

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

**Zádržný systém na dynamometr**  
Retaining System for a Dynamometer

Student: Bc. Jan Bajgar

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph. D.

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Bajgar**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Zádržný systém na dynamometr**  
**Retaining System for a Dynamometer**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Při měření vozidel na válcovém dynamometru je nutno tato vozidla z bezpečnostních důvodů zajistit proti náhodnému opuštění testovacího místa. Ve spolupráci se zadavatelem této práce zpracujte následující úkoly:

- provedte rešerši důvodů použití a možných řešení zádržných systémů,
- zkontrolujte a optimalizujte zádržný systém používaný pro uchycení vozidla při testování na dynamometru,
- navrhněte možné rozmezí úhlů, které svírají řetězy upevňující vozidlo ke sloupkům zádržného systému s ohledem na umístění axiálního ventilátoru ve smluvené vzdálenosti od vozidla,
- vypočítejte jim příslušící síly vnášené do šroubů sloužících k upevnění zádržného systému k základům,
- provedte pevnostní kontrolu sloupku a navrhněte způsob připevnění objímky tak, aby při aretaci nedocházelo k protáčení,
- zhotovte výkresovou dokumentaci v rozsahu dle pokynů vedoucího diplomové práce.

### Seznam doporučené odborné literatury:


- Boháček, F. Části a mechanismy strojů I a II. Brno: VUT Brno, 1987.  
Bolek, A. a kol. Části strojů - svazek 1. a 2. Praha: SNTL, 1990.  
Němec, J. a kol. Pružnost a pevnost ve strojírenství. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry




  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech zádržných systémů získaných od firmy AVL Moravia s.r.o., firma s jejich zveřejněním souhlasí.


V Ostravě dne 12. května 2017

  
.....  
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 12. května 2017

  
.....  
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: *JAN BAJGAR*

Adresa trvalého pobytu autora práce: *ČELADNÁ 24*

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

BAJGAR, J. *Zádržný systém na dynamometr: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2017, 61 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

Tato diplomová práce je zaměřena na optimalizaci sloupku zádržného systému užívaného na válcových dynamometrech. Dále pak na úpravu objímky sloužící k zavěšení háku řetězu držícího vůz. V úvodní části je vysvětlen důvod užití zádržných systémů, dále vznik problému, díky kterému je nutné současný sloupek optimalizovat, a nakonec rozdělení zádržných systémů. Druhá část obsahuje výpočty týkající se stávajícího řešení sloupku a výstupem je graf popisující rozsah užití tohoto řešení. Třetí část je zaměřena na experiment, jeho přípravu a samotné měření na zkušebním válcovém dynamometru. Čtvrtá část obsahuje návrh nového řešení sloupku a objímky na základě analytických výpočtů upravených dle poznatků z experimentu a obdobně vytvořeného MKP modelu.

### **Klíčová slova**

zádržný systém, sloupek, objímka, válcový dynamometr, rozdělení sil, pevnostní výpočet

## **ANNOTATION OF MASTER THESIS**

BAJGAR, J. *Retaining System for a Dynamometer: Master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms, 2017, 61 p. Thesis head: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

This master thesis is focused on optimization of a retaining system column used on chassis dynamometers. Further on adjustment of a clip, which is used for hanging up of a chain, which retains a car. In the first part a reason of using retaining system is explained, after that an issue is described and whole part is finished by sorting of retaining systems. The second part contains calculations regards to the original column and output is a graph describing range of use of the original column. The third part is focused on preparation of an experiment, calibration of tenzometric sensors and measurement itself on a trial chassis dynamometer. The fourth part contains design of the new column and clip on base of analytical calculations adjusted according the experiment and likewise created FEM model.

### **Keywords**

retaining system, column, clip, chassis dynamometer, distribution of forces, static analysis

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat doc. Ing. Zdeňku Foltovi, Ph. D., vedoucímu mé diplomové práce, za vedení, cenné rady a čas, který mi věnoval v průběhu tvorby mé práce a během příprav experimentu. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Miroslavu Trochtovi za vedení v průběhu realizace samotného experimentu a také ochotu, se kterou se mi věnoval v případě jakýchkoliv problémů. Dále Petru Hauschkemu, vedoucímu konstrukce firmy AVL Moravia s.r.o., za cenné rady a zpřístupnění všech požadovaných podkladů. Poděkování patří také mé rodině a blízkým přátelům za pomoc a podporu během studia.

## Seznam užitých značek a symbolů

$a$	[mm]	...vzdálenost axiálního ventilátoru od přední části vozidla
$a_1$	[mm]	...vzdálenost první řady šroubů od užší hrany sloupku
$a_2$	[mm]	...vzdálenost druhé řady šroubů od užší hrany sloupku
$a_3$	[mm]	...vzdálenost první řady šroubů od širší hrany sloupku
$a_4$	[mm]	...vzdálenost druhé řady šroubů od širší hrany sloupku
$c_{př}$	[N.mm <sup>-1</sup> ]	...tuhost příruby
$c_s$	[N.mm <sup>-1</sup> ]	...tuhost šroubu
$d$	[mm]	...průměr sloupku
$d_d$	[mm]	...průměr hladké části dřívku
$d_i$	[mm]	...vnitřní a vnější průměr sklopeného nosného průřezu svaru 1
$d_s$	[mm]	...průměr šroubu pod tenzometrem
$d_t$	[mm]	...průměr tyče pod tenzometrem
$d_2$	[mm]	...střední průměr šroubu
$d_3$	[mm]	...malý průměr šroubu
$f$	[mm]	...součinitel smykového tření mezi sloupkem a podložkou
$f_m$	[-]	...součinitel smykového tření mezi maticí a podložkou
$f_z$	[-]	...součinitel smykového tření na závitech
$g$	[-]	...tíhové zrychlení
$h$	[mm]	...vzdálenost závěsného oka objímky od roviny uchycení sloupku
$h_m$	[mm]	...výška matice
$k$	[mm]	...výška mezikruží
$k_h$	[mm]	...výška hlavy šroubu
$k_s$	[-]	...statická bezpečnost
$k_s$	[-]	...k-faktor tenzometru (nalepeného na šroubu)
$k_t$	[-]	...k-faktor tenzometru (nalepeného na tyči)
$k_3$	[-]	...provozní součinitel koutového svaru
$k_4$	[-]	...provozní součinitel koutového svaru
$l$	[mm]	...vzdálenost mezi kolejnicemi
$l_P$	[mm]	...délka závitu v oblasti podložky
$l_{ZM}$	[mm]	...délka závitu v oblasti příruby
$l_1$	[mm]	...výška příruby 1
$l_2$	[mm]	...výška příruby 2
$m$	[mm]	...šířka axiálního ventilátoru



$n$	[-]	...citlivost tenzometru
$o$	[mm]	...prostor zabírající tažné oko
$r$	[mm]	...vyosení bodu uchycení vozidla s řetězy
$x_\alpha$	[mm]	...vzdálenost sloupku $\alpha$ od přední části vozidla
$x_\beta$	[mm]	...vzdálenost sloupku $\beta$ od přední části vozidla
$D$	[mm]	...průměr mezikruží
$D_i$	[mm]	...vnitřní a vnější průměr sklopeného nosného průřezu svaru 2
$D_{TM}$	[mm]	...průměr udávající vzdálenost působíště síly vyvozuující $M_{TM}$
$E$	[GPa]	...modul pružnosti v tahu
$E_S$	[GPa]	...modul pružnosti v tahu šroubu
$F$	[N]	...síla aplikovaná na přírubu
$F_{max}$	[N]	...maximální zátěžná síla při kalibraci šroubů a tyče
$F_{max, \xi}$	[N]	...maximální síla ve šroubu
$F_N$	[N]	...osová síla ve šroubu nutná k přenosu provozní síly $F_\alpha$ třením
$F_O$	[N]	...předpětí šroubu
$F_{pi}$	[N]	...přídavná síla
$F_{p\dot{s}i}$	[N]	...provozní síla (rovnoběžná s osou šroubu)
$F_{\dot{s}i}$	[N]	...zatížení na dané hladině
$F_{tr}$	[N]	...trakční síla vozidla
$F_{trxx}$	[N]	...složka síly $F_{tr}$ sklopená do osy $xx$
$F_{tryy}$	[N]	...složka síly $F_{tr}$ sklopená do osy $yy$
$F_\alpha$	[N]	...síla ve větvi řetězu náležící sloupku $\alpha$
$F_{\alpha x}$	[N]	...složka síly $F_\alpha$ rovnoběžná s osou válcového dynamometru
$F_{\alpha xx}$	[N]	...složka síly $F_\alpha$ sklopená do osy $xx$
$F_{\alpha y}$	[N]	...složka síly $F_\alpha$ kolmá na osu válcového dynamometru
$F_{\alpha yy}$	[N]	...složka síly $F_\alpha$ sklopená do osy $yy$
$F_\beta$	[N]	...síla ve větvi řetězu náležící sloupku $\beta$
$F_{\beta x}$	[N]	...složka síly $F_\beta$ rovnoběžná s osou válcového dynamometru
$F_{\beta xx}$	[N]	...složka síly $F_\beta$ sklopená do osy $xx$
$F_{\beta y}$	[N]	...složka síly $F_\beta$ kolmá na osu válcového dynamometru
$F_{\beta yy}$	[N]	...složka síly $F_\beta$ sklopená do osy $yy$
$M$	[N.m]	...popisuje průběh ohybového momentu
$M_{O_i}$	[N.m]	...ohybový moment v daném kritickém místě
$M_{TM}$	[N.m]	...třecí moment pod maticí
$M_{TZ}$	[N.m]	...třecí moment na závitech





$M_U$	[N.m]	...utahovací moment
$P_h$	[mm]	...stoupání závitu
$R_{Ax}$	[N]	...reakční síla v ose x
$R_{Az}$	[N]	...reakční síla v ose z
$R_e$	[MPa]	...mez kluzu materiálu sloupku
$R_{eš}$	[MPa]	...mez kluzu materiálu šroubu
$R_{et}$	[MPa]	...mez kluzu materiálu tyče
$R$	[ $\Omega$ ]	...elektrický odpor
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	...plocha jádra šroubu
$S_i$	[mm <sup>2</sup> ]	...plocha nosného průřezu
$S_{\xi}$	[mm <sup>2</sup> ]	...plocha průřezu šroubu v úrovni tenzometru
$S_t$	[mm <sup>2</sup> ]	...plocha průřezu tyče pod tenzometrem
$T$	[N]	...popisuje průběh posouvajících sil
$U_{mi}$	[V]	...elektrické napětí odpovídající dané poměrné deformaci
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	...modul průřezu v krutu
$W_{oi}$	[mm <sup>3</sup> ]	...modul průřezu v oblasti daného svaru
$\alpha$	[°]	...úhel mezi řetězem sloupku $\alpha$ a kolmicí na osu dynamometru
$\alpha_p$	[°]	...úhel profilu závitu
$\beta$	[°]	...úhel mezi řetězem sloupku $\beta$ a kolmicí na osu dynamometru
$\gamma$	[°]	...úhel mezi trakční silou $F_{tr}$ a silou $F_\alpha$
$\delta$	[°]	... úhel mezi trakční silou $F_{tr}$ a silou $F_\beta$
$\varepsilon_i$	[-]	...poměrná deformace odpovídající danému napětí
$\sigma_i$	[MPa]	...napětí odpovídající zatížení na dané hladině
$\sigma_{red}$	[MPa]	...redukované napětí (šroub)
$\sigma_{redi}$	[MPa]	...redukované napětí v daném kritickém místě
$\sigma_t$	[MPa]	...napětí v tahu (šroub)
$\tau_i^{F_\alpha}$	[MPa]	...smykové napětí od provozní síly rovnoběžné s rov. připojení
$\tau_k$	[MPa]	...napětí v krutu (šroub)
$\omega$	[°]	...úhel mezi silou $F_\beta$ a osou yy
$\varphi'$	[°]	...redukovaný třecí úhel
$\psi$	[°]	...úhel stoupání
$\tau_i^{Mo}$	[MPa]	...smykové napětí od ohybového momentu kolmé na rov. připojení
$\Delta F_{při}$	[N]	...část provozní síly $F_{při}$ jdoucí do přírub v okolí daného šroubu
$\Delta F_{si}$	[N]	...část provozní síly $F_{při}$ jdoucí do příslušného šroubu



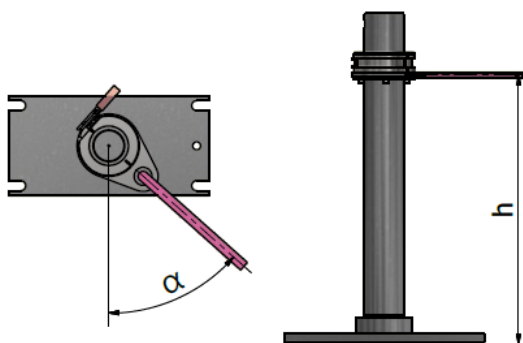
# Obsah

1	Úvod.....	12
2	Rešerše .....	15
2.1	Rozdělení zádržných systému dle druhu náprav .....	16
2.1.1	ZS užívané pro nehnanou nápravu.....	16
2.1.2	ZS užívané pro hnanou nápravu .....	17
2.2	Emisní norma EURO 6 .....	20
3	Analýza současného řešení (BLOK 1).....	21
3.1	Výpočet sil vstupujících do sloupku .....	21
3.2	Kontrola pevnosti současného sloupku (analyticky).....	25
3.3	Kontrola pevnosti současného sloupku (pomocí MKP).....	28
3.4	Výpočet šroubů .....	32
3.5	Dovolená trakční síla.....	41
4	Experiment (BLOK 2) .....	43
4.1	Příprava mechanických dílů.....	43
4.2	Schéma zapojení.....	44
4.3	Lepení a pájení tenzometrů .....	44
4.4	Kalibrace .....	46
4.5	Měření .....	49
4.6	Analýza dat.....	50
5	Konstrukční návrh nového řešení (BLOK 3).....	54
5.1	Vybrané varianty .....	54
5.2	Rozpracování vybraného řešení .....	56
5.3	Nová objímka .....	57
6	Závěr .....	58
7	Literatura.....	60
8	Seznam příloh .....	61



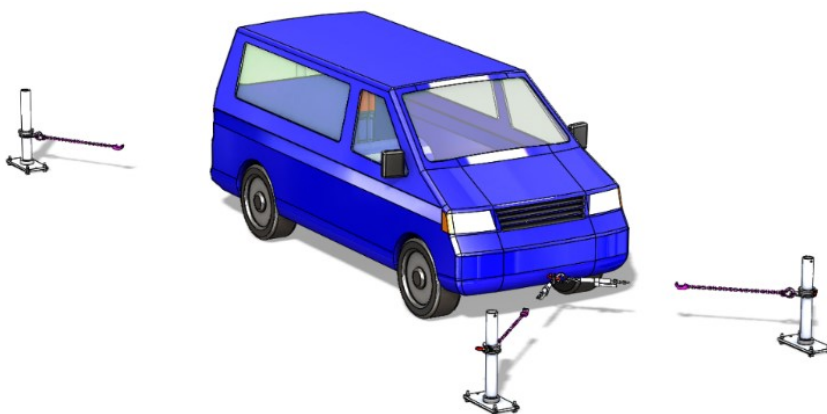
# 1 Úvod

Tato diplomová práce je zaměřena na optimalizaci, popřípadě naprostou přeměnu stávajícího řešení zádržného systému vozidla užívaného ve vozidlových zkušebnách (válcových dynamometrech), a to v podobě sloupků s řetězy (viz Obr. 1). Stávající řešení je momentálně vyhovující pouze pro určitý rozsah úhlů  $\alpha$  ( $45^\circ < \alpha < 90^\circ$ ), výšek objímky  $h$  a velikosti trakčních sil  $F_{tr}$ . Zmiňovaný úhel mezi sebou svírá řetěz (připojený z jedné strany ke sloupku a z druhé k vozidlu) s kolmicí na osu válcového dynamometru, která je totožná s osou vozidla. Trakční síla je zadaným parametrem a je konstantní ( $F_{tr} = 10 \text{ kN}$ ).



Obr. 1 – Současný sloupek

Od okamžiku, kdy dojde k ustavení automobilu a jeho rozjezdu (tedy roztočení rolí válcového dynamometru) a zejména při brždění dochází ke vzniku sil, které mají tendenci shodit automobil z dynamometru. Z důvodu udržení vozidla v požadované pozici jsou používány tzv. zádržné systémy, které jsou ukotveny pomocí šroubů ke kolejnicím či pevným bodům, které jsou součástí základů dynamometru (viz Obr. 2). Přitom je kladen důraz na tuhost celého zádržného systému, která má dopad na přesnost naměřených dat.



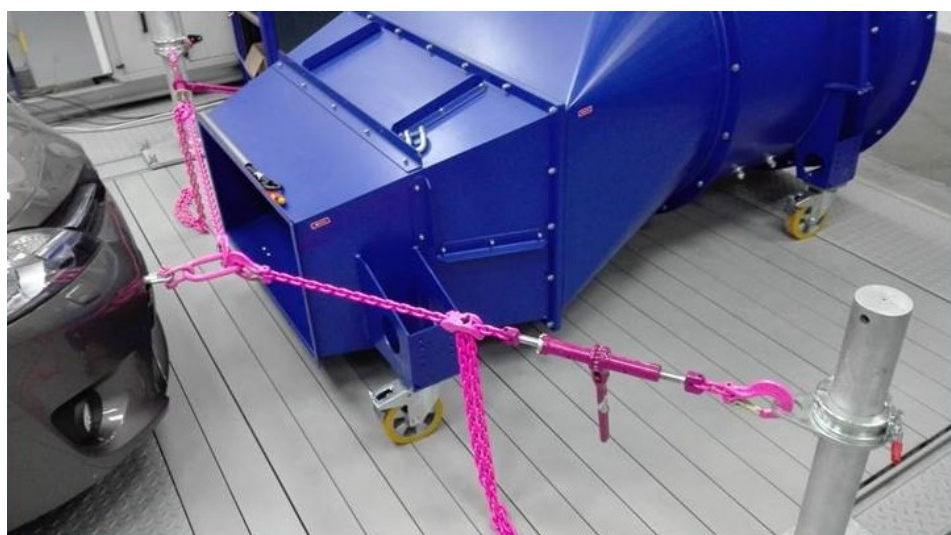
Obr. 2 – Ukázka upnutí vozidla

Hlavním důvodem úpravy či úplné přeměny stávajícího řešení je nevyhovující pevnost sloupků a šroubů kotvících sloupek při zatížení mimo předepsaný rozsah úhlu  $\alpha$  pro

zadanou trakční sílu  $F_{tr}$ . Dále pak komplikované upínání řetězu na sloupku, kdy při aretaci v požadované výšce dochází k protáčení objímky, kterou lze stěží řádně uchopit.

