr. 22 – Působení sil v předepjatém spoji (převzato z [3])

Předepjaté šroubové spoje musí být při montáži utaženy tak, aby před provozním zatížením určitou silou vzniklo konkrétní požadované předpětí, které bude mít za následek vznik prodloužení délky šroubu o hodnotu Δl_1 a stlačení spojovaných komponent o hodnotu Δl_2 . Vytvoří se tak silový styk. Po montáži je šroubové spojení namáháno stálým nebo proměnlivým zatížením [3].

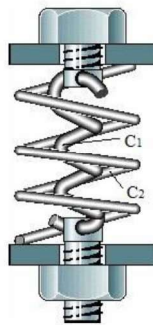
$$\Delta l_2 = \frac{F_v}{C_1}; \Delta l_1 = \frac{F_v}{C_2}, \quad (23)$$

kde F_v je osová síla ve šroubu a C_1 s C_2 jsou konstanty tuhosti.

2.5.1. Tuhost šroubu a spojovaných součástí

Je-li závislost mezi deformací a silou lineární a při zatěžování nedojde k překročení meze úměrnosti, je materiál považován za lineárně pružný. Konstanta úměrnosti mezi deformací a silou se pak nazývá tuhost a obvykle se označuje písmenem k , aby však nedošlo k záměně značení, v této práci bude používán pro tuhost písmeno C .

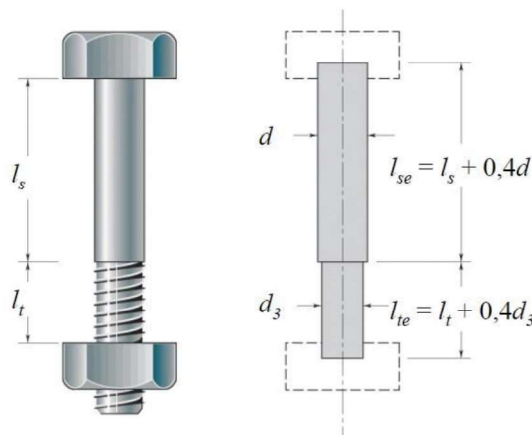
Při namáhání provozní silou jsou vzniklé deformace šroubu a spojovaných součástí stejné. Proto si je možné šroubový předepjatý spoj představit jako soustavu dvou paralelně řazených pružin, kde jedna z pružin o tuhosti C_2 reprezentuje předpětím stlačené spojované součásti a druhá o tuhosti C_1 představuje předpětím prodloužený šroub, viz obr. 23.



Obr. 23 – Nahrazení šroubového předepjatého spoje (převzato z [18])

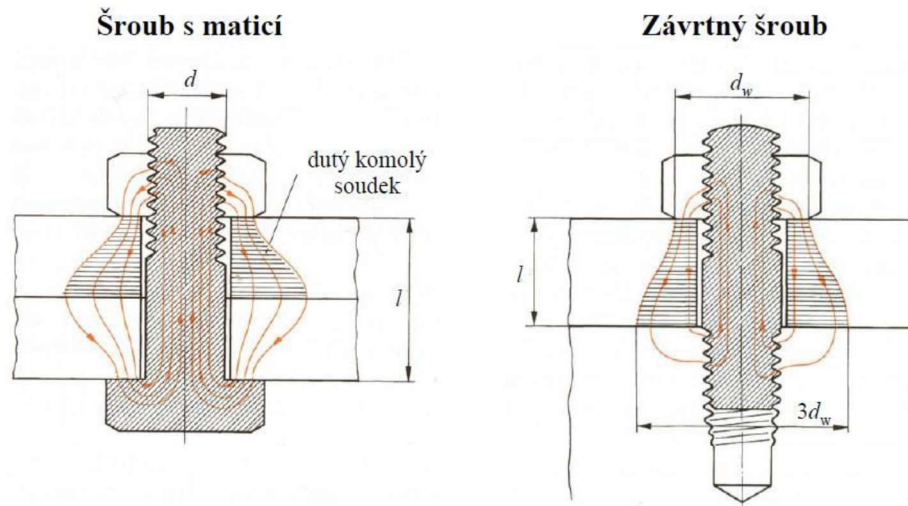
Samotná tuhost šroubu se může stanovit jako tuhost soustavy sériově řazených pružin. Pro výpočet závitové části se vychází z malého průměru závitu d_3 a pro výpočet tuhosti dřívku šrouby se používá velký průměr závitu d .

$$\frac{1}{C_1} = \frac{4}{\pi E} \left(\frac{l_{se}}{d^2} + \frac{l_{te}}{d_3^2} \right) = \frac{\pi E d^2 d_3^2}{4(l_{se} d_3^2 + l_{te} d^2)} \quad (24)$$



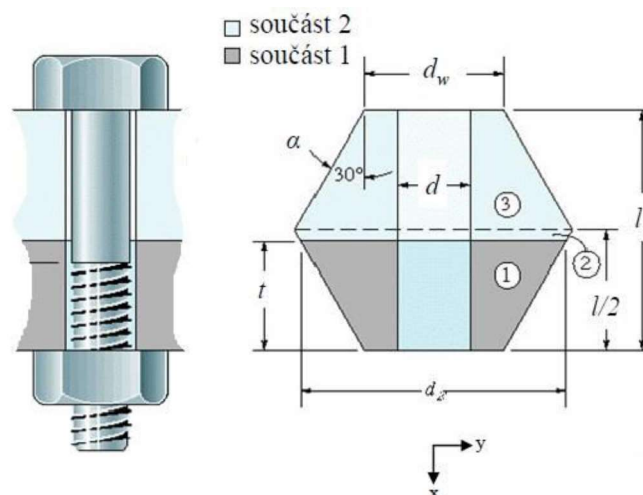
Obr. 24 – Doprovodný obrázek ke vztahu (26) (převzato z [18])

Poněkud složitější je určení tuhosti u spojovaných součástí, kde je rozložení napětí komplikované. Při prováděných experimentech a numerických výpočtech se dospělo k závěru, že vytvořené napěťové pole má tvar připomínající dutý komolý soudek.



Obr. 25 – Rozložení napětí ve spojovaných součástech (převzato z [18])

K tuhosti spojovaných součástí je možné se dostat opět pomocí představy, že spojované součásti nahradíme pomocí soustavy sériově řazených pružin a určí se jejich celková tuhost. U takového výpočtu se pak počítá s tím, že se deformují jen ty části spojovaných součástí, které jsou nejtěsněji k šroubu. Příčinou je vliv předpětí šroubu. Pro zjednodušení výpočtu dochází k nahrazení dutého komolého soudeku dutým komolým dvojkuželem s vrcholem o úhlu 2α , kde se jedná o úhel v rozmezí $25^\circ \leq \alpha \leq 33^\circ$.



Obr. 26 - Doprovodný obrázek k tuhosti spojovaných součástí (převzato z [18])

Z vyplývající geometrie a materiálových vlastností byla odvozena tuhost spojovaných součástí, která je definována vztahy dle [18]:

$$C_{2i} = \frac{\pi E_i d \operatorname{tg} \alpha}{\ln \frac{(2t_i \operatorname{tg} \alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(2t_i \operatorname{tg} \alpha + d_w + d)(d_w - d)}} \quad (25)$$

Pokud pro ocel, litinu nebo hliník je $\alpha = 30^\circ$, modul pružnosti v tahu E je pro všechny spojované součásti konstantní a jedná se o šroub s šestihrannou hlavou ($d_w = 1,5d$), může být dle [18] vztah upraven.

$$C_2 = \frac{0,5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0,5774 l + 0,5d}{0,5774 l + 2,5d} \right)} \quad (26)$$

Na základě numerického řešení (MKP) byl také odvozen vztah

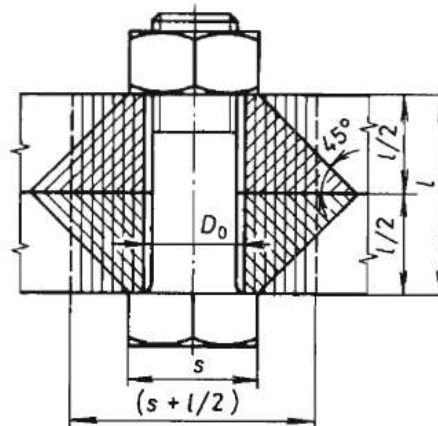
$$C_2 = E d A e^{\left(\frac{Bd}{l} \right)}, \quad (27)$$

kde A a B jsou konstantami pro daný materiál.

Tab. 3 – Materiálové konstanty pro výpočet tuhostí

	A	B
Ocel	0,78715	0,62873
Hliník	0,79670	0,63816
litina	0,77871	0,61616

Úplně nejjednodušším způsobem pro analytický výpočet tuhostí spojovaných součástí je však dle literatury [3] nahrazení dutého komolého dvojkuželu trubkovým profilem (viz. obr. níže).



Obr. 27 – Nahrazení dutého komolého dvojkuželu pro výpočet tuhosti spojovaných součástí
(převzato z [3])

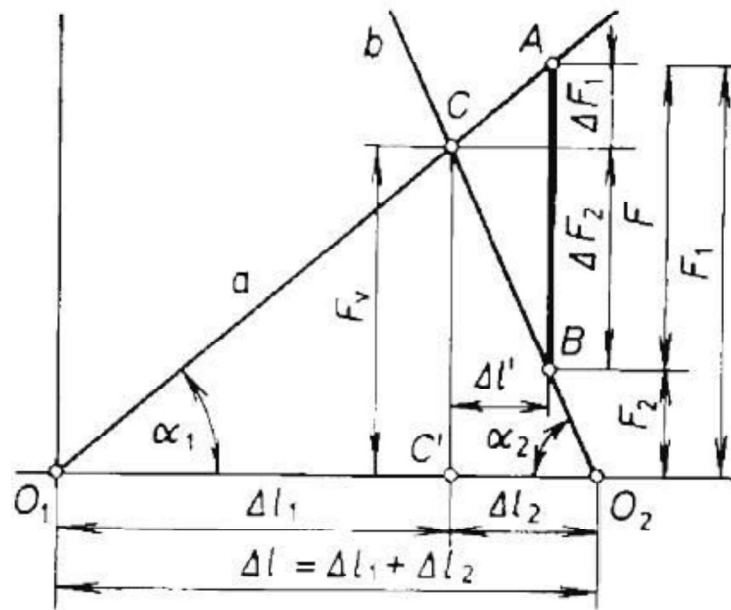
Potom se konstanta tuhosti spojovaných součástí určí podle obrázku č. 27 ze vztahu

$$C_2 = \frac{E \cdot S_r}{l}, \quad (28)$$

kde S_r je redukovaný průřez spojovaných součástí, tj. přibližně střední průřez dvojkužele s úhlem 45° .

2.5.2. Diagram předepjatého šroubového spoje

Po utažení je šroub namáhán silou předpětí, která je stejně velká jako síla, kterou jsou k sobě přitlačovány spojované součásti. Vzhledem k této situaci nastane odpovídající prodloužení šroubu a stlačení spojovaných součástí o určitou hodnotu. Tuto skutečnost vystihuje diagram předepjatého šroubového spoje. Diagram je složen z dílčích závislostí pro šroub a spojované součásti [3].



Obr. 28 – Diagram předepjatého šroubového spoje (převzato z [3])

$$C_1 = \operatorname{tg} \alpha_1; C_2 = \operatorname{tg} \alpha_2 \quad (29)$$

Z diagramu lze vyčíst, že při pružné deformaci z celkové síly F připadne na šroub pouze síla o velikosti ΔF_1 a zbytek síly ΔF_2 připadne na spojované součásti.

$$\Delta F_1 = F \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2}; \Delta F_2 = F \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2}. \quad (30)$$

Výsledná síla ve šroubu

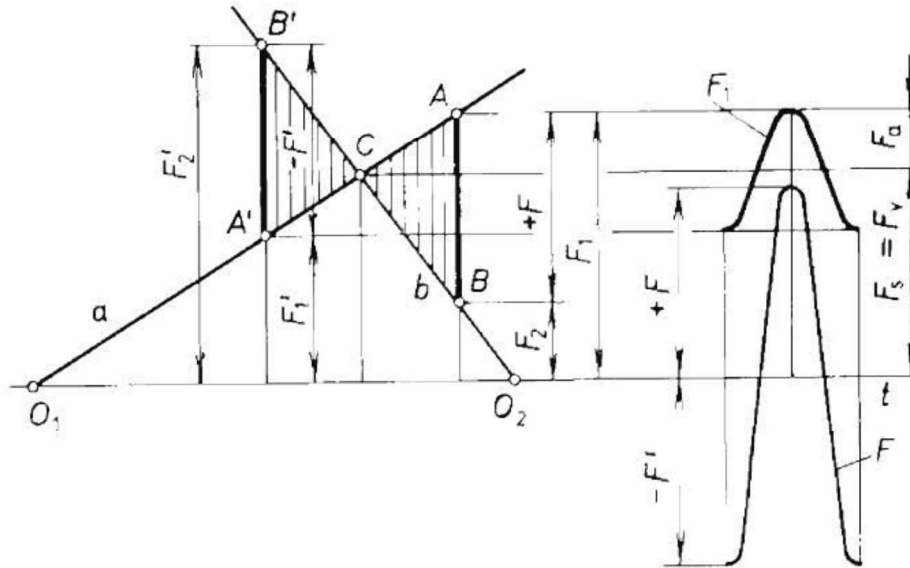
$$F_1 = F_v + \Delta F_1 = F_v + F \cdot \frac{C_1}{C_1 + C_2}. \quad (31)$$

Výsledná síla ve spojovaných součástech

$$F_2 = F_v + \Delta F_2 = F_v + F \cdot \frac{C_2}{C_1 + C_2}. \quad (32)$$

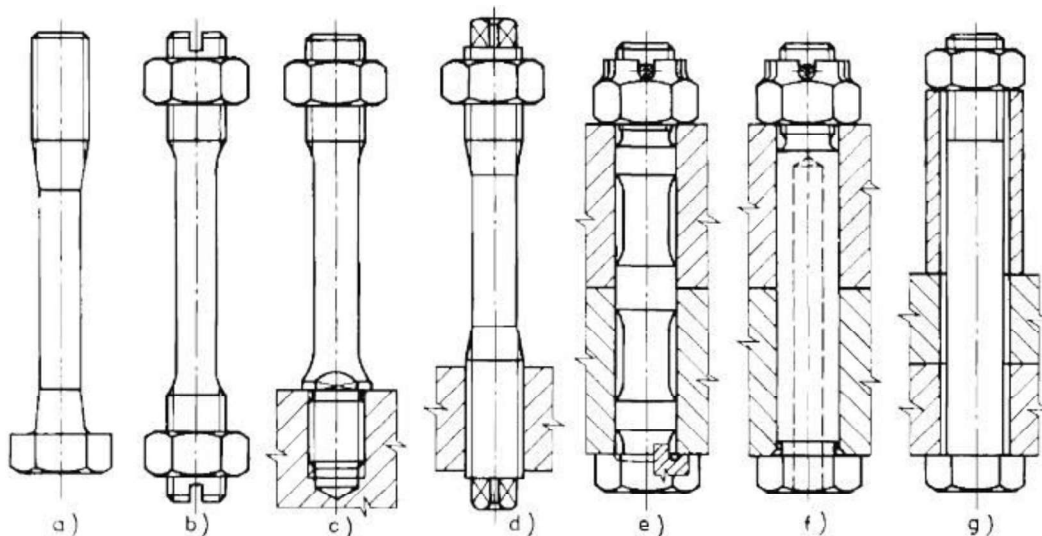
Vzdálenost bodů O_1 a O_2 je rovná celkové deformaci šroubového spoje. Průsečík C obou přímků určuje stav předepjatého spoje (předpětí F_v) nezátíženého provozní silou. Vzhledem k poměru c_2/c_1 , který bývá 10 i více, vyplývá vždy deformace $\Delta l_2 < \Delta l_1$.

