



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

ANALÝZA METOD ZAVEDENÍ PŘEDPĚTÍ DO ŠROUBOVÉHO SPOJE

ANALYSIS OF METHODS FOR INTRODUCING PRETENSION INTO A BOLTED JOINT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Fabián Juřina

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Vosynek, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Fabián Juřina**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Vosynek, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Analýza metod zavedení předpětí do šroubového spoje

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Téma vychází z praxe, kdy je zapotřebí zavést předpětí do šroubového spoje. Předpětí je většinou stanoveno nepřímo a to buď utahovacím momentem, pootočením matice o úhel, natažením šroubu nebo teplotně.

Předmětem práce je analyzovat alespoň dva vybrané způsoby vyvození předpětí výpočtovým nebo experimentálním způsobem, případně kombinací.

Cíle bakalářské práce:

Analyzovat alespoň dva způsoby zavedení předpětí do šroubového spoje a diskutovat výhody a nevýhody daných metod s ohledem zejména na přesnost dosažení předem určeného předpětí.

Seznam doporučené literatury:

BRICKFORD, John H. Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints: Non-Gasketed Joints. 4th. Boca Raton, London, New York: CRC Press, 2007. ISBN 978-0-8493-8187-4.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá analýzou metod zavedení předpětí do šroubového spoje. V úvodní části je provedena rešerše dostupné odborné literatury a konzultace s experty v dané oblasti. Na základě získaných poznatků je navržen experiment, jehož cílem je co nejvěrněji modelovat reálné provozní podmínky. Experiment porovnává dvě různé metody zavedení předpětí na zkušební přírubě a sleduje pokles osově síly ve spoji v čase. Každá metoda je hodnocena samostatně a výsledkem práce je porovnání účinnosti jednotlivých způsobů a jejich vyhodnocení z hlediska spolehlivosti a kvality.

KLIČOVÁ SLOVA

Šroubový spoj, montáž, utahování, napínání, relaxace

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the analysis of methods for introducing preload into a bolted joint. The introductory part includes a review of the available technical literature and consultations with experts in the field. Based on the acquired knowledge, an experiment is designed with the aim of modeling real operating conditions as faithfully as possible. The experiment compares two different methods of introducing preload using a test flange and observes the decrease in axial force within the joint over time. Each method is evaluated separately, and the outcome of the thesis is a comparison of the efficiency of the individual approaches and their assessment in terms of reliability and quality.

KEYWORDS

Bolted joint, assembly, tightening, tensioning, relaxation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JUŘINA, Fabián. *Analýza metod zavedení předpětí do šroubového spoje*. Online, bakalářská práce. Petr VOSYNEK (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/166110>. [cit. 2025-05-19].

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem návrhovou práci na téma *Analýza metod zavedení předpětí do šroubového spoje* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....

Datum

.....

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce panu Ing. Petru Vosynkovi, Ph.D. za pomoc při tvorbě této práce a odborné rady. Dále bych chtěl poděkovat svým blízkým a rodině za podporu. A především bych chtěl poděkovat panu Ing. Leoši Kubíčkoví. Tato práce se uskutečnila převážně díky jemu.

Obsah

Úvod.....	10
1. Šroubový spoj.....	11
1.1 Základní myšlenka šroubového spoje	11
1.2 Vytvoření kvalitního šroubového spoje	12
2. Rešeršní studie.....	13
2.1 Tuhostní konstanta a její odvození	13
Tuhost šroubového spoje.....	13
2.1.1 Výpočet tuhosti šroubu.....	13
Výpočet tuhosti	14
2.1.2 Výpočet tuhosti spojovaných součástí	15
2.2 Předpětí a jeho výpočet	17
2.2.1 Skutečné síly ve šroubu.....	18
Silová rovnováha.....	18
2.2.2 Výpočet předpětí	19
2.3 Zánik sevření a bezpečnosti spoje	20
2.4 Druhy zavedení osových sil do šroubového spoje	22
2.4.1 Zavádění předpětí utahováním na moment	22
Používané nástroje pro utahování šroubů.....	23
Výpočet utahovacího momentu.....	23
2.4.2 Zavádění předpětí dotočením matice o stanovený úhel	24
Používané nástroje pro metodu dotočení matice	25
Výpočet pootočení matice	25
2.4.3 Zavádění předpětí napínáním	26
Používané nástroje pro napínání.....	26
Výpočet potřebné síly pro napnutí	26
2.4.4 Zavedení předpětí tepelnou roztažností.....	27
2.4.5 Ostatní metody zavedení předpětí	28
2.5 Měření zavedeného předpětí	29
2.5.1 Měření odporovou tenzometrií.....	29
2.5.2 Měření ultrazvukem	29
2.5.3 Měření mechanické	30
2.5.4 Měření tlaku tvořeného dosedacími plochami	31

2.6 Konstrukce a volba materiálu šroubového spoje u jednotlivých druhů zavedení osové síly	32
2.6.1 Materiál funkčních prvků spoje.....	32
2.6.2 Utahované šrouby.....	33
2.6.3 Napínané šrouby.....	33
2.6.4 Šrouby tepelně roztahované	34
2.7 Vliv mazání a povrchové úpravy.....	35
2.8 Montáž.....	36
2.8.1 Utahování	36
2.8.2 Napínání a pootočení matice o úhel	37
2.8.3 Tepelné roztahování	37
2.9 Závadové stavy.....	38
3. Experiment	39
3.1 Přiblížení problematiky	39
3.2 Popis prostředí pokusu	40
3.2.1 Vstupní parametry	41
Vstupní parametry:	42
3.2.2 Utahované šrouby.....	43
Výpočet utahovacího momentu.....	43
3.2.3 Napínané šrouby.....	44
Výpočet napínacích sil	44
3.3 Měření	45
3.4 Popis pracovního postupu	45
4. Vyhodnocení experimentu.....	46
4.1 Problémy vyskytnuté v experimentu.....	47
4.2 Změřená data	48
Závěr.....	51
Seznam použitých zdrojů	52
Seznam veličin	53

Úvod

Šroubové spoje představují jeden z nejrozšířenějších a nejpoužívanějších způsobů rozebíratelného spojení strojních součástí. Jejich univerzálnost, jednoduchost montáže a možnost opětovného rozebrání je činí nepostradatelnými v celé řadě technických aplikací. O šroubových spojích existuje rozsáhlá odborná literatura, která se detailně věnuje jejich návrhu, výpočtům, volbě materiálů i montážním metodám. Významná pozornost je v těchto textech věnována zavedení předpětí – tedy síly, která zajišťuje funkčnost a těsnost spoje během provozu. Diskutují se různé metody jeho vytvoření, jejich přesnosti, výhody a nevýhody.

Přestože je problematika zavedení předpětí dobře zmapována, jen výjimečně se odborné publikace věnují jevu relaxace předpětí – tedy postupnému snižování osově síly ve šroubu v průběhu provozu. Ten může významně ovlivnit spolehlivost spoje a v extrémních případech vést až k jeho selhání. Relaxace je způsobena celou řadou faktorů: materiálovými vlastnostmi, konstrukčním řešením spoje, teplotními vlivy či dotvarováním styčných ploch. Jedním z určujících faktorů je také samotná metoda zavedení předpětí, která může ovlivnit nejen počáteční hodnotu síly ve šroubu, ale i její stabilitu v čase.

Cílem této bakalářské práce je blíže seznámit čtenáře s problematikou poklesu předpětí ve šroubových spojích v závislosti na zvolené metodě montáže. Tato problematika je zpracována jednak rešerší dostupné odborné literatury, ale především praktickým experimentem, jehož cílem je simulovat rozdíly v chování spoje při použití různých metod zavedení předpětí – konkrétně utahování na moment a hydraulického napínání.

1. Šroubový spoj

1.1 Základní myšlenka šroubového spoje

Šroubové spoje představují jeden z nejčastěji využívaných typů rozebíratelných spojů ve strojírenství. Jejich hlavní funkcí je zajistit pevné, stabilní a opakovatelné spojení mezi dvěma či více částmi konstrukce. Díky své konstrukční jednoduchosti, snadné montáži a demontáži, stejně jako schopnosti přenášet různé druhy mechanického zatížení, se uplatňují v širokém spektru technických aplikací – od jednoduchých strojních součástí až po složité technologické celky.

Šroubové spoje jsou navrženy tak, aby spolehlivě přenášely síly působící ve dvou základních směrech – ve smyku a v tahu (normálově). Smykové zatížení působí kolmo na osu šroubu a vzniká zejména v případech, kdy jsou spojované součásti vystaveny vzájemnému posuvu. V praxi se však konstrukčním návrhem zajišťuje, aby samotný šroub nebyl tímto zatížením přímo namáhán, protože není určen pro přenos smykových sil. Tento problém se řeší zavedením axiální předpínací síly – tzv. předpětím – které díky třecím silám mezi spojovanými díly eliminuje smykové namáhání.

Naopak normálové (tahové) zatížení působí podél osy šroubu a má tendenci šroub napínat. V tomto případě se zatížení přenáší především přes závitové spoje, přičemž nejvíce namáhanou oblastí bývá jádrový průřez závitu. Oba typy zatížení, včetně jejich kombinací, hrají klíčovou roli při návrhu šroubových spojů, a proto je nutné těmto aspektům věnovat zvýšenou pozornost již v rané fázi konstrukčního procesu. [1]

1.2 Vytvoření kvalitního šroubového spoje

Pro návrh funkčního a bezpečného spoje je vůbec důležité zjistit vlastnosti spojovaných součástí a jejich prostředí. Spoj musí být schopen přenášet síly bez rizika selhání. Zároveň musí být ekonomický přípustný a jeho výroba vůbec zhotovitelná. [1]

Prvním krokem při návrhu je definování účelu spoje. Je potřeba určit zda je spoj namáhán tahově, smykově nebo snad kombinovaně. Je známo, že obecný šroub nesmí být namáhán smykem. Proto je třeba návrh upravit pokud je šroub namáhán smykem nebo kombinovaně. Krom směru orientace napětí se také můžeme setkat s namáháním proměnným na čas. Takové namáhání se může vyskytnout u tlakových nádob nebo u rotačních prvků a dále. [1]

Dalším důležitým bodem je zhodnocení provozních podmínek. Může se narazit na výskyt vibrací a rázů. To může způsobovat povolování spoje nebo jeho selhání vlivem plastické deformace. Vlastnosti atmosféry mají také velký vliv na funkčnost spoje. Její teplota ovlivňuje mechanické vlastnosti materiálů, změna teploty reakci součástí, po případně jejich roztažnost. Dále se ve vzduchu může vyskytovat vlhkost, která způsobuje korozi. Tu ovšem nemusí vyvolat pouze vlhkost ale také výskyt agresivních chemikálií jako jsou kyseliny nebo soli. Opotřebení je třeba také zahrnout, vzniká může vlivem při montáži a demontáži. [1]

Výběr vhodného materiálu je kritická část návrhu šroubového spoje. A to jak z hlediska mechanických vlastností tak z hlediska ekonomiky. Materiál šroubu by měl mít dostatečnou pevnost, houževnatost a odolnost proti korozi. Pro konkrétnější aplikace lze zvolit speciální typy šroubů, jako jsou vysokopevnostní šrouby. Také lze použít povrchové úpravy, například galvanizace nebo pasivace, může navíc prodloužit životnost spoje v náročných podmínkách. Tyto metody ale také přináší své nevýhody, které je třeba zohlednit v návrhu.

Vhodná volba rozměrů a počtu šroubů je zásadní. A to z hlediska velikosti použitého prostoru, ekonomiky a snesení zátěže.

Správně aplikované předpětí je také klíčový prvek u funkčního spoje. To se provádí při montáži. Je vícero způsobů zavedení takového předpětí, viz další kapitoly.

2. Rešeršní studie

2.1 Tuhostní konstanta a její odvození

Tuhost šroubového spoje

Krom řešení mechanických vlastností šroubu a matice se řeší i působení sil na spojované součásti. Ty při sevření společně se spojovacími prvky kladou odpor kterému se říká tuhost. Tuhost šroubového spoje je mechanická vlastnost vyjadřující jeho schopnost odolávat deformaci při působení vnějších sil. Matematicky tuhost šroubového spoje lze vyjádřit jako poměr mezi působící silou a vzniklou deformací. Na její hodnotu mají vliv různé faktory, jako je geometrie spoje, materiál použitých součástí, přitlačná síla a tření na dosedacích plochách. Je také důležité rozlišovat mezi tuhostí samotného šroubu a tuhostí spojovaných částí, přičemž celková tuhost spoje je výsledkem jejich vzájemného působení. [1] [2]

Výpočet tuhostní konstanty C:

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} \quad (2.1)$$

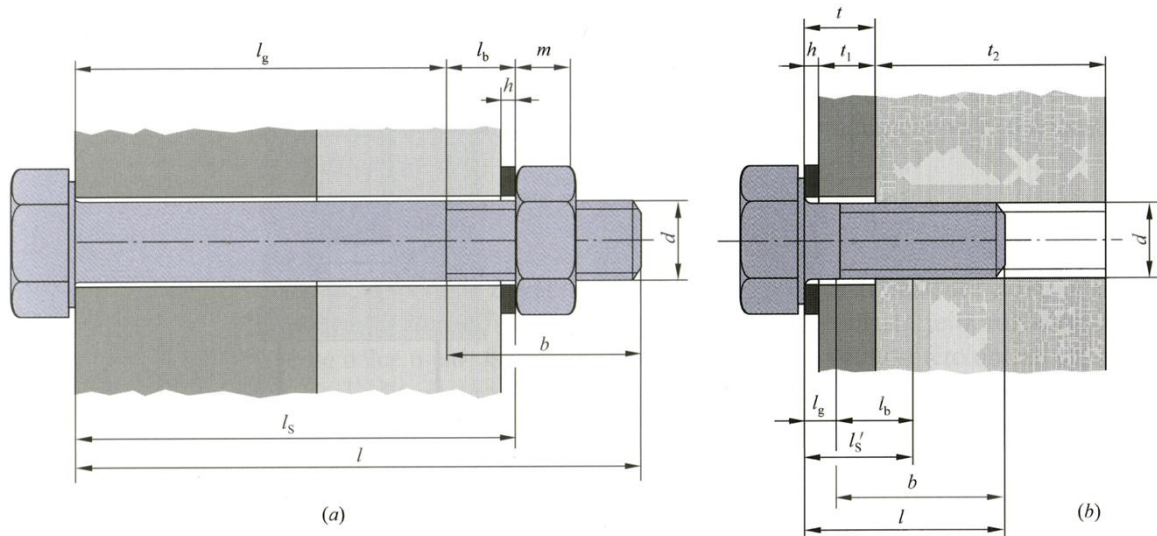
2.1.1 Výpočet tuhosti šroubu

Na obrázku č.1 lze vidět dva šroubové spoje zatížené ve směru osy šroubů. Je patrné, že šrouby po celé své délce nemají jednotný průřez, proto je potřeba vypočítat zvlášť dřík, tedy k_g , a závitovou část k_b . Pro výpočet tuhosti šroubu používáme matematický model pro výpočet sériově zapojených pružin, lze jej totiž chápat stejně.

Výpočet tuhosti šroubu k_s :

$$\frac{1}{k_s} = \frac{1}{k_b} + \frac{1}{k_g} \quad \text{nebo} \quad k_s = \frac{k_b k_g}{k_b + k_g} \quad (2.2)$$

Šroubový spoj (a) je spoj v průchozí díře zajištěn na druhém konci matkou a podložkou. Spoj (b) je spoj v neprůchozí díře, kde je podložka umístěna pod hlavu šroubu. Viz obrázek 1.