### **Porušení předepsaného úhlu:**

K porušení předepsané pozice sloupků dochází při měření emisí výfukových plynů, kdy je normou (viz [11]) předepsána vzdálenost axiálního ventilátoru od přední části vozidla na 300 mm (viz Obr. 3). Axiální ventilátor slouží k chlazení vozu a dodává potřebný objem vzduchu motoru. V případě, že je skutečně umístěn dle předpisu dochází ke kolizi ventilátoru s řetězy, což má za následek nutné snížení úhlu  $\alpha$  (zvětšení úhlu mezi řetězy). Důsledkem toho však dochází k velice nepříznivému namáhání sloupků a kotvicích šroubů. Cílem této práce je ověřit použitelnost stávajícího řešení, a to analyticky a metodou konečných prvků. Dále pak experimentálně ověřit sporné body současného řešení (např. užití plastových ližin) a na základě zjištěných dat vytvořit návrh nového konstrukčního řešení sloupku bez nutnosti užití „doplňujících součástí“ (např. příčných tyčí...).



*Obr. 3 – Překročení předepsaného úhlu*

### **Práce je členěna do 3 bloků:**

V prvním bloku je provedena analýza současného řešení a jsou vypočítány síly vstupující do sloupků pro celkový rozsah úhlů mezi řetězem a kolmicí na osu válcového dynamometru ( $0^\circ < \alpha < 90^\circ$ , viz příloha E – Výpočty MS Excel). Z daného geometrického rozdělení je stanoven úhel kritický, jemu odpovídající síly a pro něj analyticky spočítáno napětí ve sloupku. Dále je výpočet překontrolován pomocí konečnoprvkového modelu. Následuje výpočet sil v jednotlivých šroubech a výstupem je graf maximální trakční síly pro daný úhel mezi řetězy. Tímto způsobem je určena oblast možného použití současného sloupku.

Druhý blok je zaměřen na experiment, konkrétně na měření osových sil v jednotlivých šroubech. Je zjišťováno, jak ovlivňuje provozní síla přídavné síly ve šroubech a jak se obecně sloupek chová při zatížení (posuvy sloupku a deformace jeho dílčích částí). Součástí této kapitoly je porovnání dat z měření s vypočítanými hodnotami a původním konečnoprvkovým modelem.

Ve třetím bloku je proveden návrh nového konstrukční řešení, a to na základě obdobně nadefinovaného konečnoprvkového modelu, jako v případě původního sloupku, dříve zmíněných analytických výpočtů týkajících se šroubů a informací zjištěných během experimentu. Dále je sepsáno několik variant, které jsou ohodnoceny a varianta s nejlepším hodnocením je rozpracována do konečného návrhu. V závěru tohoto bloku je pro toto řešení sloupku vytvořena nová objímka eliminující dříve zmíněný problém s protáčením při upínání.

**V souladu se zadáním jsem si stanovil následující cíle:**

- 1) Kontrola současného řešení sloupku a určení rozsahu použitelnosti (s ohledem na pevnost sloupku a šroubů a tuhost celého zádržného systému).
- 2) Určení kritického úhlu při dodržení předepsané vzdálenosti axiálního ventilátoru od vozidla s ohledem na prostor zabírající spojovací článek umístěný mezi tažným zařízením vozu a háky řetězů.
- 3) Porovnání a následná úprava analytických výpočtů a MKP modelu na základě experimentálně zjištěných dat.
- 4) Návrh nového konstrukčního řešení sloupku s ohledem na kritické zatížení (kladen důraz na co nejmenší deformaci sloupku).
- 5) Návrh nové objímky.



## 2 Rešerše

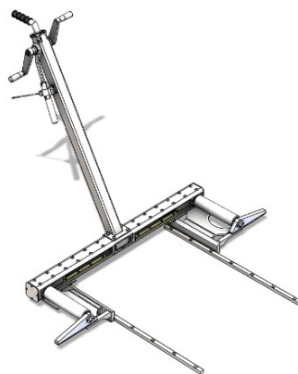
Tato kapitola obsahuje informace týkající se zařazení upínání vozidla mezi ostatní fáze testování, přehled zádržných systémů a také zmínku o emisní normě EURO 6. Zejména informace týkající se přehledu zádržných systémů jsou pak záměrně ne zcela kompletní, aby nedošlo k jejich zneužití konkurenční společností.

Zádržné systémy užívané k zajištění polohy vozidla na zkušebním zařízení se dělí dle typu zadržovaného vozidla, a to na zádržné systémy pro:

- a) Motocykly a kompaktní vozidla (80 až 450 kg)
- b) Osobní automobily (450 až 2700 kg)
- c) Dodávky – lehčí nákladní automobily (2700 až 5400 kg)
- d) Nákladní automobily (5400 až 60000 kg)

Od motocyklů po nákladní automobily roste trakční síla vozidla, řádově od stovek po desetitisíce newtonů a s ní i požadavky na pevnost zádržných systému, což má za následek nárůst hmotnosti z desítek na stovky kilogramů. Jelikož je součástí této práce hlubší rozpracování zádržného systému pro osobní automobily, rešerše je zaměřena pouze na tuto kategorii a popisuje pouze zádržné systémy podstatně se lišící svou konstrukcí či způsobem užití.

Pozn.: S upínáním vozidla souvisí procedura tzv. centrování (= ideální ustavení). To se provádí buď manuálně či automaticky. Při automatickém centrování dochází k zabrzdění rolí (které jsou na společné hřídeli s výkonovými brzdami), poté na ně vyjede vozidlo a z oblastí před a za rolí se vysune centrovací zařízení, vyzvedne automobil a dochází k podélnému srovnání a přesnému usazení kol na rolích. Při manuálním centrování je nutné tuto operaci provést pomocí níže zobrazeného zařízení (viz Obr. 4).



*Obr. 4 – Manuální a automatické centrování*

Upnutí a centrování vozidla je ze všech fází testování první v pořadí a lze zařadit do tzv. „Set-up mode“. Následuje „Conditioning mode“, při kterém se vozidlo v případě potřeby zahřívá a také se kontrolují okolní podmínky (teplota, vlhkost, tlak vzduchu) a hned poté následuje „Test mode“, tedy samotné měření výkonu, emisí, hluku... (viz [1]).

## 2.1 Rozdělení zádržných systému dle druhu náprav

Zádržné systémy (dále ZS) užívané pro nehnané nápravy není možno použít na nápravy hnané, opačně toto omezení neplatí.

### 2.1.1 ZS užívané pro nehnanou nápravu

#### a) Restraint Chocks (version 1) – kolový úchyt

Obě kola nehnané nápravy jsou zachycena dvěma protikusy (viz Obr. 5). Ty se skládají ze dvou svařenců. Jeden se ve druhém může záměrně pohybovat, a to tak, aby bylo možné nastavení dle daného rozchodu kol vozidla. Nepohyblivá část je přišroubovaná ke kolejnicím, které jsou součástí základů válcového dynamometru. Kolejnice zajišťují nastavitelnou vzdálenost nehnané osy od osy hnané v případě různých rozvorů kol. Oba protikusy jsou k sobě přikurtovány. Tento typ ZS užíván v kombinaci se sloupky s řetězy či pásy. Není vhodný pro kombinaci velké trakční síly a malého rozchodu kol.



Obr. 5 – Restraint Chocks (version 1)

#### b) Restraint Chocks (version 2) – kolová objímka

Kolo vozu je vloženo mezi dva protikusy, které jsou k sobě po obvodu kola přikurtovány a uchyceny za válce centrovacího zařízení (viz Obr. 6). Tento typ ZS je užíván v kombinaci se sloupky s řetězy či pásy.

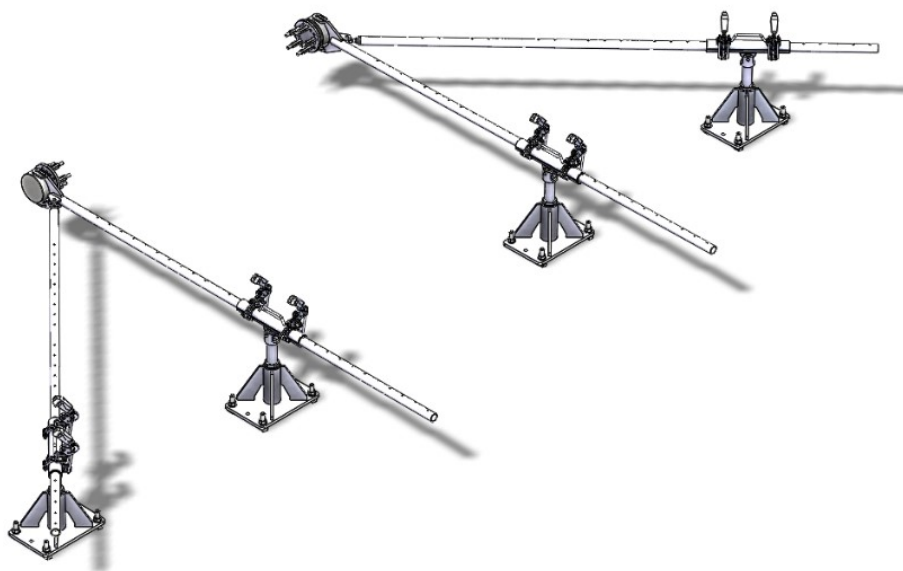


*Obr. 6 – Restraint Chocks (version 2)*

## 2.1.2 ZS užívané pro hnanou nápravu

### a) Bars – tyče

Jedná se o způsob upnutí, kdy je automobil držen v požadované pozici pomocí tyčí (viz Obr. 7). Ty mohou být buď přišroubovány k náboji kola či upnuty za tažné zařízení. Zmiňované tyče jsou dále uloženy v pouzdrech, které jsou součástí rámu připevněného pomocí šroubů ke kolejnicím, popř. se jedná o sloupky zasunuté do předem vytvořených otvorů v základech válcového dynamometru. Je předepsáno, jaký minimální úhel mezi sebou musí tyče svírat. Výhodou je, že tento způsob upnutí je velice tuhý a dochází k minimálnímu pohybu vozidla. Navíc je prostor před vozidlem zcela volný.

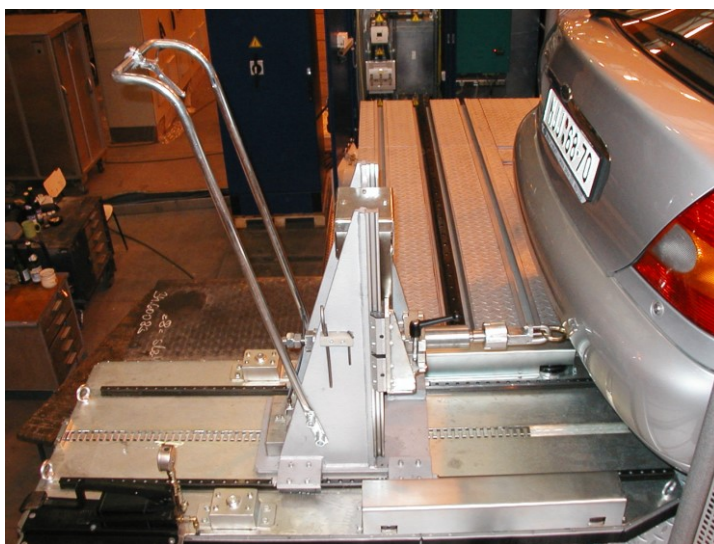


*Obr. 7 – Bleyers (upnutí za náboj kola)*



### **b) Dog sledge 4WD – „psí saně“**

Tento typ zádržného systému připomíná psí saně (viz Obr. 8), které jsou umístěny za vozidlem na lineárním vedení. To umožňuje příčný pohyb saní vzhledem k podélné ose vozidla. Součástí je vždy mechanismus, pomocí kterého je možné nastavit pozici záchytného oka saní a dále mechanismus aretační, pomocí kterého lze saně pevně upnout. Toto řešení je velice bytelné a tuhé a je vhodné pro trakční síly vysokých hodnot.



*Obr. 8 – Dog sledge 4 WD*

### **c) Upnutí vozu pomocí řetězů či pásů k pevně danému kotvícímu bodu**

Tento typ se užívá v případě, kdy je k dispozici velký prostor okolo vozidla a je prováděno měření automobilů o přibližně stejném rozvoru kol, tudíž nemusí dojít k přestavování úhlu mezi řetězy.

#### d) Sloupky s řetězy či pásy

Jedná o řešení, kdy je k dispozici sloupek, jehož součástí je pohyblivá objímka, ke které je upnut řetěz či pás. Sloupek je pak k základům kotven pomocí šroubů prostřednictvím kolejnic, které mají opět stejnou funkci, jako v předchozích případech (viz Obr. 9). Jedná se o velice variabilní způsob zadržování. Jeho velkým nedostatkem je však potřeba poměrně velkého prostoru před a za vozidlem a malá tuhost celého systému. Optimalizace sloupku a objímky tohoto zádržného systému je předmětem mé diplomové práce.



*Obr. 9 – Sloupky s řetězy*

Pro všechny výše zmiňované ZS platí, že do měření nesmí vnášet žádné vertikální síly (přítlačovat nebo nadlehčovat vozidlo), tzn., že objímky umístěné na sloupcích (viz Obr. 9) musejí být ve stejné rovině jako tažné zařízení vozidla, což zajistí horizontální polohu řetězů či pásů.

## 2.2 Emisní norma EURO 6

Kritická geometrická konfigurace (vozidlo, axiální ventilátor, sloupky, řetězy) vzniká pouze při měření emisí, proto je součástí této práce také stručná zmínka k emisní normě Euro 6, která vešla v platnost v září roku 2014 a stejně jako předešlé stanovuje (a redukuje) množství výfukových exhalací, které automobil může vypouštět do ovzduší. Konkrétně se jedná o: oxid uhelnatý (CO), nespálené uhlovodíky (HC), oxidy dusíku (NO<sub>x</sub>) a pevné částice (saze). Norma nestanovuje limity pro sirné sloučeniny a přímo se nezabývá ani oxidem uhličitým (CO<sub>2</sub>), který je však ovlivněn nepřímo redukcí CO, který na CO<sub>2</sub> oxiduje. Další emitované prvky a sloučeniny jsou dusík, kyslík a vodní pára (viz [14]).

### Sedm základní zkoušek dle nejnovější normy emisní normy – EURO 6 (viz [13])

- 1) Ověření výfukových emisí vznikajících po studeném startu (jsou stanoveny podmínky okolí, nároky na zkušební vozidlo, použité palivo, nastavení vozidla). Rozdělení na 2 cykly: městský a mimoměstský.
- 2) Zkouška emisí oxidu uhelnatého (potažmo uhličitého) při volnoběžných otáčkách (měření se provádí na zahřátém motoru).
- 3) Měření tlaku v klikové skříni (za uvedených podmínek by měl být nižší než atmosférický).
- 4) Měření množství vypařených uhlovodíků (zahřáté a zaběhnuté vozidlo – najeto min. 3000 km a měření trvá po dobu 24 hodin).
- 5) Zkouška životnosti zařízení s ohledem na znečišťování (při této zkoušce má vozidlo najeto 80000 km a v různých režimech poměru vzduchu a paliva se hodnotí emisní způsobilost vozidla)
- 6) Měření množství emisí oxidu uhelnatého a uhlovodíků po studeném startu za nízké teploty (-7 °C).
- 7) Zkouška OBD (On Board Diagnostic) – systém informující o závadách na vozidle (jedná se zejména o poruchy, které mají za následek zvýšení tvorby škodlivých látek u motorů).



### 3 Analýza současného řešení (BLOK 1)

V této části práce jsou provedeny veškeré výpočty týkající se geometrického uspořádání sloupků a jim náležícím silám. Ty jsou poté aplikovány na současné řešení pro určení rozsahu použitelnosti – výstupem je graf dovolené trakční síly. Dále je určen kritický úhel, na němž jsou ilustrovány veškeré výpočty. Jejich cílem je společně s konečnoprvkovým modelem dokázat, že je současné řešení sloupku pro kritické zatížení nedostačující.

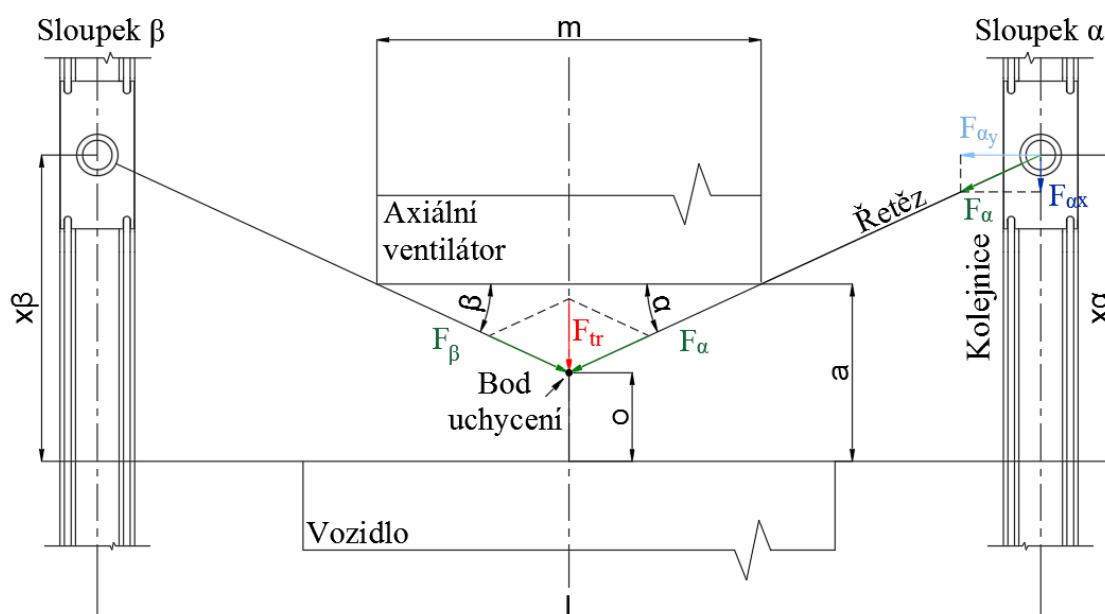
#### 3.1 Výpočet sil vstupujících do sloupku

V první fázi je nutno zjistit, jaké síly vstupují do sloupků při zadané trakční síle  $F_{tr}$ , úhlu  $\alpha$  v rozmezí 0 až 90° a vyosení uchycení  $r$ .

O tom, jak se rozdělí trakční síla mezi obě větve řetězu, rozhodují úhly  $\alpha$  a  $\beta$ . V praxi existují 2 základní způsoby, jak může být vozidlo uchyceno, a to v ose (symetrické uchycení) vozidla či mimo osu v libovolné vzdálenosti (nesymetrické uchycení).

##### Symetrické uchycení ( $r = 0$ ; $\alpha = \beta$ )

V tomto případě se trakční síla  $F_{tr}$  rozloží tak, že v obou větvích řetězu působí stejná provozní síla  $\Rightarrow F_{\alpha} = F_{\beta}$  (viz Obr. 10). Navíc při tomto geometrickém rozložení platí, že složka síly  $F_{\alpha}$  ( $=F_{\beta}$ ) rovnoběžná s osou vozidla tedy  $F_{\alpha x}$  ( $=F_{\beta x}$ ) odpovídá vždy polovině trakční síly  $F_{tr}$  a při změně úhlu  $\alpha$  či  $\beta$  dochází pouze ke změně velikost složky  $F_{\alpha y}$  ( $=F_{\beta y}$ ).