Při zatížení předepjatého spoje střídavou silou, kolísá síla ve šroubu mezi F_1 a F'_1 . Zatížení šroubu bude jen pulsující se statickou složkou $F_s = F_v$ a dynamickou složkou $F_a = \pm \Delta F_1$. Šroubový spoj je tedy mnohem příznivěji zatížen.



Obr. 29 – Zatížení spoje střídavou silou (převzato z [3])

Nejideálnější situace nastává tehdy, když C_1 bude co nejmenší a naopak C_2 co největší. Tím se dá docílit co nejmenší silové složky ve šroubu. Vzhledem k tomu by měl být šroub pružný a spojované součásti co nejvíce tuhé. Šrouby tak podléhají různým konstrukčním úpravám, aby byly co nejvíce pružné. Poddanější šroub bude potom vyžadovat sice větší předpětí, ale poměrné zvýšení síly ve šroubu bude následně menší. Nejčastějšími úpravami šroubů je tak zeslabení, vyvrtání nebo prodloužení dříku.



Obr. 30 – Úpravy šroubů (převzato z [3])

Při trvalém zatížení šroubového spoje dochází časem ke změně vzniklých deformací např. otláčením závitu šroubu, matice a stykových ploch spojovaných součástí, stlačením těsnící vložky, trvalým protažením šroubu aj. Předpětí tak pozvolna za provozu klesá, což se v obr. 29 projeví přiblížením bodů O_1 a O_2 o celkovou trvalou deformaci.

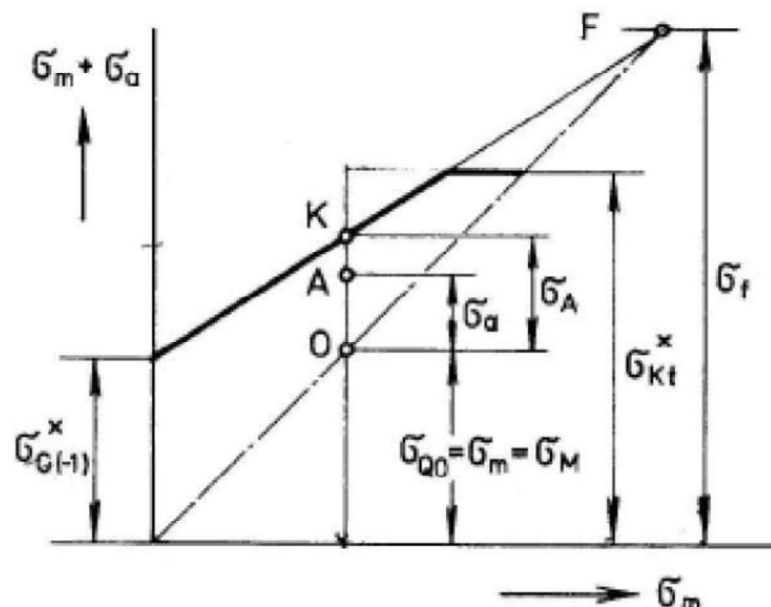
2.5.3. Stanovení bezpečnosti

Spoje s předpětím zatížené dynamicky střídavými silami nebo rázy s velkým počtem kmitů je nutno kontrolovat na únavu a vnést nebo zjistit určitou složku bezpečnosti celkového předepjatého spoje. Při zatížení symetricky střídavým cyklem se bezpečnost určuje pouze jako podíl snížené únavové meze pevnosti k nominálnímu napětí.

$$k = \frac{\sigma'_c}{\sigma_a} \quad (33)$$

Pokud se šroubový spoj předepne, vnese se tím do něj nenulová střední složka napětí, která je dána vzniklým předpětím šroubu. Potom se bezpečnost spoje určuje s pomocí Smithova nebo Haighova diagramu, který tuto nenulovou složku zohledňuje.

Určení bezpečnosti prostřednictvím Smithova nebo Haighova diagramu se realizuje poměřením příslušných délek úseček a to graficky nebo analyticky.



Obr. 31 – Smithův diagram (převzato z [3])

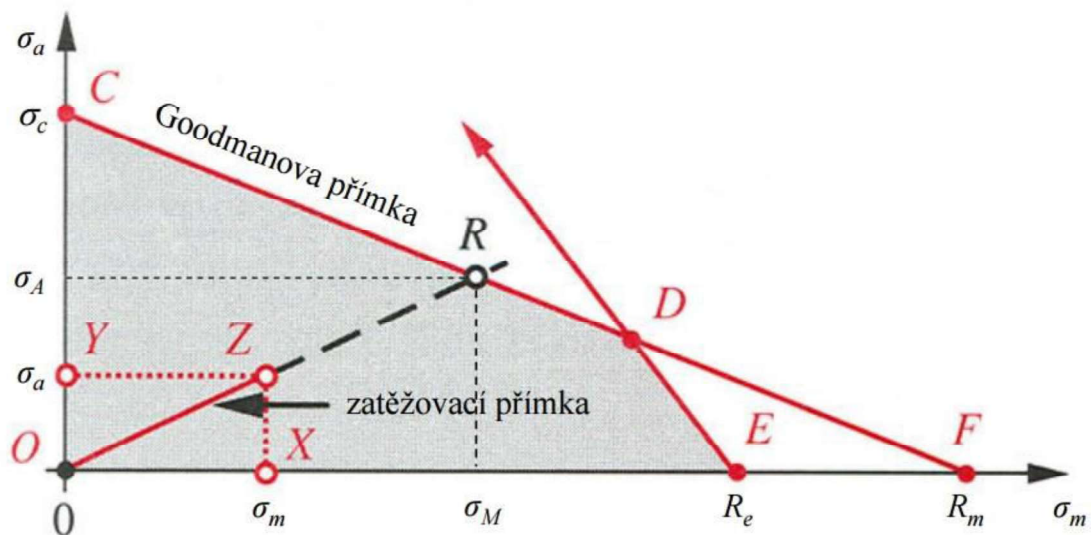
$$k_{\sigma} = \frac{\overline{OK}}{\overline{OA}} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \quad (34)$$

nebo počtetně

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{c(-1)}^x - \psi_{\sigma}^x \cdot \sigma_{Qo}}{\sigma_a + \psi_{\sigma}^x \cdot (\sigma_m - \sigma_{Qo})} = \frac{\sigma_{c(-1)}^x - \psi_{\sigma}^x \cdot \sigma_{Qo}}{\sigma_a}, \quad (35)$$

kde ψ je součinitel vlivu σ_m na mez únavy

$$\psi_{\sigma}^x = \frac{\psi_{\sigma}}{\sigma_{c(-1)}^x / \sigma_{c(-1)}} = \frac{0,02 + 2 \cdot \sigma_{Pt} \cdot 10^{-4}}{\sigma_{c(-1)}^x / \sigma_{c(-1)}}. \quad (36)$$



Obr. 32 – Haighův diagram (převzato z [15])

Konstrukce Haighova diagramu je naznačena na obr. 32. Je patrné, že bezpečnost lze stanovit jako poměr úseček OB a OA, viz rovnice (38).

$$k_{\sigma'_c} = \frac{\overline{OB}}{\overline{OA}} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \quad (37)$$

nebo počtetně

$$k_{\sigma'_c} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}}. \quad (38)$$

Pokud nastane případ, že zatěžovací přímka protne hraniční křivku meze kluzu (mezi body D a E), bezpečnost by se graficky zjistila stejně.

$$k_{\sigma_{Kt}} = \frac{\overline{OB}}{\overline{OA}} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a}. \quad (39)$$

Početně by však vyplývala ze vztahu

$$k_{\sigma_{Kt}} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{R_e} + \frac{\sigma_m}{R_e}}. \quad (40)$$

V Haighově diagramu na obr. 32 je použita Goodmanova křivka jako hraniční. Vzhledem ke konkrétnímu materiálu a jeho vlastnostem je však možné použít místo Goodmanovi křivky i jiné hraniční křivky, které mohou svým tvarem zvětšit možný pracovní prostor (šedá oblast). Tvary a rovnice těchto křivek jsou zmíněny v kapitole 2.4.1.

3. Experimentální ověření literárních dat vstupujících do výpočtů šroubového spoje

V úvodu této diplomové práce bylo zmíněno, že téma dimenzování dynamicky a komplexně zatěžovaných šroubů bylo otevřeno na základě série zkušností, které lze formulovat následovně. Několik šroubových spojů, které výpočtově vykazovaly nízké hodnoty zálohy bezpečnosti, se při experimentálním ověření skutečné životnosti naopak ukázaly jako předdimenzované. Tento jev je z hlediska návrhu konstrukcí velmi nepříznivý, protože je absolutně nejasné, jaká je skutečná záloha bezpečnosti.

V kapitole 2 byl diskutován postup stanovení zálohy bezpečnosti. Je patrné, že mezi základní proměnné vstupující do výpočtu je mez únavy základního materiálu a dále součinitel vrubu, které jsou směrodatné pro stanovení bezpečnosti. Výsledek je samozřejmě ovlivněn i dalšími vlivy – zejména střední složkou napětí.

Je patrné, že ověření hodnoty meze únavy základního materiálu šroubů a dále ověření hodnot součinitele vrubu je velmi žádoucí.

Jako materiál, který bude podroben experimentálním měřením, byl zvolen materiál 23MnB4, který je používán šroubárnou SCREWS & WIRE LIBČICE a.s. pro výrobu šroubů pevnostní třídy 10.9. Tento materiál nemá ekvivalentní označení dle ČSN a nepodařilo se k němu získat materiálové listy. Jediný literární zdroj, který obsahuje pouze kusé informace je článek [21]. Kromě deklarované meze pevnosti výrobcem 1200 MPa, do výpočtu vstupovala data, která odpovídají dle norem pevnostní třídě šroubů 10.9. Chemické složení oceli je uvedeno v tab. 4.

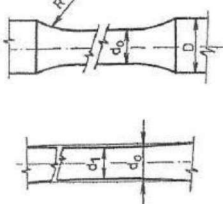
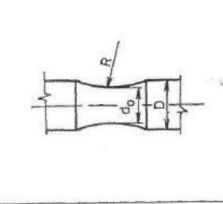
Tab. 4 – Chemické složení oceli 23MnB4

C	S	P	B	Ti	Al	V
0,24%	0,011%	0,01%	0,003%	0,02%	0,029%	0,003%
Mo	N	Mn	Si	Cu	Ni	Cr
0,009%	0,008%	0,87%	0,06%	0,04%	0,03%	0,3%

3.1. Stanovení meze únavy materiálu 23MnB4

Zkouška probíhala podle normy ČSN 42 0363. Tato norma stanovuje postup při zkouškách vysokokmitové a nízkokmitové únavy k získání základních charakteristik. Pro tyto účely určuje tvary zkoušených částí zkušebních tyčí hladkých i tyčí s vruby a uvádí základní způsoby záznamu a znázornění výsledků zkoušek [20].

Jako polotovary pro výrobu potřebných zkušebních vzorků bylo využito několika šroubů M 16x60 DIN 933 10.9, ze kterých byly soustružením a leštěním získána potřebná zkušební tělesa.

Druh tyče	Tvar zkoušené části tyče	Poznámka
hladká tyč se zesílenými konci pro upnutí		$\frac{R}{d_0} \geq 3$ pro namáhání: tah-tlak, ohyb, ohyb s krutem $\frac{R}{d_0} \geq 1,5$ pro namáhání: krut $\frac{D}{d_0}$ max 2,5 Dovolené zeslabení střední části: $d_1 = (d_0 - 0,05)$ mm – pro $d_0 = (5 \text{ až } 10)$ mm; $d_1 = (d_0 - 0,1)$ mm – pro $d_0 = (10 \text{ až } 15)$ mm
		$\frac{R}{d_0} \geq 5$ pro namáhání: tah-tlak, ohyb, ohyb s krutem $\frac{R}{d_0} \geq 1,5$ pro namáhání: krut $\frac{D}{d_0}$ max 2,5

Obr. 33 – Tvar zkušebního vzorku (převzato z [20])



Obr. 34 – Vyrobená zkušební tělesa

Závitové zakončení zkušebních vzorků slouží jako prostředek pro uchycení do čelistí zkušebních strojů, na kterých byla zkouška provedena. Stroj Amsler byl použit pro únavové zkoušky se zatěžovací frekvencí cca 130 Hz. Pro únavové zkoušky s frekvencí 15 Hz bylo použito servohydraulického zkušebního stroje Sinus, u kterého je možnost nastavit libovolnou frekvenci zatěžování.