Obrázek č.1: Schéma šroubového spoje [2]

Výpočet tuhosti

Tuhost dřívku k_g :

$$k_g = \frac{S_g E}{l_g} \quad (2.3)$$

Průřez dřívku S_g :

$$S_g = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.4)$$

Tuhost závitové části k_b :

$$k_b = \frac{A_s \cdot E}{l_b} \quad (2.5)$$

Výpočtový průřez šroubu A_s :

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_3 + d_2}{2} \right)^2 \quad (2.6)$$

Jedná se o tabulkovou hodnotu. Lze ji dohledat pro každý normalizovaný rozměr závitu, nicméně se dá i tak dopočítat viz rovnice (2.6). [1]

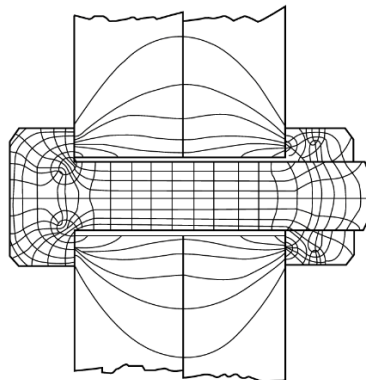
2.1.2 Výpočet tuhosti spojovaných součástí

Pro určení celkové tuhosti šroubového spoje je nutné zohlednit nejen tuhost svírajících součástí, ale také součástí sevřených. Spoj může zahrnovat více než dvě součásti, přičemž jejich mechanické chování lze analogicky přirovnat k systému tlačných pružin sériově zapojených. Z toho vyplývá, že celková tuhost spoje je určena kombinací tuhostí všech jednotlivých prvků ve spoji, přičemž výsledná hodnota je ovlivněna jejich vzájemnou interakcí a rozložením zatížení. [2]

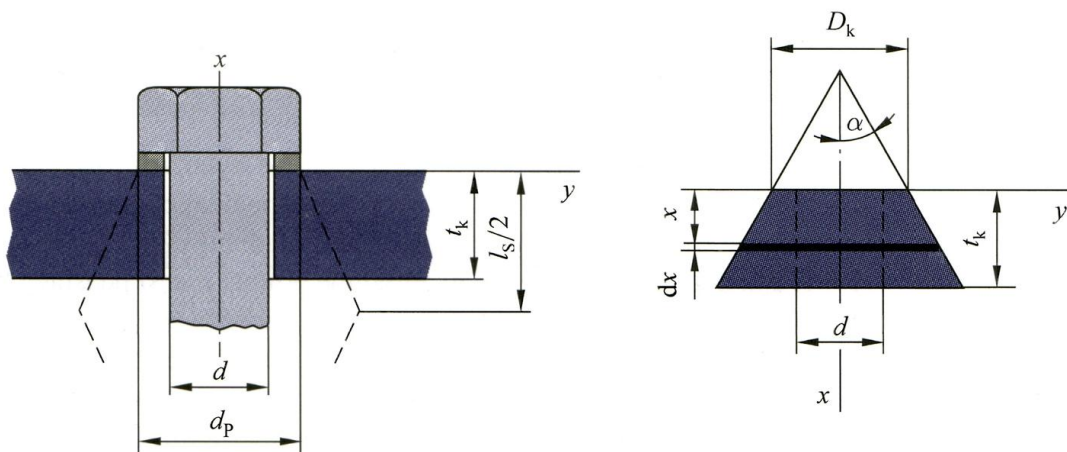
Tuhost vícero sevřených součástí:

$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad (2.7)$$

Určení tuhosti spojovaných součástí nelze určit jinak než experimentálně. Protože se mění rozměr průřezu rozložení napětí v závislosti na délce mezi matkou a šroubem. Napětí zůstává poměrně vysoké po délku 1,5 násobku poloměru šroubu, od jeho osy. Dále tlak klesá. Experimentální přístup pro výpočet této tuhosti je Rötšcherův tlakový dvoj kužel s proměnným vrcholovým úhlem. Nicméně tato metoda se zjednodušuje za komolý kužel s neproměnným vrcholovým úhlem. [2] [3]



Obrázek č.2: Skutečné rozložení napětí ve šroubovém spoji [1]



Obrázek č.3: Nahrazení spojovaných součástí dutým komolým dvojkůželem [2]

Vrcholový úhel na obr. 3 se mění v závislosti použití podložky a ostatních vnějších vlivů. Obecně se pohybuje mezi hodnotami $25^\circ \leq \alpha \leq 33^\circ$. Některá literatura udává i větší úhel α , dosahující až hodnot 45° . [2] [4]

Tuhost spojovaných součástí dle Rötšcherova tlakového dvojkužele:

$$k_{pRTD} = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \tan \alpha}{2 \cdot \ln \left(\frac{l_s \cdot \tan \alpha + d_p - d}{l_s \cdot \tan \alpha + d_p + d} \cdot \frac{d_p + d}{d_p - d} \right)} \quad (2.8)$$

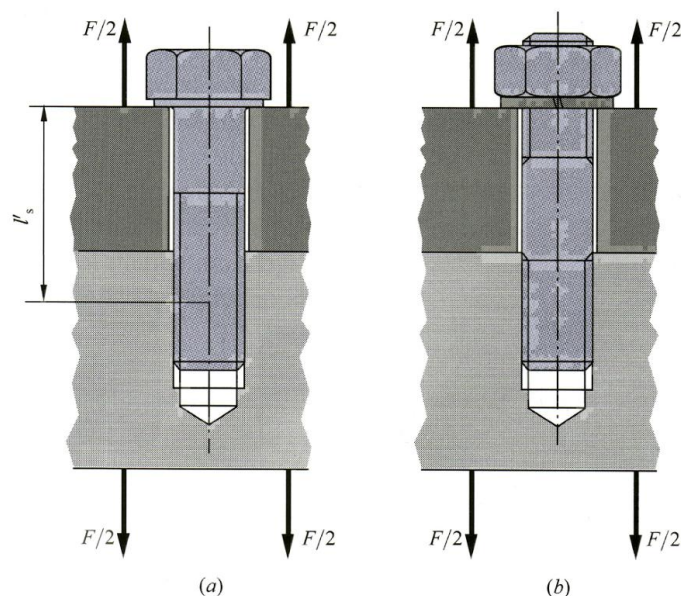
Existuje mnoho dalších způsobů jak přihlížet na zjištění tuhosti spojovaných součástí. Je to velice nejistá a experimentální problematika. Obecně se všechny pohybují okolo nějakých předpokladů, ovšem každý přístup má tento předpoklad trochu jiný. Za přístup, který se považuje jako nejoptimálnější se považuje německá norma VDI 2230. Ta byla navržena pro využití v automobilovém průmyslu, nicméně dnes se používá i ve výpočtech vysokopevnostních šroubů. Světově je uznávaná na vysokém měřítku hlavně díky jejímu praktickému přístupu k návrhu spoje.

2.2 Předpětí a jeho výpočet

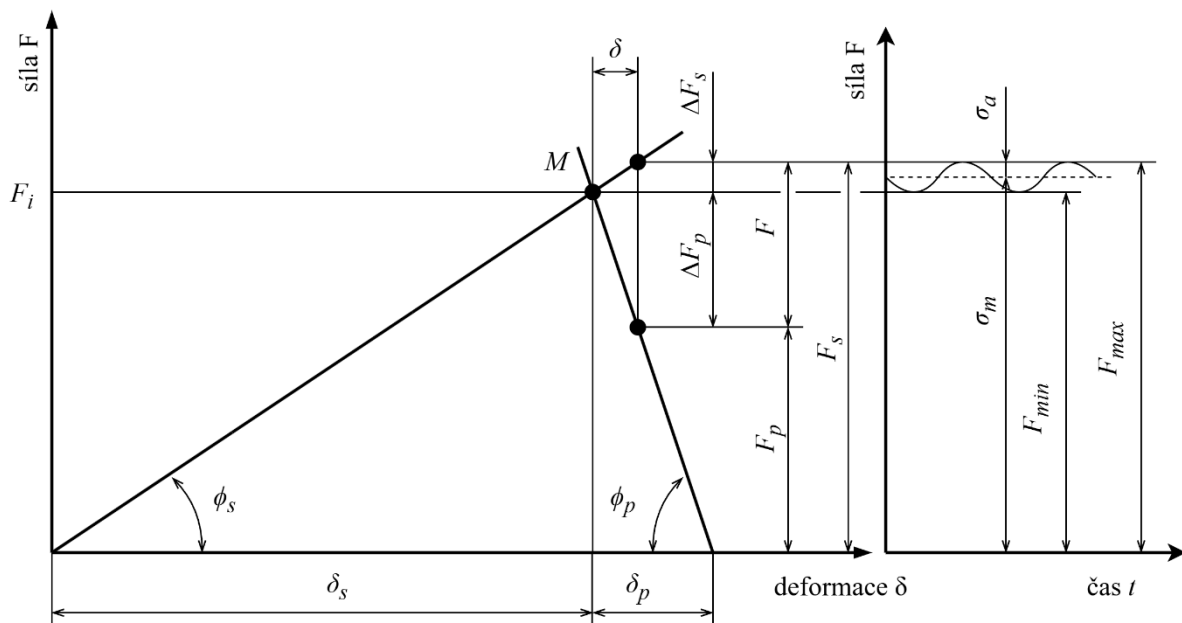
Upínací síla, kterou šroub působí na spoj, se obvykle označuje nebo ztotožňuje s takzvaným předpětím ve šroubu. Tento termín se v odborné literatuře o šroubových spojih běžně používá k popisu napětí ve šroubu v jakémkoli okamžiku, nicméně se dá toto tvrzení považovat za nesprávné. Zde použitý termín předpětí se chápe jako osová síla zavedená do šroubu hned po montáži a i po celou dobu existence spoje. Ovšem osová síla ve spoji ať už v důsledku relaxace spojovacího prvku, nebo při dodatečném utahování dalších spojovacích prvků v rámci spoje klesá. Konečné předpětí ve šroubech se liší oproti prvotně zavedenému, je tedy vhodnější jej nazývat „reziduální“ předpětí. Více o této hodnotě v kapitole 2.9 Závadové stavy. [1]

Předepjatý šroubový spoj je namáhán v tahu působením vnější provozní síly F , jak je patrné z ilustrace na obrázku 4. Pro úplnější pochopení mechanického chování spoje slouží obrázek 5, který zobrazuje montážní a provozní diagram závislosti mezi působící silou a odpovídající deformací. Tento diagram zachycuje dva základní charakteristické průběhy – zatěžovací dráhu šroubu, která je určena úhlem φ_s , a zatěžovací dráhu spojovaných součástí, vyjádřenou úhlem φ_p . Tyto úhly odpovídají tuhostem jednotlivých částí spoje, přičemž jejich tangenty přímo určují poměr mezi změnou délky a aplikovanou silou.

V průběhu montáže se šroub předepíná dotažením matice, čímž se do něj zavádí předpínací síla F_i , která zajišťuje pevnost a soudržnost spoje během následného provozního zatížení. Tato předpínací síla způsobuje prodloužení šroubu o hodnotu δ_s a zároveň vyvolává stlačení spojovaných součástí o velikost δ_p . Takto vytvořený napěťový stav zajišťuje, že se spoj během provozu chová předvídatelně a bezpečně, protože se zatížení mezi jednotlivé prvky rozděluje v závislosti na jejich tuhosti. [2]

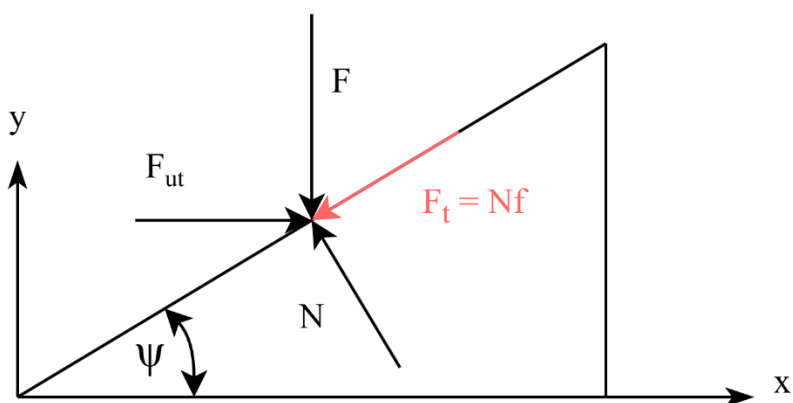


Obrázek 4: Zatížení šroubového spoje [2]



Obrázek 5: Pracovní diagram šroubového spoje

2.2.1 Skutečné síly ve šroubu



Obrázek 6: Silová rovnováha během utahování spoje

Silová rovnováha

$$\sum F_x = 0; F_{ut} - \cos\psi \cdot F_t - \sin\psi \cdot N$$

$$\sum F_y = 0; -F - \sin\psi \cdot F_t + \cos\psi \cdot N$$

2.2.2 Výpočet předpětí

Potřebné předpětí se obecně odvíjí od provozní síly. Kdy tato síly představuje celkovou sílu, která se ve spoji vyskytuje. Částečná hodnota této síly ΔF_s představuje vnější síly působící ve spoji (například tlak na víko u příruby), zbytek tvoří předpětí F_i .

Částečná síla šroubu ΔF_s :

$$\Delta F_s = \frac{k_s F}{k_s + k_p} = C \cdot F \quad (2.9)$$

Částečná síla spojovaných součástí ΔF_p :

$$\Delta F_p = F - \Delta F_s = (1 - C) \cdot F \quad (2.10)$$

Celková síla ve spoji F_s :

$$F_s = F_i + \Delta F_s = F_i + C \cdot F \quad (2.11)$$

Výsledné zatížení spojovaných součástí F_p :

$$F_p = F_i - \Delta F_p = F_i - (1 - C) \cdot F \quad (2.12)$$

Výpočet předpětí F_i :

$$F_i = \psi_s \cdot F + \frac{k_p}{k_s + k_p} = \psi_s \cdot F + C \cdot F \quad (2.13)$$

Správně předepjatý šroubový spoj musí i při provozním zatížení zachovávat trvalý silový kontakt mezi styčnými plochami a stálou vzájemnou polohu spojovaných částí. Tento požadavek na kompaktnost je podstatný zejména u spojů vystavených proměnnému zatížení, a v mnoha případech je požadována i těsnost spoje. Velikost předpětí se v praxi volí podle konkrétního typu aplikace, obvykle prostřednictvím součinitele sevření spoje ψ_s , který vyjadřuje poměr mezi silou působící ve spojovaných dílech a maximální provozní silou. Hodnota tohoto součinitele se běžně pohybuje v rozmezí 0,2 až 4 a více, v závislosti na požadavcích konkrétního spoje. U cyklicky zatěžovaných spojů bývá součinitel zpravidla vyšší, stejně tak u spojů, kde je kladen důraz na těsnost. Pro běžné konstrukční spoje se obvykle používá hodnota kolem 0,6. [2]

Zaváděcí hodnotu předpětí však literatury uvádějí různě. Další častý pohled na problematiku je z hlediska zvoleného materiálu, kdy napětí vyskytující se ve šroubu po zavedení předpětí by se mělo pohybovat v rozmezí 50 až 90% meze kluzu materiálu šroubu. Tato metoda je častá u situací, kde je známo málo hodnot o spoji, nebo kde by určit přesné parametry spoje bylo příliš náročné. Požití je vhodné zejména u utahování na moment. [1] [2]

Další způsob je orientace dle německé normy VDI 2230, ta na problematiku pohlíží velice experimentálně, a zahrnuje do svých výpočtů specifické stavy, kdy dochází k nepřesnostem a různorodosti zatížení. Zohledňuje také řadu koeficientů za provozního stavu, kvalitu povrchu a konstrukce. Vyskytují se zde i ojedinělé způsoby, jak předpětí zavést. [5]

2.3 Zánik sevření a bezpečnosti spoje

Bezpečnost vůči zániku sevření je veličina, která vyjadřuje schopnost spoje dlouhodobě plnit svou funkci. Určuje stav, kdy spojované součásti stále působí dostatečnou silou, aby spoj zůstal pevný a případně i těsnil. Tato hodnota závisí především na tuhostní konstantě spoje. Hlavní příčinou zániku sevření bývá přílišná osová síla působící na šroub – pokud se šroub příliš napne, spoj přestane těsnit a zaniknou síly mezi spojovanými součástmi. Tento jev však mohou způsobit i další faktory, jako je relaxace materiálu, dotvarování těsnění, rázy ve spoji nebo rozdílná tepelná roztažnost použitých materiálů. [2]

Pro zvýšení bezpečnosti spoje se využívají různé metody, například pružné podložky, správné předepnutí šroubu, optimální rozměry spojovacích prvků, konstrukční úpravy a minimalizace teplotních rozdílů.