Obr. 10 – Symetrické uchycení sloupků



$$F_{tr} = 10000 \text{ N}, a = 300 \text{ mm}, m = 1300 \text{ mm}, r = 0 \text{ mm}; o = 150 \text{ mm}, l = 3030 \text{ mm}$$

$$\alpha, F_{\alpha} (= F_{\beta}), F_{\alpha x} (= F_{\beta x}), F_{\alpha y} (= F_{\beta y}), x_{\alpha} (= x_{\beta}) = ?$$

$$\tan \alpha = \frac{(a - o)}{m/2} = \frac{(300 - 150)}{\frac{1300}{2}} = 0,2308 \quad (1)$$

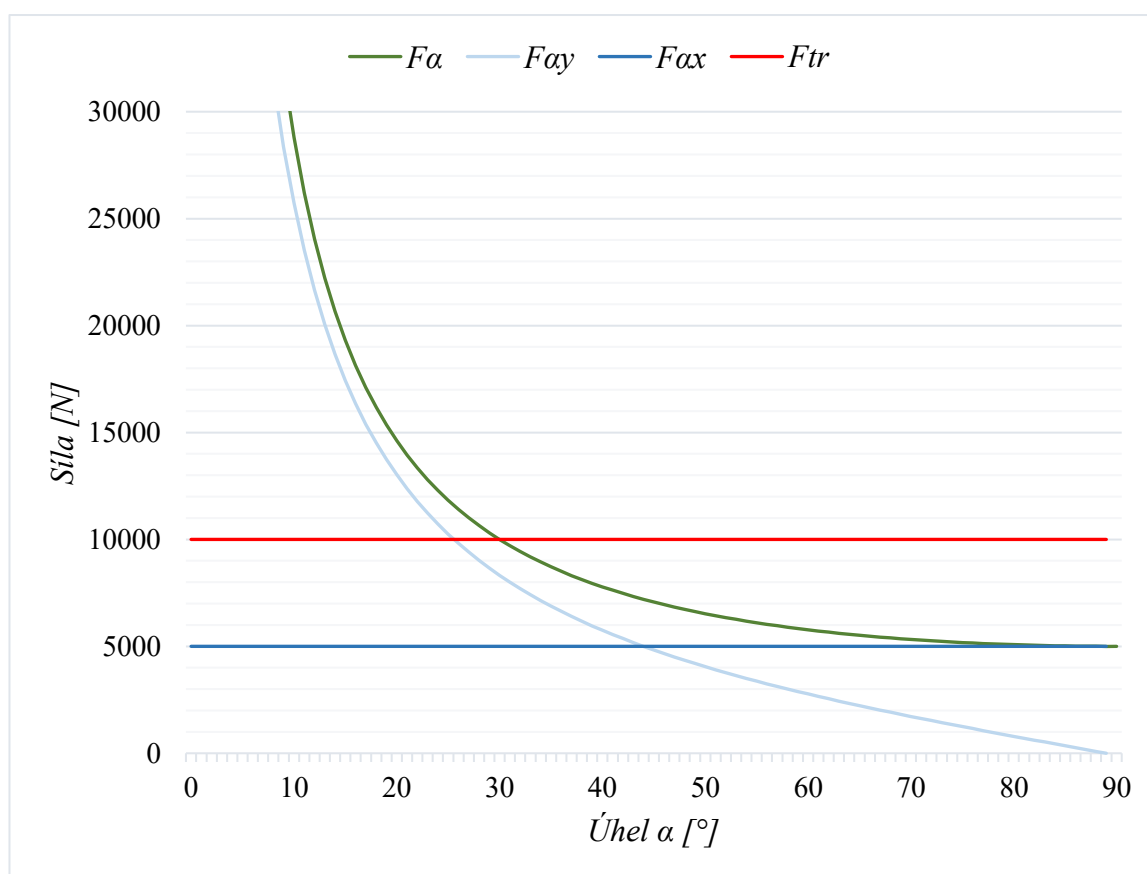
$$\alpha = \tan^{-1} 0,2308 = 13^{\circ} \quad (2)$$

$$F_{\alpha} = \frac{F_{tr}}{2 \cdot \sin \alpha} = \frac{10000}{2 \cdot \sin 13} = 22227 \text{ N} \quad (3)$$

$$F_{\alpha y} = F_{\alpha} \cdot \cos \alpha = 22227 \cdot \cos 13 = 21657 \text{ N} \quad (4)$$

$$F_{\alpha x} = F_{\alpha} \cdot \sin \alpha = 22227 \cdot \sin 13 = 5000 \text{ N} \quad (5)$$

$$x_{\alpha} = x_{\beta} = \tan(\alpha) \cdot \frac{l}{2} + o = \tan(13) \cdot \frac{3030}{2} + 150 = 499,8 \text{ mm} \quad (6)$$



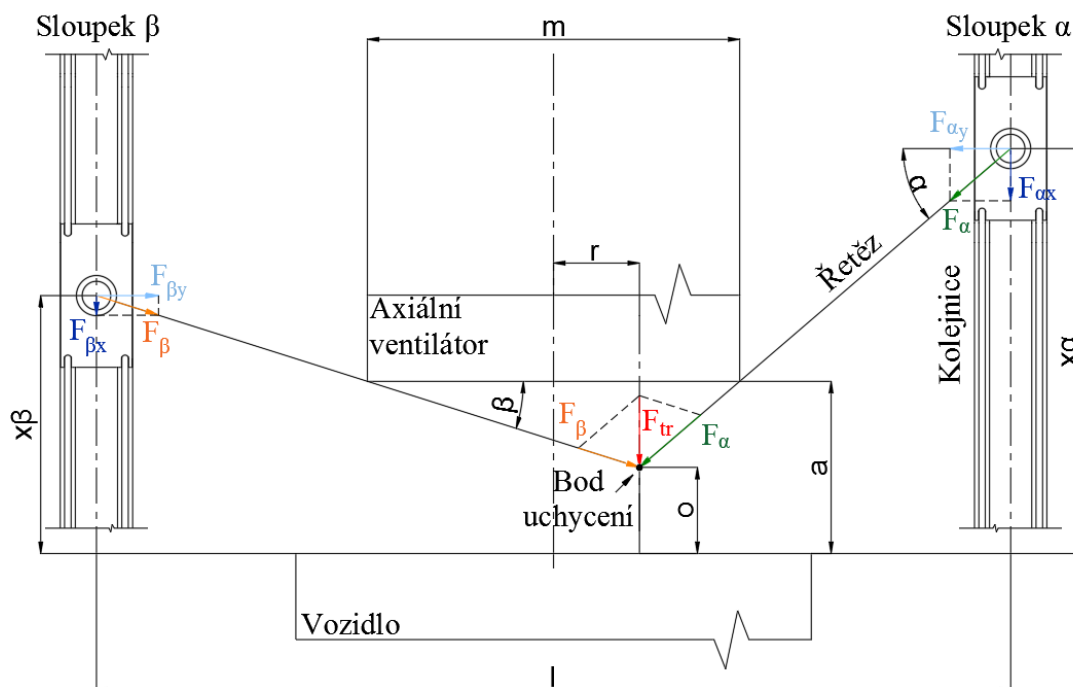
Obr. 11 – Graf vývoje sil ve sloupcích při symetrickém rozložení

Z grafu (viz Obr. 11) je patrný nepříjemný nelineární vývoj síly v řetězu  $F_{\alpha}$  ( $=F_{\beta}$ ) při konstantní trakční síle  $F_{tr}$  s měnícím se úhlem  $\alpha$ . Složka  $F_{\alpha x}$  ( $=F_{\beta x}$ ) je konstantní a složka  $F_{\alpha y}$  ( $=F_{\beta y}$ ) kopíruje průběh síly v řetězu (výpočty a graf viz příloha E – Výpočty MS Excel).



### Nesymetrické uchycení ( $r \neq 0$ ; $\alpha \neq \beta$ )

V tomto případě je uchycení blíže jednomu či druhému sloupku a platí  $F_\alpha \neq F_\beta$ . Sloupky je možné ustavit celkem 3 způsoby. První varianta: platí  $\alpha = \beta$  (silově odpovídá symetrickému uchycení). Druhá varianta: upnutí sloupků tím způsobem, aby byly v jedné úrovni (ve stejné vzdálenosti od vozidla) a třetí odpovídá maximálním hodnotám  $\alpha$  a  $\beta$ , kdy se řetězy téměř dotýkají axiálního ventilátoru (viz Obr. 12). Na základě výpočtu (a schématu) bylo zjištěno, že nejvýhodnější je poslední zmíněná geometrická konfigurace, kdy oproti předchozím způsobům upnutí dochází k poklesu sil v obou větvích řetězu. Větev, která je pod větším úhlem je zatěžována menší silou a odebírá část zatížení větví, která je pod menším (nevýhodným) úhlem. Ve výsledku tedy platí: Pokud  $\alpha > \beta$  pak  $F_\alpha > F_\beta$  a obráceně.



Obr. 12 – Varianta 3, maximální úhel  $\alpha, \beta$

$F_{tr} = 10000 \text{ N}$ ;  $a = 300 \text{ mm}$ ;  $m = 1300 \text{ mm}$ ;  $r = 100 \text{ mm}$ ;  $o = 150 \text{ mm}$ ;  $l = 3030 \text{ mm}$

$\alpha, F_\alpha (= F_\beta), F_{\alpha x} (= F_{\beta x}), F_{\alpha y} (= F_{\beta y}), x_\alpha (= x_\beta) = ?$

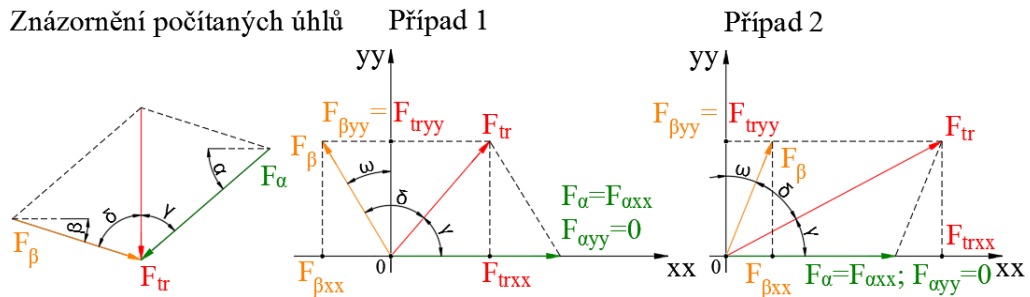
$$\tan \alpha = \frac{(a - o)}{(m/2 - r)} = \frac{(300 - 150)}{(1300/2 - 100)} = 0,2727 \quad (7)$$

$$\alpha = \tan^{-1} 0,2727 = 15,25^\circ \quad (8)$$

$$\tan \beta = \frac{(a - o)}{(m/2 + 100)} = \frac{(300 - 150)}{(1300/2 + 100)} = 0,2 \quad (9)$$



$$\beta = \tan^{-1} 0,2 = 11,31^\circ \quad (10)$$



Obr. 13 – Silový rozklad

- **Případ 1:**  $\gamma + \delta > 90$  [°]

- **Případ 2:**  $\gamma + \delta < 90$  [°]

$$\gamma = 180 - 90 - \alpha = 180 - 90 - 15,25 = 74,75^\circ \quad (11)$$

$$\delta = 180 - 90 - \beta = 180 - 90 - 11,31 = 78,69^\circ \quad (12)$$

$$\gamma + \delta = 74,75 + 78,69 = 153,44^\circ > 90^\circ \Rightarrow \text{případ 1} \quad (13)$$

$$F_{trxx} = F_{\alpha xx} - F_{\beta xx} \quad (14)$$

$$F_{tryy} = F_{\beta yy} \quad (15)$$

$$F_{tryy} = F_{tr} \cdot \sin \gamma = 10000 \cdot \sin 74,75 = 9648 \text{ N} \quad (16)$$

$$F_{trxx} = F_{tr} \cdot \cos \gamma = 10000 \cdot \cos 74,69 = 2630 \text{ N} \quad (17)$$

$$\omega = \gamma + \delta - 90 = 74,75 + 78,69 - 90 = 63,44^\circ \quad (18)$$

$$F_{\beta} = \frac{F_{tryy}}{\cos \omega} = \frac{9648}{\cos 63,44} = \mathbf{21580 \text{ N}} \quad (19)$$

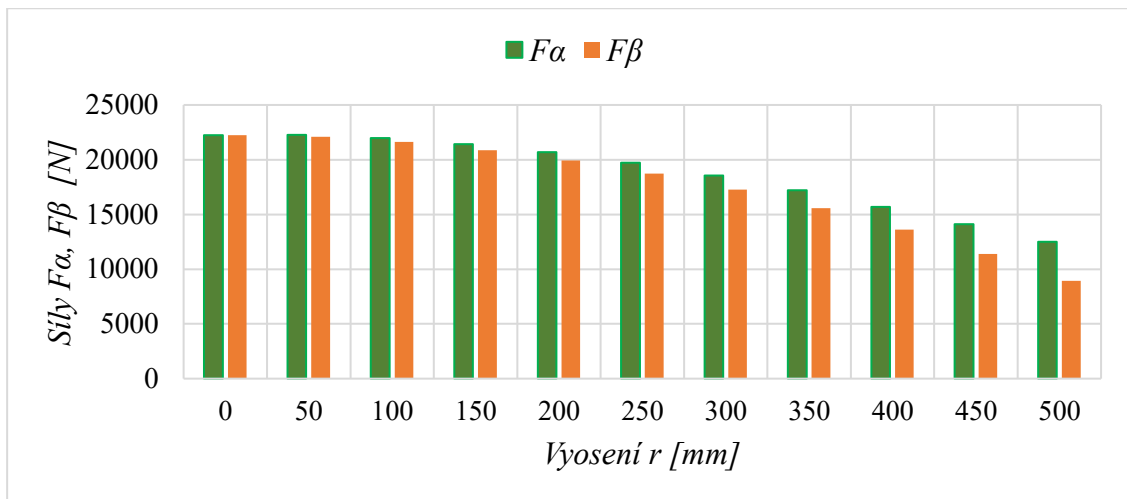
$$F_{\beta xx} = F_{\beta} \cdot \sin \omega = 21580 \cdot \sin 63,44 = 19303 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_{\alpha xx} = F_{\alpha} = F_{trxx} + F_{\beta xx} = 2630 + 19303 = \mathbf{21933 \text{ N}} \quad (21)$$

$$F_{\alpha yy} = 0 \text{ N} \quad (22)$$

$$x_{\alpha} = \tan(\alpha) \cdot \left(\frac{l}{2} - r\right) + o = \tan(15,25) \cdot \left(\frac{3030}{2} - 100\right) + 150 = 537,1 \text{ mm} \quad (23)$$

$$x_{\beta} = \tan(\beta) \cdot \left(\frac{l}{2} + r\right) + o = \tan(11,31) \cdot \left(\frac{3030}{2} + 100\right) + 150 = 472,7 \text{ mm} \quad (24)$$

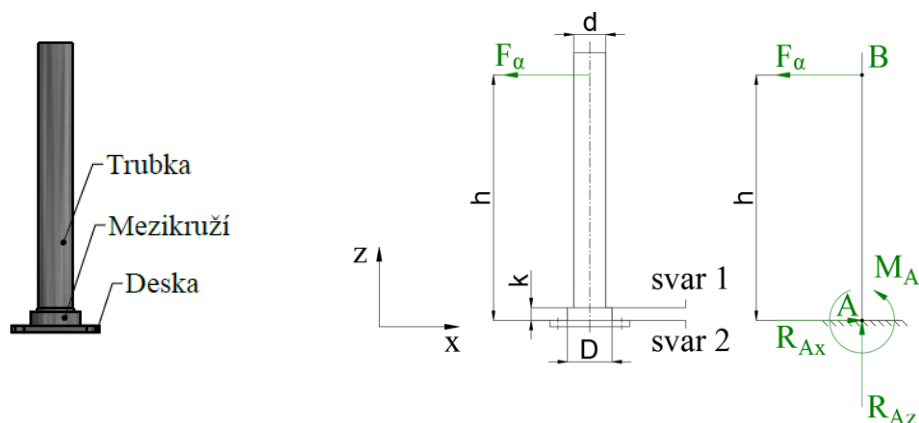


Obr. 14 – Graf vývoje sil ve sloupcích

Z grafu (viz Obr. 14) je patrný vývoj sil  $F_\alpha$  a  $F_\beta$  vstupujících do sloupků při rostoucím vyosení  $r$ . Při drobné změně (např.  $r = 50$  mm) dojde k mírnému nárůstu sil oproti symetrickému uchycení, poté už však dochází pouze k poklesu a pokud  $\alpha > \beta$ , tak stále platí  $F_\alpha > F_\beta$ . Jelikož síly s rostoucím vyosením klesají a rozdíl při minimálním vyosení je oproti symetrickému uchycení minimální, tak jsou za kritické považovány hodnoty vypočítané pro symetrické uchycení, tedy  $\alpha = 13^\circ$ ,  $F_\alpha = 22500$  N (zaokrouhleno) a  $h = 730$  mm.

### 3.2 Kontrola pevnosti současného sloupku (analyticky)

Současný sloupek se skládá se tří částí: tlustostěnné trubky, mezikruží a desky. Pro posouzení dovolené trakční síly v závislosti na úhlu  $\alpha$  je potřebné znát maximální napětí ve sloupku. Pro účely analytického výpočtu je sloupek zjednodušen na vetknutý nosník svařený ze dvou profilů (rozměrově odpovídají trubce a mezikruží) a celý přivařený k podložce (viz Obr. 15). Počítáno je nominální napětí v nosných průřezích svarů 1 a 2 (charakteristický rozměr obou svarů je  $a_5$ ).



Obr. 15 – Výpočtové schéma



$$F_{\alpha} = 22500 \text{ N}; D = 139,7 \text{ mm}; d = 99 \text{ mm}; k = 40 \text{ mm}; h = 730 \text{ mm}$$

$$\sigma_{red1}; \sigma_{red2} = ?$$

### **Silová rovnováha:**

$$\sum F_z = 0: R_{Az} = 0 \text{ N} \quad (25)$$

$$\sum F_x = 0: R_{Ax} - F_{\alpha} = 0 \Rightarrow R_{Ax} = F_{\alpha} = 22500 \text{ N} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0: M_A + F_{\alpha} \cdot h = 0 \Rightarrow M_A = -F_{\alpha} \cdot h = -22500 \cdot 0,73 \\ = -16425 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned} \quad (27)$$

### **Průběh vnitřních sil:**

$$T_A = 0 \text{ N} \quad (28)$$

$$T'_A = -R_{Ax} = -22500 \text{ N} \quad (29)$$

$$T_{(x1)} = -R_{Ax} \quad (30)$$

$$T_B = -R_{Ax} + F_{\alpha} = T'_B = 0 \text{ N} \quad (31)$$

kde T je průběh sil posouvajících.

$$M_A = 0 \text{ N} \quad (32)$$

$$M'_A = -M_A = M_{o2} = 16425 \text{ N} \quad (33)$$

$$M_{(x1)} = -M_A - R_{Ax} \cdot x_1 \quad (34)$$

$$M_{o1} = -M_A - R_{Ax} \cdot k = 1516425 - 22500 \cdot 0,04 = 15525 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_B = -M_A - R_{Ax} \cdot h = 16425 - 22500 \cdot 0,73 = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (35)$$

kde M je průběh ohybového momentu.