Obr. 35 – Rezonanční pulsátor Amsler

3.1.1. Naměřená data

Rezonanční pulsátor Amsler se pro zkoušky kovových materiálů používá velice často. Určitá nevýhoda tohoto stroje vyplývá ze způsobu generování cyklického zatížení, kde soustava závaží kmitá s určitou frekvencí a tím generuje zátěžný cyklus. Frekvence tohoto kmitání je dána mimo jiné i tuhostí samotného zkušebního tělesa. Vzhledem k tomu, že zkušební tělesa jsou poměrně krátká, frekvence kmitání dosahuje hodnoty cca 130 Hz. Frekvence zatěžování ovlivňuje mez únavy materiálu a frekvence zkušební by se měla blížit frekvenci při reálném zatěžování šroubu. Aby se podařilo stanovit i vliv této frekvence na životnost šroubu, byly šrouby rozděleny do dvou skupin, kde jedna byla zkoušena na stroji Amsler a druhá na zmíněném stroji Sinus s frekvencí 15 Hz.



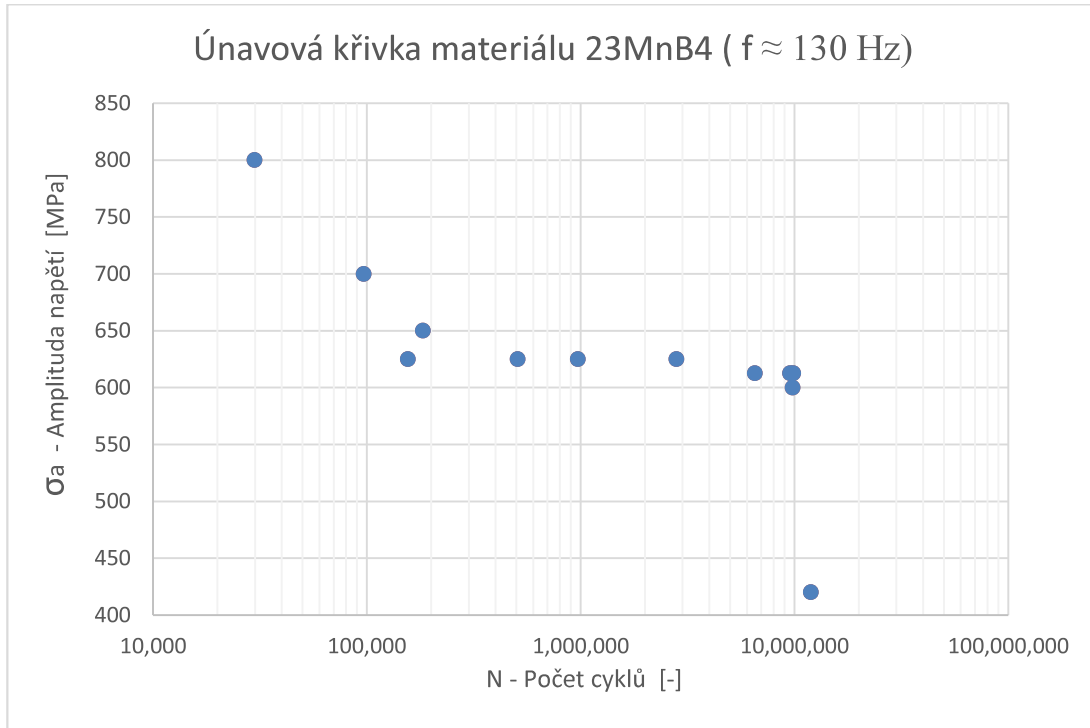
Obr. 36 – Ukázka porušeného zkušební vzorku

Meze únavy zkušebních těles zkoušených s frekvencí 130 Hz jsou shrnuty v tab. 5 a dále jsou zpracovány graficky, viz obr. 37.

Tab. 5 – Naměřené hodnoty při $f \approx 130\text{Hz}$

	Průměr	čistý průřez	Souč. nesoum. kmitu	Max. napětí	Max. zatížení	Min. zatížení	Střední síla	Ampl. síly	Frekv.	Počet kmitů	Stroj	Poznámka	Pořadí zkoušky
	D	A	R	$\sigma_{\text{netto max}}$	Pmax	Pmin	Pm	Pa	f	N			
	mm	mm ²	1	MPa	kN	kN	kN	kN	Hz	-			
BBM01	5,03	19,87	-1	420	8,35	-8,35	0,00	8,35	127,5	11 950 000	Amsler	BP	1
BBM02	5,00	19,63	-1	600	11,78	-11,78	0,00	11,78	129,6	9 816 773	Amsler	závit	2
BBM03	5,02	19,79	-1	800	15,83	-15,83	0,00	15,83	132,9	29 873	Amsler		3
BBM04	5,04	19,95	-1	700	13,97	-13,97	0,00	13,97	132,5	96 935	Amsler		4
BBM05	5,07	20,19	-1	650	13,12	-13,12	0,00	13,12	128,4	183 226	Amsler		5
BBM06	5,07	20,19	-1	625	12,62	-12,62	0,00	12,62	130,8	2 814 534	Amsler		6
BBM07	5,03	19,87	-1	612,5	12,17	-12,17	0,00	12,17	129,6	6 550 246	Amsler		7
BBM08	5,03	19,87	-1	625	12,42	-12,42	0,00	12,42	129,9	508 142	Amsler		8
BBM09	5,05	20,03	-1	625	12,52	-12,52	0,00	12,52	128,8	973 006	Amsler		9
BBM10	5,14	20,75	-1	625	12,97	-12,97	0,00	12,97	127,1	155 738	Amsler		10
BBM11	5,04	19,95	-1	612,5	12,22	-12,22	0,00	12,22	128,0	9 900 000	Amsler	BP	11
BBM12		0,00	-1	612,5	0,00	0,00	0,00	0,00			Amsler		
BBM13	4,99	19,56	-1	612,5	11,98	-11,98	0,00	11,98	129,5	9 570 000	Amsler	RP	12

Je zřejmé, že mez únavy při frekvenci cca 130 Hz lze očekávat mezi 600 MPa a 612,5 MPa. Při amplitudovém napětí 612,5 MPa byly zkoušeny celkem 4 kusy zkušebních těles, které dosáhly životnosti okolo 10^7 cyklu.



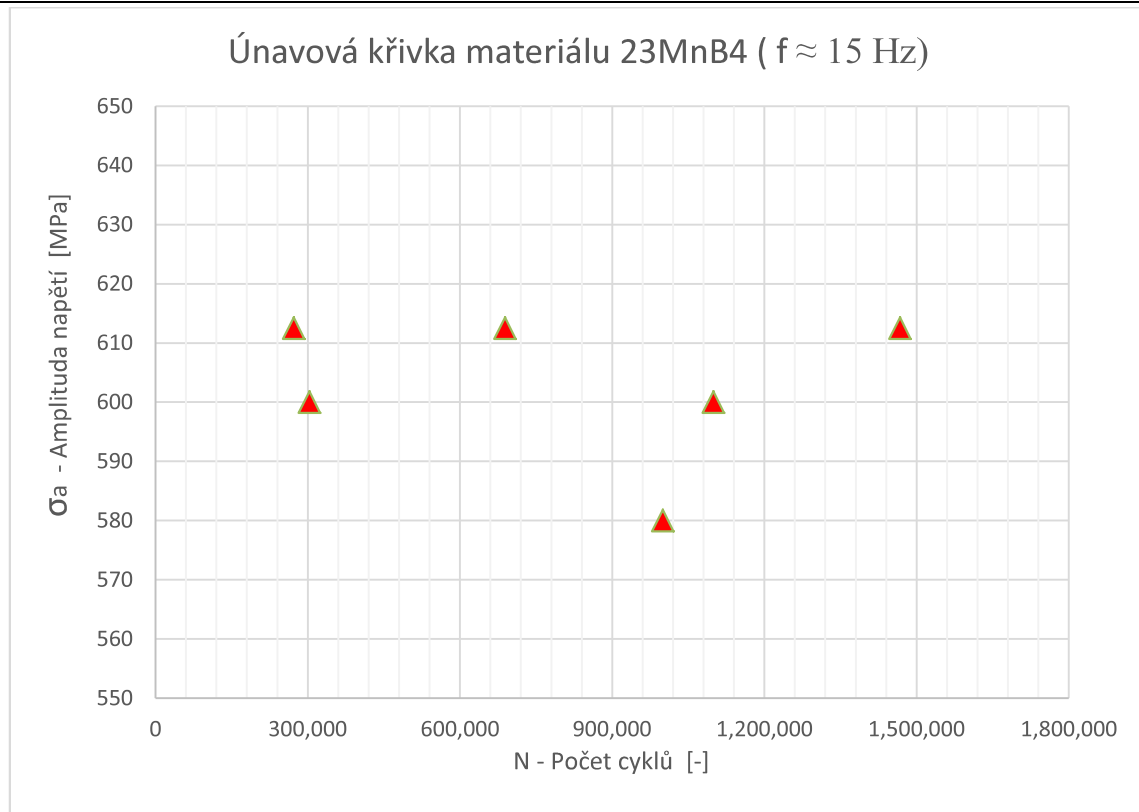
Obr. 37 - Naměřené hodnoty meze únavy materiálu ($f \approx 130$ Hz)

Meze únavy zkušebních těles zkoušených s frekvencí 15 Hz jsou shrnuty v tab. 6 a dále jsou zpracována graficky, viz obr. 38.

Tab. 6 – Naměřené hodnoty při $f \approx 15$ Hz

	Průměr	čistý průřez	Max. napětí	Max. zatížení	Min. zatížení	Střední síla	Ampl. síly	Frekv.	Počet kmitů	Poznámka
	D	A	$\sigma_{\text{netto,max}}$	P _{max}	P _{min}	P _m	P _a	f	N	
	mm	mm ²	MPa	kN	kN	kN	kN	Hz	-	
BBM14	5	19,63	612,5	12,03	-12,03	0	12,03	15	259 487	vada
BBM15	5,03	19,87	612,5	12,17	-12,17	0	12,17	15	1 467 767	BP
BBM16	5,02	19,79	612,5	12,12	-12,12	0	12,12	15	272 751	
BBM17	5,1	20,43	612,5	12,51	-12,51	0	12,51	15	688 921	
BBM18	5,06	20,11	600	12,07	-12,07	0	12,07	15	1 100 000	BP
BBM19	5,02	19,79	600	11,88	-11,88	0	11,88	15	303 408	
BBM20	5,03	19,87	580	11,53	-11,53	0	11,53	15	1 000 000	BP
BBM21	5,04	19,95	580	11,57	-11,57	0	11,57	15	469 594	závit
BBM22	5,08	20,27	580	11,76	-11,76	0	11,76	15	1 200 000	BP
BBM23	5,01	19,71	580	11,43	-11,43	0	11,43	15	206 707	závit
BBM24	5,02	19,79	560	11,08	-11,08	0	11,08	15	385 272	závit
BBM25	5,00	19,63	540	10,60	-10,60	0	10,60	15	290 188	závit

Poznámka: červeně označené hodnoty v tab. 6 se neuvažují vzhledem k nestandardnímu průběhu zkoušky.



Obr. 38 - Naměřené hodnoty meze únavy materiálu ($f \approx 15$ Hz)

Při frekvenci 15 Hz bylo odzkoušeno 12 zkušebních těles, kde jich pět bylo vyřazeno kvůli vadě. Nicméně lze konstatovat, že mez únavy bude na frekvenci 15 Hz nižší než při frekvenci 130 Hz.

3.1.2. Zhodnocení

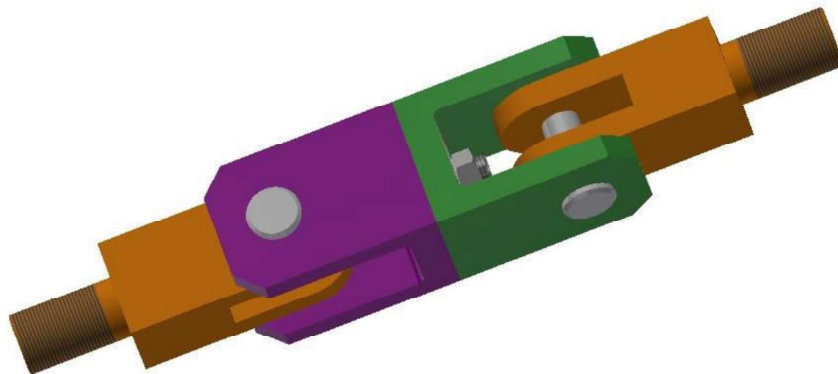
S ohledem na již provedené únavové zkoušky lze dospět k závěru, že mez únavové pevnosti, která bude nezávislá na klesající frekvenci, bude stanovena na hodnotu 580 MPa. Tato hodnota není však stanovena pouze ze získaných hodnot a vyplývajících grafů. Jsou v ní promítnuty i praktické zkušenosti způsobilých pracovníků, kteří únavové zkoušky prováděli. Nejsou v ní zahrnuty všechny výsledky zkušebních těles, jelikož bylo zjištěno, že po obrábění zůstaly na jejich povrchu mikroskopické vrypy. Proto se některé z výsledků mohly vyskytovat i pod hranicí 580 MPa. Po zjištění však byla všechna zkušební tělesa přeleštěna, čímž se výrazně zlepšila kvalita povrchu, která má v oblasti únavy významný vliv. Při posledních zkouškách o frekvenci 15 Hz začaly pravidelně zkušební vzorky praskat v závitech. To vedlo k bližšímu zkoumání závitu mikroskopem a výsledkem byly zjištěné trhlinky vzniklé při obrábění závitu. Získané hodnoty při zkoušce těchto vzorků opět nebyly brány v potaz.