Síla působící zánik sevření:

$$F_0 = \frac{F_i}{1-C} \quad (2.14)$$

Zánik sevření:

$$k_0 = \frac{F_0}{F} = \frac{F_i}{F \cdot (1-C)} \quad (2.15)$$

Jsou dva hlavní způsoby jak přihlížet na kontrolu bezpečnosti spoje vůči totálnímu selhání. A to je buď mezní stav pružnosti a nebo mezní stav únavy.

Vzhledem k rozšířenosti šroubových spojů se zkušební napětí materiálů pro šrouby určuje pro vzorky tvarem šroubů, zvyšuje se tím tak důvěryhodnost zkoušek.

U šroubů se počítá bezpečnost už v předepjatém stavu, proto je také tuto skutečnost ve výpočtech zohlednit.

Součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí:

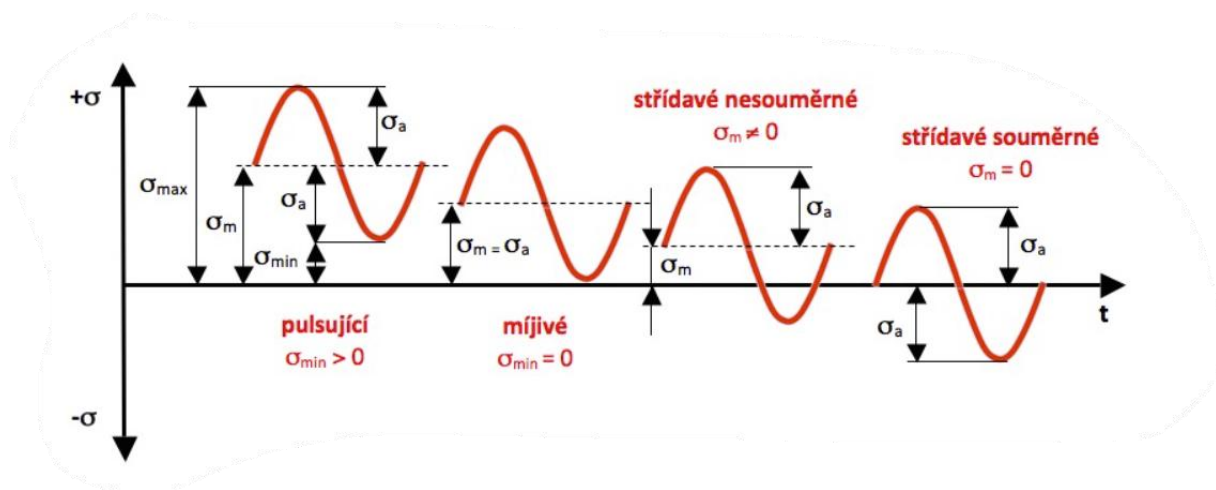
$$S_p = \frac{F_i}{A_s} + \frac{C \cdot k \cdot F}{A_s} \quad (2.16)$$

$$k = \frac{S_p A_s - F_i}{C \cdot F} \quad (2.17)$$

U bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy je to složitější, určit zde bezpečnost je čistě experimentální záležitost. Proto existuje také několik modelů, jak na to přihlížet.

Hlavní myšlenka tohoto přístupu je zohlednit cyklické namáhání spoje viz obr. 5. Tento přístup se neuplatňuje pouze pro šroubové spoje ale pro obecně cyklicky namáhané součásti. A díky jednoduchosti geometrie šroubů a orientaci napětí to lze aplikovat i zde.

Cyklické namáhání ve šroubovém spoji může nastat v několika různých situacích, přičemž některé z nich jsou zvláště časté v průmyslové oblasti. Nejtypičtějším případem je namáhání u trubkových aparátů, kde dochází k neustálým změnám tlaku uvnitř potrubí. Tento proměnlivý tlak způsobuje rozpínání a smršťování potrubí, což vytváří dynamické zatížení spoje a ovlivňuje jeho pevnost i životnost. Dalším příkladem cyklického namáhání je ukotvení pohyblivých zařízení, například v průmyslových mechanismech nebo konstrukcích vystavených vibracím. V těchto případech dochází k opakovaným změnám zatížení v důsledku pohybů samotného zařízení nebo okolních vlivů, což může vést k postupné degradaci spoje. V automobilovém průmyslu se cyklické namáhání často vyskytuje u uchycení zatáčecích kol a dalších součástí podvozku. Při jízdě vozidla působí na spoj nejen statické síly, ale i dynamické rázy při přejezdu nerovností, brzdění či akceleraci. Tyto opakované zatěžovací cykly mohou v dlouhodobém horizontu způsobit únavové poškození spoje, což může vést ke ztrátě jeho pevnosti nebo dokonce k poruše celého systému.



Obrázek č.7: Graf druhů cyklického namáhání [6]

Cyklické namáhání je tedy klíčovým faktorem, který je nutné brát v úvahu při návrhu a dimenzování šroubových spojů, zejména v aplikacích, kde dochází k pravidelným změnám zatížení. [7]

Ve šroubovém spoji, aby se zachovala jeho funkce, se může vyskytovat pouze cyklické namáhání v tahu. V praxi to znamená že σ_m musí být nenulová kladná hodnota, a maximální pracovní síla F nesmí být větší než síla předpětí F_i .

2.4 Druhy zavedení osových sil do šroubového spoje

Zavést předpětí je asi nejnáročnější krok celé operace. Existuje proto hned několik metod. Každá metoda vyžaduje jiný přístup k problému, jiné konstrukční řešení a jinou aparaturu.

2.4.1 Zavádění předpětí utažením na moment

Nejrozšířenější metodou zavedení předpětí je utahování šroubů na požadovaný moment. Díky své jednoduchosti je snadno aplikovatelná v praxi, a proto se využívá nejčastěji. Princip spočívá ve vytvoření dostatečné síly na odpovídající páce působící na hlavu šroubu či matku, aby se při dotahování závitu šroub napínal a vytvářel v ose požadované předpětí. Tento proces probíhá, dokud není dosaženo požadované osově síly ve šroubu.

Nevýhodou této metody je značná nejistota při výpočtu skutečného předpětí ve šroubu. Vzhledem k velkému počtu styčných ploch a proměnlivému tření v závitu není možné přesně určit, jaké předpětí ve šroubu skutečně vznikne. To zásadně ovlivňuje spolehlivost spoje, zejména tam, kde je nutné dosáhnout přesného a stabilního předpětí. Velká část utahovacího momentu je spotřebována na překonání tření – jak v závitech, tak na styčných plochách mezi hlavou šroubu (nebo maticí) a spojovaným materiálem. Jen malá část momentu se skutečně přemění na osově napětí ve šroubu, které vytváří požadované předpětí. Tento podíl se může měnit vlivem různých faktorů, jako je kvalita povrchu, výskyt nečistoty, přítomnost maziva, opotřebení závitů nebo nerovnoběžnost a nerovnost styčných ploch. Dalším problémem je proměnlivost třecí síly v čase. Například dlouhodobé zatížení může způsobit pokles třecí síly kvůli relaxaci materiálu, což oslabí spoj. Naopak příliš vysoká třecí síla může vést k přetažení šroubu a jeho plastické deformaci, což negativně ovlivní jeho mechanické vlastnosti a životnost. Ovšem pokud je třecí síla příliš nízká zvyšuje se riziko povolení spoje, zvláště při dynamickém zatížení nebo vibracích. Z těchto důvodů je utahování momentem sice široce používanou metodou, ale v kritických aplikacích se často doplňuje jinými postupy, například utahováním úhlem, hydraulickým předpětím nebo použitím speciálních povlaků a maziv ke snížení a stabilizaci tření. [1] Na druhou stranu pokud technolog má s touto metodou dlouholeté zkušenosti, dokáže si s nevýhodami této metody s přehledem poradit a přizpůsobit parametry utahování stavu, kdy spoj dosáhne vysokých kvalit. [7]

Jedním z dalších důvodů rozšířenosti této metody je flexibilita náradí, kdy existují jednoduché klíče nebo ráčny, rázové dotahovačky, pneumatické dotahovací pistole a hydraulické momentové mašinky. Tímto existuje velká škála dotahovacích momentů, od desetin Nm až po desítky tisíc Nm .

Používané nástroje pro utahování šroubů

Převážně díky jednoduchosti, dostupnosti a snadné manipulaci náradí je tato metoda tak používána. Na rozdíl od ostatních metod zde, v závislosti na požadovaném momentu, je konstrukce náradí velice jednoduché. Celý princip spočívá ve vytvoření utahovací síly, která vytváří reakci a je zachycována reakčním ramenem, které se na svém konci opírá o vedlejší šroub.

Jejich konstrukce se odvíjí od jejich aplikace. Pro malé přesné momenty se používají elektronické utahovací klíče. V automobilovém průmyslu se často používají pneumatické pistole, hlavně díky jejich rychlosti, která je obzvlášť vhodná u závodní sféry. A pro těžké průmyslové aparáty, jako jsou přírubové spojky se používají hydraulické momentové stroje.



Obrázek č.8: Rázová pneumatická pistole dosahující momentu až 3100 Nm [10]



Obrázek č.9: Hydraulická utahovací mašinka dosahující momentu až 50000 Nm [10]

Výpočet utahovacího momentu

Existuje vícero způsobů jak vypočítat požadovaný utahovací moment pro zavedení námi chtěného předpětí do spoje. Ovšem každá z těchto metod si je dost podobná. Liší se převážně v pohledu na věc tření. Uvažované vzorce pro celý projekt vycházejí ze *Shigleyho konstruování strojních součástí*. [2]

$$M_u = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P_h + \pi \cdot f \cdot d_2 \cdot \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\pi \cdot d_2 - f \cdot P_h \cdot \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right) \quad (2.18)$$

2.4.2 Zavádění předpětí dotočením matice o stanovený úhel

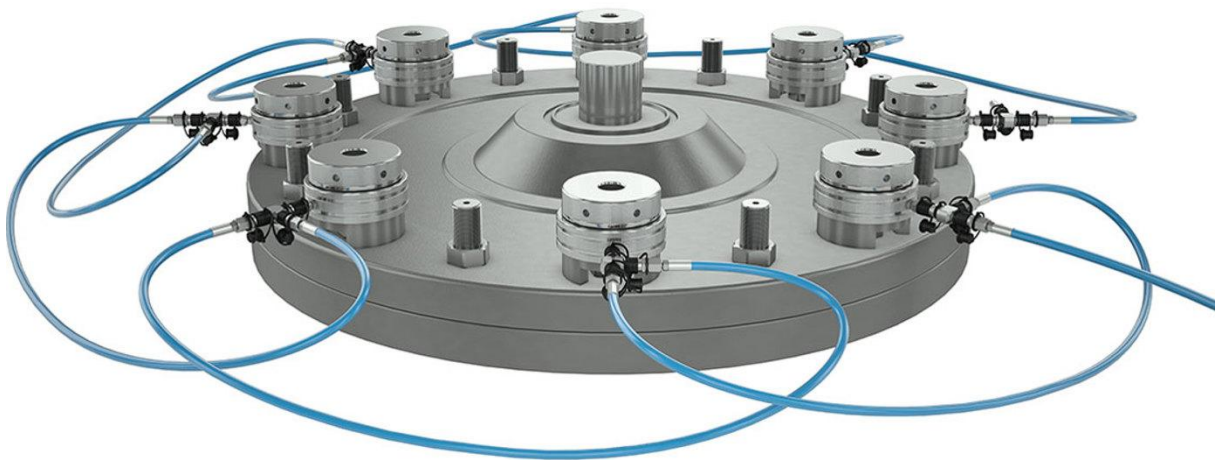
Dalším způsobem jak zavést předpětí je pootočení matice spoje. Tento postup umožňuje přesnější kontrolu předpětí než běžné utahování momentem, protože není závislý na tření v závitu a na styčných plochách. Existují dva způsoby jak realizovat tuto metodu. První způsob je dotažení spoje a vymezení vůlí spoje, a následné otočení o smluvený úhel matice pootočení matice pomocí momentového stroje. Tento přístup zajišťuje, že předpětí vznikne díky řízené napínaví deformaci šroubu, což přináší vyšší spolehlivost spoje. Druhý způsob je obdobný. Matice se zde dotočí na doraz, spoj se opět utáhne pro vymezení vůlí. Šroub se pomocí hydrauliky následně napne ve směru osy a ručně se dotočí matice o smluvený úhel. Po dotočení se napětí na šroubu uvolní a dosedací plochy matice a spoje se sevřou čímž vytvoří požadované předpětí. [1]

Problém této metody už nespočívá v nepřesnosti, nýbrž v montáži. Zde se spoléhá čistě na prodloužení šroubu v systému spoje. Ovšem ve skutečnosti se ve spoji rozměrově nemění jen délka šroubu, ale i vzdálenost dosedacích ploch matic, která se zkracuje. Tento jev pak snižuje skutečné napnutí šroubu což vede k neúplnému předpětí ve spoji. Proto se tato metoda využívá výhradně tam, kde se dají spojované součásti chápat jako dokonale tuhé. Tím se myslí spoje kde se nevyskytují těsnění a kde součásti na sebe dosedají bez prázdných mezer. Další problém vzniká u druhého způsobu, kdy při napínání šroubu také napínáme závity šroubu. Tímto se může dotočení matice stát obtížné kvůli deformaci závitů. Také demontáž může způsobit problémy, kdy při opětovném napnutí šroubu závity šroubu i matice do sebe mohou být vlisovány. Díky tomuto matice nebude mít tendenci se samovolně povolovat. Problém vzniká převážně z důvodu relaxace spoje. [1] [7]

Stejně tomu je u prvního způsobu, zde se matice demontuje momentem. Ten může být vyšší než u zavedení. Opět to vzniká vlivem tření na styčných plochách a v závitech a relaxací celého spoje.