### **Výpočet redukovaného napětí ve svarech:**

#### **Svar 1:**

$$W_{o1} = \frac{1}{32} \cdot \frac{\pi \cdot (d_2^4 - d_1^4)}{d_2} = \frac{1}{32} \cdot \frac{\pi \cdot (0,109 - 0,099)}{0,109} = 4,062 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (36)$$



$$\tau_1^{Mo} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{15525}{4,062 \cdot 10^{-5}} = 382,2 \text{ MPa} \quad (37)$$

$$\tau_1^{F\alpha} = \frac{F_\alpha}{S_1} = \frac{22500}{1,634 \cdot 10^{-3}} = 13,77 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\left(\frac{\tau_1^{Mo}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_1^{F\alpha}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{382,2}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{13,77}{0,65}\right)^2} = 510,1 \text{ MPa} > R_e = 355 \text{ MPa} \quad (39)$$

### **Svar 2:**

$$W_{o2} = \frac{1}{32} \cdot \frac{\pi \cdot (D_2^4 - D_1^4)}{D_2} = \frac{1}{32} \cdot \frac{\pi \cdot (0,1497 - 0,1397)}{0,1497} = 7,957 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (40)$$

$$\tau_2^{Mo} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{16425}{7,957 \cdot 10^{-5}} = 206,4 \text{ MPa} \quad (41)$$

$$\tau_2^{F\alpha} = \frac{F_\alpha}{S_2} = \frac{22500}{2,273 \cdot 10^{-3}} = 9,989 \text{ MPa} \quad (42)$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_2^{Mo}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_2^{F\alpha}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{206,42}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{9,989}{0,65}\right)^2} = 275,6 \text{ MPa} < R_e = 355 \text{ MPa} \quad (43)$$

kde:

$S_i$  je plocha nosného průřezu svaru sklopená do roviny připojení

$W_{oi}$  je moment průřezu v ohybu nosného průřezu

$\tau_i^{Mo}$  je smykové napětí od ohybového momentu, kolmé na rovinu připojení (čelní)

$\tau_i^{F\alpha}$  je smykové napětí od provozní síly, rovnoběžné s rovinou připojení (boční)

$\sigma_{redi}$  je redukované napětí v daném kritickém místě

$d_i$  je vnitřní či vnější průměry mezikružší sklopeného nosného průřezu svaru 1

$D_i$  je vnitřní či vnější průměry mezikružší sklopeného nosného průřezu svaru 2

$M_{oi}$  je ohybový moment v daném kritickém místě

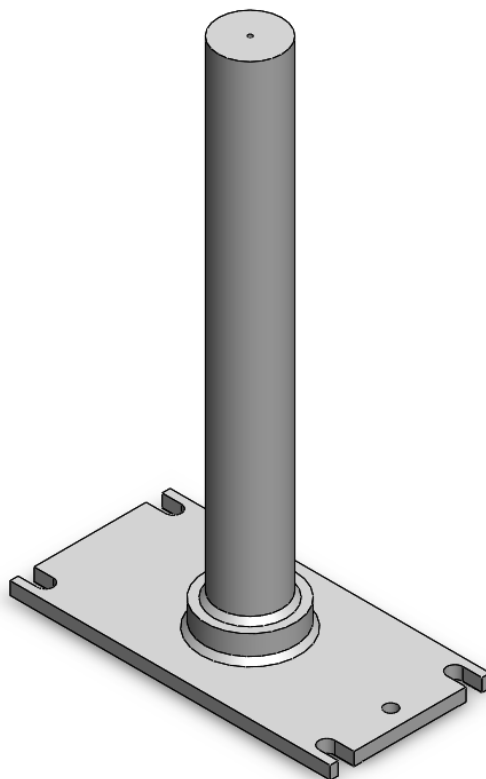
$k_3, k_4$  je provozní součinitele koutového svaru (viz [2], str. 337)

Dle vztahu (39) dochází ve svaru 1 k překročení  $R_e$ , tudíž původní sloupek pevnostně nevyhovuje.



### 3.3 Kontrola pevnosti současného sloupku (pomocí MKP)

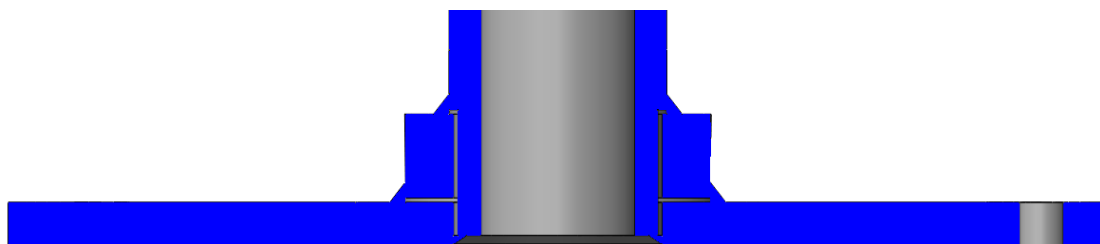
Tato kapitola slouží jako kontrola a potvrzení analytických výpočtů, které naznačily, že sloupek (viz Obr. 16) pod kritickým zatížením pevnostně neobstojí.



*Obr. 16 – Původní sloupek*

#### **Geometrie:**

Ze součástí, které tvoří jeden celek (svařenec) je sloučením objemů vytvořen jeden díl. Cílem je, aby k provázání sítě došlo pouze v místech svarů (viz Obr. 17). V oblastech, kde se součástí pouze dotýkají (spodní plocha mezikruží a horní plocha desky), popř. se nedotýkají vůbec (vnitřní plocha mezikruží či vnitřní plocha otvoru v desce a vnější plocha trubky – trubka je v otvoru uložena s vůlí) síť provázána není, tudíž tudy nemůže docházet k přenosu sil. Takto nadefinovaný výpočtový model se nejvíce blíží reálnému stavu.

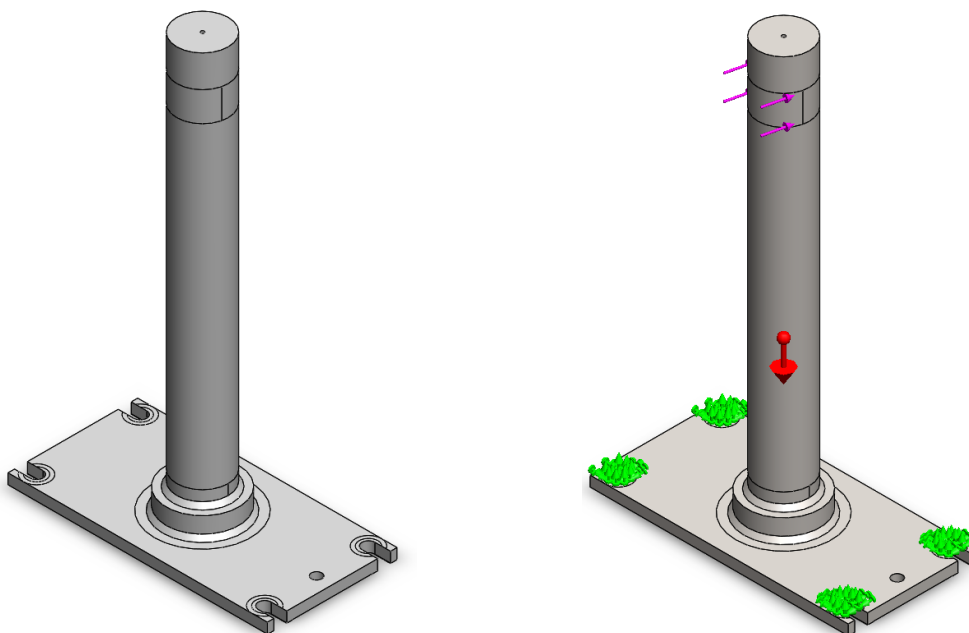


*Obr. 17 – Geometrie modelu*

### **Okrajové podmínky:**

**Síly** – na sloupek je dle výpočtu aplikovaná síla vznikající při nejneprůzračnějším geometrickém uspořádání, tedy o maximální velikosti  $F_a = 22500$  N a v maximální výšce objímky  $h = 730$  mm. Dále je pro úplnost aplikováno tíhové zrychlení  $g = 9,81$  m.s<sup>-2</sup>.

**Fixace** – celý sloupek je fixován za vytvořené plošné regiony, které svou velikostí a umístěním odpovídají podložkám pod maticí (viz Obr. 18). Tímto způsobem je na daných plochách zamezeno všem posuvům a rotacím. Toto řešení neodpovídá zcela přesně realitě, ovšem tak, jak je nadefinováno způsobuje v matematickém modelu vznik vyššího, než je skutečné napětí, neboť má celé uložení vyšší tuhost než ve skutečnosti a je tedy na straně větší bezpečnosti. Celý sloupek je položen na tzv. virtuální stěnu (k dotyku dochází pouze na plošných regionech odpovídajících kolejnici). Mezi stěnou a deskou není nadefinováno tření, neboť to díky výše popisované fixaci není potřebné (sloupek se nemůže pohnout, ale vykazuje vznik vyššího napětí, než je reálné). Virtuální stěna tvoří překážku v pohybu směrem ke kolejnicím, avšak umožňuje pohyb desky směrem vzhůru. To je žádoucí pro zjištění deformací celého sloupku a porovnání chování MKP modelu a reálné součásti.

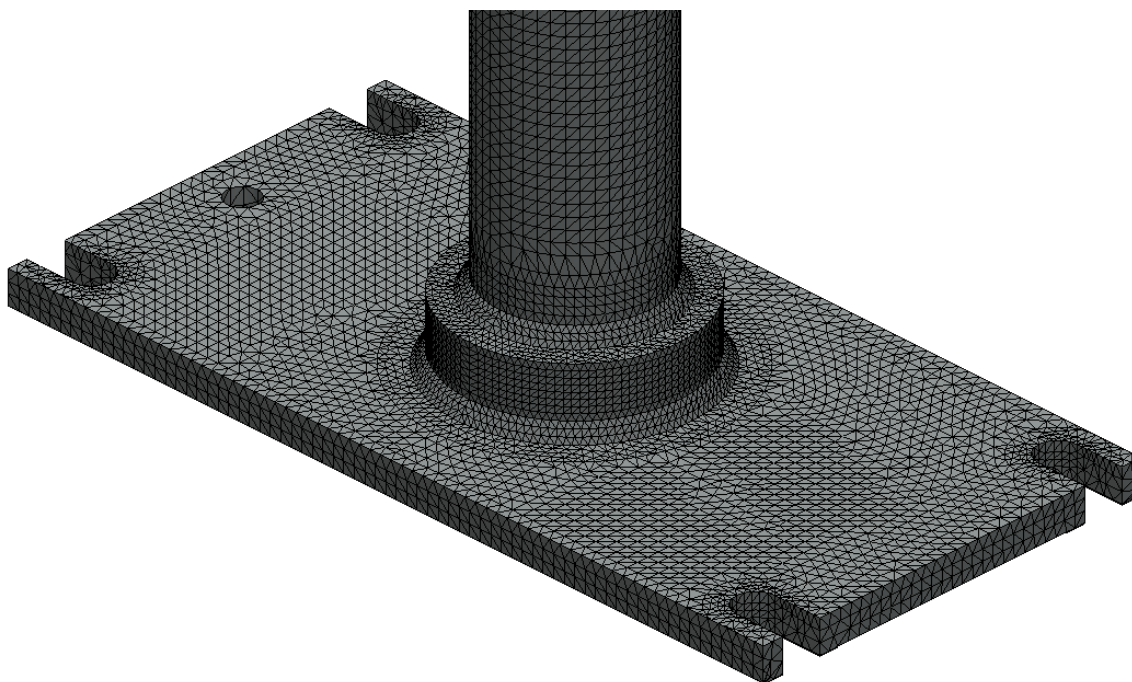


*Obr. 18 – Okrajové podmínky*

### **Konečnoprvková síť:**

Model původního sloupku (viz Obr. 16) nebyl nijak zjednodušen (řešen jako objemové těleso) a byl použit pro tvorbu konečnoprvkové sítě (tetraedrické). Síť je tvořena několika úrovněmi, a to těmi s největšími elementy o velikosti 1/2 tloušťky trubky (7 mm), dále zjemněnými oblastmi, zejména v případě svarů (3 mm) a nakonec oblastmi vyrovnávacími,

kteřá tvořĩ přechod mezi oblastmi z nejhustší a nejřĩdší sítĩ (5 mm). Celkem je sít' tvořena 223692 uzly a 139338 elementy (viz Obr. 19).



*Obr. 19 – konečnoprvková sít'*

### **Materiálové vlastnosti:**

Tabulka 1 – Materiálové vlastnosti

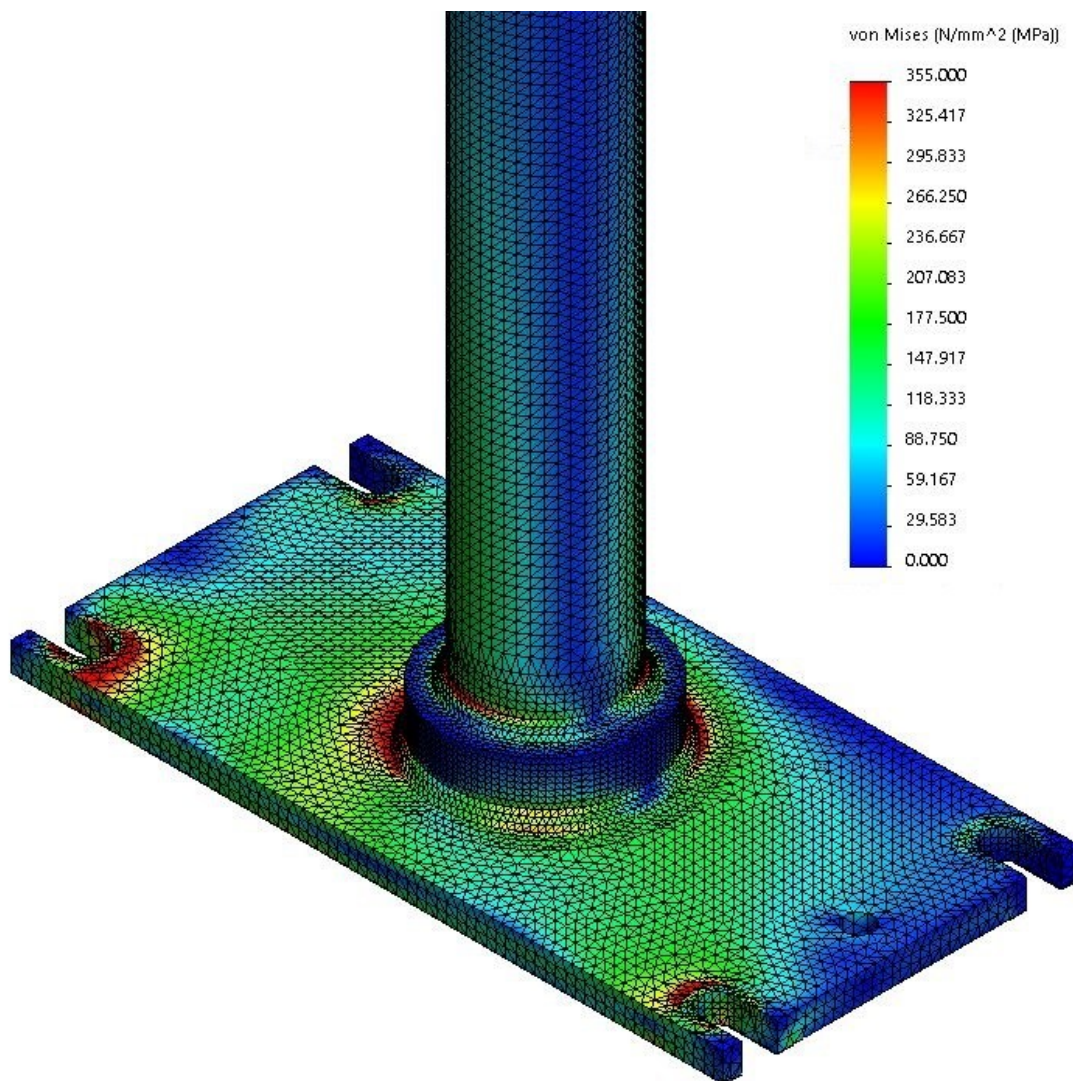
Modul pružnosti [MPa]	Poissonovo číslo [-]	Mez kluzu [MPa]	Hustota [kg.m <sup>3</sup> ]
210000	0,3	355 (S355J2G3)	7850

Z hlediska určení deformací a napětí jsou relevantní pouze informace týkající se modulu pružnosti a Poissonova čísla, které zcela definují chování materiálu v elastické oblasti Hookova diagramu. Pro úplnost je však doplněna i mez kluzu (v MKP modelu nastavena na nekonečnou hodnotu) a také hustota.

### Výsledky MKP analýzy:

- napětí překročilo  $R_e = 355$  MPa

Pozn.: Jediná důležitá informace při užití lineárního modelu je, že byla překročena mez kluzu materiálu sloupku (viz Obr. 20), neboť po jejím překročení by se sloupek reálně choval jinak než dle výpočtového modelu. Vzhledem k tomu, že byla mez kluzu v několika oblastech překročena o desítky MPa je možné tvrdit, že by došlo k destrukci současného řešení sloupku.



