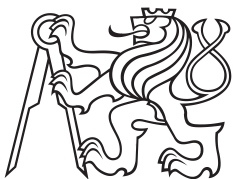


Bakalářská práce



České
vysoké
učení technické
v Praze

F2

Fakulta strojní
Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Držák pro měření elastokinematiky nápravy

Lukáš ZÁRUBA

Teoretický základ strojního inženýrství

lukas.zaruba@fs.cvut.cz

Červen 2015

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Gabriela Achtenová

Poděkování / Prohlášení

Chtěl bych poděkovat doc. Dr. Ing. Gabriele Achtenové za odborné vedení, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Vojtěchu Klírovi, PhD. za pomoc a rady při zpracování této práce. Vděk patří také RNDr. Petru Olšákovi za vytvoření plain \TeX ové šablony CTUstyle, která byla použita pro vytvoření této bakalářské práce.

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti použití tohoto školního díla ve smyslu paragrafu 60, zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů.

V Praze dne

.....

Abstrakt / Abstract

Práce má za cíl navrhnout upínací přípravek sloužící k ukotvení různých typů automobilů při měření elastokinematiky náprav v laboratoři. Součástí vypracování je srovnání potenciálních konstrukčních řešení a rozbor jejich užitečných vlastností. Výsledkem je kromě samotné zprávy také výrobní dokumentace. Doplňkovou úlohou je ideová studie možností upevnění studenské formule.

Klíčová slova: elastokinematika náprav, měřicí stav, držák, kotvicí systém, bakalářská práce

This work aims to develop a clamping device which is used to anchor various types of cars when measuring wheel suspension elastokinematics in a laboratory. Elaboration includes comparison of design approaches and analysis of the utility properties. The result is report and manufacturing documentation. Additional task is conceptual study of options how to anchor a student formula.

Keywords: wheel suspension elastokinematics, test rig, clamping device, anchoring system, bachelor thesis

Title translation: Clamping Device for Measurement of Wheel Suspension Elastokinematics

/ Obsah

1	Měření elastokinematiky náprav a dostupná řešení	1
2	Dosavadní řešení uchycení	3
3	Koncepce uchycení studentské formule	5
4	Návrhové varianty	7
4.1	Upevnění vozu	7
4.1.1	Upevnění v otvorech nosné části karoserie	7
4.1.2	Svěrné spojení s lemem prahu s využitím klínových segmentů	8
4.1.3	Svěrné spojení s lemem prahu pomocí přitlačné desky	8
4.2	Výškové nastavení	9
4.2.1	Šroubový mechanismus	10
4.2.2	Zajištění posuvu sousošých trubek pomocí příčného čepu	11
4.2.3	Vkládání distančních dílců	11
5	Stanovení působících sil	12
5.1	Vnější vlivy	12
5.2	Vnitřní silové poměry a stanovení kritických uzlů	13
6	Návrhové výpočty a poznámky	15
6.1	Závitový mechanismus výškového nastavení	15
6.2	Šrouby svěrného spojení	15
6.3	Konstrukční poznámky	17
7	Kontrolní výpočty a simulace	18
7.1	Vazby mezi komponenty	18
7.2	Výsledky MKP analýzy	19
7.3	Kontrola šroubů	21
8	Rozpočtová analýza	23
8.1	Materiál	23
8.2	Výroba	24
8.3	Vyhodnocení	24
	Literatura	25
A	Seznam použitých veličin	27
B	Seznam přiložené výkresové dokumentace	28
C	Návod k použití - Držák	29

Tabulky / Obrázky

4.1. Světlé výšky vozů ŠKODA9	1.1. Uspořádání měření elastokinematiky náprav1
5.1. Zatížení náprav a kol vozu při jízdách manévrech u ŠKODA Fabia RS 12	1.2. Komerčně prodávaný prvek pro upevnění vozu při opravách karoserie2
5.2. Tíha vozu 13	1.3. Ukázka použití svěrného uchycení2
5.3. Stanovené maximální návrhové zatížení úchyty 13	2.1. Schéma dosavadního uchycení za nárazník a tažné oko3
6.1. Přehled součinitelů tření 16	2.2. Dosavadní uchycení vozu4
7.1. Mechanické vlastnosti použitých materiálů 18	2.3. Detail dosavadního uchycení za nárazník a tažné oko4
7.2. Doporučené utahovací momenty 18	2.4. Detail dosavadního uchycení v okolí podběhu4
7.3. Zatížení šroubů dle MKP analýzy 21	3.1. Snímek studentské formule5
7.4. Výsledné napětí a bezpečnost . 22	3.2. Upevnění za ochranný rám pomocí objímek6
8.1. Cena použitého materiálu 23	3.3. Upevnění monokoku pomocí popruhů.....6
8.2. Cena výrobních úkonů 24	4.1. Podvozek vozu ŠKODA Rapid ..7
A.1. Použité veličiny 27	4.2. Koncept upevnění do otvoru8
B.2. Seznam přiložené výkresové dokumentace 28	4.3. Koncept svěrného spojení s klíny8
	4.4. Koncept svěrného spojení s přítláčnou deskou9
	4.5. Požadovaný výškový a stranový rozsah 10
	4.6. Koncept závitového zdvihu 10
	4.7. Koncept nastavení pomocí příčného čepu..... 11
	4.8. Koncept nastavení vkládacím dílcem 11
	5.1. Rozměry vozu ŠKODA Fabia . 13
	5.2. Vnitřní silové poměry ve svorce 14
	6.1. Zjednodušený výpočet síly předpětí..... 16
	6.2. Finální model upínacího prvku 17
	7.1. Napětí v kontaktní hraně 19
	7.2. Rozložení napětí dle Von Mises..... 20
	7.3. Rozložení součinitele bezpečnosti 20
	7.4. Rozložení posunutí 21
	C.1. Model držáku s piktogramy.... 29

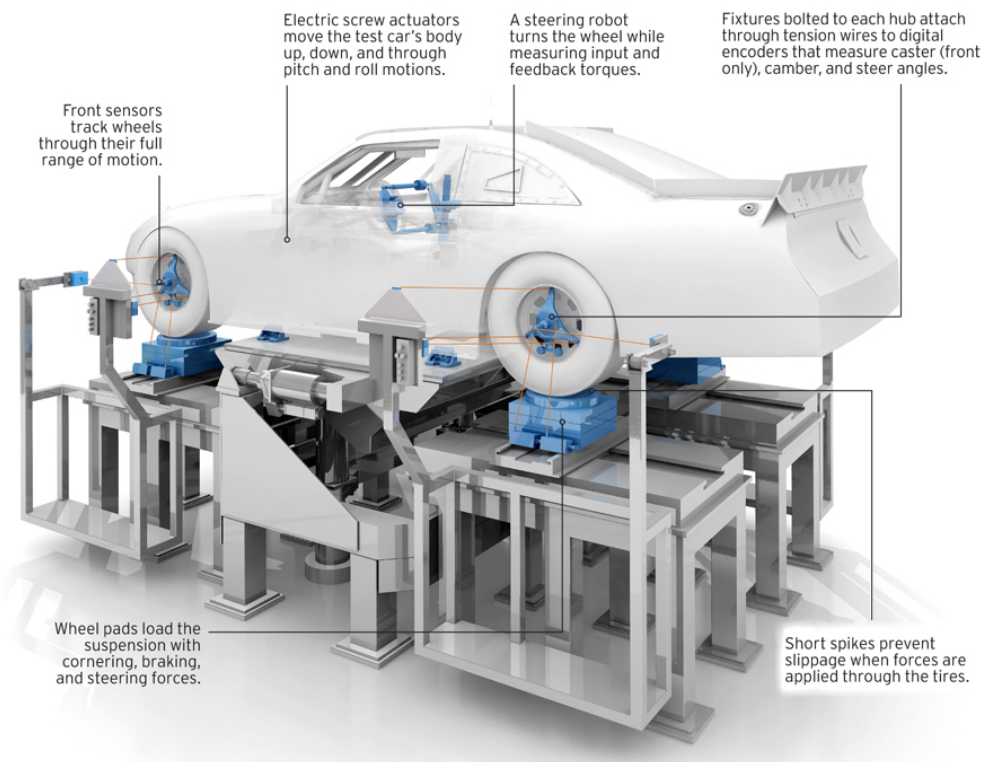
Kapitola 1

Měření elastokinematiky náprav a dostupná řešení

Elastokinematika popisuje změny polohy zavěšení kol zapříčiněné působením sil pocházejících od interakce pneumatiky s vozovkou. Důvodem tohoto chování jsou pružné poddajné prvky v mechanismu nápravy. Elastokinematické charakteristiky zavěšení lze získat laboratorním měřením, při kterém jsou kola měřeného vozu zatěžována pohyblivými stolky a jsou sledovány změny geometrie v závislosti na vyvozených zatěžovacích silách. Automobil je během procedury pevně ukotven. Zmíněné vnější síly jsou zachycovány v držácích, jejichž návrh je cílem této bakalářské práce.

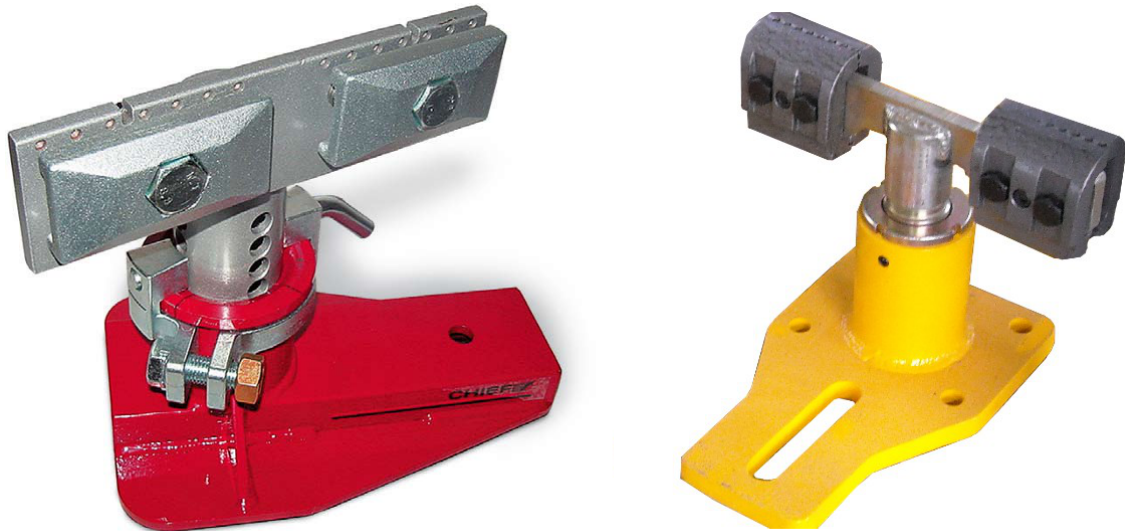
Z průzkumu konvenčních způsobů používaných ve zkušebních laboratořích bylo zjištěno, že prakticky výhradní metodou uchycení automobilu ke zkušebnímu stavu je svislé spojení za lem prahů v místě určeném k umístění zvedáku. Hlavní odůvodnění tohoto řešení je snadná a rychlá obsluha. Díky univerzálnosti celého systému lze provádět měření na téměř jakýchkoliv osobních automobilech standardních rozměrů.