4. Návrh a pevnostní kontrola zkušební přípravku

K ověření výsledků vyplývajících z této práce jsou požadovány také výsledné experimentální zkoušky daných šroubů o velikosti M16 x 60. K tomu je potřeba navrhnout zkušební přípravek, který půjde aplikovat do zmíněného stroje Amsler. Vstupem pro návrh přípravku tak budou připojovací rozměry ke stroji (oranžové vidlice se závitem viz obr. 39), materiál přípravků i čepů 15 230 a pevnostní kontrola při působení síly o velikosti 50 kN, což bylo určeno zadavatelem.

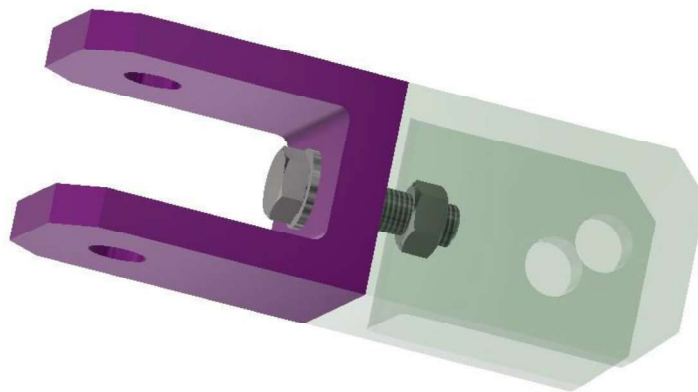
4.1. Návrh přípravku

Návrh přípravku proběhl s ohledem na snadnou výrobu, smontovatelnost a nenáročnost při aplikaci. Model byl realizován pomocí softwaru Autodesk Inventor a výkresová dokumentace pomocí softwaru AutoCAD viz přílohy 1 – 3.



Obr. 39 – Kompletní sestavení přípravku pro zkoušku šroubů

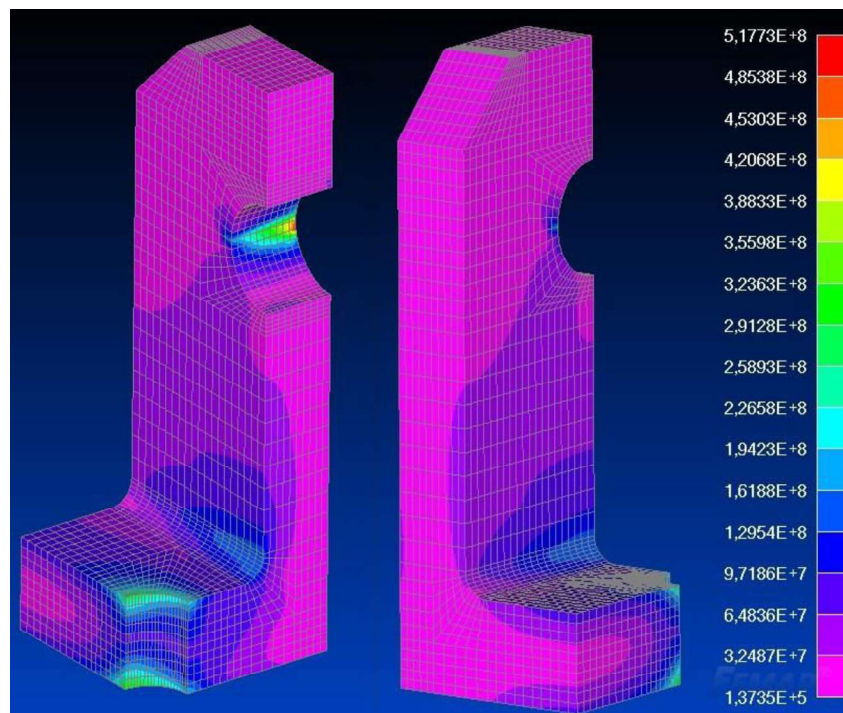
Přenos sil z vidlic do samotného přípravku a následně do šroubu je zajištěn pomocí čepů, které jsou z jedné strany axiálně zajištěny pomocí pružných závlaček. Čep tak musí být zkontrolován na ohyb a stříh. Pro lepší představu, jak je simulován šroubový spoj, slouží obr. 40.



Obr. 40 – Detail přípravku – simulace šroubového spoje

4.2. Kontrola přípravku

Kontrola přípravku bude provedena pomocí softwaru Femap. Na model přípravku bude zavedena tahová síla dané velikosti a získané maximální napětí v přípravku se porovná s dovoleným napětím materiálu zjištěným z [24].

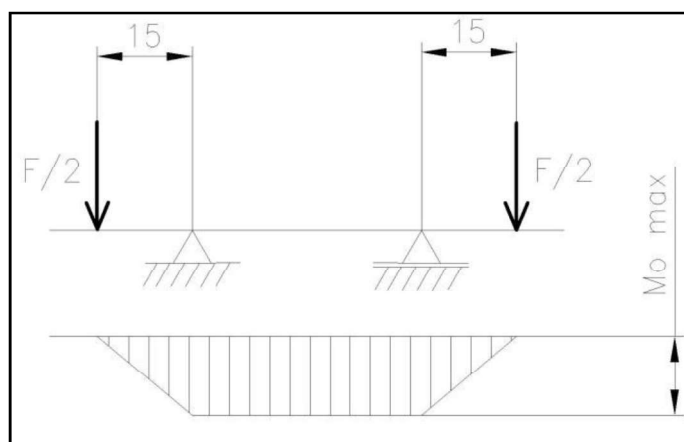


Obr. 41 – Průběh redukovaného napětí v přípravku

Když se z obr. 41 opomenou vzniklé koncentrace napětí v díře pro čep a v díře pro šroub, je možné odečíst maximální redukované napětí v přípravku. To vzniká v zaoblení dna přípravku a pohybuje se okolo hodnoty 162 MPa. Koncentrace nejsou uvažovány, protože za jejich vznikem stojí zavedení okrajových podmínek (díra pro čep) či zavedení

silového působení na model (plocha díry pro šroub). Dovolené napětí s dvojnásobnou bezpečností zjištěné ze zmíněné literatury pro materiál 15 230 bude 300 MPa. Z porovnávání hodnot redukovaného napětí s dovoleným napětím je tedy možno vyvodit závěr, že přípravek je vyhovující.

Kontrola čepu na ohyb (viz obr. 42) bude provedena analyticky podle vztahu (41) a výsledné ohybové napětí se porovná s dovoleným ohybovým napětím materiálu zjištěným z [24].

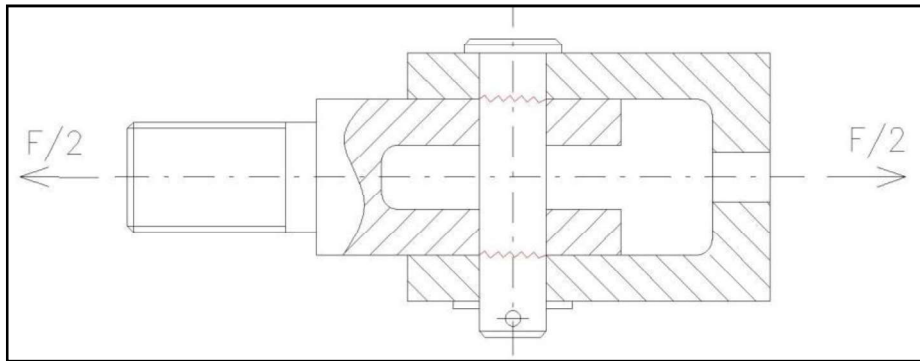


Obr. 42 – Schéma namáhání čepu ohybem

$$\sigma_o = \frac{M_o \max}{W_o} = \frac{F/2 \cdot 15}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{50000/2 \cdot 15}{\frac{\pi \cdot 22^3}{32}} = 358,7 \text{ MPa} \quad (41)$$

Dovolené napětí v ohybu pro materiál 15 230 zjištěné ze zmíněné literatury je 630 MPa. Pokud se porovná s ohybovým napětím v čepu (41), dospěje se k závěru, že čep pevnostně vyhovuje s bezpečností cca 1,75.

Kontrola čepu na střih (viz obr. 43) bude provedena analyticky podle vztahu (42) a výsledné smykové napětí se porovná s dovoleným smykovým napětím materiálu zjištěným z [24].



Obr. 43 – Čep namáhaný na střih

$$\tau_s = \frac{F}{i \cdot S} \frac{F}{i \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{50000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 22^2}{4}} = 65,8 \text{ MPa} \quad (42)$$

Pokud bude brána v potaz opět dvojnásobná bezpečnost, tak dovolené smykové napětí zjištěné ze zmíněné literatury pro materiál 15 230 bude 177 MPa. Po porovnání smykového napětí s dovoleným může být čep označen jako vyhovující.

Dle požadavků v úvodu kapitoly byl úspěšně navržen a pevnostně zkontrolován přípravek pro zkoušení dynamicky namáhaných šroubových spojů.

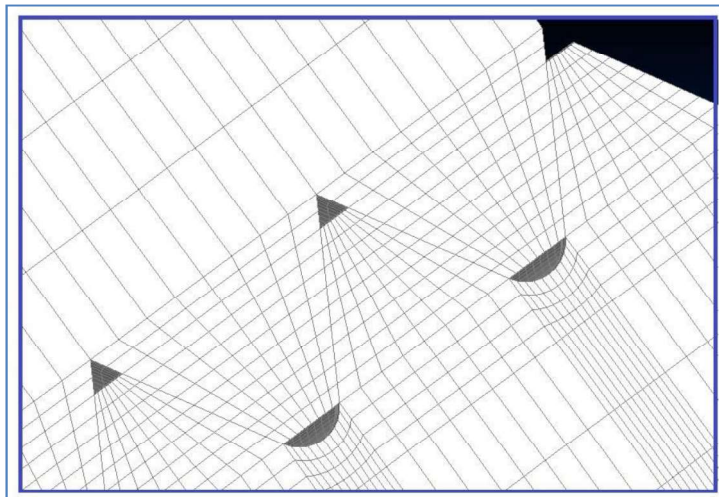
5. Analytické výpočty k nastavení zatěžujícího cyklu s požadovanou bezpečností

Jelikož byla stanovena mez únavové pevnosti materiálu 23MnB4, která vyplynula z proběhnutých únavových zkoušek, je možné přejít k samotným analytickým výpočtům předepjatého šroubového spoje. Ty budou místy doprovázeny nebo odkazovány na výsledky získané pomocí softwaru Femap, který využívá metody konečných prvků. Výpočty budou postupně směřovat k určení snížené únavové meze pevnosti a dále k výpočtu vnějšího zatížení, které bude vneseno do konečné experimentální zkoušky šroubového spoje s předpětím. Vnější zatížení bude vycházet ze standardního postupu předepjatého šroubového spoje a z požadované únavové bezpečnosti. Cílem zde tedy bude určení tvarového součinitele, který je nutný pro následné určení součinitele vrubu. Tyto součinitele jsou důležité pro výpočet potřebné snížené únavové meze pevnosti. Po těchto krocích bude následovat experimentální zkouška šroubového spoje bez předpětí, kde by mělo dojít k ověření správnosti prozatímních výsledků. Jestliže ověření výsledků bude kladné, v dalších krocích dojde k výpočtu tuhostí šroubového spoje a následnému nastavení zatěžujících sil pro výslednou experimentální zkoušku šroubových spojů s předpětím. Samotné zkoušce a jejím výsledkům se později bude věnovat samotná kapitola.

5.1. Určení tvarového součinitele závitu

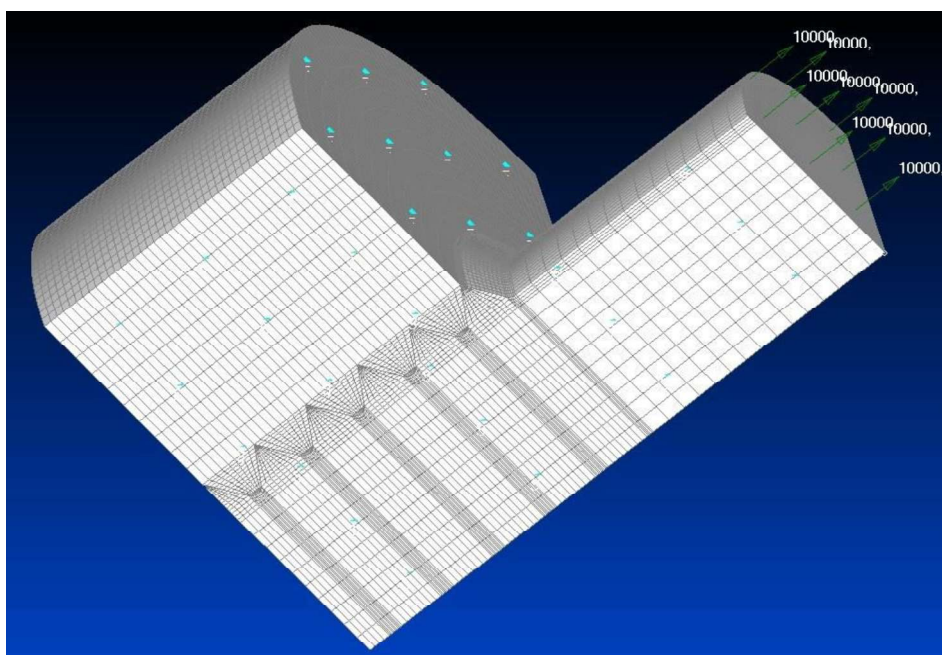
Tvarový součinitel (také součinitel koncentrace napětí) α bývá obvykle stanoven z tabulkových hodnot či příslušných grafů. Hodnoty se dají dohledat pro známé tvary vrubů, jako jsou například různá osazení, zápichy či zaoblení. Pokud se však jedná o vrub tvaru závitu, velikost tvarového součinitele pomocí tabulek či grafů nelze dohledat. Jelikož se jedná o klasický poměr maximálního napětí s nominálním, k jeho určení bylo využito zatíženého modelu ve Femapu.

$$\alpha = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (43)$$



Obr. 44 – Detailní síť závitů

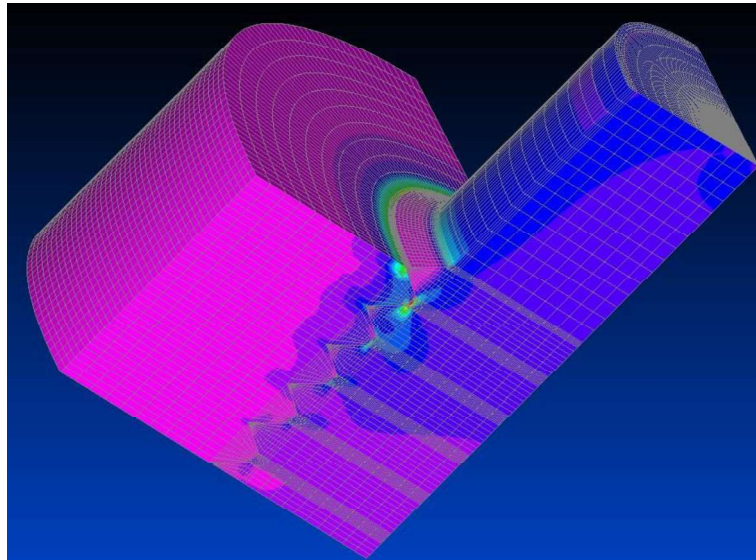
Vzhledem k tomu, že středem pozornosti zde jsou vruby – závity a vzniklé koncentrace napětí, byl v závitech kladen důraz na detailnější síť, než v samotném těle šroubu viz obr. 44.