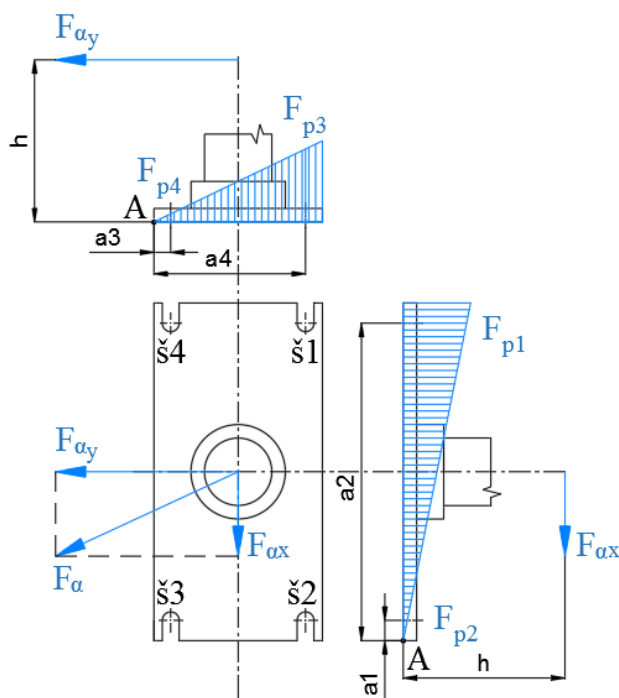
Obr. 20 – Výsledné napětí

Výsledky MKP analýzy se neshodují s výsledky analytickými, neboť dochází k překročení  $R_e$  i ve svaru 2, a to přesto, že v obou případech dochází k přenosu sil pouze skrz svary. Vysvětlují si to tím, že v případě analytického výpočtu je výsledem nominální napětí v nosném průřezu svaru, zatímco při řešení pomocí MKP dostávám výsledek nominálního napětí navýšený díky vrubovému účinku vymodelovaného svaru.

Mez kluzu  $R_e$  je překročena i v okolí otvoru pro šrouby. V rozsahu viditelném v levém horním otvoru desky (viz Obr. 20) to může být nebezpečný jev. Díky tomu, že toto napětí vzniká tlakem je však možné tvrdit, že v nižším rozsahu, viditelném okolo levého předního otvoru zřejmě dojde pouze k lokální plastizaci, tedy otlacení podložky do desky a na pevnost sloupku by to nemělo mít hlubší dopad.

### 3.4 Výpočet šroubů

Jedná se o výpočet velikosti osově síly nutné pro přenos provozní síly  $F_\alpha$  třením. Dále přírůstků sil ( $F_{p1}$  až  $F_{p4}$ ) vznikajících vlivem klopného momentu, který vyvozuje provozní síla  $F_\alpha$  v řetězu – ke klopení dochází okolo bodu A (viz Obr. 21). Dále je pomocí teorie předepjatého šroubového spojení spočítána část z přírůstku, která vstupuje do šroubů, a nakonec je provedena pevnostní kontrola nejzatíženějšího šroubu.



Obr. 21 – Schéma popisující vznik provozních sil ve šroubech

#### **Potřebná osová síla pro přenos provozní síly třením:**

$$4 \cdot F_N \cdot f > F_\alpha \quad (44)$$

$$4 \cdot F_N \cdot f = F_\alpha \cdot k \quad (45)$$

$$F_N = \frac{F_\alpha \cdot k}{4 \cdot f} = \frac{22227 \cdot 1,5}{4 \cdot 0,17} = 49030 \text{ N} \quad (45)$$

- kde:

$F_N$  je osová síla ve šroubu potřebná k přenesení provozní síly  $F_\alpha$  třením

$f$  je souč. smyk. tření mezi sloupkem a podložkou, určen experimentálně  $f = 0,17$

$k$  součinitel bezpečnosti pro přenos provozní síly třením, volen  $k = 1,5$

### **Přídavné síly od klopného momentu vyvozeného provozní silou:**

$$F_{\alpha x} \cdot h = 2 \cdot (F_{p1} \cdot a_1 + F_{p2} \cdot a_2) \quad (46)$$

$$\frac{F_{p1}}{a_1} = \frac{F_{p2}}{a_2} \Rightarrow F_{p2} = F_{p1} \cdot \frac{a_2}{a_1} \quad (47)$$

$$F_{\alpha x} \cdot h = 2 \cdot \left( F_{p1} \cdot a_1 + F_{p1} \cdot \frac{a_2^2}{a_1} \right) \quad (48)$$

$$F_{\alpha x} \cdot h = 2 \cdot F_{p1} \cdot \left( a_1 + \frac{a_2^2}{a_1} \right) \quad (49)$$

$$F_{p1} = \frac{F_{\alpha x} \cdot h}{2 \cdot \left( a_1 + \frac{a_2^2}{a_1} \right)} = \frac{5000 \cdot 0,73}{2 \cdot \left( 0,47 + \frac{0,03^2}{0,47} \right)} = 3867 \text{ N} \quad (50)$$

$$F_{p2} = 3867 \cdot \frac{0,03}{0,47} = 246,8 \text{ N} \quad (51)$$

- kde:

$F_{p1}$  a  $F_{p2}$  jsou přídavné síly vzniklé od složky  $F_{\alpha x}$

$$F_{\alpha y} \cdot h = 2 \cdot (F_{p3} \cdot a_3 + F_{p4} \cdot a_4) \quad (52)$$

$$\frac{F_{p3}}{a_3} = \frac{F_{p4}}{a_4} \Rightarrow F_{p4} = F_{p3} \cdot \frac{a_4}{a_3} \quad (53)$$

$$F_{\alpha y} \cdot h = 2 \cdot \left( F_{p3} \cdot a_3 + F_{p3} \cdot \frac{a_4^2}{a_3} \right) \quad (54)$$

$$F_{\alpha x} \cdot h = 2 \cdot F_{p3} \cdot \left( a_3 + \frac{a_4^2}{a_3} \right) \quad (55)$$

$$F_{p3} = \frac{F_{\alpha y} \cdot h}{2 \cdot \left( a_3 + \frac{a_4^2}{a_3} \right)} = \frac{21657,4 \cdot 0,73}{2 \cdot \left( 0,25 + \frac{0,025^2}{0,225} \right)} = 34705 \text{ N} \quad (56)$$





$$F_{p4} = 34704,7 \cdot \frac{0,025}{0,225} = 3856 \text{ N} \quad (57)$$

- kde:

$F_{p3}$  a  $F_{p4}$  jsou přídavné síly vzniklé od složky  $F_{\alpha y}$

$$F_{pš1} = F_{p1} + F_{p3} = 3867 + 34705 = 38572 \text{ N} \quad (58)$$

$$F_{pš2} = F_{p2} + F_{p3} = 246,8 + 34705 = 34952 \text{ N} \quad (59)$$

$$F_{pš3} = F_{p2} + F_{p4} = 246,8 + 3856 = 4103 \text{ N} \quad (60)$$

$$F_{pš4} = F_{p1} + F_{p4} = 3867 + 3856 = 7723 \text{ N} \quad (61)$$

- kde:

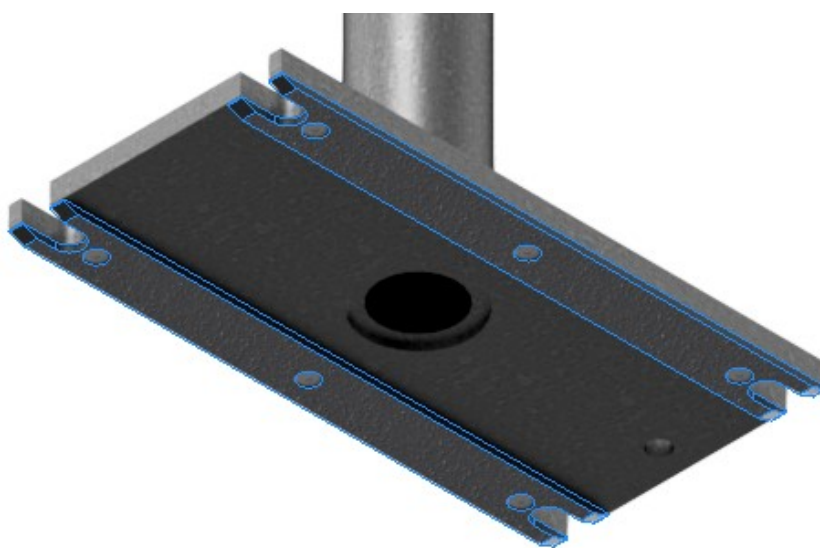
$F_{pši}$  je provozní síla v jednotlivých šroubech (vždy rovnoběžná s osou šroubu)



### Výpočet předepjatého spojení:

#### a) Verze s plastovými ližinami

U původního sloupku jsou pro snazší manipulaci a předcházení poškození krycích plechů dynamometru použity plastové ližiny (viz Obr. 22), které jsou našroubovány na spodní část plotny. Díky tomu je součástí přírub prvek s řádově nižší tuhostí než prvky zbylé. Důsledkem toho je příruba v porovnání se šrouby velice poddajná a naprostá většina velikosti přidavné síly od klopného momentu by dle teorie předepjatého šroubového spoje měla přecházet do šroubů. Zavádím tedy tento předpoklad bez potvrzení výpočtem (viz Tabulka 2) a k ověření bude později sloužit experiment (viz kap. 4.6).



Obr. 22 – Zobrazení plastových ližin (Murtfeldt S)

Tabulka 2 – Předpokládané rozdělení provozních sil mezi šroub a přírubu

Šroub	$F_{pši}$ [N]	$\Delta F_{si}$ [N]	$\Delta F_{při}$ [N]
1	38572	38572	0
2	34952	34952	0
3	4103	4103	0
4	7723	7723	0

- kde:

$F_{pši}$  viz vztahy (58) až (61)

$\Delta F_{si}$  je část provozní síly jdoucí do příslušného šroubu

$\Delta F_{při}$  je část provozní síly jdoucí do příruby v oblasti příslušného šroubu

b) Verze bez plastových ližin

Bez použití plastu dochází k podstatnému navýšení tuhosti přírub a mělo by tak dojít ke standardnímu rozdělení provozních sil mezi šroub a přírubu.

Výpočet tuhosti šroubu  $c_s$ :

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[ \frac{2/3 \cdot k_h}{\pi \cdot (d_d/2)^2} + \frac{l_2 + l_1 - l_{zM}}{\pi \cdot (d_d/2)^2} + \frac{l_{zM} + l_p}{\pi \cdot (d_3/2)^2} + \frac{h_m/2}{\pi \cdot (d_2/2)^2} \right] \quad (62)$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{205 \cdot 10^9} \cdot \left[ \frac{2/3 \cdot 0,012}{\pi \cdot (0,0183/2)^2} + \frac{0,0115 + 0,020 - 0,024}{\pi \cdot (0,0183/2)^2} + \frac{0,024 + 0,0115}{\pi \cdot (0,16933/2)^2} + \frac{0,029/2}{\pi \cdot (0,18376/2)^2} \right] = 3,723 \cdot 10^{-9} \quad (63)$$

$$c_s = \frac{1}{3,723 \cdot 10^{-9}} = 268550 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (64)$$

- kde:

$E_s$  je modul pružnosti v tahu šroubu,  $E_s = 205 \text{ GPa}$

$k_h$  je výška hlavy šroubu,  $k_h = 12 \text{ mm}$

$h_m$  je výška matice,  $h_m = 29 \text{ mm}$

$d_3$  je malý průměr šroubu,  $d_3 = 16,933 \text{ mm}$

$d_2$  je střední průměr šroubu,  $d_2 = 18,376 \text{ mm}$

$d_d$  je průměr hladké části dřívku šroubu,  $d_d = 18,3 \text{ mm}$

$l_1$  je výška příruby 1 = kolejnice,  $l_1 = 20 \text{ mm}$

$l_2$  je výška příruby 2 = deska sloupku,  $l_2 = 11,5 \text{ mm}$

$l_{zM}$  je délka závitu v oblasti příruby,  $l_{zM} = 24 \text{ mm}$

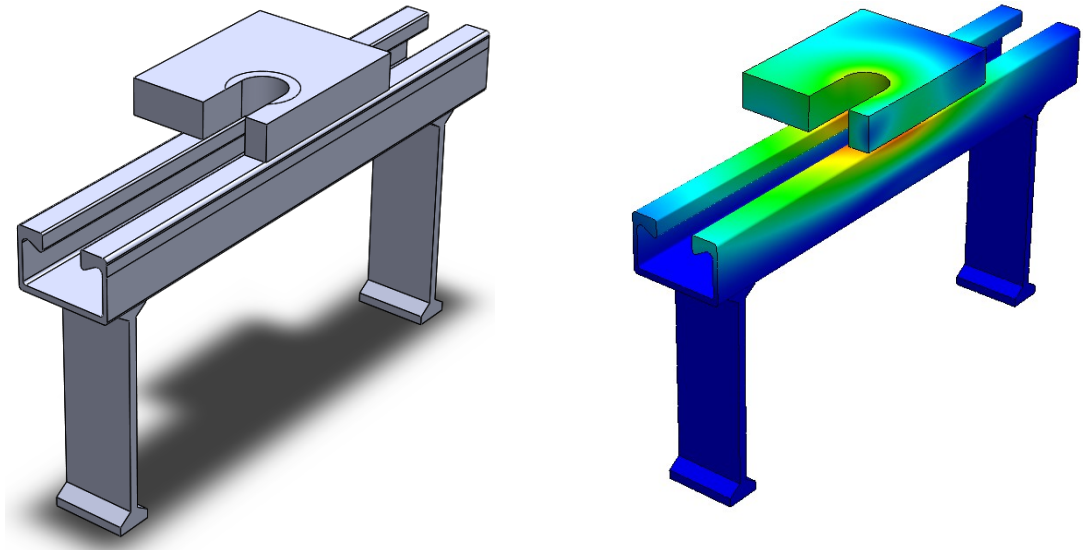
$l_p$  je délka závitu v oblasti podložky,  $l_p = 11,5 \text{ mm}$

Pozn.: Výše vypsáné informace jsou firemní, získané buď z modelu zádržného systému či měření šroubu.

Výpočet tuhosti přírub  $c_{př}$ :

Z důvodu komplikovaného tvaru byla tuhost přírub určena pomocí MKP v softwaru SolidWorks 2015 (viz Obr. 23).





Obr. 23 – Model sloužící ke zjištění tuhosti přírub

$$c_{př} = \frac{F}{\Delta l_{př}} = \frac{50 \cdot 10^3}{6,428 \cdot 10^{-2}} = 777850 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (65)$$

- kde:

$F$  je aplikovaná síla, voleno  $F = 50 \text{ kN}$

$\Delta l_{př}$  je deformace odpovídající aplikované síle,  $\Delta l = 0,06428 \text{ mm}$

- viz příloha E – Výpočtové modely (SolidWorks 2015)

Poměr tuhosti příruby a šroubu:

$$\frac{c_{př}}{c_s} = \frac{777840}{268540} \doteq 2,9 \quad (66)$$

Provozní síla ve šroubu 1  $\Rightarrow \Delta F_{s1}$ :

Do tohoto šroubu vstupuje přídatná síla  $F_{sp1}$  (rovnoběžná s osou šroubu), která se dále rozdělí mezi šroub a přírubu v poměru jejich tuhostí.

Obecné odvození výpočtu části provozní síly jdoucí do šroubu:

$$\Delta l_s = \Delta l_{př} \quad (67)$$

$$\frac{\Delta F_s}{c_s} = \frac{\Delta F_{př}}{c_{př}} \Rightarrow \Delta F_{př} = \Delta F_s \cdot \frac{c_{př}}{c_s} \quad (68)$$

$$F = \Delta F_s \cdot \frac{c_s + c_{př}}{c_s} \Rightarrow \Delta F_s = \frac{F}{\left(\frac{c_s + c_{př}}{c_s}\right)} \quad (69)$$

Aplikace odvozeného vzorce na můj případ:

$$\Delta F_{s1} = \frac{F_{pš1}}{\left(\frac{c_s + c_{př}}{c_s}\right)} = \frac{38572}{\left(\frac{268550 + 777850}{268550}\right)} = 9899 \text{ N} \quad (70)$$

$$\Delta F_{př1} = F_{šp1} - \Delta F_{s1} = 38572 - 9899 = 28673 \text{ N} \quad (71)$$

- po zatížení sloupku provozní silou  $F_a$  naroste síla ve šroubu 1 o  $\Delta F_{s1}$  a v přírubách v okolí šroubu poklesne o  $\Delta F_{př1}$

Tabulka 3 – Dělení provozních sil mezi šroub a přírubu dle poměru tuhostí

Šroub	$\Delta F_{špi}$ [N]	$\Delta F_{si}$ [N]	$\Delta F_{při}$ [N]
1	38572	9899	28673
2	34952	8970	25982
3	4103	1053	3050
4	7723	1982	5741

### Pevnostní výpočet šroubu:

Po zatížení sloupku provozní silou  $F_a$  narůstá síla v libovolném šroubu z  $F_o$  na  $F_o + \Delta F_s$  a v přírubách naopak klesá z  $F_o$  na  $F_o - \Delta F_{př}$ . Z tohoto důvodu je důležité znát, v jakém poměru se rozdělí provozní síla mezi šroub a přírubu, aby v přírubách nedošlo k poklesu pod sílu potřebnou k funkci třetího spojení, tedy sílu  $F_N$ . Výpočet je proveden pro nejzatíženější šroub  $\Rightarrow$  šroub 1.