Schéma typického měřicího stanoviště je zobrazeno na obrázku 1.1. Vůz je za lemy prahů ukotven k upínacímu stolu zajišťujícímu svislý posuv. V takovém případě není nutné mít výškově stavitelné úchyty. Svislý a podélný posuv obstarávají samotné měřicí stolky.



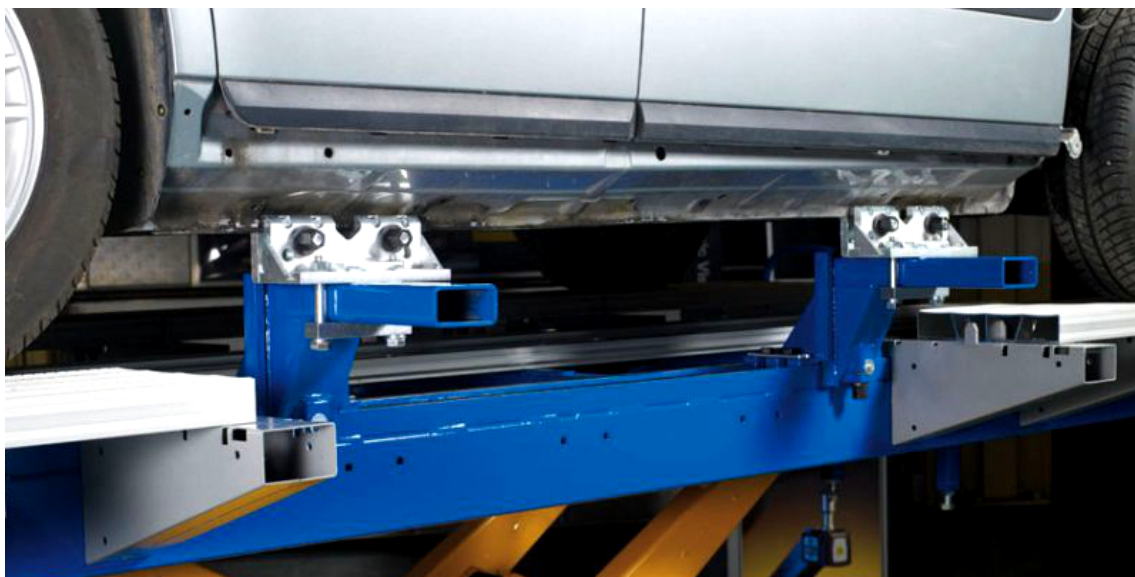
Obrázek 1.1. Uspořádání měření elastokinematiky náprav [1].

Nejdostupnější upínací prvky použitelné pro účely měření jsou držáky automobilů určené k rovnání karoserie po kolizích zobrazené na obrázku 1.2. Z charakteru primárního účelu vyplývá, že splňují požadavky na zachycení svislé, podélné i příčné síly. Zároveň umožňují případné výškové nastavení. Konstrukce se skládá z podstavce s drážkou sloužící ke stranovému nastavení vůči upínacímu stolu a měřenému vozu. Výškové nastavení je realizované posuvem sousých trubek s axiálním zajištěním příčným čepem či závitovou dvojicí. Samotné uchycení za karoserii zajišťují svorky.



Obrázek 1.2. Prvek pro upevnění vozu při opravách karoserie [2], [3].

Obdobné přípravky jsou vyráběny v různých variantách lišících se především provedením zdvihu. Jejich konstrukční prvky jsou výchozím měřítkem pro návrh vlastního řešení. Na obrázku 1.3 je zobrazeno vozidlo ukotvené za pomoci běžně prodávaného systému.

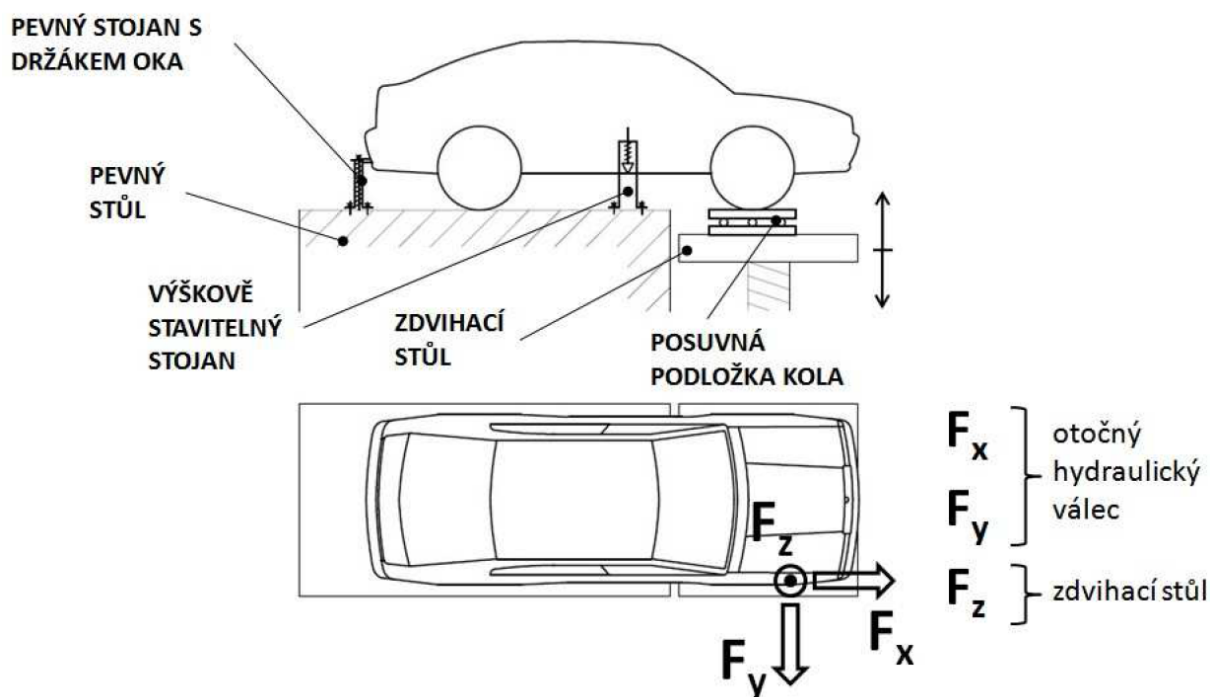


Obrázek 1.3. Ukázka použití svěrného uchycení [3].

Kapitola 2

Dosavadní řešení uchycení

Stávající uspořádání měřicího stanoviště v laboratoři Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel na Julisce, které slouží k měření elastokinematiky náprav je zobrazeno na obrázku 2.1. Automobil je zde pevně uchycen k nepohyblivému stolu s T-drážkami pomocí stojanů. Měřená náprava je uložena na pohyblivých stolicích, které v kombinaci s posuvnou podložkou zajišťují posuv ve svislém, příčném a podélném směru. Jak je ze schématu patrné, pro měření opačné nápravy je nutné celý automobil otočit a znovu ukotvit. Tato operace vzhledem ke složitosti nynějšího řešení ukotvení trvá značný čas. Pro nový systém ukotvení je tedy žádoucí maximální zjednodušení s cílem časových úspor při konfiguraci.



Obrázek 2.1. Schéma měřicího stanoviště [4].

Doposud bylo uchycení řešeno kombinací několika rozdílných prvků. Jako úchytné body byl použit nárazník, tažné oko, práh u spolujezdce a část karoserie u řidiče poblíž nápravy. Hlavním negativem této koncepce se ukázala invazivnost metody. Je třeba demontovat plastový kryt nárazníku a vyvařit kotevní bod do karoserie. Svěrné spojení za práh způsobuje trvalou deformaci karoserie v místě působení. Dalším faktorem svědčícím v neprospěch dosavadního stavu je zdlouhavá instalace celého systému a v poslední řadě nemožnost zavírání dveří spolujezdce a zhoršení přístupu k některým částem vozu.



Obrázek 2.2. Fotografie dosavadního uchycení vozu.



Obrázek 2.3. Detail dosavadního uchycení za nárazník a tažné oko.



Obrázek 2.4. Ukázka dosavadního uchycení v okolí podběhu.

Kapitola 3

Koncepce uchycení studentské formule

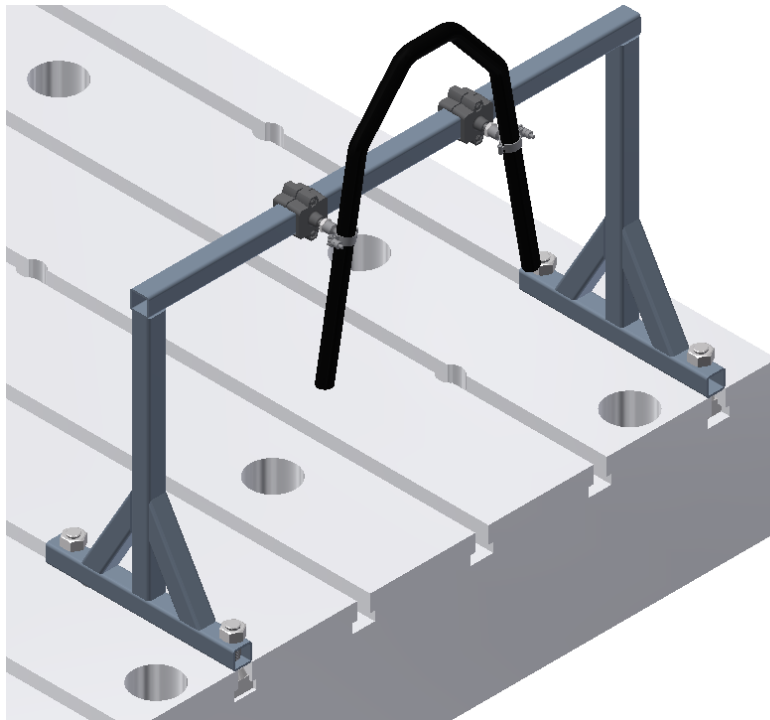
Dílčím úkolem této práce bylo vytvořit koncepci uchycení studentské formule pro měření elastokinematiky náprav. Uspořádání nosných prvků studentské formule týmu CTU CarTech se v posledních ročnících ustálilo na kombinaci samonosného monokoku z uhlíkového kompozitu, ke kterému je připevněna přední náprava, a zadního trubkového prostorového rámu držícího motor a zadní nápravu. Standardní součástí vozu jsou rozměrné prvky aerodynamického balení znesnadňující přístup k potenciálním kotvícím bodům. Klíčovými parametry pro návrh uchycení je rozvor činicí **1578 mm**, rozchod **1200/1180 mm** a hmotnost **197 kg**.