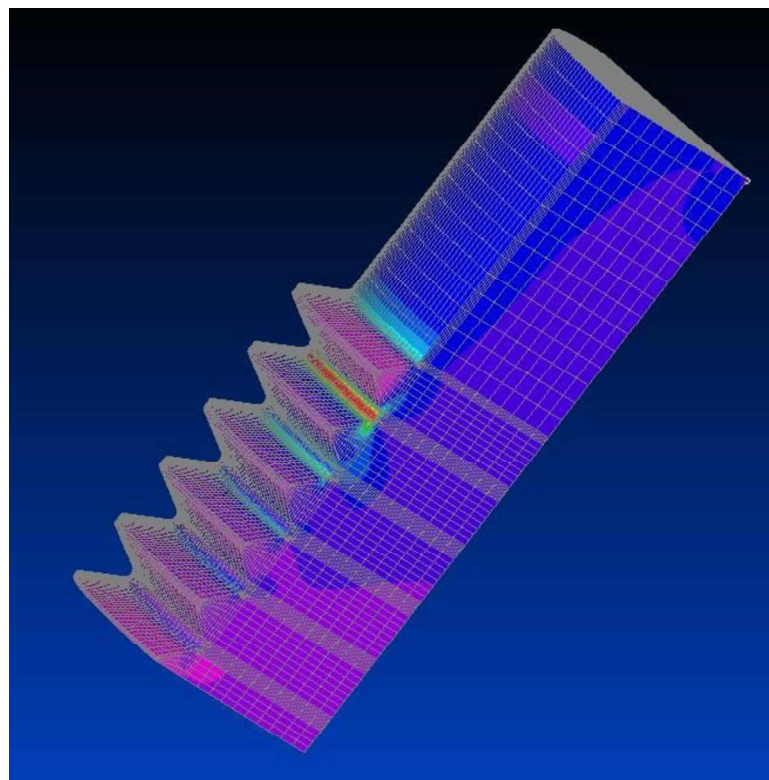
Obr. 45 – Model závitové dvojice

V literatuře [23] je zmíněno, že tvarový součinitel může být rozdílný, i když se jedná o totožné modely. Záleží na zavedení silového působení a okrajových podmínek. Vzhledem k tomu mohou nastat dva stavy. Stav tlacené matice či tažené matice. V tomto případě je potřeba vytvořit zatížení na model tak, aby matice byla tlačena a aby se nemusel výsledný tvarový součinitel násobit korekčním součinitelem. To je docíleno vetknutím

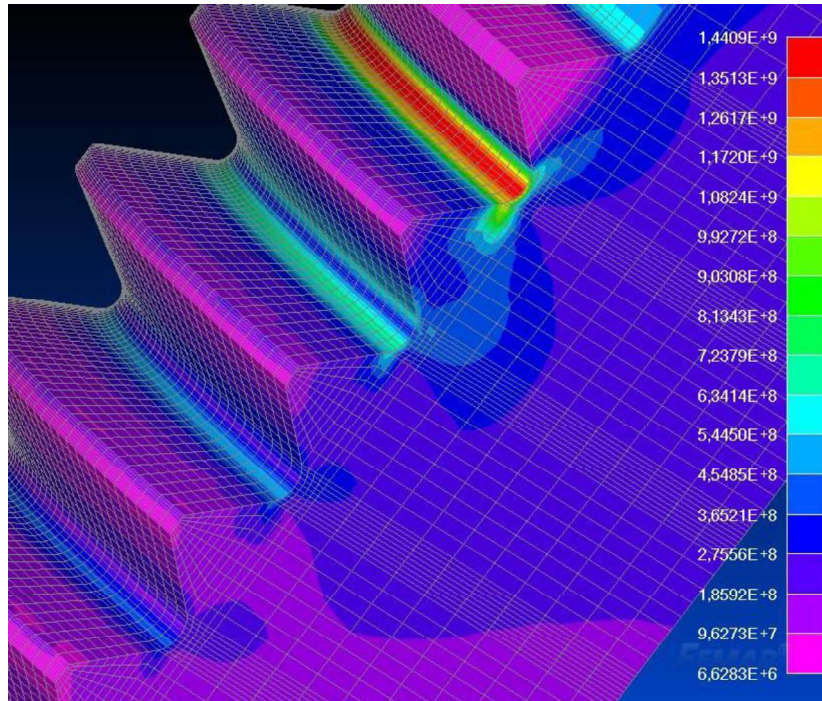
plochy matice (plocha směrem k dřívku šroubu) a taháním za šroub silou, která bude opět o velikosti 10 000 N. Pro zjednodušení výpočtu byl využit pouze čtvrtinový model se zavedenými okrajovými podmínkami definujícími symetrii ve dvou dělicích rovinnách viz obr. 45.



Obr. 46 – Průběh redukovaného napětí v závitové dvojici



Obr. 47 – Průběh redukovaného napětí v závitové části šroubu



Obr. 48 – Detailní pohled na závitovou část šroubu

Na obr. 46 je vidět celkový průběh napětí v závitové dvojici, kterou tvoří závitová část šroubu s částí dřívku a matice. Na dalších obrázcích 47 a 48 je zobrazena pouze část šroubu, která je pro výpočet tvarového součinitele stěžejní. Jelikož je potřeba odečíst hodnoty redukovaného napětí v závitové části šroubu, je na obr. 47 proveden detailnější pohled s legendou hladin.

Z posledně zmíněného obrázku tak můžeme odečíst potřebné hodnoty:

$$\sigma_{\max} = 1440 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{nom}} = 276 \text{ MPa}$$

Kontrola o správnosti provedeného výpočtu je založena na znalostech z literatury [3] a [23], kde je mimo jiné uvedeno, že u šroubového spoje největší zatížení nesou první tři závity. Ten první pak může nést až cca 60% z celkového zatížení. Tento fakt je z obrázku 48 jasně prokazatelný. Pro další kontrolu byl také proveden jednoduchý výpočet tahového napětí pro nejmenší průměr šroubu d_3 :

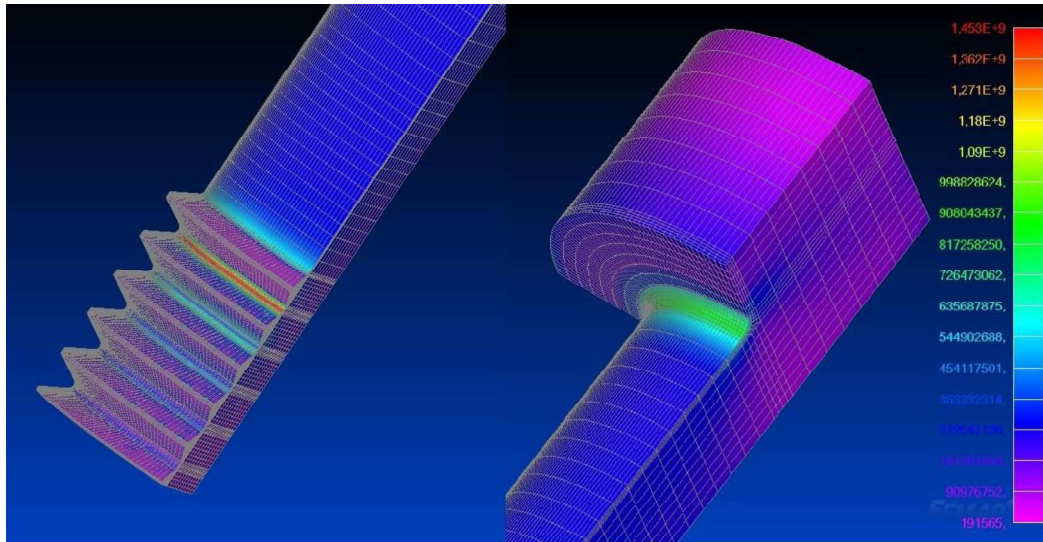
$$\sigma_{\text{nom}}^* = \frac{F_z}{i \cdot S_3} = \frac{F_z}{i \cdot \frac{\pi d_3^2}{4}} = \frac{10000}{\frac{1}{4} \cdot \frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 277,6 \text{ MPa} \quad (44)$$

Po dosazení do vztahu (42) dostaneme:

$$\alpha = \frac{1440}{276} = 5,22 \quad (45)$$

5.1.1. Ověření kritického místa

U namáhaného šroubu nevzniká koncentrace napětí pouze u závitů, ale také u zaoblení pod hlavou šroubu. Je předpokládáno, že nejkritičtější místo s nejvyšší koncentrací napětí bude právě u prvního závitu, ale bez ověření to nelze s jistotou tvrdit. Proto bude proveden výpočet pomocí Femapu, kde silové působení zůstane stejné, ale jako model bude použit celý šroub.



Obr. 49 – Ověření kritické koncentrace redukovaného napětí ve šroubu

Vzhledem k napěťovým hladinám plynoucím z obr. 49 je prokázáno, že nejkritičtější koncentrace napětí vzniká právě u prvního závitu a nikoliv v zaoblení pod hlavou šroubu. Koncentrace napětí u prvního závitu je větší zhruba o 35%.

5.2. Určení součinitele vrubu

Součinitele vrubu β je možno docílit několika způsoby uvedenými v kapitole 2.4. Volba vrubového součinitele výrazně ovlivňuje následný výpočet snížené únavové meze pevnosti, která dále figuruje ve vztazích pro určení únavové bezpečnosti. Postupně bude tedy dosazeno do vztahů (16), (17), (19) a (20) a všechny potřebné hodnoty či konstanty budou dohledány v literatuře [19].

Podle Němce - dosazeno do vztahu (16)

$$\beta = \left[1 + \left(\alpha \frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \eta \right] \psi = \left[1 + \left(5,22 \frac{0,95}{1,28} - 1 \right) 1 \right] 0,8 = 3,1 \quad (46)$$

Podle Lejkina a Sersena - dosazeno do vztahu (17) a (18)

Pro střídavý tah-tlak a ohyb platí:

$$q = \frac{1}{2}(q_1 - q_2) = \frac{1}{2}(0,55 - 0,67) = 0,61 \quad (47)$$

Dosazení q do vztahu pro výpočet součinitele vrubu:

$$\beta = 1 + q(\alpha - 1) = 1 + 0,61(5,22 - 1) = 3,57 \quad (48)$$

Podle Heywooda - dosazeno do vztahu (19)

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \frac{\alpha-1}{\alpha} \frac{k}{\sqrt{\rho}}} = \frac{5,22}{1 + \frac{5,22-1}{5,22} \frac{0,22}{\sqrt{0,288}}} = 3,92 \quad (49)$$

Siebela a Stielera - dosazeno do vztahu (20)

$$\beta = \frac{\alpha}{1 + \sqrt{cX}} = \frac{5,22}{1 + \sqrt{0,0014 \cdot 6,944}} = 4,75 \quad (50)$$

5.3. Výpočet snížené únavové meze pevnosti

K výpočtu snížené únavové meze pevnosti vedou dva používané způsoby - vztahy (14) a (20), které jsou již zmíněny v kapitole 2.4. Jelikož vstupem zde bude kromě ostatních součinitelů i součinitel vrubu, pro který jsou již známy čtyři hodnoty, provede se výpočet pro všechny možné varianty. Z nich se následně vybere ten neoptimalnější, se kterým se bude nadále pracovat. Pro ukázkou bude proveden výpočet pouze s vrubovým součinitelem vypočteným dle Němce.

Potřebné korekční součinitele k_i pro Marinovu rovnici je možno získat v odkazované kapitole nebo jsou zmíněny v literatuře [17]. Pouze součinitel k_a se dopočítává následujícím způsobem dle vztahu (21):

$$k_a = a\sigma_{p_t}^b = 4,51 \cdot 1200^{-0,265} = 0,689 \quad (51)$$

Marinova rovnice:

$$\sigma'_c = \frac{k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_c}{\beta} = \frac{0,689 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 580}{3,1} = 128,9 \text{ MPa} \quad (52)$$

Další způsob, jak získat sníženou únavovou mez pevnosti, je dosažením do vztahu (14). Potřebné součinitele lze dohledat například v literatuře [3].

$$\sigma'_c = \sigma_c \cdot \frac{v_2 \cdot \eta}{\beta} = 580 \cdot \frac{1 \cdot 0,9}{3,1} = 168,5 \text{ MPa} \quad (53)$$

Pokud by byly do zmíněných rovnic dosazeny postupně všechny získané hodnoty součinitele vrubu, dospělo by se k následujícím výsledkům:

Tab. 7 – Souhrn výsledků snížené únavové meze pevnosti

	<u>Němec</u>	<u>Sersen</u>	<u>Siebel</u>	<u>Heywood</u>
dle vztahu (16) [MPa]	168,5	146,1	109,9	133,2
dle Marinovi rce [MPa]	128,9	117,4	88,3	107

Ze získaných výsledků musí být zvolena jedna hodnota, která bude zastupovat únavovou mez pevnosti daného materiálu. Jelikož výpočty spějí k výsledné experimentální zkoušce předepjatých šroubů, bylo by vhodné zvolit nejbližší hodnotu k průměrné hodnotě. Po dohodě s konzultantem bude tedy zvolena vypočtená hodnota dle vztahu (16) a to podle Heywooda. Pokud by experimentální zkoušky předepjatého šroubového spoje později hrubě nevycházely, je možnost zde podle potřeby zvolit jiný přístup k určení únavové meze pevnosti.