Používané nástroje pro metodu dotočení matice

Podle způsobu, který chceme použít, se odvíjí použitá technika. Pro metodu první se používají stejné nástroje jako u utahování na moment. Ovšem u metody druhé se používá napínací aparatura. Mechanismus je zde jednoduchý. Na konec závitu šroubu se přichytí napínací nástroj. Do toho se hydraulickým čerpadlem přivede tlakové médium. Pomocí tlakového média je vytvořena tahová síla působící na šroub skrze hlavu nástroje, zatímco tělo nástroje tlačí proti přilehlým spojovaným částem. Tímto způsobem dochází k axiálnímu prodloužení šroubu. Jakmile je šroub napnut, je možné matici bez odporu ručně nebo strojně dotáhnout o požadovaný úhel. Následným odtlakováním systému se napětí přeneso na spoj, čímž se předpětí ve spoji stabilizuje. Tento proces se následně opakuje i na dalších šroubech spoje. [8]



Obrázek 10: Hydraulické napínáky šroubů [8]

Výpočet pootočení matice

Zde vycházíme z Hookova zákona pro pružnou deformaci. Odvíjí se od stoupání závitu, kdy je potřeba získat napnutí šroubu o vzdálenost ΔL . Ta se mi bude rovnat posuvu matice při dotočení o potřebný úhel. [2]

Prodloužení ΔL :

$$\Delta L = \frac{F_i \cdot L}{E \cdot S} = \frac{F_i \cdot l_s}{E \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \text{ nebo } \frac{F_i \cdot l_s}{E \cdot A_s} \quad (2.19)$$

Potřebné pootočení:

$$\Delta \varphi = \frac{360^\circ \cdot \Delta L}{P_h} \quad (2.20)$$

2.4.3 Zavádění předpětí napínáním

Při zavádění předpětí napínáním se uplatňuje stejná logika jako u druhého způsobu metody dotočení matice. Rozdíl je zde ovšem takový, že tady se nespolehá na vytvoření natažení pomocí matice, ale předpětí se zde rovnou zavádí napnutím. Matice spoje se následně dotočí na doraz.

Tato metoda umožňuje velmi přesné a kontrolované předpětí bez závislosti na tření v závitech a pod hlavou šroubu. Nicméně v praxi dochází ke komplikacím při montáži, kdy při dosednutí matice se na dosedací plochy spotřebuje část osově síly a výsledné předpětí je nižší. Tato ztráta se špatně určuje kvůli nedokonalostem povrchu dosedacích ploch. Zároveň se zde objevují také nejistoty v podobě plastické deformace šroubu a další. [1] [7]

Používané nástroje pro napínání

Použité nářadí je stejné jako u druhé metody zavedení předpětí dotočením matice o stanovený úhel. Rozdíl je ovšem v jeho použití. U metody dotočení matice o stanovený úhel se šroub musel napnout řádově více než je změna vzdálenosti dotočením matice. Zde se šroub napne přesně na požadovanou osovou sílu a matice se dotočí na doraz.

Výpočet potřebné síly pro napnutí

Učení sil potřebné pro napnutí šroubu na požadované předpětí je značně jednoduché, neboť pracovní síla námi použita se rovná síle předpětí. Není třeba tedy přepočítávat žádné hodnoty. Jediné výpočty které jsou třeba jsou u obsluhy napínacího nástroje. Ovšem takové nářadí vždy u sebe má převodní tabulky.

2.4.4 Zavedení předpětí tepelnou roztažností

Zavádění předpětí pomocí tepelné roztažnosti představuje alternativní metodu dosažení požadovaného výsledku, obdobného jako při použití hydraulického napínání, i když samotné vybavení a technologický postup se výrazně liší. Základní princip spočívá v zavedení topné tyče do otvoru vyvrtaného podél osy šroubu. Vlivem zahřívání šroub expanduje – dochází k jeho prodloužení i mírnému zvětšení průměru. Po dosažení požadovaného prodloužení je na šroub nasazena matice, která je následně dotažena k dosedací ploše spoje. Jakmile šroub začne ochlazovat, vrací se do původního rozměru, čímž v systému vzniká požadované předpětí. Tato metoda však neposkytuje tak vysokou přesnost a míru kontroly jako hydraulické napínání. Přesto praxe ukazuje, že zkušená montážní četa je schopna při prvním cyklu dosáhnout cílového předpětí přibližně u 60 % šroubů. U zbývajících šroubů je nutné proces zahřívání a dotahování opakovat. Obvykle během třetího cyklu je dosaženo požadovaného předpětí u všech šroubů. Přesnost této metody je ovlivněna řadou faktorů, zejména mírou tepelného prodloužení šroubu, kvalitou a způsobem dotažení matice a účinností mechanismu, kterým matice udržuje předpětí při ochlazování. Stejně jako u ostatních metod může dojít k deformaci dosedacích ploch nebo k nerovnoměrnému přerozdělení napětí mezi šrouby, zejména pokud všechny šrouby nejsou předpínány současně a rovnoměrně – což v praktických podmínkách bývá obtížně dosažitelné.

Hlavní výhodou tepelného předpínání je jeho nízká pořizovací cena náradí. Ta se s rostoucím průměrem šroubů stává ještě výraznější v porovnání s náklady na momentové klíče nebo hydraulické napínáky. Nevýhodou naopak zůstává relativně pomalý postup vyžadující vysokou zručnost obsluhy. Vysoká spotřeba energie vyžadované na ohřev je také výraznou nevýhodou. Dalším potenciálním rizikem této metody je možnost dekarbonizace závitových ploch vlivem vysokých teplot během zahřívání. [1]



Obrázek č.11: Tepelné roztahování šroubu indukčním topným tělesem [9]

2.4.5 Ostatní metody zavedení předpětí

Předpětí lze do šroubu zavést několika různými způsoby, přičemž každá z metod vychází z některého ze základních principů utahování nebo napínání. Ať už jde o utahování na moment, přímé hydraulické napínání nebo kombinované přístupy, všechny tyto techniky mají společný cíl – dosáhnout přesně definovaného tahového zatížení šroubu bez poškození závitu a s co nejmenší závislostí na proměnlivých faktorech, jako je tření. V současné době se největší rozdíly mezi metodami často týkají samotné konstrukce šroubu nebo matice.

Jednou z pokročilejších metod, která efektivně kombinuje výhody napínání a momentového utahování, je tzv. napínací matice (anglicky *clamp nut*). Tato metoda využívá speciální typ matice, která se skládá ze tří samostatných částí: vnitřního napínače, podložky a ozubené matice.

Montáž celého systému začíná nasazením tříčástečné matice na dotahovaný šroub. Během procesu dotahování se nástrčný klíč opře buď o podložku (v případě, že ta má drážkování) nebo přímo o napínač (pokud je drážkování součástí jeho těla). Tento moment se následně přenáší na napínač prostřednictvím závitového spojení s maticí. Klíčovým prvkem je skutečnost, že napínač se při utahování neotáčí – pouze se axiálně posouvá, čímž účinně natahuje šroub a vytváří v něm požadované tahové zatížení. Výsledkem je čistě tahové předpětí, které eliminuje vedlejší vlivy točivého momentu na závit.

Hlavní výhodou tohoto řešení je minimální závislost na tření mezi šroubem a maticí. Veškeré tření je totiž omezeno na plochu mezi podložkou a maticí, případně mezi maticí a napínačem. Díky tomu, že jsou třecí plochy přesně definovány a mají známé vlastnosti, lze výsledné předpětí velmi přesně predikovat a opakovaně dosahovat požadovaných hodnot bez nutnosti kalibrací nebo přepočtů.

Podložkové matice nacházejí uplatnění především tam, kde není prostor pro klasické nástroje, jako jsou hydraulické napínačky nebo dlouhé momentové klíče s opěrnými body. Díky své kompaktní konstrukci a jednoduchému použití jsou ideální pro práci v těžko přístupných prostorách, například při montáži přírub, tlakových nádob, potrubních spojů nebo turbínových krytů. [7] [10]



Obrázek č.12: Napínací matice [10]

2.5 Měření zavedeného předpětí

Vytvoření předpětí ve šroubovém spoji je jedna věc. Nicméně je třeba ověřit, zda se ve šroubu skutečně nachází síla, kterou jsme vypočítali. To je poměrně náročný úkol. Protože neexistuje metoda, která by dokázala napětí vyskytující se ve spoji přímo určit. Používají se tedy metody, ze kterých osově napětí lze odvodit.

2.5.1 Měření odporovou tenzometrií

Odporová tenzometrie pozoruje poměrnou deformaci materiálu. Ta, díky charakteru šroubového spoje, je poměrně výrazná. Princip odporové tenzometrie spočívá ve změně odporu v závislosti na deformaci tenzometru. Ten se následně projeví na měřicím zařízení a lze díky tomu pozorovat deformaci, ze které se pak určí prodloužení šroubu. Nevýhodou je ale požadovaná vysoká kvalita povrchu, na kterém je tenzometr uložen, jejich složitější aplikace a nežádoucí citlivost na změnu teplot.

Hookův zákon:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (2.21)$$

2.5.2 Měření ultrazvukem

Měření ultrazvukem patří mezi novodobou metodiku jak lze zjistit vyskytující se napětí. Spoléhá se čistě na fyzikální zákony a vlastnosti měřeného materiálu.

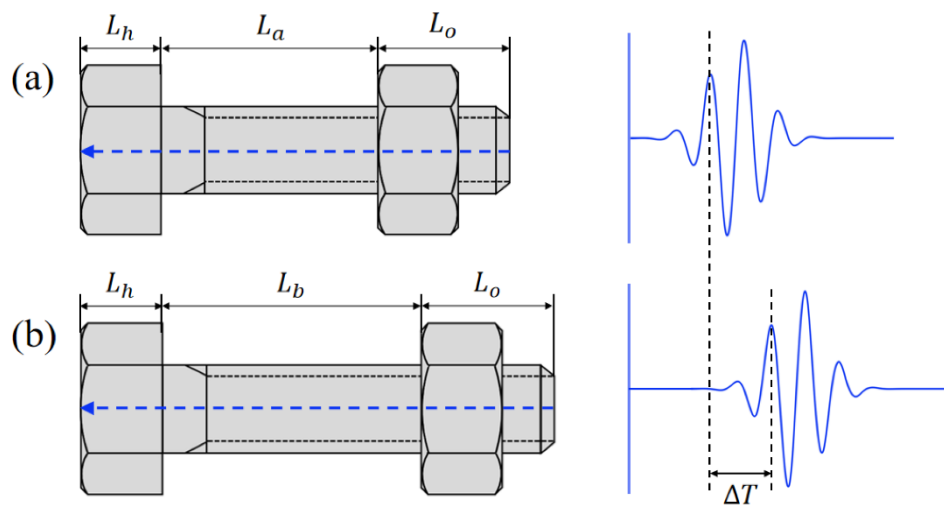
Na jeden konec šroubu, jehož napětí nebo prodloužení je předmětem sledování, je přiložen malý akustický snímač (převodník). Elektronické zařízení vyšle do snímače krátký napětíový impuls, který generuje ultrazvukový signál o velmi krátkém trvání (obvykle dva až tři cykly). Tento signál se šíří šroubem, na jeho vzdáleném konci se odrazí a vrací se zpět k převodníku. Přístroj poté s vysokou přesností změří dobu, kterou ultrazvuk potřebuje pro cestu tam a zpět.

Při utahování šroubu dochází k prodloužení doby průchodu signálu ze dvou hlavních důvodů:

1. Mechanickým prodloužením šroubu se prodlužuje dráha, kterou ultrazvuk musí překonat.
2. Zvýšeným napětím v materiálu šroubu dochází ke snížení rychlosti šíření ultrazvuku.

Oba tyto efekty – tedy prodloužení dráhy i pokles rychlosti zvuku – jsou přímo úměrné velikosti předpětí, což znamená, že změna doby průchodu je lineární funkcí předpětí ve šroubu. Přístroj je navržen tak, aby průběžně monitoroval změny doby průchodu v průběhu utahování a vyhodnocoval je. Výsledky měření lze zobrazit buď jako změnu délky šroubu, nebo – po využití několika kalibračních konstant – přístroj vypočítá a zobrazí také odpovídající hodnotu napětí (předpětí) ve šroubu. Jelikož měření prodloužení je přímé a vyžaduje méně vstupních údajů než výpočet napětí, vykazuje vyšší přesnost. Z tohoto důvodu se ultrazvukové metody v praxi častěji používají k řízení prodloužení než přímo k řízení předpětí. Přestože je základní princip relativně jednoduchý, samotné měření není bezchybné. Se zvyšujícím se napětím ve šroubu a možností jeho mírného ohybu může docházet k deformaci tvaru vracejícího se signálu. Většina

přístrojů proto obsahuje zabudovaný osciloskop nebo je využívána v kombinaci s externím osciloskopem, který umožňuje zkušenému operátorovi sledovat a korigovat tyto odchylky. [1]



Obrázek č.13: Vizualizovaný princip měření ultrazvukem [11]

2.5.3 Měření mechanické

Nejprimitivnější metoda je měření mechanické. Pokud je šroub vhodné délky a jsou k dispozici dostatečně dlouhá měřidla dá se prodloužený šroub změřit měřidly jako je posuvné měřítko nebo mikrometr pokud jsou šrouby dostatečně malé. Ovšem tento způsob měření nezohledňuje změnu rychlosti průstupu místy s napětím. Takže se jedná o metodu méně přesnou než měření ultrazvukem.

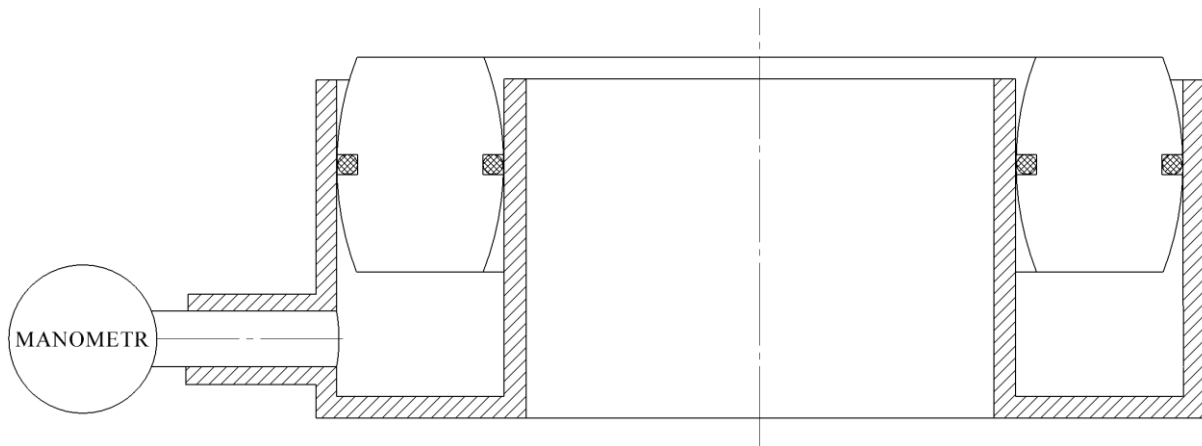
V praxi se nejčastěji používá měření ultrazvukem, a to především díky jeho kompaktnosti, jednoduché obsluze a skutečnosti, že nevyžaduje žádné speciální úpravy měřeného spoje. Tato metoda je navíc bezkontaktní, což znamená, že během měření nedochází k mechanickému namáhání materiálu ani ke změně jeho vlastností. Navíc mimo měření prodloužení dokáže ultrazvukové měření odhalit i vnitřní vady a nehomogenitu materiálu. Dále je možné provádět měření i na těžko přístupných místech nebo na složitě tvarovaných objektech, což z ultrazvuku činí velmi flexibilní a efektivní nástroj pro nedestruktivní zkoušení.