Výpočet předpětí šroubu  $F_o$ :

$$F_o = F_N + \Delta F_{př} = 49030 + 28673 = 77703 \text{ N} \quad (72)$$

- kde:

$F_N$  viz vztah (45)

$\Delta F_{př}$  viz vztah (71)

Výpočet maximální síly ve šroubu  $F_{max,š}$ :

$$F_{max,š} = F_o + \Delta F_s = 77703 + 9899 = 87602 \text{ N} \quad (73)$$

- kde:

$\Delta F_s$  viz vztah (70)



Výpočet utahovacího momentu  $M_U$ :

$$\tan \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 0,04328 \quad (74)$$

$$\tan \varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_p}{2}} = \frac{0,3}{\cos \frac{60}{2}} = 0,3335 \quad (75)$$

$$M_{TZ} = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 77703 \cdot \tan(0,04328 + 0,3335) \cdot \frac{0,018376}{2} \quad (76)$$
$$= 282,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{TM} = F_o \cdot f_m \cdot \frac{D_{TM}}{2} = 77703 \cdot 0,02 \cdot \frac{0,025}{2} = 38,85 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (77)$$

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 282,5 + 38,85 = 321,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (78)$$

- kde:

$\psi$  je úhel stoupání závitu

$P_h$  je stoupání závitu,  $P_h = 2,5 \text{ mm}$

$\varphi'$  je redukovaný třecí úhel

$f_z$  je součinitel tření na závitech, viz [5], str. 21

$\alpha_p$  je úhel profilu závitu, pro standardní metrický závit  $\alpha_p = 60^\circ$

$M_{TZ}$  je třecí moment na závitech

$M_{TM}$  je třecí moment pod maticí

$f_m$  je souč. smyk. tření mezi maticí a podložkou, určen experimentálně  $f = 0,02$

$D_{TM}$  je průměr udávající vzdálenost působíště síly vyvozuující  $M_{TM}$ ,  $D_{TM} = 25 \text{ mm}$

Výpočet redukovaného napětí  $\sigma_{red}$ :

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_U}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{321,3}{\frac{\pi \cdot 0,016933^3}{16}} = 337,1 \text{ [MPa]} \quad (79)$$

$$\sigma_t = \frac{F_{max}}{S} = \frac{F_{max,š}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{87602}{\frac{\pi \cdot 0,016933^2}{4}} = 389 \text{ [MPa]} \quad (80)$$



$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{389^2 + 4 \cdot 337,1} = 778,3 \text{ [MPa]} \quad (81)$$

- kde:

$\tau_k$  je napětí v krutu

$\sigma_t$  je napětí v tahu

$W_k$  je modul průřezu v krutu

$S$  je plocha jádra šroubu

Výpočet bezpečnosti nejzatíženějšího šroubu  $k_s$ :

$$k_s = \frac{R_{eš}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{778,3} = 0,8 [-] \quad (82)$$

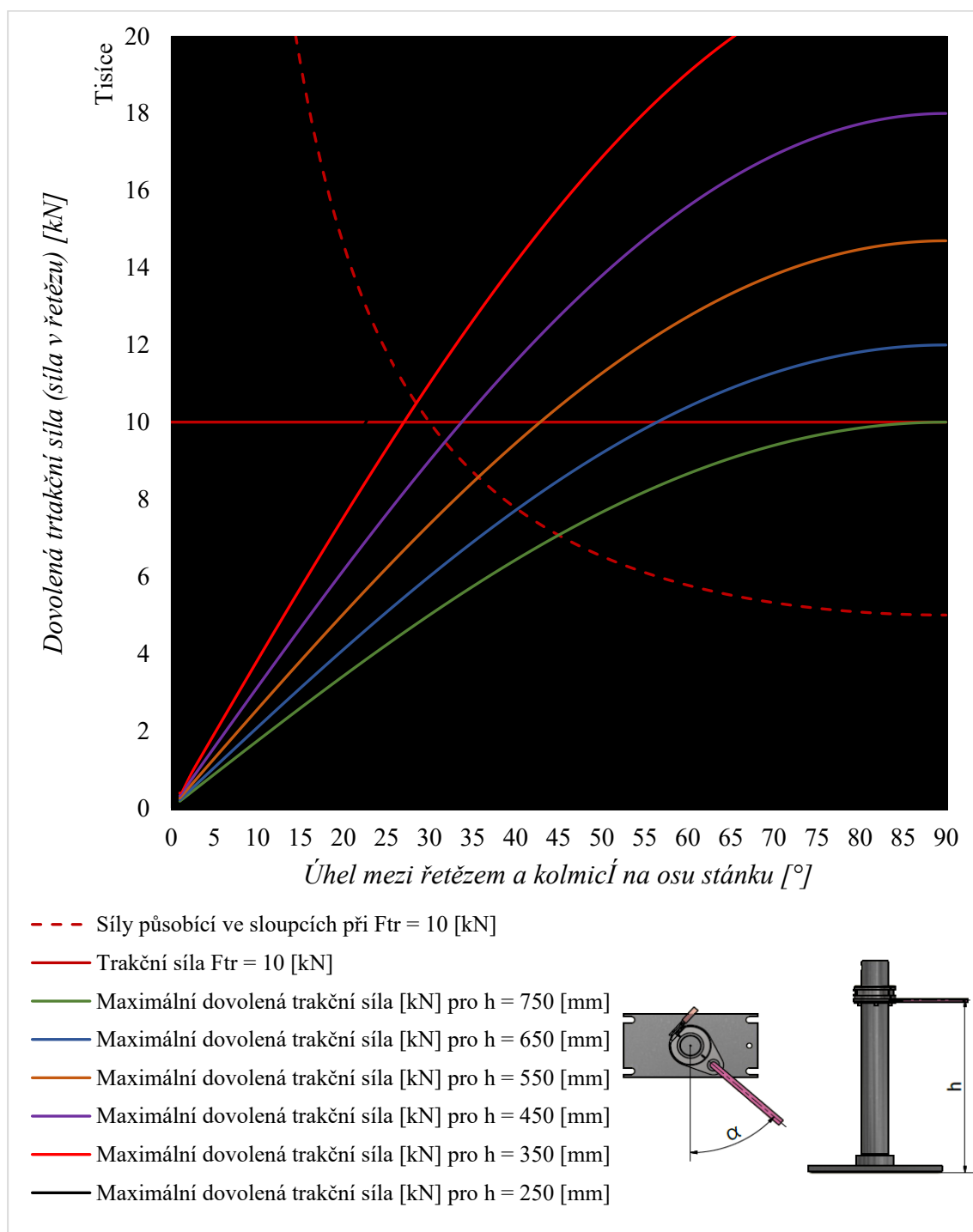
- kde  $R_{eš}$  je mez kluzu šroubu

**Dle vztahu (82) nejzatíženější šroub pevnostně nevyhovuje (pozn.: dohodnutá minimální statická bezpečnost šroubu je  $k_s = 1,5$ ).**



### 3.5 Dovolená trakční síla

V této kapitole je stanovena hranice pro užití současného typu zádržného systému. Jelikož bylo v MKP modelu zobrazeno větší napětí než při analytickém výpočtu, je graf maximální trakční síly vytvořen na základě výsledků MKP (viz Obr. 24).



Obr. 24 – Graf stanovující dovolenou trakční sílu vzhledem k úhlu  $\alpha$

Plocha pod každou z křivek stanovuje oblast použití původního sloupku pro konstantní trakční sílu  $F_{tr}$  a danou výšku objímky  $h$ .



### Závěry plynoucí z grafu:

- 1) Výsledkem konstantní trakční síly  $F_{tr}$  je nelineárně stoupající síla v řetězu  $F_\alpha (F_\beta)$ .
- 2) Současný sloupek neumožňuje při úhlu  $\alpha = 10$  až  $15^\circ$  působení trakční síly  $F_{tr} = 10 \text{ kN}$ ; první kombinace, která to umožňuje je:  $\alpha = 22,5^\circ$  a  $h = 250 \text{ mm}$ .
- 3) Charakteristika ideálního sloupku by měla být co nejstrmější i pro maximální výšku objímky.

### Závěry plynoucí z výpočtů:

- 4) Složka síly v řetězu  $F_{\alpha x}$  (rovnoběžná s osou stánku) je při symetrickém zatížení sloupků konstantní a rovna polovině  $F_{tr}$ .
- 5) Složka síly v řetězu  $F_{\alpha y}$  (kolmá na osu stánku) není nikdy konstantní a roste nelineárně s klesajícím úhlem  $\alpha$  – kopíruje průběh provozní síly ve sloupku  $F_\alpha$  při konstantní  $F_{tr}$ .
- 6) Čím větší je úhel  $\alpha$  tím lépe, neboť se s jeho zvětšováním při konstantní trakční síle  $F_{tr}$  zmenšuje síla  $F_{\alpha y}$ .
- 7) V případě, že  $\alpha = 45^\circ$ , tak jsou si obě složky síly  $F_\alpha$  v řetězu rovny, tedy  $F_{\alpha x} = F_{\alpha y}$ , navíc jsou stále nižší, než je  $F_{tr}$ , což je také důvod, proč je standardně předepisován pro kotvení sloupků tento úhel.
- 8) V případě, že  $\alpha = 30^\circ$ , je uspořádání trakční síly a sil v řetězu takové, že mezi všemi větvemi je úhel  $120^\circ$  a síla v obou řetězech je totožná, rovna síle trakční  $F_{tr}$ .
- 9) V případě, že  $\alpha \neq \beta$  a zároveň např.  $\alpha > \beta$ , tak je větší silou zatěžován sloupek  $\alpha$ , neboť díky geometrickému rozložení přejímá část síly jdoucí do sloupku  $\beta$ .
- 10) Z hlediska pevnosti celého systému nejsou limitující šrouby, nýbrž sloupek.

### Doporučení vhodného geometrického rozdělení:

Pro symetrické i nesymetrické geometrické rozložení vždy platí, že by mělo být dosaženo co největších úhlů  $\alpha$  a  $\beta$ . To způsobí, že do sloupku vstupují nejmenší možné provozní síly od trakčního zatížení. Navíc, sloupku s méně příznivým úhlem je část zatížení odebrána sloupkem s úhlem příznivějším.



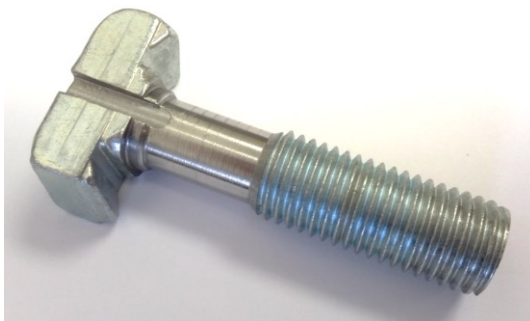
## 4 Experiment (BLOK 2)

Cíle experimentu:

- 1) zjištění reálných sil vstupujících do šroubů kotvicích sloupek k základům (což souvisí s poměrem tuhostí přírub a šroubu)
- 2) ověření chování plastových ližin, které jsou standardně přišroubovány ke spodní části desky
- 3) zjištění deformace desky a trubky (pro porovnání s MKP modelem)
- 4) zjištění posuvů celého sloupku

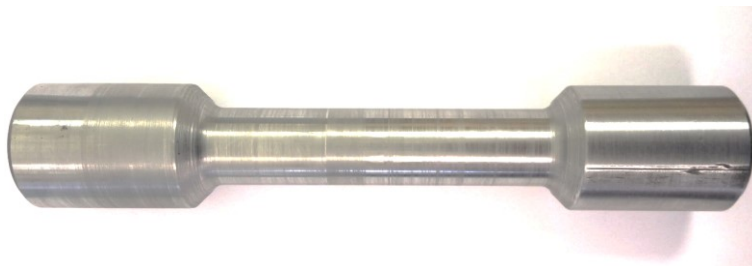
### 4.1 Příprava mechanických dílů

Aby bylo možné použít šrouby jako snímače, bylo nutné je upravit tak, aby vznikly plochy pro lepení tenzometrů a vedení kabelů. Za tímto účelem byl vedoucím práce navržen tvar šroubu a mnou vytvořen výrobní výkres, na jehož základě byl šroub upraven. Závit u hlavy šroubu byl odstraněn a vznikla válcová plocha o průměru 16 mm. Dále byla v hlavě šroubu vyfrézována drážka pro kabelové vývody. Před lepením tenzometrů byla válcová plocha dále přebroušena pro snížení drsnosti (viz Obr. 25).



Obr. 25 – Upravený šroub M20

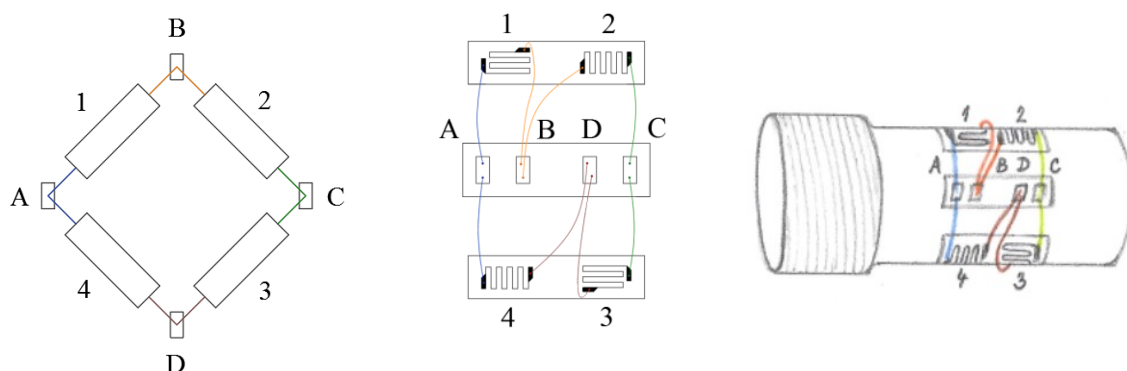
Pro měření síly v řetězu byla na základě dalšího výkresu vyrobena tyč o délce 200 mm válcového průřezu se závitovými otvory pro vázací oka (viz Obr. 26).



Obr. 26 – Tyč pro měření síly v řetězu

## 4.2 Schéma zapojení

Dalším krokem výroby snímačů bylo rozkreslení schématu zapojení dle Wheatstoneova můstku (pro měření změny elektrického napětí), a to tak, aby byla realizována kompenzace ohybu a teploty a také, aby bylo zapojení co nejpřehlednější (viz Obr. 27).



Obr. 27 – Schéma zapojení tenzometrů

## 4.3 Lepení a pájení tenzometrů

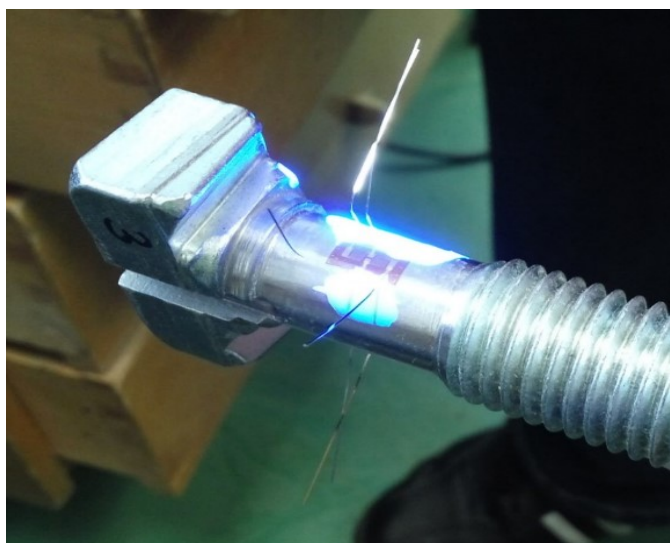
Po rozkreslení schématu následovalo lepení tenzometrů a patek (viz Obr. 28), na které byly svedeny drátky tenzometrů. Pro účely měření byly připraveny 4 snímače, aby bylo umožněno zaznamenávání průběhu elektrického napětí dále přepočítávaného na osovou sílu ve šroubu u všech šroubů současně. Totožný postup byl proveden u tyče pro snímání síly v řetězu.



Obr. 28 – Nalepený tenzometr a patka

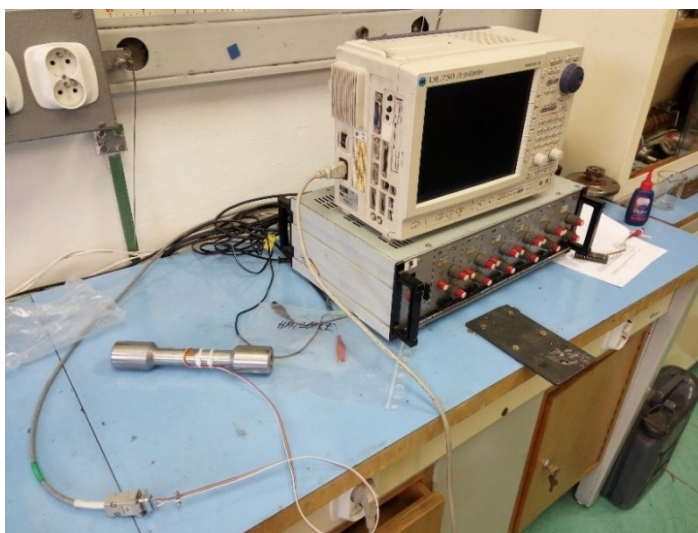
Klíčové v průběhu této procedury bylo, aby vůči sobě byly tenzometrické snímače pootočený přesně o  $180^\circ$  a aby osa tenzometrů byla totožná s osou šroubu. Jedině tak bylo zaručeno, že po zapojení bude vše fungovat tak, jak bylo zamýšleno. Po nalepení byly plochy

mezi patkou a tenzometry očištěny lihem a potřeny polyuretanovou pastou, která funguje jako izolace mezi šroubem a drátkou tenzometru. Nanesená vrstva PU byla zkontrolována pomocí UV lampy (viz Obr. 29).



*Obr. 29 – Kontrola nanesené vrstvy PU*

Po vytvrdnutí PU následovalo pájení tenzometrů k patce, a to dle předpřipraveného schématu (viz Obr. 27). Po připájení všech drátů tenzometru byla provedena kontrola elektrického odporu, a to pomocí multimetru PROSKIT MT-1210 (patky AC a BD –  $R = 120 \Omega$ , s kostrou  $R = 0 \Omega$ ). V případě, že bylo vše v pořádku, následovalo pájení vývodů a konektoru (D-SUB DB9) a opětovná kontrola elektrického odporu. Poté byl snímač překontrolován pomocí záznamového osciloskopu Yokogawa DL750 (viz. Obr. 30).



*Obr. 30 – Kontrola správné funkce snímače*



*Obr. 31 – Hotový snímač připravený ke kalibraci*

V případě, že snímač reagoval, tak byl hotov a připraven ke kalibraci (výsledek viz Obr. 31).

## 4.4 Kalibrace

Kalibrace sloužila ke kontrole vypočítaného a naměřeného elektrického napětí  $U_m$ , dále pak ke kontrole linearity funkce napětí (potažmo poměrného prodloužení).

### Výpočet maximální zátěžné síly $F_{max}$ :

Dle dohody bylo cílem zatěžovat součást v několika hladinách, a to maximálně do poloviny meze kluzu. Této hodnotě napětí odpovídá maximální síla  $F_{max}$ .

$$\sigma = \frac{F}{S} \Rightarrow F_{max} = \frac{R_{e\dot{s}}}{2} \cdot S_{\dot{s}} = \frac{640 \cdot 10^6}{2} \cdot 2,011 \cdot 10^{-4} = 64,34 \text{ kN} \quad (83)$$

Pozn.: Jelikož platí, že  $S_{\dot{s}} < S_t$  lze následující sílu užít bez nebezpečí destrukce i pro tyč.

### Stanovení zátěžných hladin pro šrouby a tyč:

$$F_{\dot{s}1,2,3,4,5} = 10, 20, 30, 40, 50 \text{ kN}$$

$$F_{t1,2,3,4} = 10, 20, 30, 40 \text{ kN}$$

### Výpočet napětí $\sigma$ , poměrné deformace $\varepsilon$ a elektrického napětí $U_m$ pro hladinu 1

$$\sigma_1 = \frac{F_{\dot{s}1}}{S_{\dot{s}}} = \frac{10 \cdot 10^3}{2,011 \cdot 10^{-4}} = 49,74 \text{ MPa} \quad (84)$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \Rightarrow \varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} = \frac{49,74 \cdot 10^6}{210 \cdot 10^9} = 2,368 \cdot 10^{-4} \quad (85)$$

$$\varepsilon = \frac{4 \cdot U_m \cdot 10^3}{k \cdot n} \Rightarrow U_{m1} = \frac{\varepsilon_1 \cdot k_{\dot{s}} \cdot n \cdot 10^3}{4} = \frac{2,37 \cdot 10^{-4} \cdot 1,9 \cdot 2,6 \cdot 10^3}{4} = 0,2925 \text{ V} \quad (86)$$

- kde:

$d_{\dot{s}}$  je průměr šroubu pod tenzometrem,  $d_{\dot{s}} = 0,016 \text{ m}$

$S_{\dot{s}}$  je plocha průřezu šroubu pod tenzometrem,  $S_{\dot{s}} = 2,011 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

$R_{e\dot{s}}$  je mez kluzu šroubu (M20 x 80 – 8.8),  $R_{e\dot{s}} = 640 \text{ MPa}$

$E$  je modul pružnosti v tahu,  $E = 210 \text{ GPa}$

$k_{\dot{s}}$  je  $k$  – faktor tenzometru (použitého na šroubu)  $k_{\dot{s}} = 1,9$

$n$  je citlivost tenzometru,  $n = 2,6$

$d_t$  je průměr tyče pod tenzometrem,  $d_t = 0,025 \text{ m}$



$S_t$  je plocha průřezu tyče pod tenzometrem,  $S_t = 4,909 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

$R_{et}$  je mez kluzu tyče (113751, S235JR),  $R_{et} = 235 \text{ MPa}$

$k_t$  je  $k$  – faktor tenzometru (použitého na tyči),  $k_t = 1,9$

Tento postup byl aplikován u všech hladin šroubu i tyče. Tabulky 4 a 5 poté slouží jako přehled vypočítaných hodnot a kontrolní hodnoty pro porovnání s naměřenými.