5.3.1. Experimentální ověření prozatímních výsledků

Prozatím byl spočítán součinitel tvaru a na něm závislé různé vrubové součinitele. Z těch dále vplynuly snížené únavové meze pevnosti. K tomu, aby se ověřila správnost prozatímních výsledků, bude provedena experimentální zkouška šroubového spoje bez předpětí.

5.3.1.1. Navržení experimentu

Šrouby bez předpětí budou zkoušeny pomocí navrženého přípravku. Přípravek bude aplikován do zkušebního stroje Amsler, který umí držet definovaný silový cyklus. Silový cyklus pro zkoušku šroubu bez předpětí bude navržen pomocí definovaných vztahů z kapitoly 2.3 a vztahu (38). Vzhledem k požadavku zadavatele je potřeba udělat nastavení zatěžujících sil pro bezpečnost menší než 1, kde je žádoucí porucha šroubu, a větší než 1, kde je žádoucí výdrž šroubu bez poruchy. K přehlednějšímu a rychlejšímu zpracování poslouží vytvoření jednoduchého programu v Excelu, ve kterém se zavedou potřebné vztahy v závislosti na vstupních hodnotách, kterými bude požadovaná bezpečnost a asymetrie cyklu. Bezpečnosti budou zvoleny 0,8 a 1,3, a asymetrie cyklu bude zvolena 0,1, jelikož je žádoucí neustálé předepnutí přípravku kvůli vymezení vůlí. Z předchozího kroku jsou však určeny různé snížené meze únavy a tak výpočet bude proveden pro všechny možnosti.

d₃	13,545				
k	1,3				
R	0,1	Němec	Sersen	Siebel	Heywood
σ_d (PP)		110,629	97,83136316	76,0359	90,2214
σ_d (Marin)		87,6505	80,64614577	62,3163	74,222
σ_m (PP)		135,243	119,5982435	92,9534	110,295
σ_m (Marin)		107,152	98,58942026	76,1813	90,7359
F_d (PP)		15932,9	14089,83088	10950,8	12993,8
F_d (Marin)		12623,6	11614,78813	8974,89	10689,6
F_m (PP)		19477,9	17224,73213	13387,3	15884,9
F_m (Marin)		15432,2	14199,00749	10971,8	13067,9
F_h (PP)		23022,8	20359,63338	15823,8	18775,9
F_h (Marin)		18240,9	16783,22685	12968,6	15446,3

Obr. 50 – Výpočet zatěžujících sil pro zkoušku šroubů bez předpětí ($k \approx 1,3$)

d₃	13,545				
k	0,8				
R	0,1	<u>Němec</u>	<u>Sersen</u>	<u>Siebel</u>	<u>Heywood</u>
σ_d (PP)		179,771	158,9759651	123,558	146,61
σ_d (Marin)		142,432	131,0499869	101,264	120,611
σ_m (PP)		219,769	194,3471456	151,049	179,23
σ_m (Marin)		174,122	160,2078079	123,795	147,446
F_d (PP)		25891	22895,97519	17795,1	21115
F_d (Marin)		20513,3	18874,03071	14584,2	17370,6
F_m (PP)		31651,5	27990,18971	21754,4	25812,9
F_m (Marin)		25077,4	23073,38717	17829,1	21235,4
F_h (PP)		37412,1	33084,40424	25713,7	30510,9
F_h (Marin)		29641,5	27272,74364	21074	25100,2

Obr. 51 – Výpočet zatěžujících sil pro zkoušku šroubů bez předpětí ($k \approx 0,8$)

Na obr. 50 je možno vidět vypočtené velikosti zatěžujících sil pro experiment s bezpečností cca 1,3 a na obr. 51 pro experiment s bezpečností cca 0,8. Směrodatné jsou síly F_d a F_h , které značí velikosti dolní a horní zatěžující síly pro zkoušku šroubu bez předpětí. Z velkého rozptylu hodnot byly náhodně vybrány síly $F_{h1} = 26,8$ kN a $F_{d1} = 21,9$ kN pro bezpečnost cca 1,3 a pro bezpečnost cca 0,8 byli zvoleny síly $F_{h2} = 17,72$ kN a $F_{d2} = 14,41$ kN. Pro každou variantu budou odzkoušeny vždy 2 šrouby.

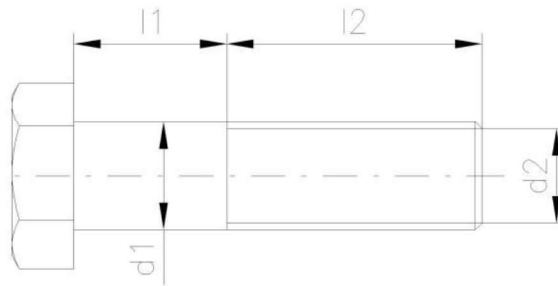
5.3.1.2. Výsledky experimentu

Zkouška šroubového spoje s nastavenou bezpečností cca 1,3 proběhla dle očekávání. Oba šrouby experiment vydrželi bez poruchy a výdrž jednoho ze šroubů byla 3 186 496 cyklů a druhého 4 874 637 cyklů. Zkouška šroubového spoje s nastavenou bezpečností cca 0,8 proběhla též podle očekávání. Oba zkoušené šrouby experiment nevydrželi a porušili se. Jeden ze šroubů vydržel pouze bez mála 300 000 cyklů a druhý šroub praskl po 1 058 638 cyklech, což na první pohled vypadá jako nevyhovující výsledek, ale vzhledem k výpočtu, který je nastaven s 50% spolehlivostí, je považován za správný. Z proběhnutých experimentálních zkoušek šroubového spoje bez předpětí tak vyplynulo, že výpočet se prozatím ubírá správným směrem.

5.4. Výpočet konstant tuhosti

O výpočtech a přístupech pro získání konstant tuhosti šroubu a spojovaných součástí pojednává kapitola 2.5. v teoretické části práce. Pro výpočet tuhosti šroubu bude použit obdobný vztah, jako je vztah naznačený ve (24). Rozdíl bude v uspořádání, které bude provedeno podle [3] a [25]. Podle stejných zdrojů bude proveden i výpočet tuhosti spojovaných součástí a výsledný výpočet tuhosti odlehčovaných či přitěžovaných částí.

5.4.1. Konstanta tuhosti šroubu



Obr. 52 – Rozměry k výpočtu tuhosti šroubu

$$l_1 = 22 \text{ mm}$$

$$l_2 = 38 \text{ mm}$$

$$d_1 = 14,701 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_3 = 13,546 \text{ mm}$$

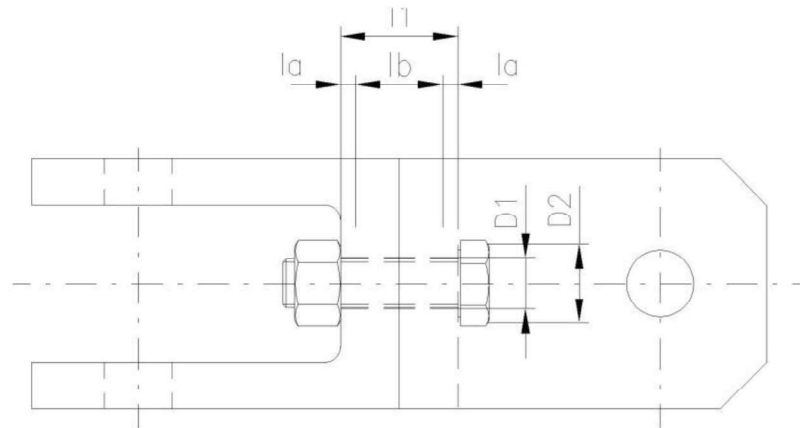
$$E = 210\,000 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{C_s} &= \frac{1}{E} \left(\frac{l_1}{S_1} + \frac{l_2}{S_3} \right) = \frac{1}{E} \left(\frac{l_1}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} + \frac{l_2}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \right) = \\ &= \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \left(\frac{22}{\frac{\pi \cdot 14,701^2}{4}} + \frac{38}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} \right) = 1,873 \cdot 10^{-6} \rightarrow C_s = 0,534 \text{ N/mm} \end{aligned} \quad (54)$$

5.4.2. Konstanta tuhosti spojovaných součástí

Délka spojovaných součástí l_1 je dále rozdělena na délky l_b a l_a (viz obr. 53), kvůli výslednému výpočtu tuhostí pro odlehčované a přitěžované části. Jedná se o to, že při zavedení vnějšího silového cyklu na již předepjatý šroubový spoj, jsou některé části z hlediska napětí odlehčované a některé přitěžované v závislosti na pracovním cyklu. To potom hraje roli při určování silového zatížení šroubu. Výpočet tuhosti spojovaných součástí tedy proběhne dosazením do následujícího vztahu, kde S_r je redukovaná plocha mezikruží.

$$C_{Ta} = \frac{E \cdot S_r}{l_a}; \quad C_{Tb} = \frac{E \cdot S_r}{l_b} \quad (55)$$



Obr. 53 – Rozměry k výpočtu tuhosti spoj. Součástí

$$D_1 = 16,5 \text{ mm}$$

$$D_2 = 24 \text{ mm}$$

$$l_1 = 38 \text{ mm}$$

$$l_a = 0,1l_1$$

$$l_b = l_1 - 2l_a$$

$$\begin{aligned}
 C_{Ta} &= \frac{E \cdot S_r}{l_a} = \frac{E \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \right)}{0,1l_1} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 24^2}{4} - \frac{\pi \cdot 16,5^2}{4} \right)}{0,1 \cdot 38} = \\
 &= 13,2 \cdot 10^6 \text{ N/mm}
 \end{aligned} \tag{56}$$

$$\begin{aligned}
 C_{Tb} &= \frac{E \cdot S_r}{l_b} = \frac{E \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \right)}{l_1 - 2l_a} = \frac{E \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_2^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \right)}{l_1 - 2(0,1l_1)} = \\
 &= \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 24^2}{4} - \frac{\pi \cdot 16,5^2}{4} \right)}{38 - 0,2 \cdot 38} = 1,7 \cdot 10^6 \text{ N/mm}
 \end{aligned} \tag{57}$$

5.4.3. Konstanty tuhosti odlehčovaných a přitěžovaných částí

Podle zmíněné literatury v úvodu kapitoly 5, se stává přitěžovanou součástí celý šroub a část spojovaných součástí o délce l_a . Odlehčovanou částí jsou pak spojované součásti o délce l_b . Pro představu je tak nejlepší zmiňovaný šroub, který před zavedením cyklu vnější síly, je již předepnutý a tudíž namáhán na tah. Vnější silový cyklus poté zapříčiní větší tahové namáhání předepjatého šroubu – přitíží mu.

Konstanta tuhosti odlehčovaných částí:

$$C_2 = C_{Tb} = 1,7 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \quad (58)$$

Konstanta tuhosti přitěžovaných částí:

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_s} + 2 \frac{1}{C_{Ta}} = 1,873 \cdot 10^{-6} + 2 \left(\frac{1}{13,2 \cdot 10^6} \right) = 2,03 \cdot 10^{-6} \quad (59)$$

$$\rightarrow C_1 = 0,49 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

5.5. Určení zatěžovacího cyklu pro experiment

K nastavení zatěžovacího cyklu pro zkoušení počítaného předepjatého šroubového spoje prostřednictvím navrženého přípravku je potřeba vyjít z materiálu a rozměrů šroubu. Jelikož je žádoucí (po dohodě se zadavatelem) určit dvě různé hladiny zatěžovacího cyklu, které budou odpovídat únavové bezpečnosti menší než 1 a větší než 1, bude pomocí Excelu vytvořena tabulka se vstupními a charakteristickými hodnotami tak, aby mohly být libovolně upravovány vstupní hodnoty a výpočet se tak automaticky okamžitě přepočítával. Vzhledem k požadavku byly zvoleny cíle nastavení výpočtu tak, aby zvolené hodnoty odpovídaly bezpečnostem cca 0,8 a cca 1,3.

S ohledem na funkčnost a aplikaci zkušebního přípravku je nutností zachovat asymetrii cyklu vnějšího zatížení $R = 0,1$. Pokud se tedy libovolně zvolí horní síla zatěžovacího cyklu F_h , je možnost po přenásobení hodnotou R určit dolní sílu cyklu F_d . Další libovolně volenou hodnotou bude velikost předpětí Q_0 ve šroubu, které výrazně ovlivňuje namáhání šroubu. Vstupem k výpočtu zatěžovacího cyklu bude tedy horní síla a předpětí.

Rozhodujícím faktorem o správném nastavení bude však již zmíněná bezpečnost únavy. Ta bude vycházet z Haighova diagramu s Goodmanovou přímkou. Pro kontrolu bude počítána i bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu viz kapitola 2.4.

Pro ukázkou poslouží obr. 54, kde je možné vidět vytvořený Excel pro rychlejší zjištění odpovídajících zatěžujících sil. Jsou zde už také zvoleny požadované vstupní hodnoty a to horní síla o velikosti 95 000 N a předpětí o velikosti 130 000 N, což ve výsledku odpovídá únavové bezpečnosti 0,68 a bezpečnosti vůči mezi kluzu 0,86. Výpočty schované za hodnotami v Excelu budou odhaleny dále.