2.5.4 Měření tlaku tvořeného dosedacími plochami

Přenos sil ve šroubovém spoji probíhá na dosedacích plochách matic. Ty působí buď na podložky jako mezikus, nebo přímo na svírané součásti. Síla, která působí na tyto součásti je úměrně rovná síle osově ve šroubu. Proto ji lze zjistit změřením za pomoci tlakových válců umístěných na dosedacích plochách.

Tlakový válec se skládá ze 3 klíčových komponentů. Nejdůležitější z nich je dosedací část, na kterou je působena síla od spoje. Ta vytváří měrný tlak na plochu pod ní. Tento tlak se následně měří pomocí manometru. Díky znalosti rozměrů pod dosedací částí můžeme zjistit sílu působící v ose šroubu.

Problém zde nastává v nerovnostech dotykových ploch. Je časté, že dosedací plochy na sebe nejsou dokonale rovnoběžné. Při měření by to způsobilo vyosení dosedací částí, která by se vzpírala o tělo měřidla. Výsledná hodnota by byla pak zkreslená. Tento problém je řešen torusovitým tvarem dosedací částí. To umožňuje její lehké naklonění. Maximální náklon se pohybuje do hodnoty 3-5°.



Obrázek č.14: Průřez tlakového válce

2.6 Konstrukce a volba materiálu šroubového spoje u jednotlivých druhů zavedení osově síly

Existují dva hlavní pohledy jak přihlížet na návrh šroubového spoje. A to je z pohledu jeho zatížení, tedy zda je zatížen pouze tahem nebo kombinovaně tahem i smykem. Jak již bylo uvedeno, šroubové spoje nejsou primárně určeny pro přenášení smykového namáhání. Šroub je konstrukčně navržen tak, aby přenášel síly převážně v ose – tedy v tahu. Smykové zatížení by proto mělo být minimalizováno, případně zcela eliminováno vhodným návrhem spoje. Nicméně tato práce se nezabývá návrhem spoje z hlediska omezení smykového zatížení. Pozornost je zde zaměřena na druhý aspekt návrhu šroubového spoje – konkrétně na způsob, jakým je do šroubu zaváděno potřebné předpětí.

Dalším faktorem, který ovlivňuje návrh spoje, je provozní prostředí. Tím se rozumí zejména teplota, vlhkost, změna prostředí apod. Tyto podmínky mají významný vliv na konstrukční řešení spoje a často i určují volbu metody zavedení předpětí. Kromě samotných provozních podmínek ovlivňuje náročnost návrhu také velikost spoje. V případě jednoduchých šroubových spojů se zpravidla využívají normalizované díly. U složitějších nebo rozměrově nestandardních aplikací se však mohou použít díly vyrobené na zakázku – například velké přírubové spoje vodních děl. Všechny zmíněné faktory hrají klíčovou roli při návrhu spoje, přičemž rozhodujícím hlediskem bývá v konečném důsledku cena. [1] [5]

Mezi spojovanými součástmi se také může používat těsnění. Jeho prezenci je také důležité zohlednit při návrhu spoje. Mnohdy se spojované příruby tvarují tak, aby jediný přenos sil byl orientován pouze na těsnění, aby nedošlo k jeho nesevření na některých místech. Prostor mezi plochami, které jsou k sobě přitlačovány má mezeru, odpovídající tloušťce těsnění viz. Obrázek č.20. Tento jev má zas negativní účinky na proces montáže.

2.6.1 Materiál funkčních prvků spoje

Vzhledem k rozšířenosti šroubových spojů, tak se vyrábí normalizované šroubové díly. Ty také existují v různých materiálových variantách. Těch existuje více. Nejpoužívanější norma pro šroubové materiály je ČSN EN ISO 898-1 a ČSN EN ISO 898-2. Ta udává materiál šroubu a matice ve formě pevnostní třídy. [2]

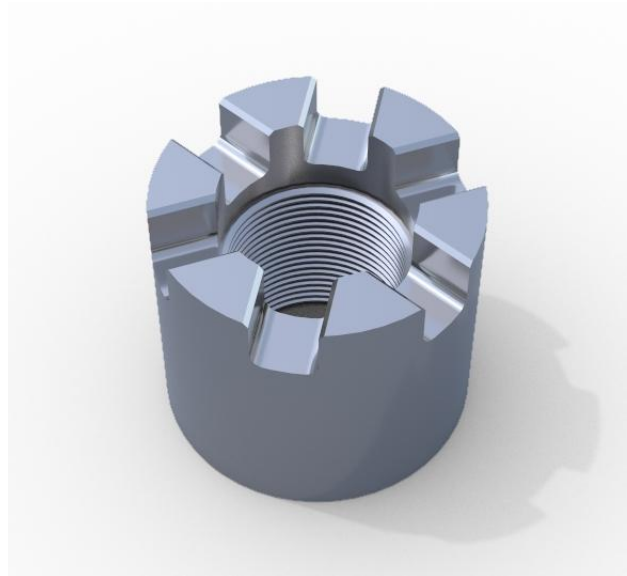
Pevnostní třída ISO	Zkušební napětí S_p [MPa]	Mez pevnosti R_m [MPa]	Mez kluzu R_e [MPa]
4.6	225	400	240
4.8	310	400 – 420	320 – 340
5.8	380	500 – 520	400 – 420
8.8	580 – 600	800 – 830	640 – 660
9.8	650	900	720
10.9	830	1000 – 1040	900 – 940
12.9	970	1200 – 1220	1080 – 1100

Tabulka č.1: Pevnostní třídy šroubů dle ISO 898-1 [2]

Materiál vhodný pro šroub nebo matici je vždy třeba volit vzhledem k aplikaci a prostředí spoje. Hlediska, na které je třeba přihlížet jsou: Potřebná osová síla, relaxace, snížení pevnosti při zvýšené teplotě, vliv creepu, teplotní roztažnost, křehkost, korozivzdornost a další. Každá z těchto věcí výrazně ovlivňuje rozhodnutí pro použitý materiál. I přesto hlavní je rozhodnutí ovlivňující maximální nosnou sílu šroubu. Pokud je třeba vyšší osová síla je vhodné zvolit materiál šroubu pevnější, jako jsou šrouby pevnostní třídy 10.9 ISO 898-1. Tento materiál šroubu má vyšší pevnost, nicméně jeho houževnatost je nižší než šrouby pevnostní třídy 8.8. Pokud se ve spoji vyskytují rázy a vibrace může nízká houževnatost způsobit fatální selhání spoje.

2.6.2 Utahované šrouby

V případě šroubů které jsou utahovány je návrh velice známý. Utahovaná matice má z pravidla 6-ti hran kde o jednotlivé hrany se opírá nástrčný klíč (ořech). Pod tuto matici se dává podložka, která zařizuje rovnoměrnější rozprostření síly ale také výrazně zlepšuje kvalitu dosedacích ploch, čímž nám lépe přiblíží vlastnosti vyskytujícího se tření. Problém je šířka ořechu. V případě, kdy je potřeba celý spoj zapustit, jako jsou příruby turbín, se používají matice čelně ozubené. [7]



Obrázek č.15: Čelně ozubená matice

2.6.3 Napínané šrouby

Návrh napínaných šroubových spojů je z větší části shodný s návrhem běžných spojů utahovaných na předepsaný utahovací moment. Zásadní odlišnost spočívá především v požadavku na délku použitého šroubu. U napínaných spojů musí šroub přesahovat matici o dostatečnou délku, aby bylo možné na jeho konec nasadit napínací zařízení. Z hlediska ostatních návrhových a konstrukčních parametrů, jako jsou pevnostní výpočty, volba materiálu nebo kontrola na únosnost a deformaci, se však návrh nijak zásadně neliší od standardního spoje s momentovým utažením. [7]

2.6.4 Šrouby tepelně roztahované

Při návrhu šroubů tepelně roztahovaných, řešíme fyzikální vlastnosti materiálu na rozdíl od šroubů utahovaných a napínaných, kde se bavíme o vlastnostech mechanických. Hlavním parametrem je v tomto případě součinitel tepelné roztažnosti, protože právě teplotní dilatace šroubu během ohřevu vytváří po vychladnutí potřebné předpětí ve spoji. Aby bylo dosaženo co nejrovnoměrnějšího zahřátí šroubu po celé jeho délce, konstruuji se tyto šrouby s průchozím kanálem v ose tělesa, do kterého se vkládá topné těleso – obvykle elektrický ohřívač. Tento konstrukční zásah však vede k oslabení průřezu šroubu, a proto je nutné z hlediska pevnosti navrhovat šrouby s větším průměrem. Zároveň kvůli specifickým požadavkům na konstrukci i materiál nelze u těchto aplikací použít standardizované (normalizované) šrouby; používají se výhradně šrouby vyráběné na míru, tedy na zakázku. [1]

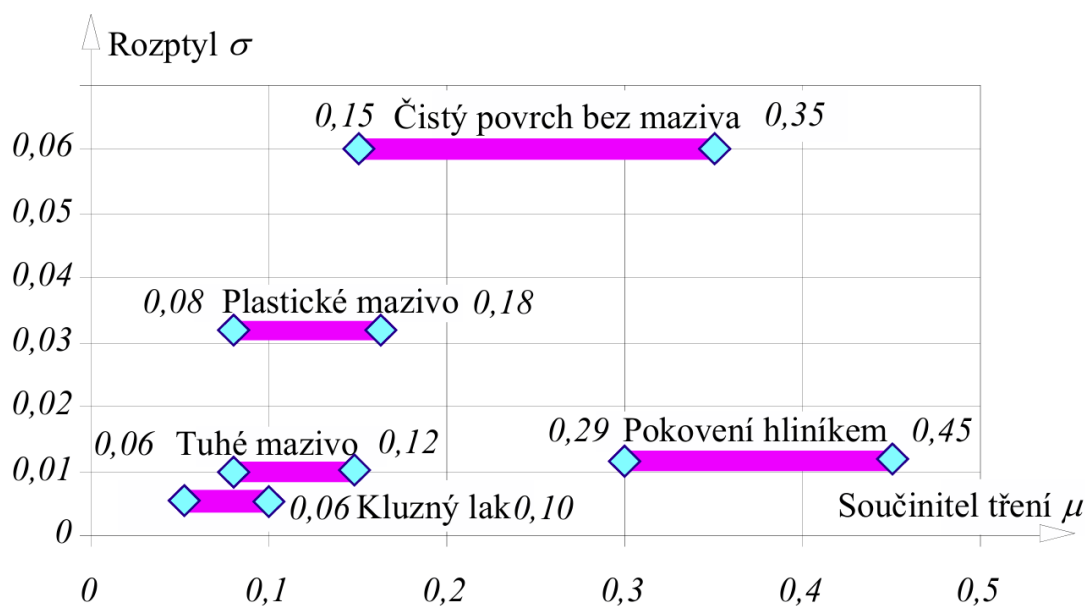
2.7 Vliv mazání a povrchové úpravy

Použití maziv a kluzných laků na závitových spojích a dosedacích plochách má význam především v případech, kdy je šroubový spoj předepínán pomocí utahovacího momentu. Zde tření vytváří hlavní škodlivý vliv, neboť výrazně mění přenos momentu na axiální sílu ve šroubu. Tření mezi závity a pod hlavou matice či šroubu způsobuje ztráty, které vedou ke snížení skutečně dosažené předpínací síly oproti teoretickým hodnotám. Použitím vhodného maziva, u kterého je známý součinitel tření, lze tyto ztráty minimalizovat, čímž se zvyšuje přesnost předpětí a zároveň snižuje riziko překročení meze kluzu v závitové části.

Nejčastější příčinou selhání šroubových třecích spojů bývá nedostatečná svěrná síla, způsobená nevhodným mazivem nebo chybným postupem montáže. Zvláštní pozornost vyžadují spoje z vysoce legovaných materiálů, jako jsou austenitické oceli, které postrádají přirozenou ochrannou oxidovou vrstvu a při montáži hrozí zadření závitů. Použití vhodného maziva výrazně zvyšuje spolehlivost spoje – snižuje tření, tlumí pnutí v závitech a brání studenému svařování povrchů. Nejlépe osvědčená jsou tuhá maziva na bázi grafitu a siřníku molybdeničitého (MoS_2), případně kluzné laky, které vytvářejí odolné a trvale přilnavé vrstvy s nízkým součinitelem tření.

Důležitým předpokladem před aplikací maziv a kluzných laků je jejich ošetření předem. Z výroby může na šroubech zůstat řezný olej po obrábění. Ten snižuje přilnavost tuhých maziv na závitových plochách. V případě kluzných laků se nedají na plochy ani aplikovat. Proto je důležité tyto plochy předem očistit přípravky jako je technický benzín.

V případě aplikace kluzných laků na třecí plochy je vhodné zajít ještě dál a mimo očištění, tyto plochy ještě zdrsnit, aby se kluzný lak lépe uchytil a měl vyšší přilnavost. Jeden ze způsobů jak docílit takové drsnosti je abrazivní pískování. Kdy vhodně navolená zrna naráží na dosedací plochy závitů a vytváří hrubší povrch. Na něj se následně nanáší kluzné laky. [7] [12]



Obrázek č.16: Graf závislosti rozptylu napětí na součiniteli tření [12]

2.8.2 Napínání a pootočení matice o úhel

Na rozdíl od utahování na moment se u těchto metod eliminují parazitní vlivy tření v závitech a na dosedacích plochách. Tyto metody se opírají o aplikovanou osovou sílu, která pak tvoří předpětí a prodloužení samotného šroubu, které slouží jako ukazatel dosaženého předpětí. Při napínání však nelze dosáhnout požadovaného předpětí hned při prvním utažení, neboť během montáže dochází k deformacím ve všech prvcích spoje – žádný díl totiž není zcela tuhý. Z tohoto důvodu je nezbytné, na rozdíl od utahování na moment, provést proces montáže opakovaně, obvykle alespoň třikrát, aby se jednotlivé části spoje správně usadily.

Metoda pootočení matice funguje na jiném principu, a sice na základě přesného pootočení jako indikátoru napnutí šroubu. Ve skutečné aplikaci však nelze zanedbat skutečnost, že se kromě samotného šroubu deformuje i spoj, čímž dochází ke zkracování vzdálenosti mezi dosedacími plochami matic. Z toho důvodu se nelze spolehlivě opřít pouze o prodloužení šroubu jako o měřítko dosaženého předpětí. Proto je nutné tuto metodu používat pouze v systémech s téměř dokonale tuhými spojovanými součástmi. Při samotné montáži už není třeba postup opakovat vícekrát, jako u napínání. Ovšem je třeba postupovat obezřetně k problémům zmíněným v kapitole 2.4.2.

Samotný postup zavádění předpětí pak probíhá stejně, jak u utahování na moment. Opět se konkrétní postup opírá o množství použitelných kusů náradí. Celá logika postupu je vysvětlena na koci kapitoly 2.8.1.

2.8.3 Tepelné roztahování

Podobně jako u metody napínání šroubu pomocí napínacího zařízení, ani při použití tepelného předpětí nevzniká parazitní vliv tření, který bývá přítomen při utahování na moment. Na rozdíl od napínání však tato metoda přináší riziko vzniku dekarbonizace povrchové vrstvy šroubů, ke které dochází při opakovaném zahřívání na vysoké teploty. Dekarbonizace způsobuje snížení obsahu uhlíku v povrchových vrstvách materiálu, což vede ke zhoršení mechanických vlastností, zejména pevnosti a únavové odolnosti. Tento degradační proces může negativně ovlivnit životnost a spolehlivost spoje, a proto je třeba s tímto jevem při návrhu počítat, případně přijmout opatření ke snížení jeho vlivu, například omezením počtu montážních cyklů nebo použitím ochranných atmosfér při ohřevu.