Tabulka 4 – Předpokládaného hodnoty elektrické napětí při daném zatížení (šroub)

<b>Šroub</b>			
<b>F<sub>1,2,3,4,5</sub> [kN]</b>	<b>σ<sub>1,2,3,4,5</sub> [MPa]</b>	<b>ε<sub>1,2,3,4,5</sub> [-]</b>	<b>U<sub>m1,2,3,4,5</sub> [V]</b>
10	49,74	$2,368 \cdot 10^{-4}$	0,2925
20	99,47	$4,737 \cdot 10^{-4}$	0,5850
30	149,2	$7,105 \cdot 10^{-4}$	0,8775
40	198,9	$9,474 \cdot 10^{-4}$	1,170
50	248,7	$1,184 \cdot 10^{-3}$	1,462

Tabulka 5 – Předpokládaného hodnoty elektrické napětí při daném zatížení (tyč)

<b>Tyč</b>			
<b>F<sub>1,2,3,4,5</sub> [kN]</b>	<b>σ<sub>1,2,3,4,5</sub> [MPa]</b>	<b>ε<sub>1,2,3,4,5</sub> [-]</b>	<b>U<sub>m1,2,3,4,5</sub> [V]</b>
10	20,37	$9,701 \cdot 10^{-5}$	0,1261
20	40,74	$1,940 \cdot 10^{-4}$	0,2522
30	61,12	$2,910 \cdot 10^{-4}$	0,3783
40	81,49	$3,880 \cdot 10^{-4}$	0,5044

Jelikož jsme neměli k dispozici vhodné technické vybavení pro zatížení šroubů tahem, tak byla kalibrace provedena tlakem, a to na trhacím stroji ZD40 (viz Obr. 32). To se projevilo zápornou hodnotu elektrického napětí, kterou jsme měřili pomocí záznamového osciloskopu Yokogawa DL750. Bylo kontrolováno, zdali naměřené hodnoty přibližně odpovídají vypočítaným a také proveden jejich zápis u každého šroubu a tyče zvlášť. Je nutné poznamenat, že není reálné, aby naměřené hodnoty přesně odpovídaly vypočítaným, neboť tenzometry mají různou přesnost a není možné je na každý šroub nalepit totožně. Dalším faktorem je průměr šroubů, který také není u všech shodný a negativní vliv může mít i různá teplota. U každého šroubu byla provedena kontrola hystereze.





Obr. 32 – Ukázka kalibrace šroubu

Výstupem kalibrace je tabulka naměřených hodnot elektrického napětí náležíciho daným silám (cejchovní hodnoty) a měřítka (daná podílem síly a odpovídajícího elektrického napětí), která byla později vkládána do programu FlexPro 7.0 k vykreslení průběhu sil (viz Tabulka 6 a 7).

Tabulka 6 – Naměřené hodnoty elektrického napětí (šrouby)

Šroub 1			Šroub 2		Šroub 3		Šroub 4	
[kN]	[V]	Měřítko	[V]	Měřítko	[V]	Měřítko	[V]	Měřítko
10	0,249	40,16	0,276	36,23	0,226	44,25	0,299	33,44
20	0,489	40,90	0,552	36,23	0,461	43,38	0,592	33,78
30	0,722	41,55	0,822	36,50	0,706	42,49	0,875	34,29
40	0,959	41,71	1,090	36,70	0,957	41,80	1,160	34,48
50	1,190	42,02	1,370	36,50	1,210	41,32	1,440	34,72
		<b>41,27</b>		<b>36,43</b>		<b>42,65</b>		<b>34,14</b>

Tabulka 7 – naměřené hodnoty elektrického napětí (tyč)

Tyč		
[kN]	[V]	Měřítka
10	0,121	82,64
20	0,238	84,03
30	0,362	82,87
40	0,485	82,56
		<b>83,03</b>

Na základě zobrazených tabulek je zřejmé, že k žádné hrubé chybě nedošlo, snímače fungují dle předpokladu a aparatura je nastavena správně.

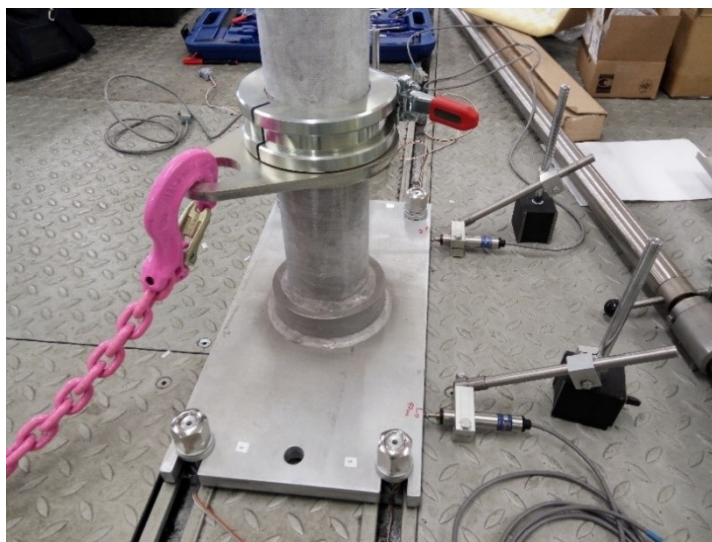
#### 4.5 Měření

Měření probíhalo ve firmě AVL Moravia s.r.o. na zkušebním válcovém dynamometru, a to ve zjednodušené podobě oproti standardnímu zatížení sloupků prostřednictvím vozidla. Mezi dva původní sloupky, které byly postupně pozicovány v úhlech  $\alpha = 45^\circ, 27^\circ, 10^\circ$  byly nataženy 2 řetězy, které byly ustavovány ve třech hladinách  $h = 250 \text{ mm}, 500 \text{ mm}$  a  $730 \text{ mm}$  (ukázka viz Obr. 33). Řetězy byly spojeny tyčí s vazacími oky, pomocí které byla měřena síla ( $= F_\omega$ ), kterou byl řetěz napínán. Pro měření síly v řetězu byla tedy použita vyrobená tyč, pro měření osových sil ve šroubech byly použity 4 vyrobené snímače a pro měření posuvu a deformace desky a sloupku byly postupně využity 3 snímače posuvu v různých pozicích (viz Obr. 34). Měření tedy probíhalo v celkem 8 kanálech současně.



Obr. 33 – Ukázka geometrické konfigurace sloupků –  $45^\circ, 730 \text{ mm}$





Obr. 34 – Ukázka rozmístění snímačů – zjišťován posuv celého sloupku

Naměřeny byly tyto typy souborů: dotažení šroubů, napnutí a povolení řetězu (pro dříve zmíněné úhly a výšky objímky), povolení šroubů a měření úbytku osové síly ve šroubech bez zatížení.

## 4.6 Analýza dat

### Předpoklady:

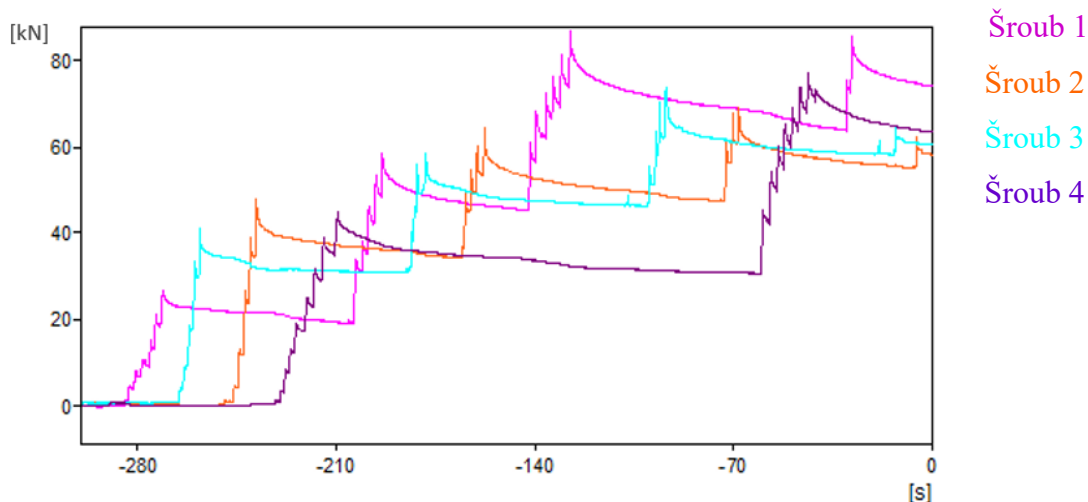
- 1) Jelikož má příruba díky plastovým dílům výrazně nižší tuhost než šrouby, bylo předpokládáno, že na základě diagramu předepjatého spoje budou téměř celou velikost provozních sil zachycovat šrouby.
- 2) Po odmontování plastových ližin bude příruba tužší a síly ve šroubech by tedy měly být výrazně nižší. K rozdělení sil mezi šroub a přírubu dojde v poměru tuhosti příruby a šroubu.

## Zjištění:

Pozn.: Vyhodnocení naměřených dat bylo provedeno v programu FlexPro 7.0.

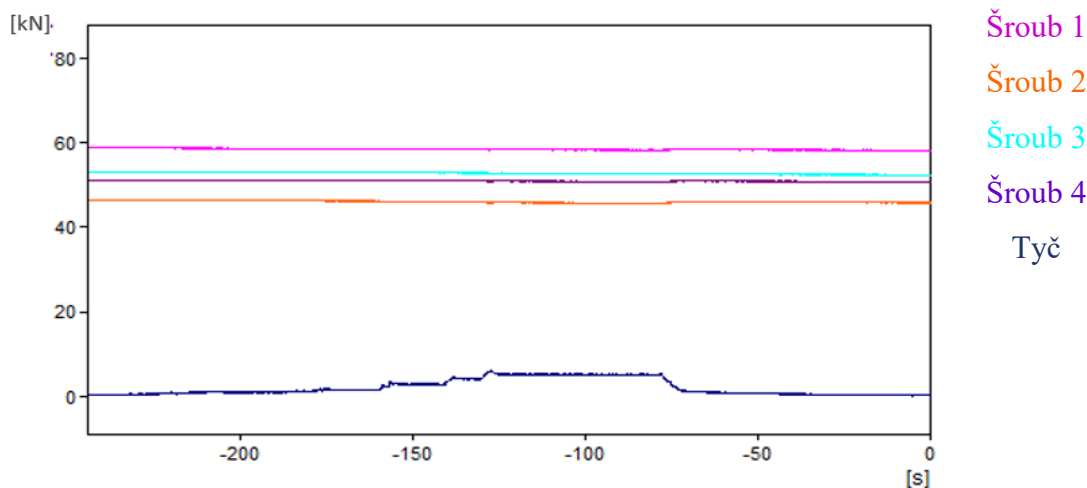
### a) Sloupek s plastovými ližinami

1) byl naměřen obrovský rozptyl v předpětí šroubů – až 20 kN (viz Obr. 35)



Obr. 35 – Graf zobrazující utažení šroubů

2) zatížení provozní silou se ve šroubech nijak neprojevilo, průběh sil nekopíroval průběh síly v řetězu, pouze pozvolna klesal (viz Obr. 36)



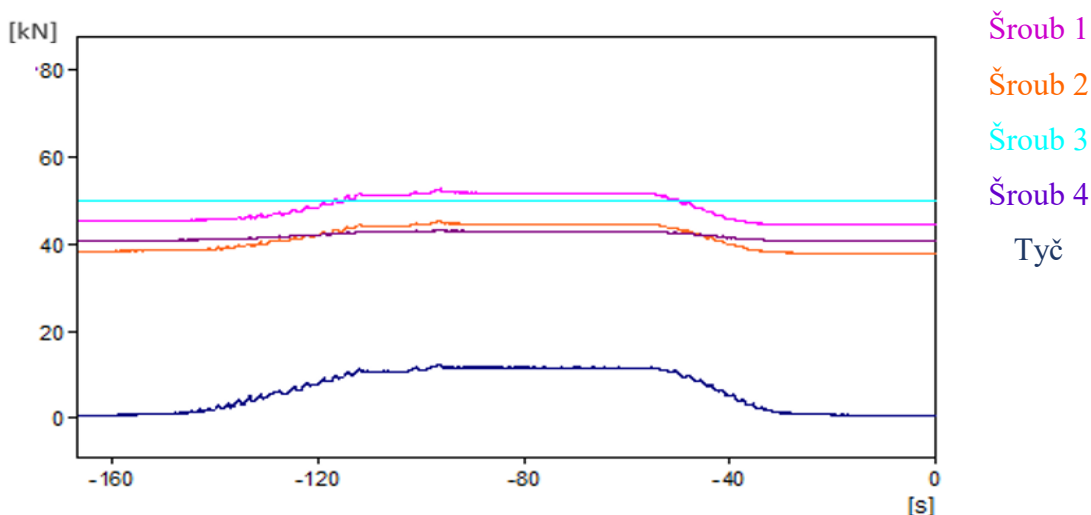
Obr. 36 – Graf zobrazující zatížení sloupků s plastovými ližinami

Důvodem, proč se zatížení ve šroubech nijak neprojevilo je fakt, že dochází k tečení plastových ližin a postupnému klesání předpětí ve šroubech (25 % původního osově síly za hodinu). Díky tomuto jevu dochází ke ztrátě informace (zkreslení) týkající se přírůstku osově síly ve šroubech. Důležití je, že v průběhu měření nedošlo k ustálení tohoto jevu, osová síla vždy klesala až do chvíle, kdy jsme byli nuceni šrouby znovu dotáhnout pro správnou funkci třecího spojení.

3) celý sloupek se při zatížení posouvá v řádech desetin milimetru a po uvolnění se již nevrací na původní pozici

**b) Sloupek bez plastových ližin**

- 1) menší rozptyl v předpětí šroubů – až 8 kN
- 2) průběh sil ve šroubech 1, 2 a 4 kopíruje průběh síly v řetězu (viz Obr. 37)
- 3) ve šroubu 3 se provozní zatížení neprojevuje, což souvisí s posunem reálného bodu, okolo kterého dochází ke klopení sloupku od hrany směrem ke středu desky



Obr. 37 – Graf zobrazující zatížení sloupků bez plastových ližin

4) sloupek se pohybuje v řádech setin milimetru

**Závěr:**

- 1) Při zatížení sloupku by plastové ližiny neměly být součástí přírub, neboť dochází k tečení tohoto materiálu.
- 2) Zjištění reálných sil vstupujících do šroubů se podařilo pouze při měření bez plastových ližin. Po jejich porovnání s vypočtenými osovými silami (kap. 3.4, tabulka 3) a posunutí klopného bodu A (viz Obr. 21) podle doporučení dle Steinhardta do ¼ desky (viz [9], str. 483) bylo dosaženo těchto výsledků:

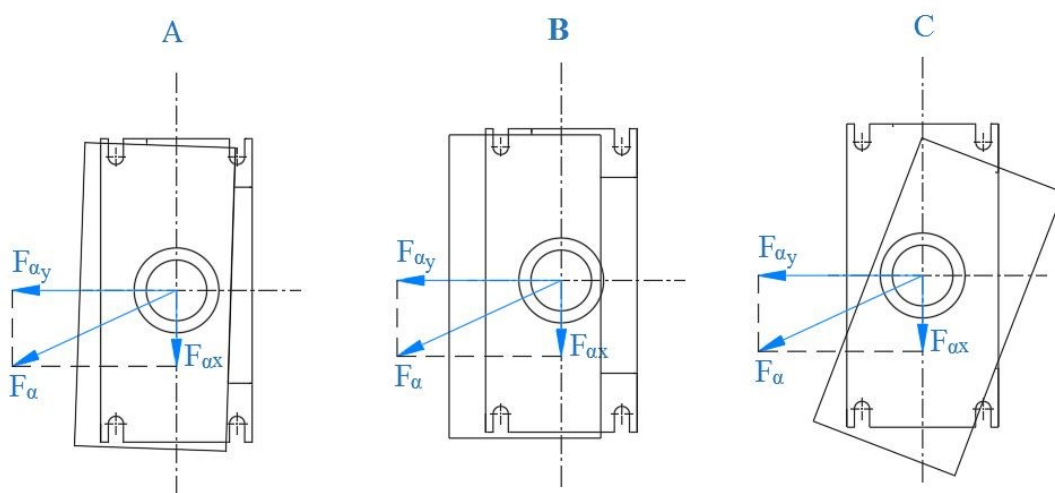
Tabulka 8 – srovnání osových sil vypočtených a experimentálně zjištěných

Šroub	$\Delta F_{si}$ [N] - vypočteno	$\Delta F_{si}$ [N] - naměřeno
1	6086	6504
2	3853	6390
3	0	0
4	2233	2123



V případě šroubů 1,3 a 4 došlo k přibližnému srovnání velikostí přírůstků osových sil ve šroubech. V případě šroubu 2 se však výsledky zcela rozcházejí a je zřejmé, že analytický výpočet zde selhává. Zřejmě dochází k posunu sloupku, možná i opření desky o šroub 2, což má za následek nepředvídatelné navýšení osových sil. Podstatné je, že přestože je přírůstek síly ve šroubu 2 větší než vypočítaný, nedochází k překročení přírůstku ve šroubu 1, který je stále kritickým a musí být podroben pevnostní kontrole.

- 3) Bylo ověřeno chování sloupku, kdy při zatížení dochází k jeho postupnému otáčení a po odlehčení se nevrací do původní pozice (viz Obr. 38). Tento jev je výraznější v případě užití plastových ližin, což potvrzuje předpoklad mírně nižšího součinitele smykového tření mezi ocelí a polyetylenovými ližinami ( $f = 0,17$ ) v porovnání kontaktu ocel na ocel ( $f = 0,2$ ).



Obr. 38 – Posuvy sloupku při zatížení

- 4) Experimentálně naměřená deformace desky a trubky při měření bez užití plastu se shoduje s hodnotou deformace získané pomocí MKP. V případě desky je to v řádech setin milimetru (0,05 mm), u trubky v desetinách milimetru (0,2 mm). Při užití plastových ližin dosahují deformace přibližně stejné hodnoty.
- 5) Součinitel smykového tření na závitech dosahuje hodnoty  $f_z = 0,36$  (tato hodnota je určena na základě známého utahovacího momentu  $M_U$  a měřené osových sil).