Obrázek 3.1. Snímek studentské formule FS.06 [5].

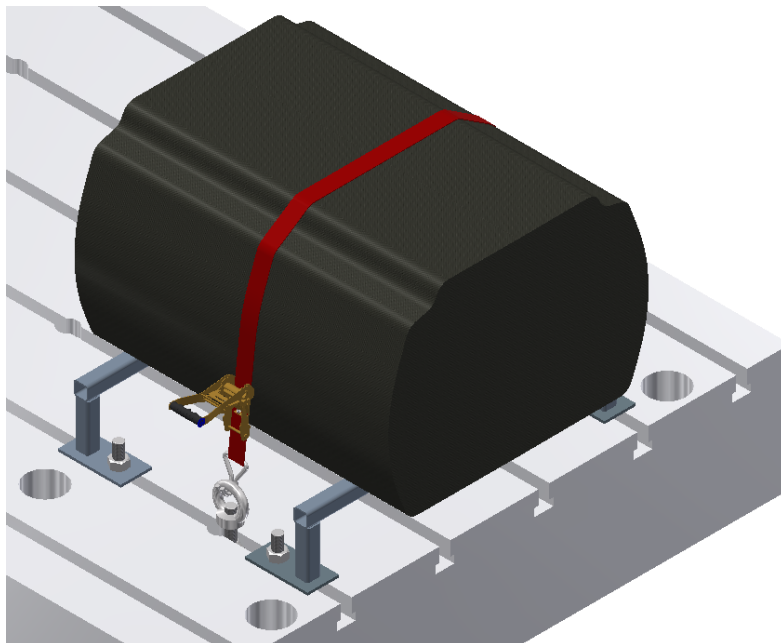
Charakter soutěžního vozu je zcela odlišný od osobních automobilů a z toho vyplývá nutnost zcela specifického řešení držáků. Vzhledem k tomu, že měřená náprava se nachází mimo dosah upevňovacího stolu, podobně jako na schématu 2.1, je nutné, aby veškeré upevňovací prvky ležely v oblasti rozvoru, který je v tomto případě relativně krátký. Navržený systém bude kombinovaný, sestávající se z kombinace dvou typů uchycení vycházejících z odlišného konstrukčního řešení přední a zadní části vozu.

Jako nejreálnější řešení se jeví využít k upevnění zadní ochranný rám za pomoci objímek přímo k upevňovacímu stolu. V přední partii formule je velmi malé množství potenciálních kotvících bodů. Celý monokok je skořepina konvexního tvaru, do kterého jsou zalaminované vložky pro připevnění ramen držících přední kola. Jednou z potenciálních oblastí uchycení je horní lem monokoku, který je vyztužený a je zde reálné použití svěrného spojení. Jelikož se lem nachází na horní straně, je třeba vytvořit příčník podepřený bočními sloupky. Sloupky se upevní ke kotvící desce.



Obrázek 3.2. Upevnění za ochranný rám pomocí objímek ¹⁾.

Další variantou, jež přichází v úvahu, je nízká stolička, na kterou se formule uloží a přitáhne stahovacími popruhy. Mezi stolicí se vloží tenká vrstva pryže, která zajistí vysoký součinitel tření a ochrání skořepinu před případným poškozením. K použití tohoto postupu je nutné předem demontovat aerodynamické nástavby po stranách vozu. Vzhledem k nízké hmotnosti a relativně malému testovacímu zatížení kol bude tento způsob upevnění dostatečný.



Obrázek 3.3. Upevnění monokoku pomocí popruhů ¹⁾.

¹⁾ Vytvořeno v CAD programu Autodesk Inventor

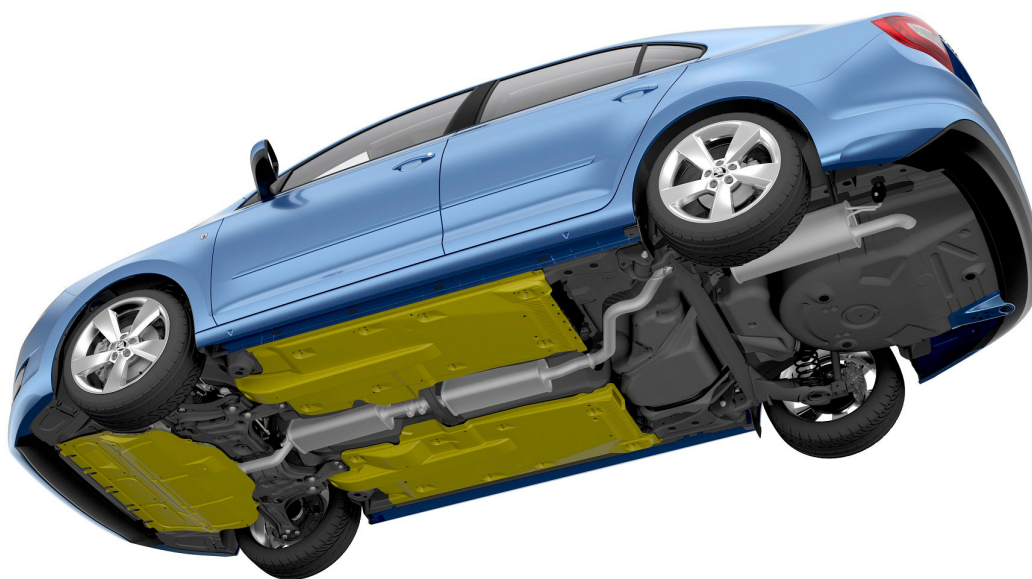
Kapitola 4

Návrhové varianty

Pro výběr nejvhodnějšího designu byly vypracovány tři ideové návrhy možného řešení dílčích vlastností upínacího prvku. Jedná se o stanovení metody výškového nastavení a samotný způsob uchycení automobilu. Rozhodujícími kritérii pro zvolenou koncepci je snadná obsluha, výšková a stranová nastavitelnost v požadovaném rozsahu a především šetrnost k vozu. Samozřejmá je také analýza cenové náročnosti finálního výrobku a srovnání s alternativami, jež je možné zakoupit jako hotová řešení.

4.1 Upevnění vozu

Upevnění je třeba navrhnout s důrazem na to, aby nepoškodilo vozidlo. Na obrázku 4.1 je zobrazen pohled na podvozek automobilu, na kterém můžeme vidět tvarové prvky, kterých je možno využít při návrhu. Požadavkem zadání je univerzální použitelnost napříč vozy koncernu VW, a tudíž je vycházeno z využití unifikovaných prvků vyskytujících se na podvozcích. Podobnost konstrukčních řešení podvozků novějších vozů zmíněného koncernu do jisté míry zajišťuje zavedená platforma MQB.

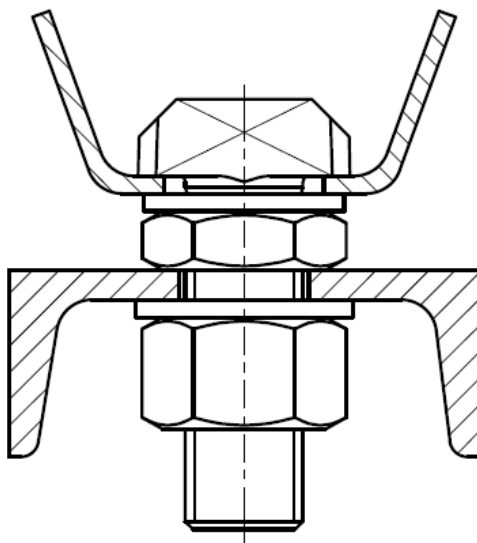


Obrázek 4.1. Podvozek vozu ŠKODA Rapid [6].

4.1.1 Upevnění v otvorech nosné části karoserie

Podstatou této varianty je využít k ukotvení automobilu otvorů v nosných prvcích karoserie. Tyto díry jsou v konstrukci z technologických a provozních důvodů a jsou z výroby zaslepené. Konkrétní provedení na obrázku 4.2 se skládá ze šroubu s T hlavou vloženého do otvoru a zajištěného maticí. Vzniklá kotva je připevněna k vlastnímu celku upínacího prvku. Nedostatkem tohoto řešení je, že každý výrobce a typ vozu

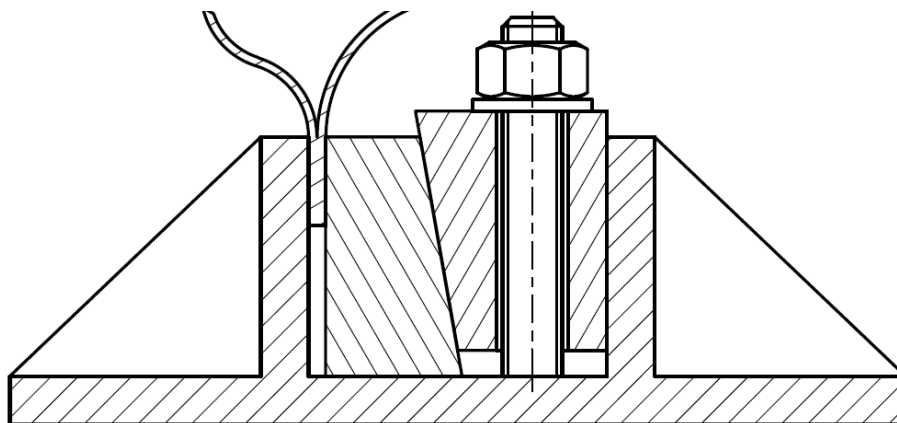
má rozdílnou polohu zmíněných otvorů. Dalším faktorem, který hraje v neprospěch je relativní složitost osazení celého systému.



Obrázek 4.2. Koncept upevnění do otvoru ¹⁾.

■ 4.1.2 Svěrné spojení s lemem prahu s využitím klínových segmentů

Hlavním důvodem k použití svěrných spojení je široká univerzálnost, protože jsou určeny k upevnění za lemy podběhů v místech určených pro zvedák. Karoserie je v těchto místech vyztužena a tvar je ustálený mezi výrobci. Svěrné spojení v konfiguraci s klínovými segmenty dokáže vyvinout velké přitlačné síly z relativně menší síly předpětí šroubu. Negativem této varianty je pravděpodobně omezená přístupnost k předpínacím šroubům.