Materiál:			
Mez únavy:	580	MPa	
Mez pevnosti:	1200	MPa	
Mez kluzu:	900	MPa	
Šroub:			
d3:	13,546	mm	
A	144,116	mm ²	
Vnější zatížení:			
Horní síla:	95000	N	
R:	0,1	-	
Dolní síla:	9500	N	
Předpětí:	130000	N	
Tuhosti:			
Části přitěžované:	4,90E+05	N/mm ²	
Části odlehčované:	1,70E+06	N/mm ³	
Vnitřní silový cyklus šroubu:			
F _{1m} :	141691	N	
F _{1a} :	9565,07	N	
Vnitřní napěťový cyklus šroubu:			
Sig _{1m} :	983,171	MPa	
Sig _{1a} :	66,3706	MPa	
R:	0,06751	-	
Záloha:			
Snížená mez únavy:	133	MPa	
Bezpečnost-únava:	0,75853	-	
Bezpečnost-kluz:	0,85752	-	

 Obr. 54 – Ukázka výpočtu v Excelu ($k \approx 0,8$)

5.5.1. Vnitřní silový cyklus šroubu

K výpočtu vnitřního silového cyklu šroubu bude využit vztah z [3] odpovídající vztahu (31).

$$\begin{aligned}
 F_{1m} &= Q_0 + \left(\frac{C_1}{C_1 + C_2} \right) \left(\frac{F_h + F_d}{2} \right) = \\
 &= 130000 + \left(\frac{0,49 \cdot 10^6}{0,49 \cdot 10^6 + 1,7 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{95000 + 9500}{2} \right) = \quad (60) \\
 &= 141\,690,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$F_{1a} = \left(\frac{C_1}{C_1 + C_2} \right) \left(\frac{F_h - F_d}{2} \right) = \left(\frac{0,49 \cdot 10^6}{0,49 \cdot 10^6 + 1,7 \cdot 10^6} \right) \left(\frac{95000 - 9500}{2} \right) = \quad (61)$$

$$= 9\,565,1 \text{ N}$$

5.5.2. Vnitřní napěťový cyklus šroubu

Vychází z již vypočtených sil F_{1a} a F_{1m} , které se dosadí do klasického vztahu pro výpočet napětí $\sigma = F/S$.

$$\sigma_{1m} = \frac{F_{1m}}{S_3} = \frac{F_{1m}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{141\,690,6}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 983,2 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$\sigma_{1a} = \frac{F_{1a}}{S_3} = \frac{F_{1a}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{9\,565,1}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 66,4 \text{ MPa} \quad (63)$$

Asymetrie cyklu ve šroubu tak bude:

$$R = \frac{\sigma_{1a}}{\sigma_{1m}} = \frac{66,4}{983,2} = 0,07 \quad (64)$$

5.5.3. Zálaha

Zmiňovanou únavovou bezpečnost a bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu získáme dosazením do vztahů (38) a (40).

$$k_{\sigma'_c} = \frac{1}{\frac{\sigma_{1a}}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_{1m}}{\sigma_{Pt}}} = \frac{1}{\frac{66,4}{133} + \frac{983,2}{1200}} = 0,76 \quad (65)$$

$$k_{\sigma_{Kt}} = \frac{1}{\frac{\sigma_{1a}}{\sigma_{Kt}} + \frac{\sigma_{1m}}{\sigma_{Kt}}} = \frac{1}{\frac{66,4}{900} + \frac{983,2}{900}} = 0,86 \quad (66)$$

Předchozí názorný postup výpočtu se vztahuje k nastavení zatěžujících sil s únavovou bezpečností okolo hodnoty 0,8. Stejným principem se docílí i nastavení sil s odpovídající bezpečnosti okolo 1,3. Pro přehled, jak byly voleny vstupní hodnoty pro druhý případ, slouží obr. 55. Nastavení hodnot bezpečnosti nemusí být zcela přesné, jelikož následný výpočet utahovacího momentu je opřen o různé koeficienty tření, které jsou pouze odhadovanou složkou. Výsledné vyvození reálného předpětí tak může být trochu odlišné.

Materiál:			
Mez únavy:	580	MPa	
Mez pevnosti:	1200	MPa	
Mez kluzu:	900	MPa	
Šroub:			
d3:	13,546	mm	
A	144,116	mm ²	
Vnější zatížení:			
Horní síla:	55000	N	
R:	0,1	-	
Dolní síla:	5500	N	
Předpětí:	95000	N	
Tuhosti:			
Části přitěžované:	4,90E+05	N/mm ²	
Části odlehčované:	1,70E+06	N/mm ³	
Vnitřní silový cyklus šroubu:			
F1m:	101768	N	
F1a:	5537,67	N	
Vnitřní napěťový cyklus šroubu:			
Sig1m:	706,155	MPa	
Sig1a:	38,4251	MPa	
R:	0,05441	-	
Záloha:			
Snížená mez únavy:	133	MPa	
Bezpečnost-únava:	1,13977	-	
Bezpečnost-kluz:	1,20873	-	

Obr. 55 - Ukázka výpočtu v Excelu ($k \approx 1,3$)

5.6. Výpočet potřebného utahovacího momentu

Zvolenému předpětí ve šroubu odpovídá určitý krouticí moment M_{KK} , který je potřebný k jeho vytvoření. Ten se skládá z krouticího momentu v dřívku šroubu při utahování M_{KZ} a z třecího momentu pod maticí M_{TM} . Takový výpočet je zmíněn například v literatuře [25].

$$M_{KZ} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + f' \right) = 130000 \cdot \frac{14,701}{2} \left(\frac{2}{\pi \cdot 14,701} + 0,15 \right) = 184,7 \text{ Nm} \quad (67)$$

$$M_{TM} = Q_0 \cdot f_M \cdot \rho_M = 130000 \cdot 0,14 \cdot 10,5 = 191,1 \text{ Nm} \quad (68)$$

$$M_{KK} = M_{KZ} + M_{TM} = 184,7 + 191,1 = 375,8 \text{ Nm} \quad (69)$$

Stejným postupem se docílí i k výpočtu utahovacího momentu pro druhou variantu zatěžujících sil. Utahovací moment M_{KK} by potom byl 275 Nm.

5.7. Shrnutí

V úvodu kapitoly byly vytčeny cíle, kterých bylo třeba dosáhnout, aby mohla proběhnout konečná experimentální zkouška předepjatého šroubového spoje. V počátku byl stanoven součinitel tvaru o velikosti 5,22. V závislosti na něm byly vypočteny různé varianty součinitele vrubu, které dále figurovaly ve výpočtu snížené únavové meze pevnosti. Pro kontrolu výsledků zde proběhla experimentální zkouška šroubového spoje bez předpětí. Po kladných výsledcích ze zkoušky se mohlo dále pokračovat v postupu. V dalším kroku proběhl výpočet konstant tuhosti spoje a došlo zásluhou detailního rozboru výpočtu k určení zatěžujících sil pro konečnou experimentální zkoušku předepjatého šroubového spoje.

6. Experimentální ověření nastaveného výpočtu

K ověření správnosti celkových výpočtů je požadováno experimentální ověření daných šroubů M16 x 60 DIN 933 10.9. s předpětím. K tomu má posloužit navržený přípravek, který se aplikuje na rezonanční pulsátor Amsler, na kterém také proběhly zkoušky šroubů bez předpětí.

6.1. Popis experimentu

Prvním krokem k uskutečnění experimentu musí být vytvoření určitého předepjatého šroubového spoje, který bude splňovat předpokládaná kritéria a následně bude podléhat navrženým silovým hladinám. Nejprve se tak vytvoří předepjatý šroubový spoj utahený momentovým klíčem na velikost cca 275 Nm, což dle výpočtů vyvodí předpětí ve šroubu o velikosti 95 000 N. Takto vzniklému šroubovému spoji odpovídají určité zatěžující síly (viz. kapitola 5.5), které budou vneseny pomocí stroje Amsler přes přípravek do šroubu. Odpovídající bezpečnost takového šroubového spoje by tak měla cca 1,3 – zde je předpokládána výdrž šroubu bez poruchy. Experimentální zkouška se zmíněným nastavením proběhne alespoň dvakrát.

Další zkouška proběhne stejným postupem jen s rozdílem v utahovacím momentu a v zatěžujících silách. Předepjatý šroubový spoj bude vytvořen pomocí momentu o velikosti 376 Nm a nastavení hladin zatížení proběhne dle kapitoly 5.5 tak, aby bezpečnost spoje odpovídala hodnotě cca 0,8 – zde se předpokládá lom šroubu. Opět zde proběhnou minimálně dvě experimentální zkoušky.

6.2. Výsledky experimentu

Výsledkem první varianty zkoušek (nastavena bezpečnost spoje cca 1,3) byla výdrž šroubu přes 10^6 cyklů bez poruchy v obou případech. První zkoušený šroub vydržel 1 342 680 cyklů a zkouška byla následně zastavena. Druhý šroub podléhal zatěžujícímu cyklu až do poruchy, která nastala po proběhnutí 6 721 681 cyklů. Ukázka porušených šroubů je viditelná na obr. 56 – jeden šroub ze zkoušky s předepjatým šroubovým spojem a druhý šroub ze zkoušky šroubového spoje bez předpětí.



Obr. 56 – Ukázka porušených šroubů

Výsledkem druhé varianty zkoušek (nastavena bezpečnost spoje cca 0,8) bylo požadováno porušení šroubu před hranicí 10^6 cyklů. První šroub se tak nechal cyklovat až do lomu, který nakonec nastal až okolo 1 100 000 cyklů. Problém však nastal při zkoušení druhého šroubu, kde nečekaně nastal asi po 200 000 cyklech únavový lom přípravku. Poslední zkouška tedy neproběhla, ale celkový experiment se dá vzhledem k získaným výsledkům požadovat za kompletní. Pokud však bude do budoucna třeba dalších experimentálních zkoušek, musí proběhnout optimalizace přípravku pro zkoušení šroubů.

7. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout nebo zpřesnit metodiku výpočtu dynamicky namáhaných šroubových spojů, které jsou častým konstrukčním uzlem na útvaru Kompozitních technologií ve VZLÚ, a.s..

Než došlo k samotnému návrhu nebo výpočtu šroubového spoje, byla stanovena únavová mez pevnosti materiálu počítaných šroubů. O daném materiálu však nebyly k dohledání žádné informace charakterizující mechanické vlastnosti, tudíž musela být provedena únavová zkouška dle ČSN normy.

Pro pozdější ověření získaných poznatků a výsledků byl také navržen přípravek pro cyklické zkoušení předepjatých šroubových spojů, který měl za úkol umožnit vytvoření předepjatého šroubového spoje a jeho prostřednictvím vnést do spoje kmitající tahový cyklus vytvořený rezonančním pulsátorem. Samotné výpočty týkající se předepjatého spoje pak probíhaly dle standardního postupu a to analyticky, či prostřednictvím softwaru pro výpočet pomocí metody konečných prvků.

Vzhledem k požadovanému experimentálnímu ověření výsledků bylo nutné přizpůsobit postup výpočtu tak, aby navržený předepnutý šroub vydržel s požadovanou bezpečností, od které se dále odvíjí vnější zatížení. Z praxe může probíhat výpočet i „opačným směrem“, kdy je známé vnější zatížení a je potřeba určit bezpečnost spoje.

Základem pro výpočet předepjatého šroubového spoje je stanovení únavové meze pevnosti materiálu daných šroubů, která se mimo jiné tabulkové součinitele opírá i o součinitel vrubu. Ten je však definován několika vztahy a každý z nich obsahuje tvarový součinitel. K jeho určení bylo potřeba najít kritické místo napětí u šroubu a následně ho pro něj stanovit. Jelikož kritickým místem byl závit a součinitel tvaru pro závit není žádnou tabulkovou hodnotou, bylo využito metody konečných prvků k jejímu určení. Součinitel vrubu tak byl dopočítán ve všech možných variantách a v závislosti na něm, byly určeny hodnoty snížené únavové meze pevnosti. V této fázi proběhla také experimentální zkouška šroubového spoje bez předpětí, která přinesla kladné ověření prozatímních výsledků. Z možných variant snížených únavových mezí pevnosti byla zvolena pro další postup vypočtená hodnota podle Heywooda, jelikož byla přibližnou střední hodnotou.

Poté byly provedeny výpočty konstant tuhostí, které charakterizují vytvořený spoj a ovlivňují jeho silový tok. Jelikož měly být určeny zatěžovací hladiny (velikost vnějších sil pro ověřující experimentální zkoušku) byl vytvořen pro lepší efektivitu soubor v programu Excel, který obsahoval potřebné hodnoty provázané příslušnými vazbami a

vztahy. Volenou hodnotou byla horní síla vnějšího zatížení a předpětí šroubu. Hledalo se takové řešení, které by odpovídalo vzhledem k daným výpočtům bezpečnosti cca 0,8 a řešení odpovídající únavové bezpečnosti cca 1,3.

S odpovídajícím nastavením silových hladin byla pro ověření přesnosti výpočtu provedena experimentální zkouška daného předepjatého šroubového spoje. U spoje s vyšší bezpečností byla předpokládána výdrž šroubu bez poruchy, což následně odpovídalo i provedenému experimentu. Jeden ze dvou zkoušených šroubů se pro názornost nechal zatěžovat cykly až do lomu, který nastal až po šesti miliónech cyklů, což je odpovídající. U spoje s nižší bezpečností, kde byl předpokládán lom šroubu, se podařilo odzkoušet pouze jeden šroub, který praskl kousek nad hranicí miliónu cyklů. Vzhledem k výpočtu, který je stanoven s padesátiprocentní spolehlivostí, je možné brát toto ověření též jako úspěšné. Při zkoušce druhého šroubu došlo k poruše zkušebního přípravku, tudíž experiment nemohl řádně proběhnout.

Do budoucna je možné provést více ověřovacích zkoušek s různým nastavením silových hladin pro odlišné bezpečnosti spoje a více tím ověřit správnost výpočtu. Vzhledem k provedeným ověřovacím experimentálním zkouškám a detailnímu výpočtu, u kterého došlo k požadovanému zpřesnění, je zadání této diplomové práce splněné.