## 5 Konstrukční návrh nového řešení (BLOK 3)

Na základě obdobně sestaveného MKP modelu bylo testováno několik variant nových konstrukčních provedení sloupku. Z nich byly následně vybrány 3 lišící se svou konstrukcí či předpokládaným způsobem použití objímky. Z důvodu užití obdobných vzorců a MKP modelu již tato část neobsahuje výpočty, ale pouze prezentaci zjištěných výsledků.

### 5.1 Vybrané varianty



Obr. 39 – Varianta 1



Obr. 40 – Varianta 2



Obr. 41 – Varianta 3

**Varianta 1** – Sloupek s vnějšími vzpěrami (viz Obr. 39)

- 1) Hmotnost: 115 kg
- 2) Maximální napětí: 190 MPa
- 3) Maximální deformace (tuhost) desky a trubky: 0,3 mm a 1,7 mm
- 4) Manipulace s objímkou: obtížná díky žebřům (nutnost přehmatávání, nedostatečný prostor, možnost poranění)
- 5) Vytvořitelnost: snadná (ke všem svařovaným plochám je přístup)

Sloupek je tvořen ocelovou deskou, trubkou a čtyřmi žebry v takovém tvaru, který umožňuje pohyb objímky a také rotaci oka objímky v požadovaném rozsahu. Vyznačuje se vysokou tuhostí a snadnou vytvořitelností, díky své hmotnosti a obtížné manipulaci s objímkou, která by navíc musela být dělaná, je však nevhodný.

### **Varianta 2** – Sloupek dělený pro vnitřní vedení objímky (viz Obr. 40)

- 1) Hmotnost: 86 kg
- 2) Maximální napětí: 210 MPa
- 3) Maximální deformace (tuhost) desky a trubky: 0,5 mm a 2,1 mm
- 4) Manipulace s objímkou: snadná pomocí pohybového šroubu a kliky
- 5) Vyrobitelnost: obtížná (špatně přístupné či nepřístupné oblasti pro svařování, větší nároky na přesnost)

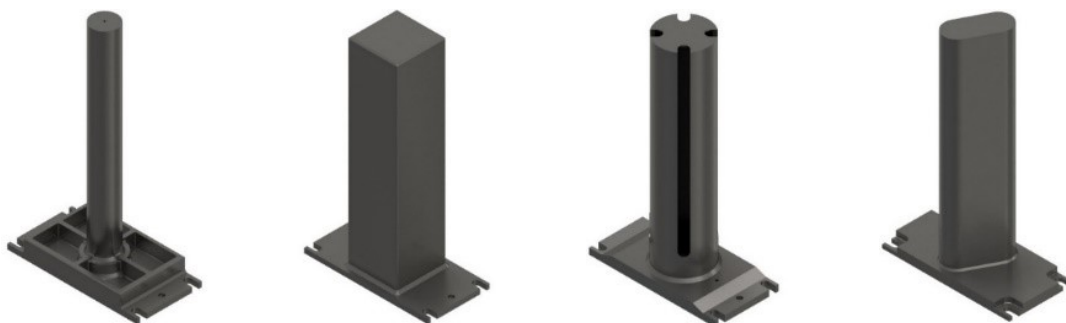
Sloupek je tvořen ocelovou deskou a dvěma L profily. Mezi profily je vložen pohybový šroub. Ten zajišťuje pohyb objímky, která oba profily svazuje v tuhý celek. Toto provedení eliminuje nevýhody týkající se manipulace s objímkou. Sloupek se vyznačuje nižší hmotností, avšak i nižší tuhostí a vyšším napětím oproti dřívější verzi. Díky dělenému profilu nepůsobí důvěryhodným dojmem.

### **Varianta 3** – Sloupek zpevněný středem pro snazší manipulaci s objímkou (viz Obr. 41)

- 1) Hmotnost: 70 kg
- 2) Maximální napětí: 160 MPa
- 3) Maximální deformace (tuhost) desky a trubky: 0,3 mm a 1,8 mm
- 4) Manipulace s objímkou: snadná díky vnitřnímu vyztužení trubky
- 5) Vyrobitelnost: snadná (avšak vyšší počet dílů)

Sloupek je tvořen ocelovou deskou, tenkostěnnou trubkou a vnitřním vyztužením v podobě ocelového kříže přivařeného k trubce v horní a spodní části. Sloupek se vyznačuje výborným poměrem hmotnosti a tuhosti, dále je v jeho případě dosaženo nejnižšího napětí a díky kruhovému průřezu nosníku nezávisí napětí na úhlu, pod kterým působí provozní síla. Negativem je vyšší počet dílů a potřeba vyššího počtu operací v průběhu výroby.

### **Další zvažované varianty:**



*Obr. 42 – Další uvažované typy sloupků*

## 5.2 Rozpracování vybraného řešení

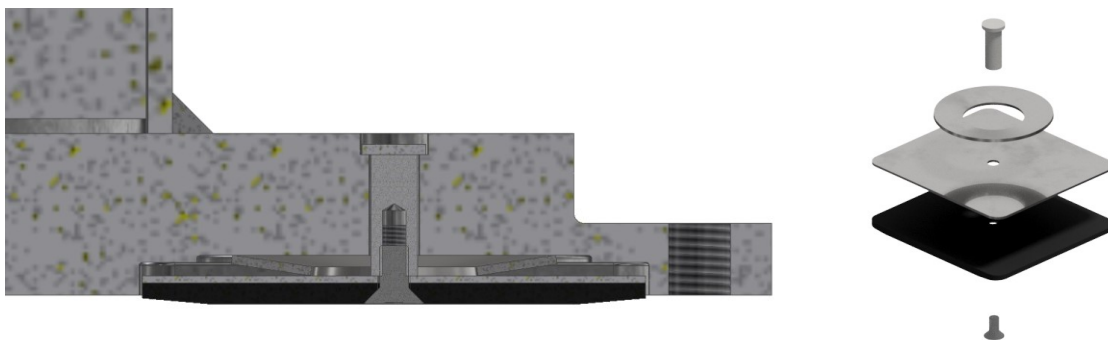
Na základě hodnocení dříve zmíněných variant a konzultace ve firmě AVL Moravia s.r.o. byla jako nejvhodnější shledána varianta 3, která je v této kapitole dále rozpracována.



*Obr. 43 – Sloupek před a po rozpracování*

Po podrobení vybraného řešení MKP analýze a dříve zmíněným analytickým výpočtům týkajících se šroubů upravených o informace získané během experimentu došlo k přepracování navrhovaného řešení do finální podoby (viz Obr. 43).

Skládá se z ocelové desky uzpůsobené pro 8 šroubů M20 (4 šrouby M20 jsou pevnostně nevyhovující). Tím, že je nová čtveřice šroubů posunuta směrem ke středu desky, dochází k jejímu vyztužení a snížení vychýlení trubky v horní oblasti, což je důvodem, proč nebyly užity 4 větší šrouby, ale 8 v původní velikosti. Dále jsou ve spodní části desky vyfrézovány otvory pro zásuvné elementy nesoucí plastové dílce (viz Obr. č. 44). Odstranění materiálu mezi otvory pro šrouby je provedeno z důvodu dosažení co nejnižší možné hmotnosti. Další částí je trubka s otvory pro výsuvný čep objímky a vyfrézovanými plochami, které slouží k zabránění rotace objímky. Posledním dílem je odlehčený ocelový kříž přivařený v horní a spodní části (do vzdálenosti 80 mm) k trubce (viz příloha D – výkresová dokumentace).



Obr. 44 - Zásuvný element nesoucí plastový dílec

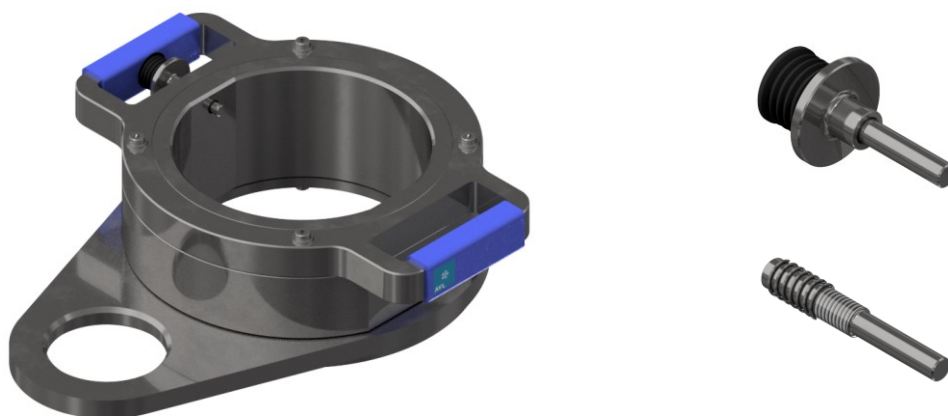
Tabulka 9 – výsledné parametry nového sloupku

Maximální napětí ve svaru:	150 MPa
Maximální napětí okolo otvorů pro šrouby:	340 MPa
Počet kotvicích šroubů:	8
Statická bezpečnost šroubů:	1,7 (min 1,5)

Co se týká velikosti napětí ve svaru, podařilo se dosáhnout hodnoty nižší, než je polovina  $R_e$  užitého materiálu, což je výhodné i z hlediska únavy. Napětí vzniklé v okolí otvorů je vysoké, vzniká však tlakem a jedná se pouze o lokální špičky, které navíc nepřesahují  $R_e$ , tudíž není nebezpečné (nemělo by docházet ani k otlacení podložky do desky).

### 5.3 Nová objímka

Skládá se ze 4 sešroubovaných kusů, a to držadla, středové části objímky, úchytného oka (to se může volně otáčet, čímž je zamezeno kroucení sloupku) a držáku úchytného oka.



Obr. 45 – Objímka a aretační mechanismus

Díky tvaru vnitřní plochy objímky je zamezeno protáčení na sloupku. Výšková aretace je zajištěna prostřednictvím aretačního mechanismu, skládajícího se z čepu se závitem, součástí zajišťující posuv, pružiny a manžety (viz Obr. 45).



## 6 Závěr

Cílem této diplomové práce byla optimalizace sloupku zádržného systému užívaného ve vozidlových zkušebnách. Dále pak úprava objímky.

V první části práce proběhla kontrola stávajícího řešení, tedy výpočet sil vstupujících do sloupku při symetrickém či nesymetrickém uchycení. Byl popsán vliv uchycení a vývoj silových účinků v závislosti na měnícím se úhlu  $\alpha$  a vyosení  $r$ . Ukázalo se, že při zachování konstantní vzdálenosti uchycovacího bodu a dodržení podmínky maximálních úhlů  $\alpha$  a  $\beta$  je z hlediska silových účinků nejnepříznivější symetrické uchycení vozidla. Bylo dokázáno, že pro toto geometrické uspořádání, jemuž odpovídá kritický úhel  $\alpha$  a síla v řetězu  $F_\alpha$  je současné řešení nevyhovující. Nakonec byl graficky stanoven rozsah použitelnosti současného řešení, na jehož základě je možné rozhodnout, v jakém případě použít původní řešení a v jakém použít řešení mnou navrhované.

Ve druhé části byl proveden experiment, který je podkladem pro důležitá doporučení. Při zatížení sloupku by původně používané plastové ližiny neměly být součástí přírub, neboť dochází k tečení tohoto materiálu, což souvisí se značným úbytkem osově síly ve šroubech (cca 25 % osově síly po dotažení za jednu hodinu) a také dochází k nevratným posuvům sloupku řádově v desetinách milimetru. Druhé doporučení se týká standardně užívané kombinace pozinkovaného šroubu a nerezové matice bez užití maziva. Znesnadňuje montáž a demontáž, poněvadž se matice na šroubu zadírá, dále způsobuje velký rozptyl osových sil v jednotlivých šroubech, což je nepříznivé z hlediska přesnosti výpočtu a předpokládaného chování, ale hlavně podstatně zvyšuje součinitel smykového tření na závitě a tím pádem i napětí v krutu. Dochází tak ke snížení statické bezpečnosti. Navrhuji proto užít pastu na závity Molykote P-74 (viz Příloha A), která je vhodná pro extrémní teploty (-40 °C až 200 °C), což je žádoucí v případě dynamometrů užívaných v klimatických komorách, ve kterých jsou simulovány velice nízké teploty. Třetí doporučení se týká závěsného oka, která je použito pro spojení obou větví řetězu s tažným okem vozidla. Mělo by být vždy příčně vzhledem k ose vozidla, aby bylo celé uchycení co nejbližší vozu a úhel  $\alpha$ , potažmo  $\beta$  co největší. V případě, že by to nebylo realizovatelné, navrhuji oko o 60 mm zkrátit. Čtvrté doporučení se týká řetězu. Díky podstatnému nárůstu sil v řetězech již nebude možné použít standardní řetěz s nosností 500 kg, nýbrž řetěz s minimální nosností 2,5 tuny. Proto navrhuji použít řetěz RUD ICE-VSK-6-CURT-IMVK (viz příloha A). Páté doporučení je pouze estetického charakteru a týká se původní objímky, resp. otočného dílce s okem pro hák



řetězu. Otvor by měl být po obou stranách zkosen (minimálně o 3 mm), aby nedocházelo k vymačkávání hrany hákem řetězu. Díky experimentu byl také zjištěn reálný bod, okolo kterého dochází ke klopení sloupku, což napomohlo přesnějšímu výpočtu týkajícího se šroubů užitých pro nové konstrukční řešení sloupku a zároveň poukázalo na slabinu analytického výpočtu.

Ve třetí části byl proveden návrh nového řešení sloupku a objímky s přihlédnutím ke všem doposud získaným podkladům. Sloupek je tvořen trubkou zevnitř vyztuženou ocelovým křížem. Toto řešení je velice výhodné díky poměru tuhosti a hmotnosti. Ocelová deska je uzpůsobena pro 8 šroubů M20, tento počet byl volen s ohledem na minimální statickou bezpečnost  $k_s = 1,5$ . Díky tomu, že jsou 4 šrouby posunuty blíže středu ocelové desky, dochází k jejímu vyztužení, a tedy menšímu vychýlení v horní oblasti sloupku. Tento fakt s sebou nese zdvojnásobení počtu šroubu k utahování, to však nemá vzhledem k užití pneumatických utahováků a také faktu, že k přepozicování sloupeků dochází jen velice zřídka podstatný vliv. Ve spodní části desky jsou vyfrézovány otvory pro zásuvný prvek, na němž jsou našroubovány plastové dílce. Ty sloupek ve volném stavu nesou a umožňují jeho snazší přemísťování. V případě dotažení šroubů jsou však zatlačeny dovnitř desky, aby při zatížení nebyly aktivní součástí příruby. Mírný nárůst osových sil ve šroubech vlivem předpětí talířových pružin je ve výpočtu zohledněn. Objímka je také navržena s ohledem na požadované úpravy a mnou navrhovaná doporučení. Protáčení je zamezeno pomocí 2 rovinných ploch, které kopírují vyfrézované plochy na sloupeku. Výšková aretace je realizována prostřednictvím výsuvného čepu. Podmínkou je, že by objímka a bod, ve kterém jsou připojeny řetězy k tažnému oku vozidla měly být v jedné rovině. Takto je zaručeno, že vozidlo není přitlačováno ani nadlehčováno a také to, že by čep objímky nikdy neměl být namáhán na stříh vyšší silou, než vyvozuje hmotnost samotné objímky. Z důvodu bezpečnosti je však provedena kontrola (viz Příloha B) a sloupek je v horní části opatřen bezpečnostním prvkem zamezujícím pohybu objímky mimo sloupek. Poslední zmínka patří přemísťování celého sloupku, které by dle mého návrhu mělo být prováděno pomocí šroubovatelného táhla s rukojetí.

Mimo rozsah této diplomové práce bude dále prověřena možnost výroby sloupku ze slitiny hliníku z důvodu snížení celkové hmotnosti (důležitými faktory při rozhodování pak bude chování z hlediska únavy a křehnutí při teplotách okolo  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).



## 7 Literatura

- [1] AVL Zollner GmbH. 2011. *Vehicle Chassis Dynamometers*. Germany. (ISBN v publikaci není uvedeno)
- [2] BOHÁČEK, F. a kol. 1997. *Části a mechanismy strojů I – Zásady konstruování, spoje*. Brno, VUT BRNO. ISBN 80-86490-74-2
- [3] BOLEK, Alfred, Josef KOCHMAN a kol. 1989. *ČÁSTI STROJŮ: 1. svazek*. Praha: Nakladatelství technické literatury. ISBN 80-03-00046-7.
- [4] BOLEK, Alfred, Josef KOCHMAN a kol. 1990. *ČÁSTI STROJŮ: 2. svazek*. Praha: Nakladatelství technické literatury. ISBN 80-03-00429-8.
- [5] KALÁB, Květoslav. 2007. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava. ISBN 978-80-248-1290-8
- [6] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. 2011. *Strojnické tabulky (páté vydání)*. Úvaly: Albra. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [7] NĚMEC, J. a kol. 1989. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL. ISBN 80-03-00193-5
- [8] PAGÁČ, M. 2017. *Učebnice SOLIDWORKS*. Brno: Vydavatelství Nová média, s.r.o. ISBN 978-80-270-0918-3
- [9] SHIGLEY E. Joseph, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. 2010. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Nakladatelství Vutium. ISBN 978-80-214-2627-0
- [10] ČSN 05 0120. *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*. 1972. Praha: ČNI.
- [11] *Dynamometer Performance Evaluation and Quality Assurance Procedures*. 1991. Washington, D.C., USA: States Environmental United Protection Agency
- [12] *Analýza svařovaných konstrukcí*. [online] Dostupné z URL: <http://www.mujsolidworks.cz/pevnostni-analyza-svarovane-konstrukce-2/> [cit. 2017-02-10]
- [13] *Emisní norma EURO*. [online]. Dostupně z URL: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/emisni-norma-euro/> [cit. 2017-03-14]
- [14] *Emise výfukových plynů*. [online] Dostupné z URL: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/emise-vyfukovych-plynu/> [cit. 2017-03-14]



## 8 Seznam příloh

Příloha A – seznam nakupovaných položek

Příloha B – výpočet kolíku na stříh

Příloha C – výpočet objímky pomocí MKP

Příloha D – výkresová dokumentace

DP2017-BAJ0045-01

DP2017-BAJ0045-01-01

DP2017-BAJ0045-01-02

DP2017-BAJ0045-01-01-01

DP2017-BAJ0045-01-01-02

DP2017-BAJ0045-01-01-03

DP2017-BAJ0045-01-01-01.1

Příloha E – CD:

Diplomová práce v PDF

Experiment

Kompletní katalogy

Model sloupku (Inventor 2017)

Nafocené ručně vypracované podklady

Obrázky (původní řešení vs. nové řešení)

Prezentace

Schémata

Výpočtové modely (SolidWorks 2015)

Výpočty MS Excel