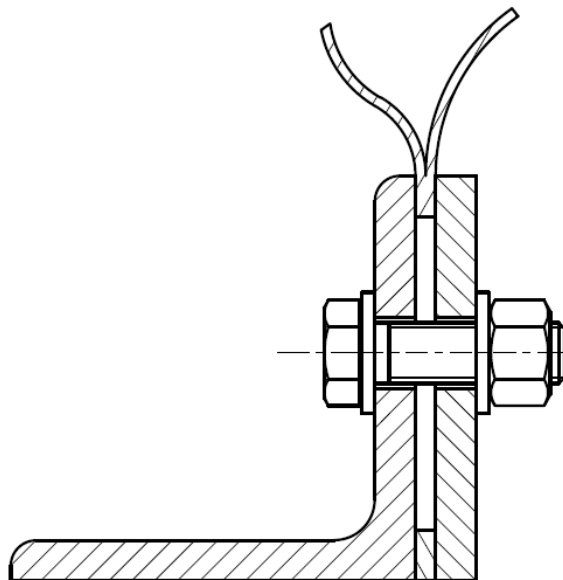
Obrázek 4.3. Koncept svěrného spojení s klíny ¹⁾.

■ 4.1.3 Svěrné spojení s lemem prahu pomocí přitlačné desky

Toto řešení je mezi výrobci kotvících systémů nejčtenější. Jedná se o variaci předešlé metody s rozdílem v tom, že síla montážního předpětí působí přímo ve směru síly vyvolávající třecí reakci. Velikost přitlaku lze přibližně stanovit ze silových poměrů na

¹⁾ Vytvořeno v CAD programu Autodesk Inventor

jednozvrtné páce. Z toho vyplývá, že přitlačná síla je vždy menší než předpětí šroubu. Maximálního působení se dosáhne minimalizováním vzdálenosti mezi osou šroubu a lemem vozu společně s maximalizováním vzdálenosti distanční podložky a tedy pomyslné osy otáčení.



Obrázek 4.4. Koncept svěrného spojení s přitlačnou deskou ¹⁾.

4.2 Výškové nastavení

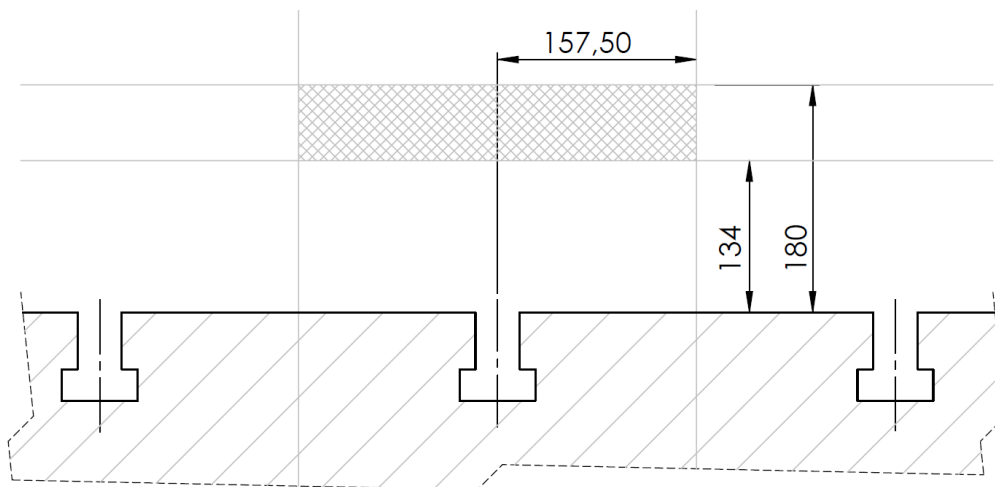
Jedním z požadavků na charakter ukotvení vozu je, že během měření budou alespoň dvě kola stát na upevňovací stoličce. Pro dodržení této vlastnosti je nutné zajistit výškové nastavení v potřebném rozsahu. Z uvedené tabulky 4.1 světelných výšek vybraných vozů lze usoudit, že navrhovaný úchyt by měl mít možnost výškového nastavení v minimálním rozsahu 46 mm. Lem karoserie však s nejvyšší pravděpodobností není nejnižším bodem vozu, a proto je třeba brát tyto údaje čistě orientačně. Vozy s nižší než návrhovou světloúvňkou je možné upevnit také, avšak je nutné přizvednutí a nebude tak neměřená náprava stát na upevňovacím stole. Naopak případné upevnění vozů s vyšší světloúvňkou bude reálné s dodatečným vložením distančního dílce, který není součástí tohoto návrhu, pod základní desku držáku.

Model	Světlná výška [mm]
ŠKODA Citigo	136
ŠKODA Fabia	134
ŠKODA Rapid	136
ŠKODA Roomster	140
ŠKODA Superb	139
ŠKODA Yeti	180
ŠKODA Octavia	140

Tabulka 4.1. Světelné výšky vozů ŠKODA [6].

¹⁾ Vytvořeno v CAD programu Autodesk Inventor

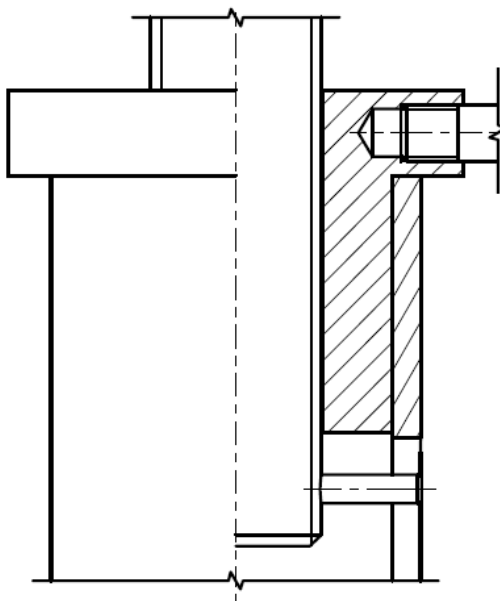
Stranové nastavení držáku vyplývá z rozteče T-drážek na upevňovacím stole. Výkresová dokumentace upevňovacího stolu je součástí přílohy a uvedené rozměry jsou výsledkem měření.



Obrázek 4.5. Požadovaný výškový a stranový rozsah.

4.2.1 Šroubový mechanismus

Předností šroubového mechanismu je možnost spojitého nastavení zdvihu. Požadavkem pro použití pohybového šroub je jeho samosvornost. Lze uvažovat jednak přístup, kdy se otáčí matice a samotný šroub se pouze posouvá v axiálním směru, jako je tomu u klasických šroubových zvedáků, a nebo statickou maticí společně se šroubem, který koná celkový pohyb. Druhá zmíněná koncepce je relativně jednodušší konstrukce, avšak je třeba pro usazení upínacího prvku zvednout vůz a nebo nejdříve po upnutí svorky ke karoserii vymezit držák několika otočeními podstavou.

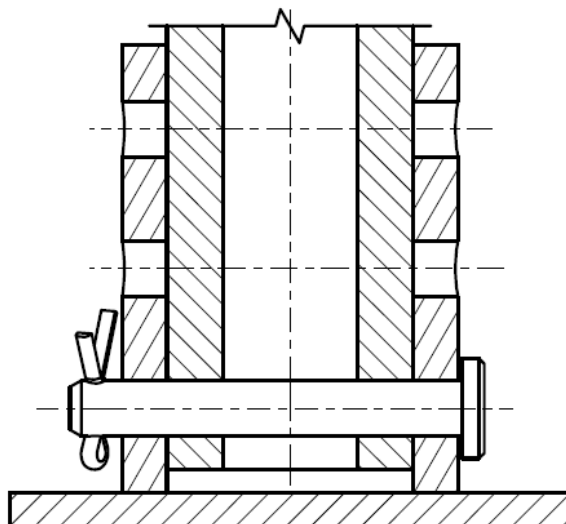


Obrázek 4.6. Koncept závitového zdvihu ¹⁾.

¹⁾ Vytvořeno v CAD programu Autodesk Inventor

4.2.2 Zajištění posuvu sousých trubek pomocí příčného čepu

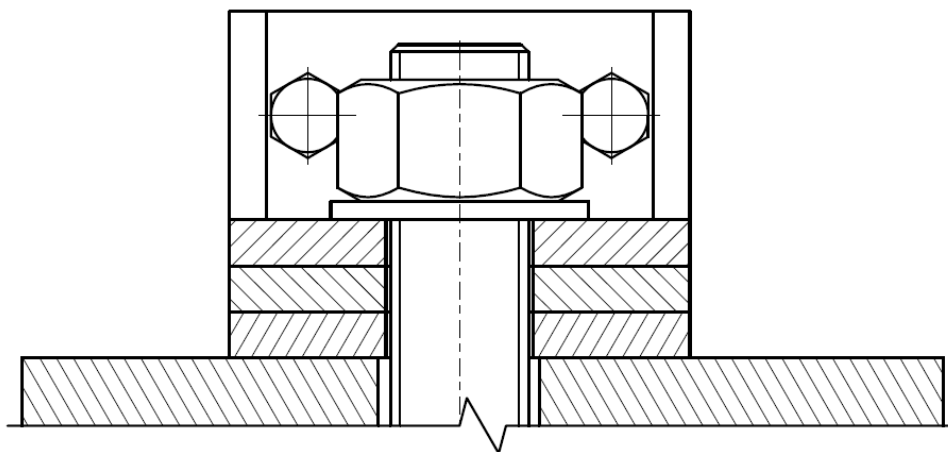
Zmíněné řešení je výhodné především díky své výrobní jednoduchosti. Nevýhodou je možnost nastavení zdvihu pouze v diskrétním rozsahu určeném roztečí mezi jednotlivými dírami pro jistící čep. Proto jsou zpravidla automobily upevňovány ve zvednutém stavu a po odstranění zvedáků již stojí pouze na čtveřici upínacích prvků. Tato vlastnost není žádoucí vzhledem k požadavku na dosednutí jedné z náprav na upínací stůl.



Obrázek 4.7. Koncept nastavení pomocí příčného čepu ¹⁾.

4.2.3 Vkládání distančních dílců

Tato metoda vyniká především výjimečnou tuhostí. Změna výšky se realizuje vrstvením distančních dílců. Celkovou soudržnost sestavy zajišťuje hlavní kotvící šroub. Pro dosažení dostatečně jemného rozsahu výškového nastavení je potřeba vytvořit sadu dílců různých výšek, což je velice nepraktické.



Obrázek 4.8. Koncept nastavení vkládáním dílců ¹⁾.

Po konzultaci s vedoucí bakalářské práce a odborným konzultantem byla zvolena konstrukčně nejúspornější varianta se závitovým nastavením výšky a svěrným spojením pomocí přitlačné desky.

¹⁾ Vytvořeno v CAD programu Autodesk Inventor

Kapitola 5

Stanovení působících sil

5.1 Vnější vlivy

Zatížení navrhovaného přípravku se odvíjí od silového působení na jednotlivá kola vozu během běžných jízdních situací, které se snaží laboratorní měření nasimulovat. Vnější zatížení je vnášeno do soustavy v místě styku kola s měřícím stavem a distribuováno dále v systému. Silové reakce se dělí dle směru působení na svislé, příčné a podélné složky. Zároveň zde působí samotná tíha vozu, která je rozložena mezi kotvící body dle umístění těžiště. Stanovené maximální vnější zatížení vychází z výpočtů a předchozích měření provedených na dané sestavě v rámci bakalářských a diplomových prací.