Použitá literatura

- [1] ŽABA, Tomáš. *Realizace edukační úlohy na experimentální stanici pro modelování předepjatých šroubových spojů* [online]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011 [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=1437. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Michal Vaverka, Ph.D.
- [2] 1. Šroubové spoje. *Studium, škola, wiki* [online]. [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: <http://strojirenstvi-mechanika.blogspot.cz/2010/09/1-sroubove-spoje.html>
- [3] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů. 5., přeprac. vyd. (v SNTL 1. vyd.)*. Praha: SNTL, 1989. Česká matice techn. ISBN 80-03-00046-7.
- [4] The history of the bolt - Nord-Lock. *Wedge-locking washers and Superbolt tensioners* [online]. [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: <http://www.nord-lock.com/bolted/the-history-of-the-bolt/>
- [5] Výroba závitů. *SPS-KO* [online]. [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/STT_obeslova/V%C3%BDroba%20z%C3%A1vit%C5%AF.pdf
- [6] STT - Výroba závitů. *Střední průmyslová škola Ostrava - Vítkovice* [online]. [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: http://www.sps-vitkovice.cz/texty/texty/STT/STT-Vyroba_zavitu_RAJ.pdf
- [7] Výroba závitů - Soustružení a frézování závitů. *Sandvik Coromant | Manufacturing tools & machining solutions* [online]. [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/sitecollectiondocuments/downloads/global/technical%20guides/cs-cz/c-2920-031.pdf>
- [8] ŠPROCH, Daniel. *Technologie obrábění vnitřních závitů* [online]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011 [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=38663. Bakalářská práce. Vedoucí práce Doc. Ing. Jaroslav Prokop, CSc.

- [9] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02375-3.
- [10] BICKFORD, John H. *Introduction to the design and behavior of bolted joints*. 4th ed. Boca Raton: CRC Press, 2008. ISBN 0849381762.
- [11] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1987.
- [12] UNAVA MATERIALOV. *MtfDCA Stranka externeho studia na Mtf v DCA* [online]. [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: <http://www.mtfdca.szm.com/subory/unava.pdf>
- [13] ZEJDOVÁ, Lucie. *HAIGHŮV DIAGRAM VYBRANÉ PRUŽINOVÉ OCELI* [online]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013 [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=66234. Diplomová práce. Vedoucí práce Prof. Ing. Stanislav Věchet, CSc.
- [14] ZAPLETAL, Josef. *NÍZKOCYKLOVÉ A VYSOKOCYKLOVÉ ÚNAVOVÉ VLASTNOSTI ADI* [online]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011 [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=43888. Doktorská práce. Vedoucí práce Prof. Ing. Stanislav Věchet, CSc.
- [15] Přednáška 3. *Ústav konstruování* [online]. VUT v Brně [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska3.pdf>
- [16] Vliv vrubu na napjatost. *Ústav mechaniky a materiálů Fakulty dopravní: ČVUT v Praze* [online]. [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: http://mech.fd.cvut.cz/education/master/k618tam/download/Vliv_vrubu_na_napjatost.pdf
- [17] BUDYNAS, Richard G., J. Keith. NISBETT a Joseph Edward. SHIGLEY. *Shigley's mechanical engineering design*. Tenth edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. ISBN 0073398209.

- [18] Přednáška 6. *Ústav konstruování* [online]. VUT v Brně [cit. 2016-10-19]. Dostupné z: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska6.pdf>
- [19] HÖSCHL, Cyril. *Únava materiálu při periodickém zatěžování: sborník*. Praha: Dům techniky ČSVTS, 1981. Stavba strojů.
- [20] ČSN 42 0363. *Zkoušky únavy kovů: Metodika zkoušení*. 1986.
- [21] Evaluation of fatigue of micro-alloyed 23MnB4 steel. *Journal of Achievements of Materials and Manufacturing Engineering* [online]. [cit. 2016-11-02]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/42253276_Evaluation_of_fatigue_of_micro-alloyed_23MnB4_steel
- [22] *IPM - Institute of Physics of Materials* [online]. [cit. 2016-11-04]. Dostupné z: <http://www.ipm.cz/index.html>
- [23] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [24] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-7183-164-6.
- [25] *Části a mechanismy strojů: Příklady*. Praha: Čes. vys. učení techn, 1991. ISBN 8001006247.

Seznam obrázků a tabulek

<i>Obr. 1 – Spoj, varianta a (převzato z [2])</i>	9
<i>Obr. 2 – Spoj, varianta b (převzato z [2])</i>	10
<i>Obr. 3 – Spoj, varianta c (převzato z [2])</i>	10
<i>Obr. 4 – Výroba závitů soustružením (převzato z [6])</i>	13
<i>Obr. 5 – Výroba závitů frézováním (převzato z [8])</i>	13
<i>Obr. 6 – Výroba závitů broušením (převzato z [8])</i>	13
<i>Obr. 7 – Výroba závitů válcováním (převzato z [6])</i>	14
<i>Obr. 8 – Základní zatížení šroubů tahem a střihem (převzato z [1])</i>	15
<i>Obr. 9 - Cyklické zatížení s konstantní amplitudou</i>	16
<i>Obr. 10 – Druhy cyklických namáháních (Převzato z [9])</i>	17
<i>Obr. 11 – Vznik mikrotrhliny (převzato z [12])</i>	18
<i>Obr. 12 – Etapy šíření únavové trhliny (převzato z [12])</i>	19
<i>Obr. 13 – Lomová plocha (převzato z [13])</i>	20
<i>Obr. 14 – Schematický průběh křivky životnosti (převzato z [13])</i>	21
<i>Obr. 15 - Wöhlerova křivka (převzato z [13])</i>	22
<i>Obr. 16 – Schéma faktorů ovlivňující únavu (převzato z [11])</i>	23
<i>Obr. 17 – Smithův diagram (převzato z [13])</i>	23
<i>Obr. 18 – Haighův diagram (převzato z [15])</i>	25
<i>Obr. 19 – Průběh vrubového napětí (převzato z [16])</i>	26
<i>Obr. 20 – Poměrná závislost meze únavy různých ocelí na frekvenci zatěžování</i>	27
<i>Obr. 21 – Diagram pro odečtení k_d (převzato z [17])</i>	30
<i>Obr. 22 – Působení sil v předepjatém spoji (převzato z [3])</i>	32
<i>Obr. 23 – Nahrazení šroubového předepjatého spoje (převzato z [18])</i>	33
<i>Obr. 24 – Doprovodný obrázek ke vztahu (26) (převzato z [18])</i>	33
<i>Obr. 25 – Rozložení napětí ve spojovaných součástech (převzato z [18])</i>	34
<i>Obr. 26 - Doprovodný obrázek k tuhosti spojovaných součástí (převzato z [18])</i>	34
<i>Obr. 27 – Nahrazení dutého komolého dovjkuželu pro výpočet tuhosti spojovaných součástí (převzato z [3])</i>	36
<i>Obr. 28 – Diagram předepjatého šroubového spoje (převzato z [3])</i>	37
<i>Obr. 29 – Zatížení spoje střídavou silou (převzato z [3])</i>	38
<i>Obr. 30 – Úpravy šroubů (převzato z [3])</i>	38
<i>Obr. 31 – Smithův diagram (převzato z [3])</i>	39

<i>Obr. 32 – Haighův diagram (převzato z [15])</i>	40
<i>Obr. 33 – Tvar zkušební vzorku (převzato z [20])</i>	43
<i>Obr. 34 – Vyrobená zkušební tělesa</i>	43
<i>Obr. 35 – Rezonanční pulsátor Amsler</i>	44
<i>Obr. 36 – Ukázka porušeného zkušební vzorku</i>	45
<i>Obr. 37 - Naměřené hodnoty meze únavy materiálu ($f \approx 130$ Hz)</i>	46
<i>Obr. 38 - Naměřené hodnoty meze únavy materiálu ($f \approx 15$ Hz)</i>	47
<i>Obr. 39 – Kompletní sestavení přípravku pro zkoušku šroubů</i>	48
<i>Obr. 40 – Detail přípravku – simulace šroubového spoje</i>	49
<i>Obr. 41 – Průběh redukováného napětí v přípravku</i>	49
<i>Obr. 42 – Schéma namáhání čepu ohybem</i>	50
<i>Obr. 43 – Čep namáhaný na střih</i>	51
<i>Obr. 44 – Detailní síť závitů</i>	53
<i>Obr. 45 – Model závitové dvojice</i>	53
<i>Obr. 46 – Průběh redukováného napětí v závitové dvojici</i>	54
<i>Obr. 47 – Průběh redukováného napětí v závitové části šroubu</i>	54
<i>Obr. 48 – Detailní pohled na závitovou část šroubu</i>	55
<i>Obr. 49 – Ověření kritické koncentrace redukováného napětí ve šroubu</i>	56
<i>Obr. 50 – Výpočet zatěžujících sil pro zkoušku šroubů bez předpětí ($k \approx 1,3$)</i>	59
<i>Obr. 51 – Výpočet zatěžujících sil pro zkoušku šroubů bez předpětí ($k \approx 0,8$)</i>	60
<i>Obr. 52 – Rozměry k výpočtu tuhosti šroubu</i>	61
<i>Obr. 53 – Rozměry k výpočtu tuhosti spoj. Součástí</i>	62
<i>Obr. 54 – Ukázka výpočtu v Excelu ($k \approx 0,8$)</i>	64
<i>Obr. 55 - Ukázka výpočtu v Excelu ($k \approx 1,3$)</i>	66
<i>Obr. 56 – Ukázka porušených šroubů</i>	69
<i>Tab. 1 – Součinitele zatížení</i>	30
<i>Tab. 2 – Součinitele spolehlivosti [17]</i>	31
<i>Tab. 3 – Materiálové konstanty pro výpočet tuhostí</i>	35
<i>Tab. 4 – Chemické složení oceli 23MnB4</i>	42
<i>Tab. 5 – Naměřené hodnoty při $f \approx 130$Hz</i>	45
<i>Tab. 6 – Naměřené hodnoty při $f \approx 15$ Hz</i>	46
<i>Tab. 7 – Souhrn výsledků snížené únavové meze pevnosti</i>	58

Seznam symbolů

a		materiálová konstanta pro výpočet tuhosti
b		materiálová konstanta pro výpočet tuhosti
c		hodnota závislá na materiálu a tvarovém činiteli
C_{ξ}	[N/mm]	konstanta tuhosti šroubu
C_{Ta}	[N/mm]	konstanta tuhosti spojovaných součástí
C_{Tb}	[N/mm]	konstanta tuhosti spojovaných součástí
C_1	[N/mm]	konstanta tuhosti přitěžovaných částí
C_2	[N/mm]	konstanta tuhosti odlehčovaných částí
D1	[mm]	průměr díry pro šroub
D2	[mm]	průměr vepsané kružnice u hlavy šroubu
d	[mm]	průměr čepu
d1	[mm]	průměr dřívku šroubu
d ₂	[mm]	střední průměr závitu
d ₃	[mm]	malý průměr závitu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f ^c		součinitel tření
f _M		součinitel tření pod maticí
F	[N]	síla pro dimenzování přípravku
F _Z	[N]	zvolená síla pro MKP
F _h	[N]	horní síla zatěžujícího cyklu
F _d	[N]	dolní síla zatěžujícího cyklu
F _{1m}	[N]	střední síla zatěžujícího cyklu šroubu
F _{1a}	[N]	amplitudová síla zatěžujícího cyklu šroubu

i		počet zatížených průřezů
k		bezpečnost
k_a		součinitel povrchu
k_b		součinitel velikosti
k_c		součinitel zatížení
k_d		součinitel teploty
k_e		součinitel spolehlivosti
k_f		součinitel dalších vlivů
$k_{\sigma c}$		únavová bezpečnost
$k_{\sigma Kt}$		bezpečnost vůči mezi kluzu
l_1	[mm]	délka dřívku šroubu
l_2	[mm]	délka závitové části šroubu
l_a	[mm]	přítěžovaná část spojovaných součástí
l_b	[mm]	odlehčovaná část spojovaných součástí
l_1	[mm]	tloušťka spojovaných součástí
$M_{o \max}$	[Nmm]	Maximální ohybový moment
M_{KZ}	[Nm]	kroučící moment v dřívku šroubu při utahování
M_{TM}	[Nm]	třecí moment pod maticí
M_{KK}	[Nm]	utahovací moment
P	[mm]	stoupání závitu
q		vrubová citlivost
q_1		vrubová citlivost závislá na mezi pevnosti
q_2		vrubová citlivost závislá na poměru σ_{Kt}/σ_{Pt}
Q_0	[N]	předpětí šroubu – osová síla šroubu

R		asymetrie cyklu
S	[mm ²]	plocha průřezu čepu
S ₃	[mm ²]	plocha průřezu jádra šroubu
S ₁	[mm ²]	plocha průřezu dřívku šroubu
S _r	[mm ²]	redukovaná plocha
W _o	[mm ³]	celková účinnost
X		poměrný gradient
α		součinitel tvaru
β		součinitel vrubu
η		součinitel jakosti povrchu
ν_1		součinitel redukující dvouosou napjatost
ν_2		součinitel velikosti
π		matematická konstanta
ρ	[mm]	poloměr křivosti
ρ_M	[mm]	třecí poloměr matice
σ_o	[MPa]	ohybové napětí
σ_{max}	[MPa]	maximální redukované napětí
σ_{nom}	[MPa]	odečtené nominální napětí
σ^*_{nom}	[MPa]	vypočtené nominální napětí
σ_{Pt}	[MPa]	mez pevnosti materiálu
σ_{Kt}	[MPa]	mez kluzu materiálu
σ_c	[MPa]	únavová mez pevnosti
σ'_c	[MPa]	snížená únavová mez pevnosti
σ_{Im}	[MPa]	střední napětí zatěžujícího cyklu šroubu

σ_{1a}	[MPa]	amplitudové napětí zatěžujícího cyklu šroubu
τ_s	[MPa]	smykové napětí
ψ		součinitel zpevnění

Seznam příloh

Příloha 1 - Výkres sestavy zkušebního přípravku

(název: PŘÍPRAVEK PRO CYKlickÉ ZKOUŠKY ŠROUBU M16)

Příloha 2 - Výrobní výkres vidlice (název: VIDLICE)

Příloha 3 - Výrobní výkres čepu (název: ČEP)

Příloha 4 - Výpočty pomocí programu Excel (název: Nastavení zatěžujících hladin)

Příloha 5 - CD s kompletní diplomovou prací