Stejně jako u napínání se mnoho šroubů nepovede předejpat hned při prvním ohřívacím cyklu, je tedy nutné tento proces opakovat. Zpravidla se neopakuje více než třikrát. Důvodem je vyvarování se již zmíněné dekarbonizaci.

Ovšem zásadní výhodou je možnost tepelně roztahovat všechny šrouby v sestavě naráz. Díky nízké pořizovací ceně topných těles se dá finančně uskutečnit současný ohřev všech šroubů v sestavě.

2.9 Závadové stavy

Jak bylo již zmíněno, během života šroubového spoje, ať už při jeho zavedení nebo po délku jeho existence, se může vyskytnout mnoho případů, kdy spoj selže. Zde je proto uvedena jejich hlavní část.

Pevnostní selhání šroubu: Příliš vysoké předpětí může způsobit přetržení šroubu nebo poškození závitu vlivem nadměrného zatížení.

Poškození spojovaných částí: Nadměrné předpětí negativně ovlivňuje i ostatní části spoje – může dojít k jejich deformaci, zadření, prasknutí nebo porušení tvaru, obzvláště u křehkých součástí jako jsou odlitky a příruby.

Únavové poškození šroubu: V praxi nejčastěji dochází k porušení šroubu únavou materiálu. Vyšší předpětí sice zvyšuje střední napětí, což může snižovat životnost, zároveň ale omezuje rozsah změn zatížení, kterým je šroub vystaven. Celkově tedy vyšší předpětí zpravidla únavovou životnost zlepšuje.

Koroze pod napětím (SCC – stress corrosion cracking): Pokud jsou šrouby dlouhodobě vystaveny vysokému vnitřnímu napětí a nepříznivému prostředí, může dojít k tzv. napěťové korozi, která může vést k prasknutí. Hlavní roli zde hraje právě předpětí, které může překročit kritickou mez.

Oddělení spojovaných částí: Správné předpětí je klíčové pro udržení těsnosti spoje. V praxi to znamená například zamezení únikům kapalin nebo plynů v potrubí či vylepšení těsnosti spalovací komory motoru, což přispívá k vyššímu výkonu.

Posunutí dílů ve spoji: U spojů zatěžovaných smykem je nosnost často závislá na třecích silách mezi spojovanými plochami. Tyto síly vznikají právě díky přítlaku vyvolanému předpětím. Pokud je předpětí příliš nízké, může dojít k pohybu dílů vůči sobě, což vede k jejich poškození nebo poruše spoje.

Uvolnění spoje vlivem vibrací: V případě extrémních příčných vibrací není žádné předpětí schopné zcela zabránit uvolnění spoje. V běžných provozních podmínkách však správně nastavené předpětí významně zvyšuje odolnost spoje proti uvolnění vlivem vibrací.

Relaxace ovlivněna metodou zavedení předpětí: Stejně jako u uvolnění spoje vlivem vibrací. I zde se bavíme o poklesu předpětí. Ovšem zde tento jev způsobuje metoda, jakou předpětí zavedeme. [1] [7]

3. Experiment

3.1 Přiblížení problematiky

Jak již bylo uvedeno v předchozích kapitolách, počáteční předpětí, které je do šroubového spoje zaváděno při jeho montáži, není zpravidla konstantní po celou dobu provozní životnosti spoje. Ačkoliv je během montážního předpětí správně vytvořeno, tato síla časem pozvolna klesá v důsledku celé řady fyzikálních a mechanických procesů, souhrnně označovaných jako relaxace předpětí. Časová relaxace předpětí je komplexní jev, který je ovlivňován jak konstrukčními a materiálovými parametry jednotlivých částí spoje, tak i podmínkami provozního zatížení. Mezi hlavní příčiny tohoto jevu patří především mikro pohyby a vibrace vznikající během provozu zařízení, které způsobují pozvolné přeuspořádání styčných ploch mezi jednotlivými prvky spoje. Tento proces, označovaný jako usedání, vede k redistribuci napětí a poklesu výsledné osově síly ve šroubu. Dalším významným mechanismem snižujícím předpětí jsou časově závislé plastické deformace měkkých a poddajných součástí spoje, jako jsou těsnění, podložky nebo samotné dosedací plochy. Tyto prvky v průběhu času pod trvalým zatížením mohou ztrácet svou schopnost udržet původní geometrickou konfiguraci, což se opět projeví poklesem osově síly. Tento typ deformace může být akcelerován zvýšenou teplotou, která podporuje tečení materiálu (creep) a snižuje jeho mez kluzu. Kromě vnitřních mechanických procesů hraje roli také působení vnějších environmentálních faktorů, jako je již zmíněná změna okolní teploty, vlhkosti, chemicky agresivní prostředí či působení koroze. Tyto vlivy mohou vést k postupné degradaci mechanických vlastností materiálů použitých ve spoji, především ke snížení modulu pružnosti, pevnosti nebo ztrátě přilnavosti mezi styčnými plochami, čímž se dále urychluje ztráta předpětí. [1] [7] [13]

Z výše uvedeného je zřejmé, že pokles předpětí ve šroubových spojích je nevyhnutelným důsledkem komplexní kombinace různorodých procesů. Proto je nutné již ve fázi návrhu spoje počítat s možností tohoto poklesu a zvolit takové konstrukční řešení, materiály a technologii montáže, které minimalizují negativní dopady relaxace předpětí a zajistí dlouhodobou spolehlivost spoje po celou dobu jeho provozního nasazení.

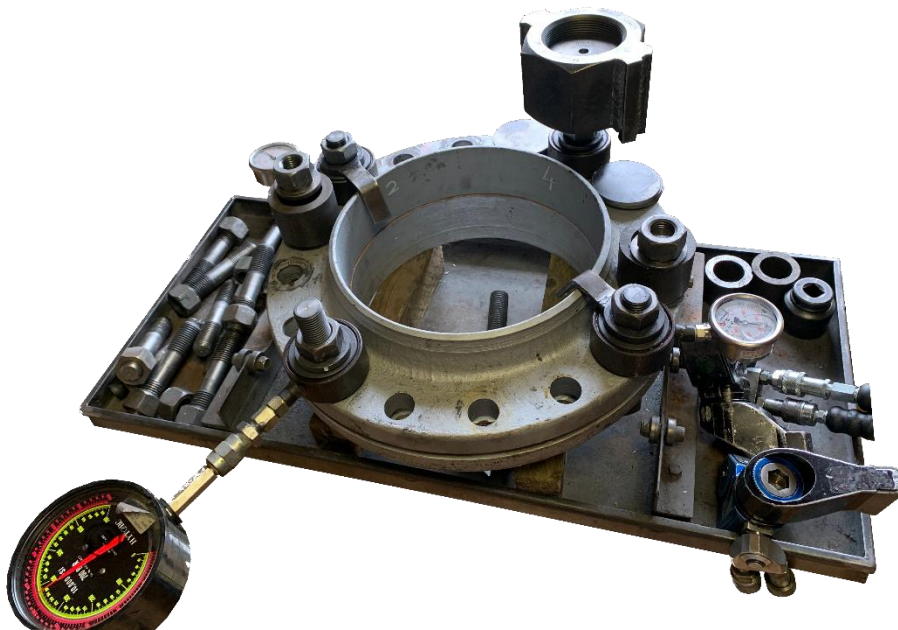
Na výslednou relaxaci předpětí ve šroubovém spoji nemá vliv pouze doba po jeho zavedení, tedy délka expozice spoje provozním podmínkám, ale významnou roli sehrává také samotný způsob, jakým bylo předpětí do spoje aplikováno. Jinými slovy, nejen trvání působení zatížení, ale i technologie zavádění předpětí ovlivňuje stabilitu osově síly ve spoji v závislosti na čase. V praxi se nejčastěji využívají dvě základní metody zavedení předpětí – klasické utahování na moment (momentové utahování) a metoda axiálního napínání šroubu (hydraulické napínání/dotočení matice). Tyto dvě metody se liší nejen principem činnosti, ale zejména výsledným rozložením napětí během montáže a následným chováním spoje při provozním zatížení. [7]

Hlavní myšlenkou této práce je proto systematicky poukázat na rozdíly v relaxačním chování šroubového spoje v závislosti na zvolené metodě zavedení předpětí. Cílem je analyzovat a porovnat míru poklesu osově síly ve spoji v závislosti na čase u obou uvedených technologií – tedy při utahování na moment a při napínání šroubu. Porovnáním těchto přístupů je možné získat detailní přehled o jejich vlivu na dlouhodobou stabilitu spoje a identifikovat výhody či nevýhody jednotlivých metod z hlediska spolehlivosti v praxi.

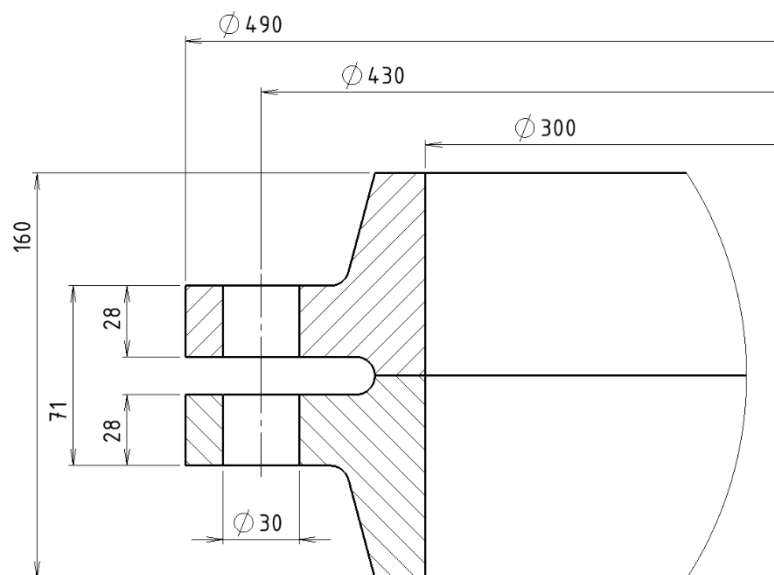
3.2 Popis prostředí pokusu

Ideálním prostředím pro experimentální ověření by byly podmínky co nejvěrněji odpovídající skutečnému provoznímu zatížení. V praxi se jedná především o aplikace, jako jsou přírubové spoje potrubních systémů nebo přírubové spojky hřídelů, kde dochází ke kombinovanému mechanickému i teplotnímu namáhání. Realizace takového experimentu by však byla z technického a ekonomického hlediska značně náročná, a proto bylo zvoleno zjednodušené řešení v laboratorních podmínkách.

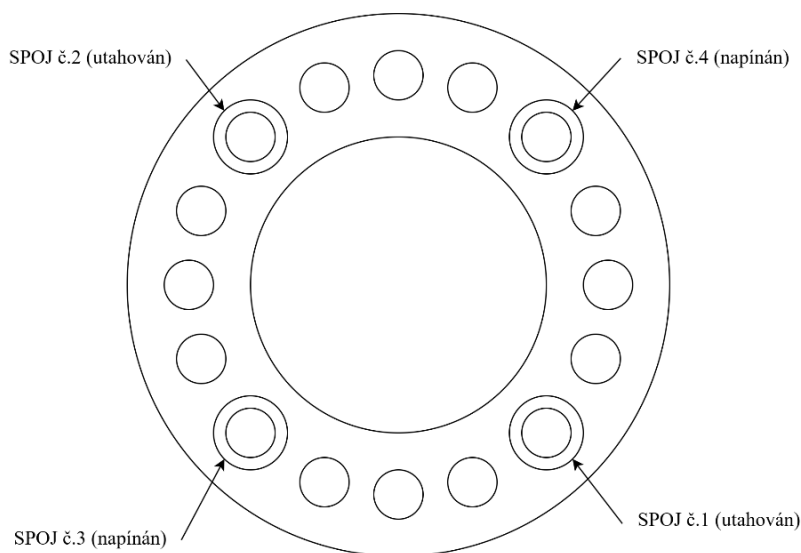
Pro účely experimentu byla použita příruba DN300 ČSN EN 1092-1 (13 1170) viz. Obrázek č.21, která sloužila jako modelový reprezentant reálného spoje. Na tuto přírubu byly instalovány dva páry šroubů, na něž bylo následně aplikováno předpětí dvěma odlišnými metodami – utahováním na moment a hydraulickým napínáním. Za účelem přesného stanovení vzniklé osově síly ve šroubech byly použity tlakové válce, jejichž podrobný popis a princip činnosti je uveden v kapitole 2.5.4. Věrohodnost jejich měření byla předešle ověřena v laboratoři ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky na zkušebním stroji pro tahové a tlakové zkoušky.



Obrázek č.19: Sestava experimentu



Obrázek č.20: Schéma přírub experimentu



Obrázek č.21: Rozvržení předepínaných šroubů

3.2.1 Vstupní parametry

Určení požadovaného předpětí je závislé na provozních silách v přírubě, ty jsou způsobeny buď tlakem v potrubí, nebo pohybem hřídele. V našem případě je příruba staticky uložená, takže provozní síly se v ní nevyskytují. Proto není třeba dělat závislost na síle provozní. Pro náš případ stačí, když si potřebné předpětí odvodíme z mechanických vlastností šroubu, stejně tak jak tomu je v praxi.

Předpětí vychází z meze kluzu šroubů, ta je $R_e=640 \text{ MPa}$. Aby nedošlo k trvalým deformacím šroubu, ale stále v něm byla pozorovatelná síla, 60% hodnoty meze kluzu tvoří hodnotu předpětí. To činí napětí $\sigma_i=376,2 \text{ MPa}$.

Šrouby použité pro pokus jsou závitové tyče M27x3 o délkách 205 mm pro spoj napínaný a 175 mm pro spoj utahovaný. Průřez použitý pro výpočet osové síly je uvažován, jako kulový průřez nejmenšího průměru d_3 . Tedy $A_s=427,08 \text{ mm}^2$. Vypočtená síla předpětí následně vychází $F_i = 163,99 \text{ kN}$.