Jízdní manévr	Náprava	(Kolo)	Svislá síla na kolo [N]
Akcelerace	přední		2760
	zadní		3702
Brzdění	přední		5280
	přední		1182
Jízda po kruhové dráze	přední	vnitřní	864
		vnější	6005
	zadní	vnitřní	761
		vnější	5295

Tabulka 5.1. Zatížení náprav a kol vozu při jízdních manévrech u ŠKODA Fabia [4].

Dle měření uvedených v bakalářské práci [7] maximální síly působící na vozidlo v příčném směru činí $3100 N$ a v podélném směru $4000 N$.

Vzhledem k tomu, že automobil je kromě uchycení čtveřicí svorek ještě podpírán koly, na kterých aktuálně není prováděna zkouška, a že podpory jsou koncipovány jako pevné, jedná se o staticky přeurenou soustavu se záporným počtem stupňů volnosti. Pro výpočet skutečných reakčních sil a momentů působících na jednotlivé elementy je nutné stanovit okrajové podmínky. Vlastnosti jednotlivých podpor však nejsou předem známé a zároveň do řešení vstupují faktory, které není možné postihnout. Exaktní postup se v tomto případě jeví jako zbytečně zdoluhavý a složitý, a proto je efektivnější přistoupit ke zjednodušení s důrazem na zachování bezpečnosti. Východiskem je určit stav pro nejnepriznivější možný scénář provozu. Maximální hodnoty zatížení z rozdílných jízdních manévřů jsou superponovány do jednoho stavu. Síly působící na měřené kolo jsou přímo přeneseny do působiště na jedné ze svorek, tíha automobilu se rovnoměrně rozloží do všech upínacích prvků a reakční moment se neuvažuje. Tím je sice držák zatížený více než v reálném provozu, ale umožňuje to dostatečné zjednodušení pro efektivní řešení.

Směr působení tíhové síly a zatěžovací svislé složky je opačný, a proto se součtem do svislé osy absolutní velikost redukuje. Z výše uvedených předpokladů při maximálním

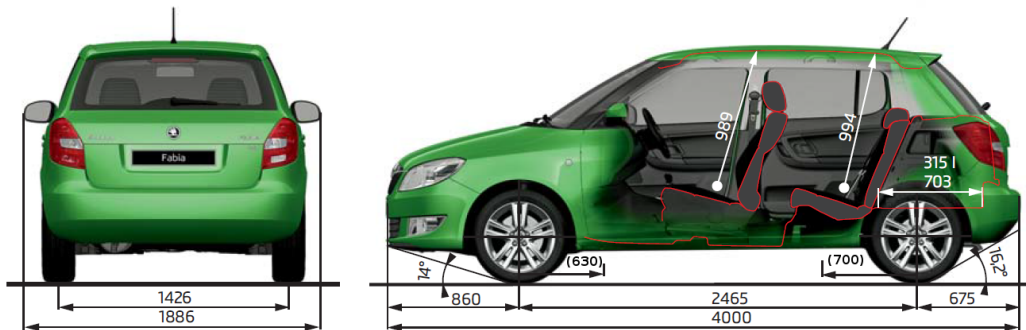
propružení kola dochází ke změně orientace výsledné síly. Velikost sil při obou okrajových případech je takřka shodná. Méně příznivým stavem však je zatížení na vzpěr, a proto s tímto případem bude počítáno.

Model	Pohotovostní hmotnost [kg]	Tíha [N]
ŠKODA Fabia	1219	11954

Tabulka 5.2. Tíha vozu [6].

$$F_{z+} = \frac{G}{4} - F_S = \frac{11954}{4} - 6000 = -3011N \quad (1)$$

$$F_{z-} = \frac{G}{4} = \frac{11954}{4} = 2988N \quad (2)$$



Obrázek 5.1. Rozměry vozu ŠKODA Fabia [6].

Výsledné vnější zatížení, na které bude upínací prvek navrhován, je uvedeno v tabulce 5.3.

směr síly	síla [kN]
[z] svislá	3,0
[x] podélná	4,0
[y] příčná	3,1

Tabulka 5.3. Stanovené maximální návrhové zatížení úchyty.

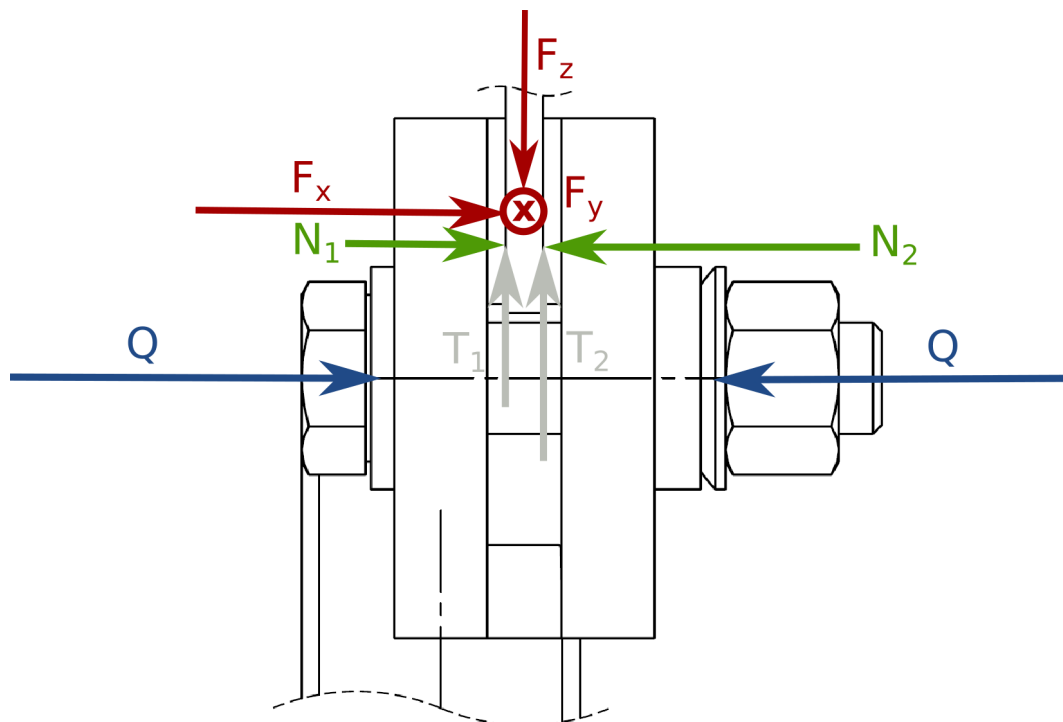
5.2 Vnitřní silové poměry a stanovení kritických uzlů

Pro návrhové výpočty je klíčové stanovit kritická místa a jejich způsob namáhání. Z vnějšku jsou do držáku vneseny silové účinky, které je nutné bezpečně zachytit. Analýzu celku můžeme rozdělit do dvou základních skupin. Jednou je zmapování namáhání součástí a kontrola jejich únosnosti. Druhou je výpočet třecích reakcí a posouzení jejich účinků.

Kritickými uzly z hlediska pevnosti jsou veškeré svary, šroubové spoje, styk dvou součástí a přechody v geometrii. Ve zmíněných místech je nutné detailnější provedení výpočtové sítě, fyzická kontrola jejich diskretizačních nepřesností a posouzení vlivu na věrohodnost výsledku.

Na obrázku 5.2 je zobrazeno vnitřní silové působení ve svorce. Síla vyvozená předpětím šroubů je příčinou vzniku normálových sil působících na lem prahu zachycujících

x-ovou složku vnějšího působení. Smykové tření působící v rovině y-z zachycuje y-ovou a z-ovou složku vnějšího působení.



Obrázek 5.2. Vnitřní silové poměry ve svorce.

Kapitola 6

Návrhové výpočty a poznámky

6.1 Závitový mechanismus výškového nastavení

Závitová dvojice vertikálního nastavení je zatěžována především svislou silou a ohybovým momentem. Zároveň je třeba počítat s možným otláčením závitů. Přestože jako pohybové šrouby se většinou používají ty s lichoběžníkovým profilem, pro tuto aplikaci byl zvolen metrický profil. Z charakteru provozu vyplývá, že závitová dvojice se nebude pohybovat pod zatížením. Výhodou je jemnější nastavení výšky v důsledku nízkého stoupání. Uvažovaná materiálová dvojice je ocel-ocel. Návrhový výpočet vycházející z kontroly na otláčení je proveden dle následujícím vztahu.

$$d_2 > \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot p_D}} = \sqrt{\frac{3000}{\pi \cdot 1 \cdot 2 \cdot 10}} = 6,91 \text{ mm} \quad [8] \quad (1)$$

Další provedený návrhový výpočet vychází z namáhání na ohyb. Uvažování vzpěru a dalších vlivů je zahrnuto v kapitole s vyhodnocením MKP simulace a kontrolními výpočty. Pevnostní třída závitové tyče je zvolena 8.8, pro kterou je minimální mez kluzu (pro $d > 16 \text{ mm}$) 660 MPa . Celková síla způsobující ohyb závitové tyče je dána vektorovým součtem podélné a příčné síly. Pro zvolený postup postačuje absolutní velikost výsledné síly.

$$F_o = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{4^2 + 3,1^2} = 5,1 \text{ kN} \quad (2)$$

Použitý vztah vychází z výpočtu napětí při ohybu uvedeného níže.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (3)$$

$$\sigma_{Do} = \frac{\sigma_{Kt}}{k} = \frac{660}{2} = 330 \text{ MPa} \quad (4)$$

$$d_3 > \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_o \cdot l}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5100 \cdot 80}{\pi \cdot 330}} = 23,3 \text{ mm} \quad (5)$$

Návrhový výpočet udává, že minimální průměr dřívku činí 23,3 mm, což odpovídá závitů M27. Pro další užití je zvolen závit M30 jehož průměr $d_3=25,706 \text{ mm}$.

6.2 Šrouby svěrného spojení

Dle údajů z tabulek [9] se statický koeficient tření pro styk PVC s ocelí činí 0,5. Z určeného vnějšího zatížení je třeba stanovit přitlačnou sílu potřebnou k dosažení nutné třecí reakce zabraňující pohybu soustavy. Lem prahu má dva kontakty s upevňovací svorkou, avšak příčné silové působení vždy jednu stranu přitěžuje a druhou odlehčuje. Tím pádem je třecí reakce na obou stranách rozdílná. Pro výpočet se uvažuje reakce

pouze na odlehčené straně z důvodu zjednodušení a postihnutí případu, kdy by byla normálová síla na nosné části svorky nedostatečná, vlivem toho by se přítlačná deska začala pohybovat a nastala by kolize se závitem předepínacích šroubů. Průměr návrhového šroubu vychází z pevnostní kontroly na tah. Pevnostní třída šroubu je uvažována 8.8, pro kterou je minimální mez kluzu (pro $d < 16 \text{ mm}$) 640 MPa .

Materiálová dvojice	Statický součinitel tření
ocel-ocel (dle povrchu)	0,22 – 0,74
ocel-PVC	0,5

Tabulka 6.1. Přehled součinitelů tření [9].

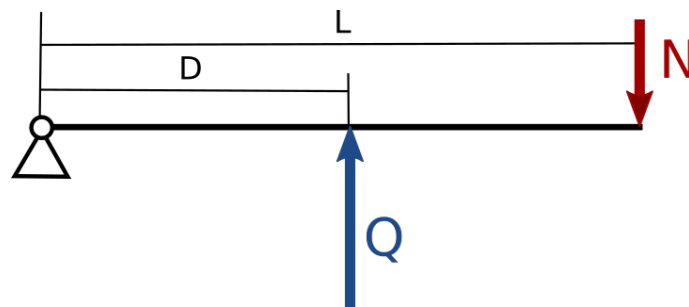
Následující výpočet stanovuje velikost normálové síly potřebné k vyvození dostatečné třecí reakce kompenzující zatěžující síly působící v rovině styku svorky s lemem automobilu.

$$F_t = f \cdot F_n \quad (6)$$

$$F_t = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} = \sqrt{4^2 + 3^2} = 5 \text{ kN} \quad (7)$$

$$F_n = \frac{F_t}{f} = \frac{5}{0,5} = 10 \text{ kN} \quad (8)$$

Síla vyvozená šrouby má oproti normálové síle vytvářející třecí reakci rozdílné působíště. Pro potřeby výpočtu byl užit model jednozvrtné páky s osou otáčení v místě styku přítlačné a základní desky svorky. Síla Q představuje osovou sílu v předepjatém šroubu a síla N normálová síla v místě uchycení karoserie. Příčná síla F_y odlehčuje svěrné spojení, a proto je o její hodnotu navýšena síla F_n .



Obrázek 6.1. Zjednodušený výpočet síly předpětí.

$$N = \frac{F_n + F_y}{i} = \frac{10 + 3,1}{4} = 3,275 \text{ kN} \quad (9)$$

$$Q = \frac{L \cdot N}{D} = \frac{35 \cdot 3275}{22} = 5210 \text{ N} \quad (10)$$

Předběžný výpočet dle [8] vychází z namáhání kombinací tahového napětím v jádře šroubu a smykového napětí od montážního utahování spoje. Součinitel provozního předpětí q je pro proměnnou zatěžující sílu $q \doteq 1$ a míra využití meze kluzu je pro míjivou sílu $u \doteq 0,8$.

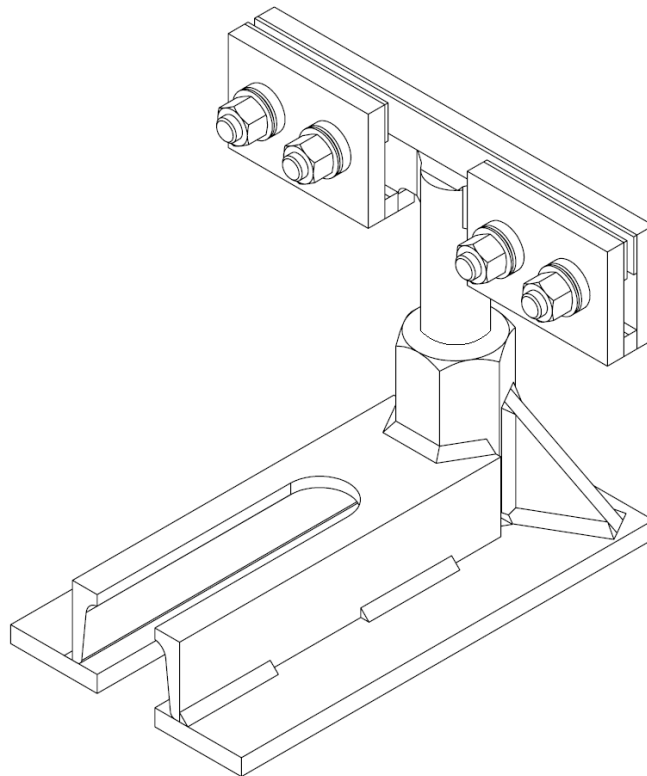
$$\frac{Q}{S_3} < \frac{u \cdot \sigma_{Kt}}{1,2(1+q)} \quad (11)$$

$$S_3 > \frac{1,2 \cdot Q(1+q)}{u \cdot \sigma_{Kt}} = \frac{1,2 \cdot 5210(1+1)}{0,8 \cdot 640} = 24,4 \text{ mm}^2 \quad (12)$$

Z návrhového výpočtu vyplývá, že šroub musí být velikosti minimálně M7. Vzhledem k nezahrnutí vlivu ohybového momentu a dalších faktorů je potřeba tento rozměr zvětšit. Zvolené spojení pro MKP analýzu je čtveřice šroubů velikosti M12.

6.3 Konstrukční poznámky

Vzhledem k reálnému nebezpečí zatížení šroubů svorky výrazným přídavným ohybovým momentem byly použity kulové podložky, které mají za úkol zajistit kompenzaci natočení hlav šroubů. Pro vertikální nastavení požadované výšky byla zvolena závitová dvojice a profilem M30. Předností je malé stoupání a mělký profil zachovávající dostatečný průřez jádra. V provozních podmínkách se nebude pohybovat pod zatížením, a proto vyhovuje i materiálová dvojice ocel-ocel. Samozřejmou vlastností je samosvornost spojení, takže není třeba zajišťovat proti pootočení. Za účelem zvýšení celkové tuhosti stojanu byl na základní desku přivařený výztužný U profil. Ve spoji matice zdvihu a základní desky byly přidány výztužná žebra zachycující výrazné ohybové namáhání. Svorka byla opatřena měkkými čelistmi z PVC, které zajišťují zvýšený součinitel tření a chrání lak upevňovaného automobilu před poškozením. Drážka pro kotvící šroub byla navržena jako otevřená, což zmenšuje torzní tuhost stojanu, avšak zjednodušuje manipulaci s přípravkem při upevňování k vozu.



Obrázek 6.2. Finální model upínacího prvku ¹⁾.

¹⁾ Vytvořeno v CAD programu Dassault Systemes SOLIDWORKS

Kapitola 7

Kontrolní výpočty a simulace

Pro korektní chod simulace je kritické stanovení materiálových vlastností jednotlivých dílů sestavy. V následující tabulce jsou uvedeny vstupní parametry, které budou použity v MKP analýze.

Díly	Označení	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]
Žebro	S355J2	355	470-630
Podstava	S235JR	235	360-510
Upevňovací deska	S355J2	355	470-630
Přítlačná deska	S355J2	355	470-630
U profil	S235JR	235	360-510
Matice M30	8	640	830
Závitová tyč M30	8.8	640	830
Šrouby M12	8.8	640	800
Matice M12	8	640	800
Svary	E424B42H10	445	540

Tabulka 7.1. Mechanické vlastnosti použitých dílů [10], [11].

Velikost vnějšího zatížení a jeho smysl je uveden v tabulce 5.3. Jako výchozí utahovací kroutící momenty pro předepjaté šrouby jsou použity doporučené hodnoty dle tabulky 7.2. Na základě mezivýsledků simulace jsou dále korigovány.

Závit šroubu třídy 8.8	Utahovací moment [Nm]
M 12	84
M 30	1408

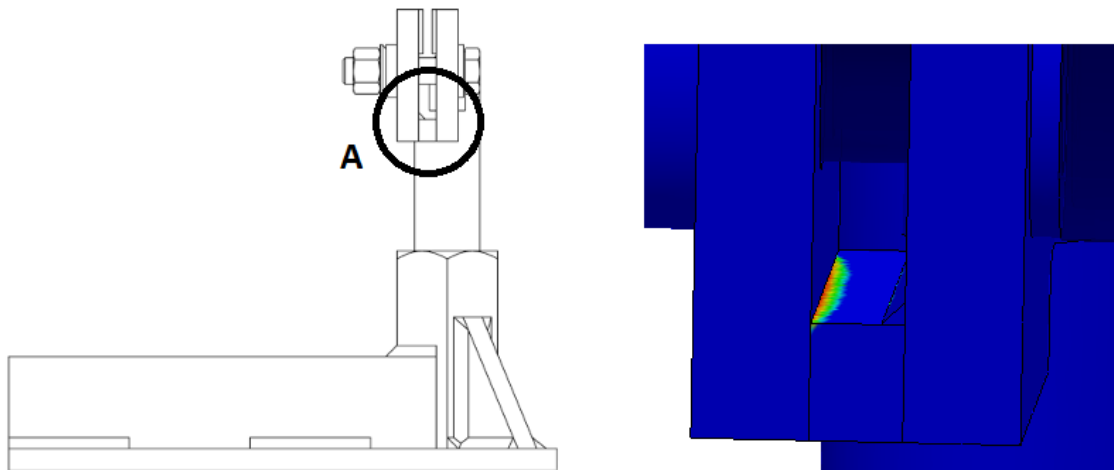
Tabulka 7.2. Doporučené utahovací momenty pro šrouby z uhlíkové a legované oceli [12].

7.1 Vazby mezi komponenty

Charakter interakce dílů ve výpočtové sestavě je definovaný nastavenými druhy vazeb. Vazby dle terminologie z programu SolidWorks Simulation jsou zvýrazněny. Hlavním stavebním prvkem, který je **fixně upevněn** v prostoru, je upínací stůl s T-drážkami. Veškeré díly, které se vzájemně dotýkají, jsou navázány pomocí **kontaktní třecí vazby** s příslušným koeficientem tření dle tabulky 6.1. Jelikož použitý výpočetní program neposkytuje speciální vazbu ke spojení závitových dvojic, byla užitá pevná vazba. Kontakty komponent, které jsou spojené svary, byly charakterizovány jako vazby **spojené**. Spojovací materiál byl nahrazen funkcí **connector**, jež byla nastavena jako předepjaté šrouby utahované příslušným momentem.

7.2 Výsledky MKP analýzy

Prvotní analýza prokázala, že nejexponovanější místo držáku je kontaktní hrana mezi distanční podložkou a přítlačnou deskou. Dle výsledku je zde nebezpečí, že za provozu bude překonána mez kluzu a dojde k lokální plastické deformaci. Tento jev je možné eliminovat vhodným zkosením a zaoblením hran. V tomto případě se však nejedná o efekt ovlivňující vlastní funkcionalitu. Po zaběhnutí se inkriminované kontaktní plochy přizpůsobí a již nebude docházet k trvalým deformacím.



Obrázek 7.1. Součinitel bezpečnosti v kontaktní hraně ¹⁾.