Vstupní parametry:

Šrouby M27x3 pevnostní třída 8.8 dle ČSN EN ISO 898-1

Mez kluzu R_e :	640	MPa
Mez pevnosti R_m :	800	MPa
Průřez d_3 :	23,319	mm
Průřez d_2 :	25,051	mm
Youngův modul pružnosti E :	210	GPa
Délka šroubu pro utahování L_{ut} :	175	mm
Délka šroubu pro napínání L_{nap} :	205	mm
Vrcholový úhel α :	60°	
Rozteč závitu P_h :	3	mm
Součinitel tření mezi závity f :	0,09	
Součinitel tření mezi podložkou a maticí f_o :	0,09	
Roztečná kružnice přenesení sil na podložku d_o :	29	mm

Výpočet průřezu šroubu:

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = 427,08 \text{ mm}^2 \quad (3.1)$$

Výpočet osového napětí šroubu:

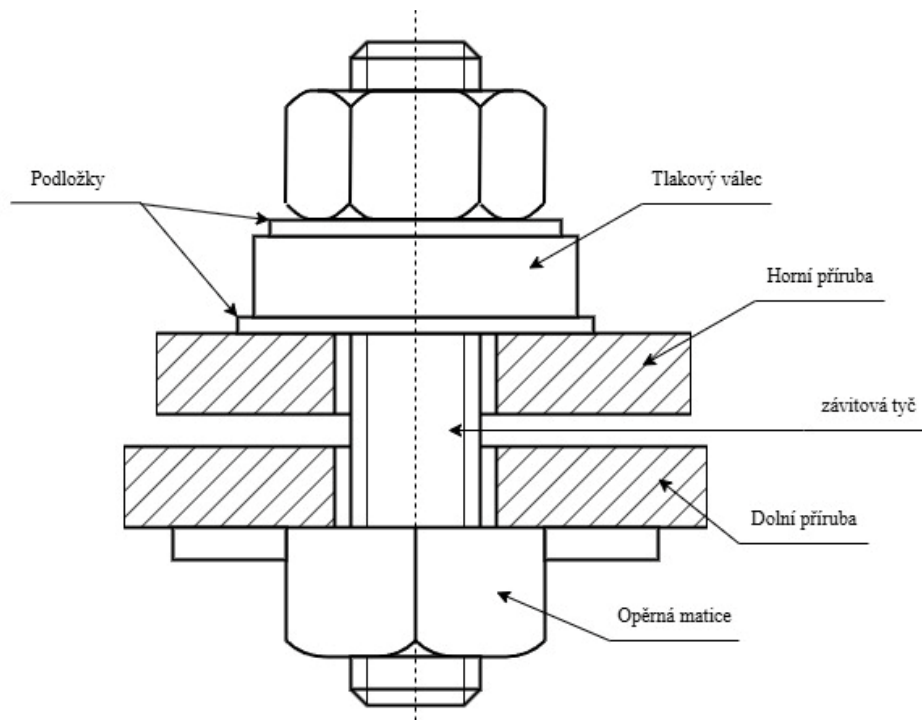
$$\sigma_i = R_e \cdot 0,6 = 376,2 \text{ MPa} \quad (3.2)$$

Výpočet předpětí:

$$F_i = \sigma_i \cdot A_s = 163,99 \text{ kN} \quad (3.3)$$

3.2.2 Utahované šrouby

Pro pokus byl použit pár šroubových spojů utahovaných. Ty byly koupeny od českého dodavatele FABORY Czech s.r.o. a následně upraveny na míru jak délkově tak povrchově stejně jako je popsáno v kapitole 2.7. Pro utažení samotné byly použity hydraulické momentové stroje HY MXT-1 od výrobce HYTORC, ty byly poháněny hydraulickým čerpadlem HY-230 také od výrobce HYTORC.



Obrázek č.22: Schéma utahovaných šroubů

Výpočet utahovacího momentu

Výpočtová teorie pro určení momentu potřebného pro utažení je převzata z *Shigleyho konstruování strojních součástí*. Tato teorie vhodně zohlední jak tření v závitech, tak na dosedacích plochách matice a podložky. [2]

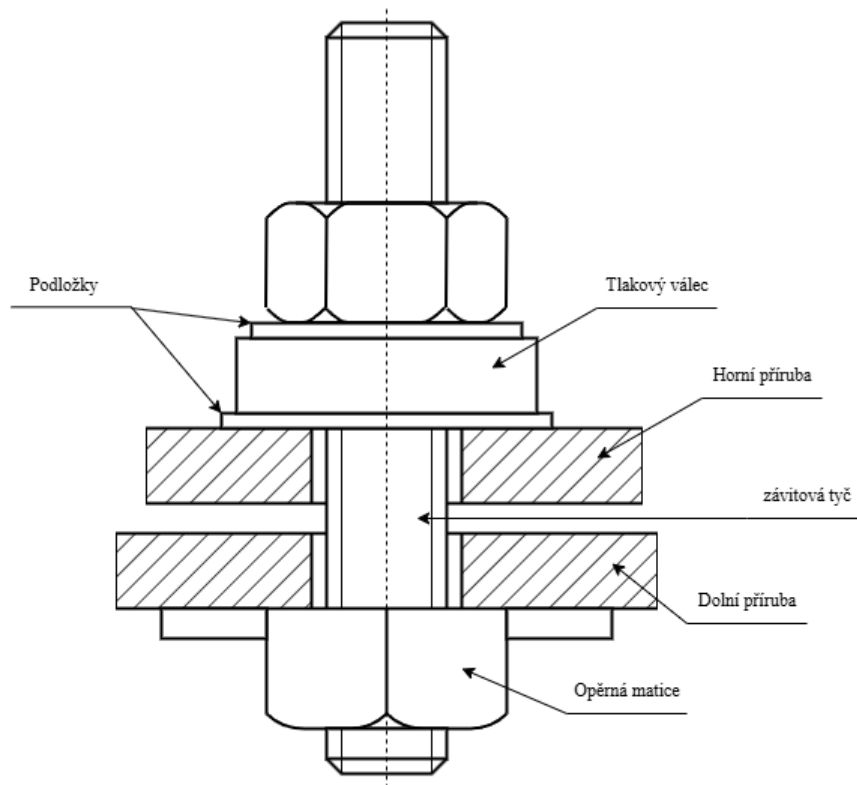
Výpočet utahovacího momentu M_u :

$$M_u = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P_h + \pi \cdot f \cdot d_2 \cdot \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\pi \cdot d_2 - f \cdot P_h \cdot \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \right) = 506,958 \text{ Nm} \quad (2.18)$$

3.2.3 Napínané šrouby

Napínané šrouby byly rovněž použity v páru. Sestava je konstrukčně shodná s řešením použitým u šroubů utahovaných hydraulickými momentovými stroji. Rozdíl spočívá pouze v délce závitové tyče, která je v tomto případě prodloužená z důvodu potřeby osazení napínacího mechanismu, jenž umožňuje přesné předepnutí spoje.

V praxi se pro předepínání šroubových spojů běžně využívají monolitní hydraulické napínáky, které se nasazují kolem šroubu a umožňují jeho axiální zatížení prostřednictvím rovnoměrného tahu. V případě použité příruby však nasazení těchto standardních zařízení nebylo možné, a to z důvodu omezeného opěrného prostoru, který nedovoloval jejich správné usazení a bezpečné použití. Z tohoto důvodu byla zvolena alternativní metoda s využitím dvou samostatných hydraulických válců typu P10-21HS, pořízených od společnosti KGF hydraulika s.r.o. Tyto válce byly umístěny proti sobě a každý z nich vyvíjel přibližně polovinu výsledné předpínací síly F_i , která byla následně přenesena na ručně vyrobený napínací přípravek navržený speciálně pro tuto aplikaci.



Obrázek č.23: Schéma napínaných šroubů

Výpočet napínacích sil

Zde je naše síla pro napínání rovna síle předpětí. Jediný vyskytující se rozdíl je použití dvou hydraulických zvedáků. Síly v jednotlivých zvedácích musí být tedy poloviční, oproti síle osově, tedy předpětí.

3.3 Měření

Pro měření osově síly (předpětí), která vzniká ve šroubu po jeho dotažení a napnutí, byly využity tlakové válce popsané v kapitole 2.5.4. Na tyto válce byly následně připojeny dva typy manometrů lišící se přesností měření. Na tlakové válce u spojů č.1, 2 a 4 byly osazeny manometry s maximální chybou $\pm 1,6\%$ z rozsahu, zatímco na spoj č. 3 byl z důvodu požadavku na vyšší přesnost osazen manometr s maximální chybou $\pm 0,25\%$ z rozsahu. Kompletní zapojení měřicího systému a rozložení jednotlivých spojů je znázorněno na obrázcích č.22 a 23, kde jsou rovněž popsány související komponenty systému.

Vlastní měření probíhalo po dobu deseti po sobě jdoucích dní. Každý den byla zaznamenána aktuální hodnota tlaku z každého manometru. Tento způsob měření umožňuje sledovat případné změny předpětí v čase, například v důsledku dotvarování, uvolňování spoje nebo změn okolní teploty. Data získaná tímto způsobem pak slouží k vyhodnocení dlouhodobé stability šroubových spojů a porovnání jejich chování v závislosti na typu spoje i použitém měřicím vybavení.

3.4 Popis pracovního postupu

Po přichystání prostředí, zapojení aparatury a namazání třecích ploch se započal experiment. Jako první se utahovaly šrouby spoje č.1 a 2. Ty, díky použití dvou utahovacích strojů současně se přitiskla horní přírubu ke spodní. Ideální by bylo, kdyby se takhle utahovaly zároveň 3 spoje, nicméně v pokusu byly utahované spoje pouze dva. Následně se zavedlo předpětí metodou napínání do spoje č.3. Proces se pak opakoval třikrát dle doporučeného postupu z literatury. Stejně tomu tak bylo i u spoje č.4 kde se proces napínání taktéž opakoval třikrát. [1]

4. Vyhodnocení experimentu

Základní hypotéza tohoto experimentu vychází z předpokladu, že volba metody zavedení předpětí do šroubového spoje má přímý vliv na průběh jeho následné relaxace. Konkrétně se experiment zaměřuje na porovnání dvou běžně využívaných způsobů předepnutí – utahování na moment a napínání pomocí hydraulického napínacího zařízení. Cílem je ověřit, zda skutečně dochází k rozdílnému úbytku osově síly v čase v závislosti na zvolené metodě.

Výchozím předpokladem, z něhož analýza vychází, je, že při utahování šroubu na definovaný utahovací moment dochází k pomalejší ztrátě předpětí v porovnání s metodou napínání. Tento jev může být způsoben rozdílným rozložením napětí ve šroubu a v závitovém spoji, stejně jako rozdílným tvarem tuhostního kužele během montáže. Při utahování na moment se po odstranění montážní aparatury tuhostní kužel prakticky nezmění, jelikož přenos sil probíhá výhradně přes matici. Naopak při napínání dochází po sejmutí napínacího zařízení k výrazné změně tvaru tuhostního kužele ve šroubu. Právě tato změna je hlavním zdrojem nepřesnosti této metody.

Cílem experimentální části práce je tedy porovnat dynamiku úbytku předpětí v čase pro oba zmíněné způsoby, a na základě měření vyhodnotit, zda lze potvrdit výše uvedenou hypotézu. Výsledky tohoto zkoumání mohou být přínosné při volbě vhodné metody montáže v aplikacích, kde je stabilita předpětí klíčová pro provozní spolehlivost spoje. [7]

4.1 Problémy vyskytnuté v experimentu

Při zavádění předpětí metodou hydraulického napínání se v rámci experimentu projevil zásadní problém ve formě nepřesného dosažení požadovaného předpětí. Tento nedostatek souvisí s rozdílem mezi teoretickým výpočtem potřebné napínací síly a skutečným chováním spoje v reálných podmínkách. Za běžných okolností se potřebná síla stanovuje přímo na základě požadovaného předpětí a mechanických vlastností šroubu, zejména jeho průřezu a modulu pružnosti. Tento výpočetní přístup je však správný pouze tehdy, pokud se spojované součásti chovají jako dokonale tuhá tělesa.

V reálné aplikaci, která byla v rámci této práce testována, však k ideální tuhosti nedochází. Mezi spojovanými přírubami je patrná redukce materiálu, která v kombinaci s jejich konstrukčním uspořádáním umožňuje částečný průhyb a lokální deformace v oblasti spoje. V důsledku této poddajnosti dochází během napínání nejen k prodloužení samotného šroubu, ale zároveň i k prohnutí přírub směrem k sobě. Tato kombinace deformací má za následek to, že šroub nedosáhne požadovaného prodloužení, a tedy ani požadovaného předpětí. Výsledná osová síla ve šroubu je tak nižší, než odpovídá výpočtovým předpokladům.

Aby bylo možné tento nedostatek eliminovat a zajistit dosažení skutečného požadovaného předpětí, je nutné upravit přístup k výpočtu potřebné napínací síly. Namísto zjednodušeného modelu, který počítá pouze s tuhostí samotného šroubu, je nutné zahrnout i tuhost celého spoje jako systému – tedy včetně neformovatelnosti přírub, případných podložek, tlakových válců a dalších spojovaných částí. V takto rozšířeném modelu je pak nutné uvažovat i průhyb přírub jako součást celkové deformace, která musí být překonána silou napínacího zařízení.

Na základě experimentálních výsledků lze odhadnout, že požadovaná síla, která by při započítání těchto deformací skutečně vedla k dosažení výpočtového předpětí, by musela být přibližně o 30 až 50 % vyšší než síla vypočtená z pouhého prodloužení šroubu. Jinými slovy, část napínací síly je spotřebována na deformaci přírub a až zbytek přispívá k vlastnímu napnutí šroubu.

Toto by znamenalo použití výkonnějšího hydraulického zvedáku. Použitý hydraulický zvedák byl během experimentu provozován na hranici svých technických možností. Nasazení silnějšího zařízení by však přineslo nové komplikace, zejména v podobě nedostatečného montážního prostoru. Z tohoto důvodu by bylo nezbytné upravit stávající konstrukční uspořádání experimentální sestavy, což by s sebou neslo výrazné časové i technické nároky.

4.2 Změřená data

Při zanedbání nevyváženosti počátečního předpětí ve šroubech lze říct, že naměřená data odpovídají očekávanému průběhu. Z grafů č. 1, 2 a 3 je patrně výrazný pokles předpětí ve šroubu, přičemž tento pokles je zřetelně větší u metody napínání než u utahování na moment.

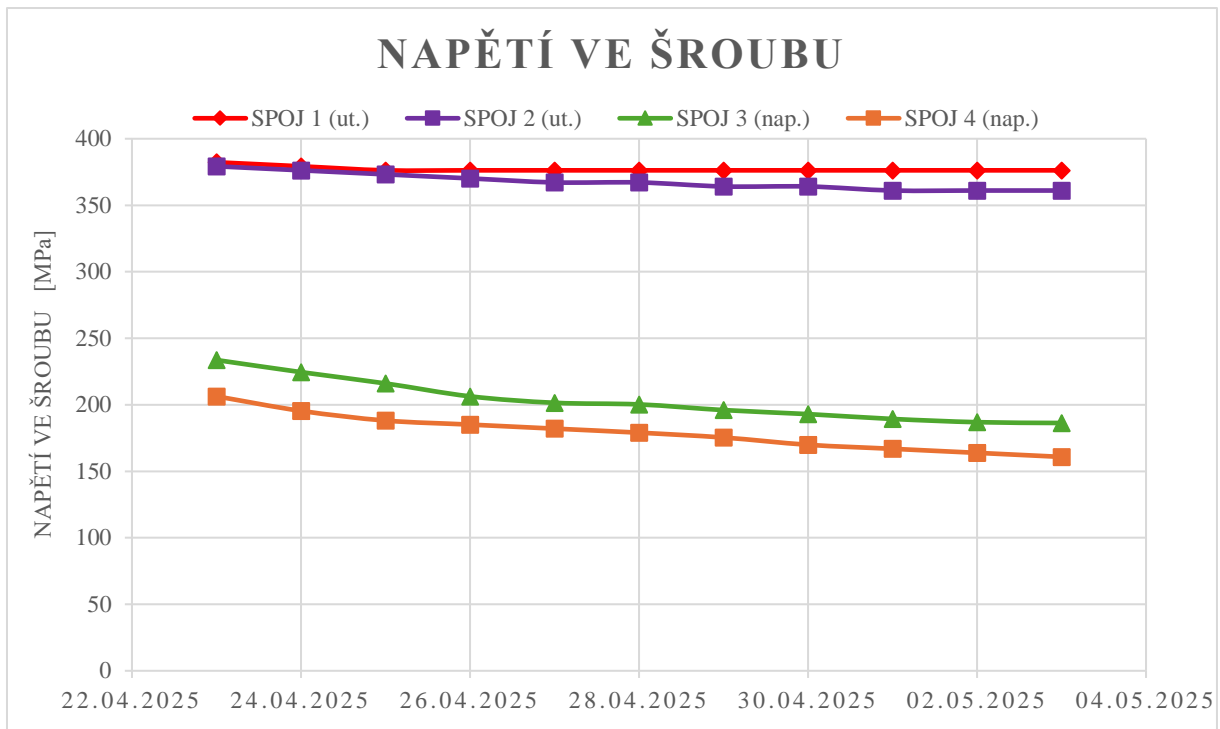
Tento úbytek předpětí lze přičíst několika faktorům. Jedním z hlavních je změna tvaru tuhostního kužele. Během montáže je kuželová oblast zatížení širší, protože napínací aparatura působí na větší plochy, než jaké přenášejí sílu ve skutečném provozu. Tím dochází po odstranění zařízení k nevyhnutelné změně rozložení napětí. Dalším významným vlivem je usednutí součástí spoje. Při utahování na moment dochází díky pohybu matice k částečnému usazení už během montáže, což snižuje následné dodatečné sednutí si v provozních podmínkách.