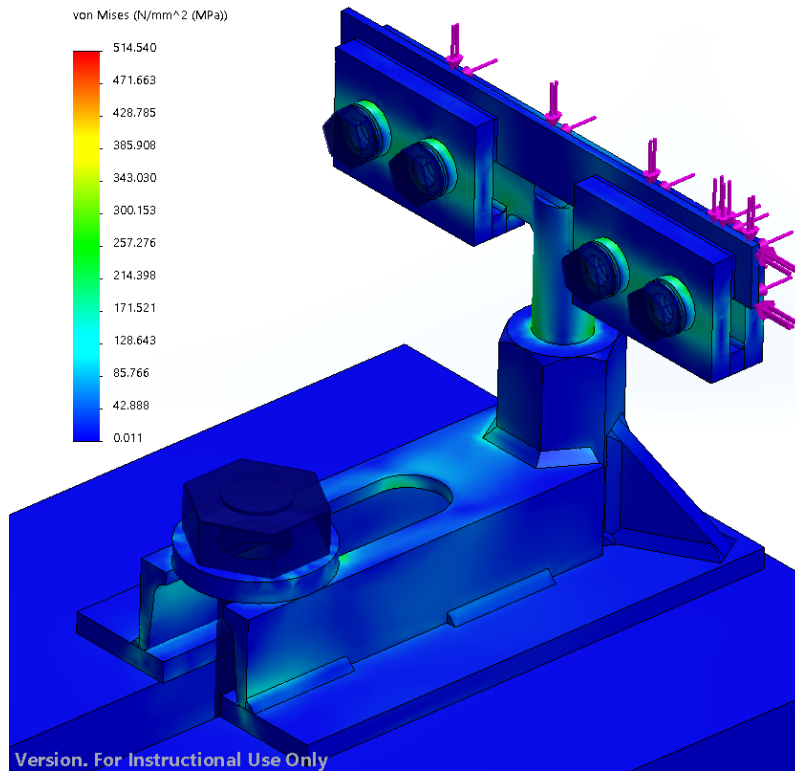
Z výsledků počítačové simulace vyplývá, že veškeré části přípravku splňují podmínku na velikost součinitel bezpečnosti větší než 1, při vystavení návrhovému zatížení v nejnepříznivější pozici. Toto nastavení se vyznačuje maximálním vyšroubováním svorky a upevnění držáku do drážky stolu v nejkrajnější poloze. Bylo ověřeno, že stanovené předpětí šroubů je dostatečné k zajištění potřebných třecích reakcí zabráňujících nekontrolovanému pohybu upevněného vozu a samotného držáku vůči upevňovacímu stolu.

Na obrázku 7.2 je vykreslený průběh napětí v sestavě držáku dle modelu von Mises. Extrém napětí je dosažen v kontaktní hraně mezi kulovou podložkou a příslušnou kuželovou pánvičkou.

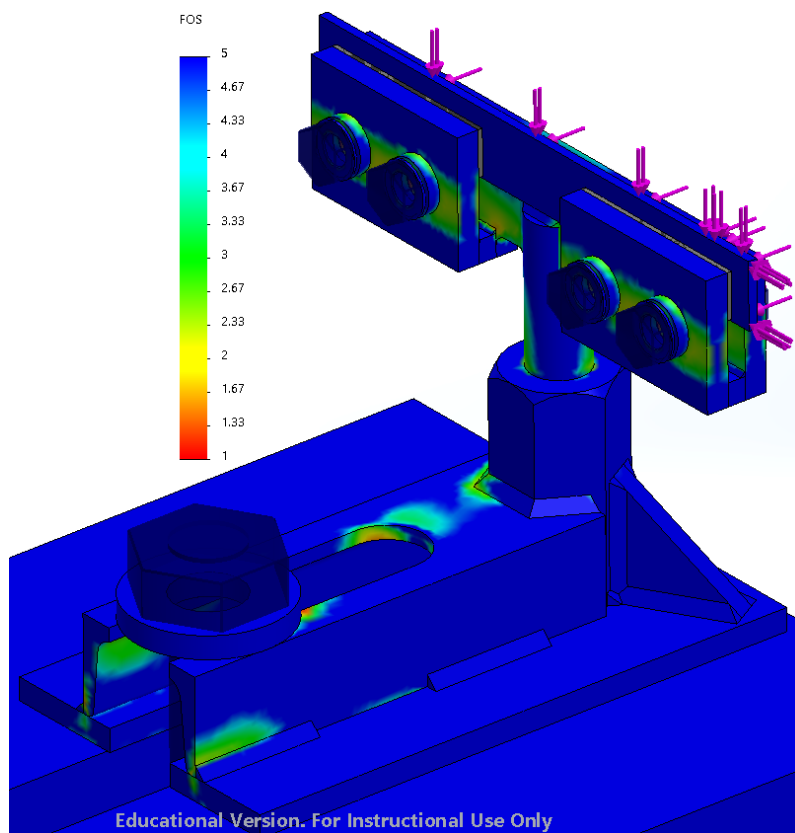
Ze zobrazeného rozložení koeficientu bezpečnosti 7.3 vyplývá, že kritická místa s bezpečností v intervalu (1 – 2) jsou v místě dosednutí matice kotvícího šroubu, což může být způsobeno nedostatečnou jemností výpočtové mřížky a je vhodné toto místo ověřit. Dalším takovým bodem je radius v otevřené drážce pro upevnění. Pro zobrazení větších detailů byl maximální zobrazený součinitel bezpečnosti omezen na hodnotu 5, čemuž odpovídá modrá barva.

Posunutí zobrazené na obrázku 7.4 dosahuje maximální hodnoty 1,223 mm. Jedná se o elastickou deformaci a tvar přípravku se po odeznění zatížení vrátí do svého výchozího stavu. Velikost deformace je přijatelná a nebrání v žádném ohledu funkčnosti celku.

¹⁾ Vytvořeno v CAD programu Dassault Systemes SOLIDWORKS

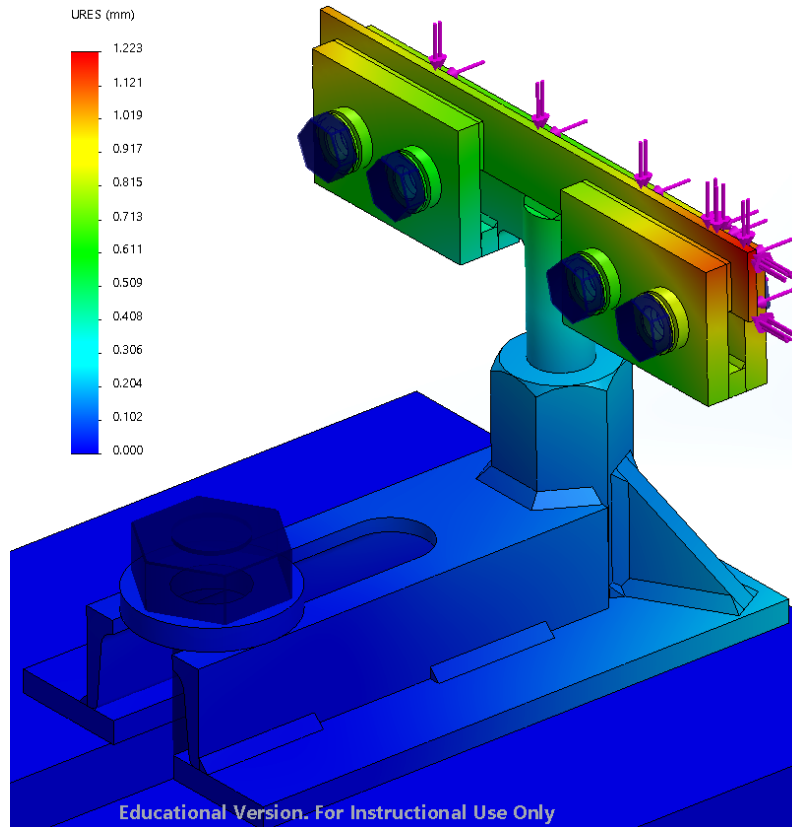


Obrázek 7.2. Rozložení napětí dle Von Mises ¹⁾.



Obrázek 7.3. Rozložení součinitele bezpečnosti ¹⁾.

¹⁾ Vytvořeno v CAD programu Dassault Systemes SOLIDWORKS

Obrázek 7.4. Rozložení posunutí ¹⁾.

7.3 Kontrola šroubů

Utahovací moment pro šrouby M12 byl stanoven 50 Nm a 500 Nm pro šrouby M30. Z analýzy vyplývá, že šrouby jsou kombinovaně namáhány. Jednotlivé složky jsou uvedeny v tabulce 7.3. Pro kontrolu bude zanedbána stříhová složka namáhání, protože v porovnání s ostatními je její velikost řádově menší a neovlivní výrazně výslednou bezpečnost. Jako zvolená metoda byla zvolena teorie napětí dle Von Mises podle vzorců z tabulek [13].

Šroub	Průměr d_3	Tah [N]	Krut [Nm]	Ohyb [Nm]
M12 8.8 (1)	9,853	21219	23	8
M12 8.8 (2)	9,853	21612	20	6
M12 8.8 (3)	9,853	21034	21	7
M12 8.8 (4)	9,853	20944	19	2
M30 8.8	25,706	50006	125	41

Tabulka 7.3. Zatížení šroubů dle MKP analýzy.

$$\sigma_t = \frac{F}{S_3} \quad (1)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} \quad (2)$$

¹⁾ Vytvořeno v CAD programu Dassault Systemes SOLIDWORKS

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (3)$$

$$W_{K3} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (4)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_{K3}} \quad (5)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 3(\tau_k)^2} \quad (6)$$

$$k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{red}} \quad (7)$$

Z tabulky výsledných hodnot 7.4 vyplývá, že míra bezpečnosti je dostatečná pro veškeré šrouby.

Šroub	σ_t [MPa]	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_{red} [MPa]	σ_d [MPa]	k [-]
M12 8.8 (1)	219	85	122	8	640	1,73
M12 8.8 (2)	223	64	106	6	640	1,88
M12 8.8 (3)	217	75	112	7	640	1,83
M12 8.8 (4)	216	21	101	2	640	2,17
M30 8.8	76	25	38	41	640	5,36

Tabulka 7.4. Výsledné napětí a bezpečnost.

Kapitola 8

Rozpočtová analýza

Jelikož obdobu navrhovaného výrobku je možné běžně zakoupit, je důležité provést rozbor finanční stránky projektu a posoudit, zda-li se skutečně jedná o nejvýhodnější řešení. Celkové náklady se skládají z fixní a variabilní složky. V tomto případě lze fixní část zanedbat, protože vývoj není hrazen a je prováděn v rámci bakalářské práce s využitím akademických licencí konstrukčních programů. Zároveň režijní náklady v tomto případě nejsou relevantní. Analýza se tedy zaměřuje především na náklady na samotný výrobní materiál a odhad ceny výrobních procedur.