DATUM	SPOJ 1 (ut.)	SPOJ 2 (ut.)	SPOJ 3 (nap.)	SPOJ 4 (nap.)
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
23.04.2025	382,3	379,3	233,6	206,3
24.04.2025	379,3	376,3	224,5	195,4
25.04.2025	376,3	373,2	216	188,1
26.04.2025	376,3	370,2	206,3	185,1
27.04.2025	376,3	367,2	201,5	182,1
28.04.2025	376,3	367,2	200,3	179
29.04.2025	376,3	364,1	196	175,4
30.04.2025	376,3	364,1	193	169,9
01.05.2025	376,3	361,1	189,3	166,9
02.05.2025	376,3	361,1	186,9	163,9
03.05.2025	376,3	361,1	186,3	160,8

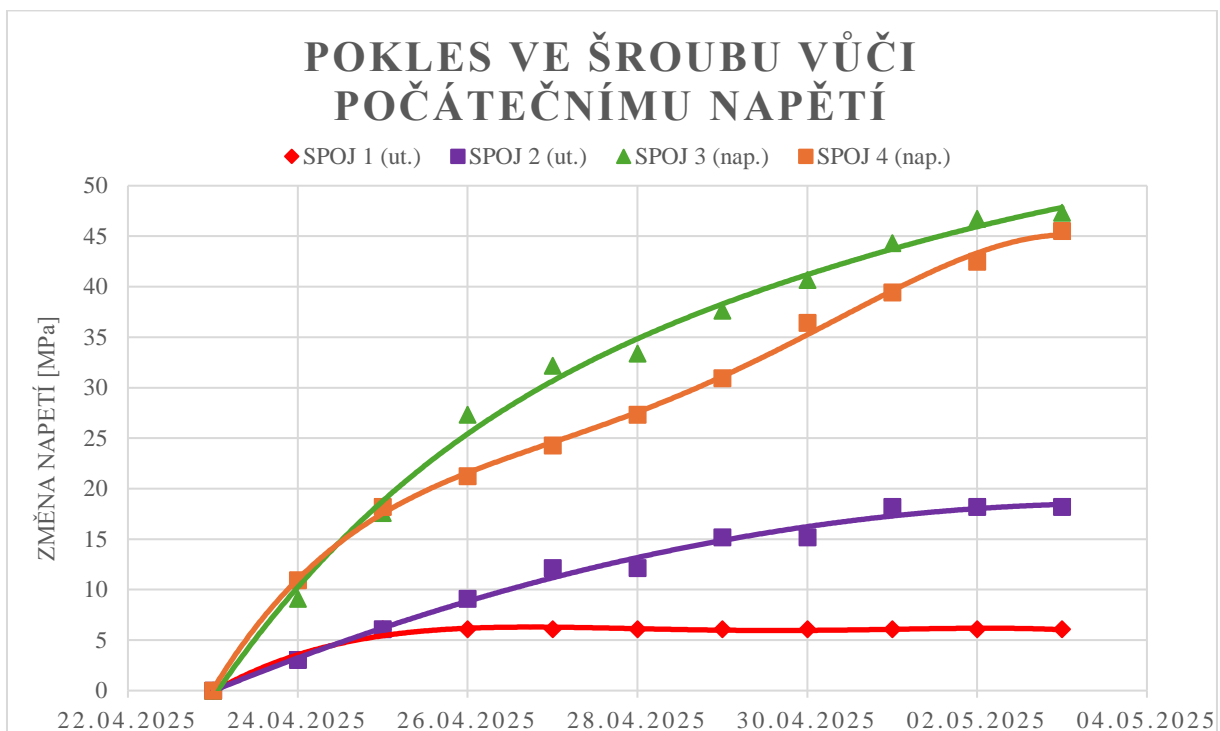
Tabulka č.2: Napětí v jednotlivých šroubech po dobu experimentu

DATUM	SPOJ 1 (ut.)	SPOJ 2 (ut.)	SPOJ 3 (nap.)	SPOJ 4 (nap.)
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
23.04.2025	0	0	0	0
24.04.2025	0,8	0,8	4,1	5,6
25.04.2025	1,6	1,6	8,1	9,7
26.04.2025	1,6	2,5	13,2	11,5
27.04.2025	1,6	3,3	16	13,3
28.04.2025	1,6	3,3	16,7	15,3
29.04.2025	1,6	4,2	19,2	17,6
30.04.2025	1,6	4,2	21,1	21,4
01.05.2025	1,6	5	23,4	23,6
02.05.2025	1,6	5	25	25,9
03.05.2025	1,6	5	25,4	28,3

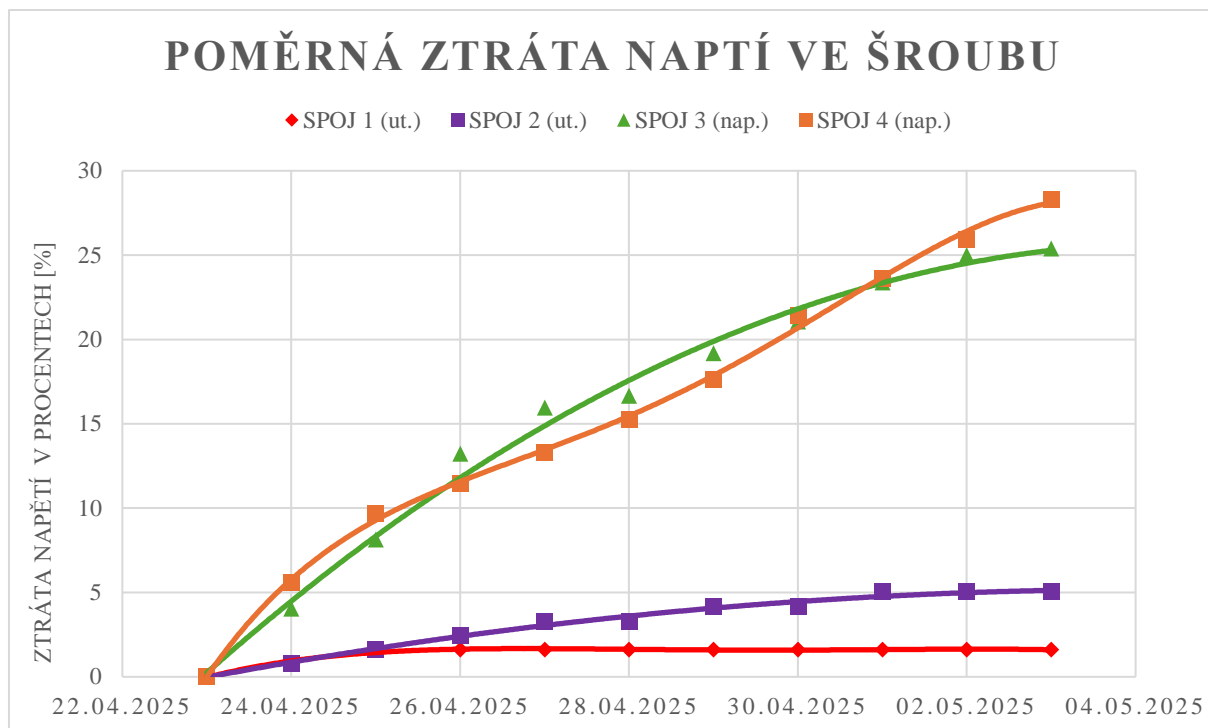
Tabulka č.3: Procentuální ztráta napětí ve šroubech po dobu experimentu



Graf č.1: Napětí ve šroubu po dobu experimentu



Graf č.2: Změna napětí ve šroubu vůči počátečnímu napětí po dobu experimentu



Graf č.3: Poměrná ztráta napětí ve šroubu po dobu experimentu

Závěr

Tato bakalářská práce se zaměřila na problematiku šroubových spojů, konkrétně na faktory ovlivňující velikost a stabilitu předpětí ve šroubu. Předpětí není v čase konstantní, ale podléhá postupné degradaci, která závisí na celé řadě parametrů. Klíčové jsou zejména konstrukční řešení spoje, volba materiálů, okolní provozní podmínky a zvolený způsob zavedení předpětí. Cílem práce bylo poukázat na význam montáže jako zásadního kroku v celkovém návrhu a realizaci šroubového spoje.

Montáž představuje finální fázi celého procesu a často je právě v tomto bodě možné korigovat drobné nedostatky v návrhu. V praxi se však často stává, že mezi návrhem a realizací dochází ke změnám, a to zejména z důvodu nedostatečných zkušeností konstruktérů s praktickými aspekty montáže. Z tohoto důvodu je nezbytné klást důraz na mezioborovou spolupráci mezi návrháři a montážními pracovníky.

Součástí práce byl i experiment zaměřený na srovnání dvou metod zavedení předpětí – utažení na moment a hydraulické napínání šroubu. Výsledky ukázaly, že v případě metody napínání došlo k chybě v odhadu tuhosti příruby, což mělo za následek její deformaci a nedostatečné napnutí šroubu. Tento problém se u metody utažení na moment nevyskytl, neboť tato technika využívá reakci systému na aplikovaný moment, a tedy není přímo závislá na tuhosti konstantě spoje. Tím dochází ke značnému zjednodušení výpočtového postupu.

Na základě provedeného experimentu lze metodu utažení na moment považovat za efektivnější způsob zavedení předpětí do šroubového spoje. Nabízí výhody v podobě jednoduchosti, vyšší přesnosti a nižší následné relaxace předpětí. Je však třeba upozornit, že úspěšnost této metody závisí na pečlivé přípravě spoje, zejména s ohledem na minimalizaci tření, které představuje jednu z hlavních nevýhod tohoto přístupu.

Seznam použitých zdrojů

- [1] BICKFORD, John H. An introduction to the design and behavior of bolted joints. 3rd ed., rev. and expanded. Mechanical engineering. Boca Raton: CRC Press, 1995. ISBN 0-8247-9297-1.
- [2] BUDYNAS, Richard G. a NISBETT, J. Keith. Shigleyho konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL, přeložil Pavel HUTAŘ, přeložil Milan KLAPKA, přeložil David NEČAS, přeložil Pavel MAŇAS, přeložil Petr SVOBODA, přeložil František ŠEBEK, přeložil M.
- [3] ITO, Y.; TOYODA, J. a NAGATA, S. Interface Pressure Distribution in a Bolt-Flange Assembly. 1979.
- [4] C. C., Saving Weight on Bolted Joints, Machine Design, OSGOOD, 1979.
- [5] 2230, VDI. Systematic calculation of high duty bolted joints Joints with one cylindrical bolt. In: [online]. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, [b.r.] [cit. 2025-19].
- [6] Online. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/10.html>. [cit. 2025-05-23].
- [7] Ing. Kubíček, Leoš. Znalec na šroubové spoje. Osobní konzultace.
- [8] CEJN GLOBAL. CEJN. Online. Dostupné z: <https://www.cejn.com/cs-cz/articles/quick-couplings-for-safe-and-efficient-hydraulic-bolt-tensioning/>. [cit. 2025-05-19].
- [9] Online. Dostupné z: <https://www.traxx-group.com/en/2024/03/15/induction-bolt-heating/>. [cit. 2025-05-23].
- [10] HYTORC. HYTORC. Online. Dostupné z: <https://www.hytorc.com/>. [cit. 2025-05-19].
- [11] Online. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Fundamental-principle-to-measure-the-bolt-preload-force-by-the-mono-wave-method-a-TOF_fig1_365291797. [cit. 2025-05-23].
- [12] VALD, František; ROZLÍVKA, Lubomír; SOKOL, Zdeněk a ŠERTLER, Hynek. VLIV MAZIVA NA UTAHOVÁNÍ ŠROUBŮ TŘECÍCH SPOJŮ. Článek v odborném periodiku. Praha, 2002.
- [13] JAN, Vít. Úvod do materiálových věd a inženýrství. Fakulta strojního inženýrství - Vysoké učení technické v Brně, 2022/2023.
- [14] TROJAN, Vítězslav. TENZOMETRICKÁ MĚŘENÍ. Bakalářská práce. BRNO: Vysoké učení technické v Brně, 2012.

Seznam veličin

Značka	Jednotka	Popis
A_s	mm ²	Skutečný průřez profilu šroubu
C	-	Tuhost spoje
d	mm	Průměr dřívku šroubu
d_0	mm	Roztečná kružnice přenesení sil na podložku
d_2	mm	Střední průměr závitu
d_3	mm	Nejmenší průměr závitu
d_p	mm	Nejmenší průměr tuhostního kužele
E	GPa	Youngův modul pružnosti
f	-	Součinitel tření mezi závity
f_0	-	Součinitel tření mezi podložkou a maticí
F	N	Provozní síla šroubu
F_0	N	Síla působící zánik sevření
F_i	N	Síla předpětí
F_p	N	Výsledné zatížení spojovaných součástí
F_s	N	Celková síla ve spoji
F_t	N	Třecí síla
F_{ut}	N	Síla utahovací na středním průměru závitu
F_x	N	Síly v osovém směru X
F_y	N	Síly v osovém směru Y
ΔF_p	N	Část zatížení spojovaných součástí
ΔF_s	N	Část síly ve spoji
N	N	Normálová síla
k	-	Součinitel bezpečnosti vůči zkušebnímu napětí
k_0	-	Bezpečnost vůči zániku sevření
k_b	N/mm	Tuhost závitové části
k_g	N/mm	Tuhost dřívku
k_p	N/mm	Tuhost šroubu
k_s	N/mm	Tuhost spojovaných součástí
k_{pRTD}	N/mm	Tuhost spojovaných součástí dle Rötischerovy teorie
l_s	mm	Vzdálenost svíraných ploch
l_b	mm	Délka závitu na napínané části šroubu
l_g	mm	Délka dřívku na napínané části šroubu
L/l	mm	Celková délka šroubu bez hlavy
L_{nap}	mm	Délka napínané závitové tyče
L_{ut}	mm	Délka utahované závitové tyče
ΔL	mm	Změna v délce šroubu
M_u	N·m	Utahovací moment
P_h	mm	Rozteč závitu
R_e	MPa	Mez kluzu
R_m	MPa	Mez pevnosti
S	mm ²	Průřez šroubu
S_g	mm ²	Průřez dřívku
S_p	MPa	Zkušební napětí šroubu
α	°	Vrcholový úhel závitu
$\Delta\varphi$	°	Pootočení matice
ε	-	Poměrná deformace
μ	-	Součinitel tření
σ	MPa	Napětí
ψ	°	Úhel stoupání závitu
ψ_s	-	Součinitel sevření spoje