8.1 Materiál

Jedním z variabilních nákladů je cena materiálu potřebného na jeden kus výrobku. Hodnota dílů je počítána jako část z ceny celé prodejní jednotky, která je přímo úměrná své ploše respektive délce. Tento způsob zanedbává požadavek obchodníků na minimální objem nákupu. Ceny jsou uvedeny s DPH.

Plocha výrobku určená k nátěru činí $0,21 \text{ m}^2$. Výrobce barev [14] udává, že 1 l zvolené barvy SYNTERAL S2139 má teoretickou vydatnost 13 m^2 při aplikaci ve vrstvě $40 \mu\text{m}$. Z uvedených hodnot vyplývá, že je potřeba použít $0,016 \text{ l}$ barvy.

Díl	Cena za jednotku	Množství	Cena
Výztužný profil - UPN 65	160,69 Kč/m	0,195 m	31,33 Kč
Základní deska - PLO 140x10	261,37 Kč/m	0,250 m	65,33 Kč
Žebra - PLO 60x10	105,32 Kč/m	0,050 m	5,27 Kč
Měkké čelisti - PVC 2 mm	190 Kč/m ²	0,004 m ²	0,76 Kč
Deska - PLO 60x10	105,32 Kč/m	0,170 m	17,90 Kč
Distanční podložka - PLO 60x10	105,32 Kč/m	0,016 m	1,69 Kč
Upevňovací deska - PLO 60x10	105,32 Kč/m	0,230 m	24,22 Kč
Závitová tyč - M30	321,65 Kč/m	0,110 m	35,38 Kč
Šrouby - M12-55	408,37 Kč/100ks	4 ks	16,33 Kč
Maticе - M12	146,27 Kč/100ks	4 ks	5,85 Kč
Kulové podložky - 13	1 393,84 Kč/100ks	4 ks	55,75 Kč
Kuželové pánve - 14.2	2 055,39 Kč/100ks	4 ks	82,22 Kč
Maticе prodlužovací - M30x90	11 041,95 Kč/100ks	1 ks	110,41 Kč
Barva - SYNTERAL S2139	292 Kč/l	0,016 l	4,67 Kč
Celkem			457,11 Kč

Tabulka 8.1. Cena použitého materiálu [14], [15], [16], [17].

8.2 Výroba

Pro přibližný výpočet hodnoty práce byla aplikována metodika dle pravidel soutěže FORMULA SAE [18] a uvedené ceny byly přepočteny na českou měnu dle kurzu $1 \text{ USD} = 25 \text{ Kč}$. Zvolené výrobní operace jsou nezávazné a lze aplikovat libovolné metody obrábění splňující požadavky dle výkresové dokumentace.

Úkon	Cena za jednotku	Použité množství	Cena
Dělení profilů a tyčí na pile	10 Kč/řez	14 řezů	140,00 Kč
Vrtání	8,75 Kč/díra	8 děr	70,00 Kč
Frézování	1 Kč/cm ³	88,25 cm ³	88,25 Kč
Svařování	3,75 Kč/cm	114 cm	427,50 Kč
Lakování	131,25 Kč/m ²	0,21 m ²	27,56 Kč
Celkem			753,31 Kč

Tabulka 8.2. Cena výrobních úkonů [18].

8.3 Vyhodnocení

Odhadované náklady na výrobu jednoho kusu činní 1210 Kč. Výrobek srovnatelných parametrů (viz [2], [3]) lze zakoupit za 300–1100 USD, což je dle kurzu aktuálního ke dni vytvoření této práce 7474–26882 Kč. S přihlédnutím k okolnostem vychází jako výhodnější varianta výroba vlastního přípravku.

Literatura

- [1] CAR And DRIVER. *Stress Tester: How to Test a Car's Handling Without Driving It*. [online]. [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://www.caranddriver.com/features/>.
- [2] Chief Automotive. *Anchoring systems*. [online]. [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://www.chiefautomotive.com/Parts-and-Accessories/>.
- [3] CAR-O-LINER. *Automotive products*. [online]. [cit. 2015-04-17]. Dostupné z: <http://www.car-o-liner.com/>.
- [4] RŮŽIČKA L. *DP2012-MV06: Elastokinematika zavěšení kola: diplomová práce*. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2012.
- [5] CTU Cartech. *FS.06*. [online]. [cit. 2015-05-02]. Dostupné z: <http://cartech.cvut.cz/fs-06-2/>.
- [6] ŠKODA Auto. *Ceníky a katalogy*. [online]. [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://www.skoda-auto.cz/ke-stazeni/katalogy-ceniky>.
- [7] FIŠER M. *DP2013-MV05: Měření elastokinematiky nápravy*. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, 2013.
- [8] ŠVEC Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [9] Engineer's Handbook. *Coefficient of Friction*. [online]. [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>.
- [10] Bolzano. *Technická příručka*. [online]. [cit. 2015-04-22]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka>.
- [11] K2L. *Mechanické vlastnosti ocelových šroubů*. [online]. [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://www.k2l.cz/technicke-informace/>.
- [12] Vespos. *Technické informace*. [online]. [cit. 2015-06-13]. Dostupné z: <http://www.vespos.cz/technicke-informace.php>.
- [13] LEINVEBER J. a VÁVRAP. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [14] COLORLAK. *Barvy na dřevo a kov, malířské barvy, barvy ve sprejích, nátěrové hmoty*. [online]. [cit. 2015-06-03]. Dostupné z: <http://www.colorlak.cz/>.
- [15] KONDOR s.r.o. *E-Shop: Prodej a dělení hutních materiálů*. [online]. [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://www.kondor.cz/>.
- [16] JEZIRKOVÁ FOLIE. *Jezírkové folie, geotextilie a příslušenství*. [online]. [cit. 2015-06-05]. Dostupné z: <http://www.jezirkovafolie.cz/>.
- [17] MEKR'S s.r.o. *Spojovací materiál a kotvení technika*. [online]. [cit. 2015-03-25]. Dostupné z: <http://eshop.mekrs.cz>.
- [18] FORMULA SAE. *Downloads for Competition*. [online]. [cit. 2015-06-10]. Dostupné z: http://www.fsaeonline.com/content/tblProcesses_2015.xls.

Příloha A

Seznam použitých veličin

Značka	Název	Jednotka
F_x	podélná síla	$[kN]$
F_y	příčná síla	$[kN]$
F_z	svislá síla	$[kN]$
F_o	ohybová síla	$[kN]$
F_t	třecí síla	$[N]$
F_n	normálová síla	$[N]$
G	tíha	$[N]$
σ_{Kt}	mez kluzu	$[N/mm^2]$
f	součinitel tření	$[-]$
S_3	průřez dřívku šroubu	$[mm^2]$
d_3	průměr dřívku šroubu	$[mm]$
p_D	dovolený tlak	$[MPa]$
ψ_H	součinitel	$[-]$
ψ_h	součinitel	$[-]$
q	součinitel provozního předpětí	$[-]$
M_o	ohybový moment	$[Nm]$
M_k	kroučící moment	$[Nm]$
Q	osová síla	$[N]$
N	celková normálová síla	$[N]$
W_o	průřezový modul v ohybu	$[mm^3]$
W_k	průřezový modul v kroucení	$[mm^3]$
σ_t	napětí v tahu	$[N/mm^2]$
σ_o	napětí při ohybu	$[N/mm^2]$
τ_k	smykové napětí od kroucení	$[N/mm^2]$
σ_{red}	redukované napětí	$[N/mm^2]$
σ_D	dovolené napětí	$[N/mm^2]$
L, D	rozteč	$[mm]$
u	míra využití meze kluzu	$[-]$
k	součinitel bezpečnosti	$[-]$
i	počet šroubů	$[ks]$

Tabulka A.1. Seznam použitých veličin.

Příloha B

Seznam přiložené výkresové dokumentace

Součástí práce je příloha obsahující 16 listů výkresové dokumentace.

Číslo dokumentu	Název
BP-2015-1-01	Základní deska
BP-2015-1-02	Výztužný profil
BP-2015-1-03	Žebro
BP-2015-1-K	Stojan (kusovník)
BP-2015-1-S	Stojan
BP-2015-2-01	Závitová tyč
BP-2015-2-02	Upevňovací deska
BP-2015-2-K	Svorka (kusovník)
BP-2015-2-S	Svorka
BP-2015-3-K	Držák (kusovník)
BP-2015-3-S	Držák
BP-2015-4-01	Deska
BP-2015-4-02	Distanční podložka
BP-2015-4-K	Přítlačná deska (kusovník)
BP-2015-4-S	Přítlačná deska
BP-2015-5-01	Připojovací stůl

Tabulka B.2. Seznam přiložené výkresové dokumentace.

Příloha C

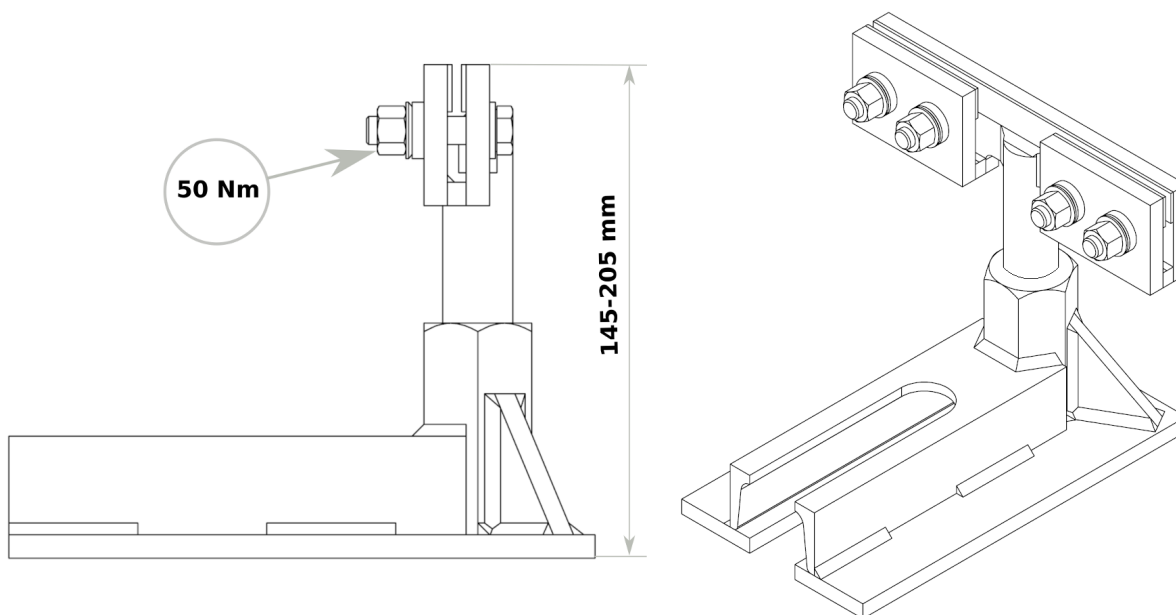
Návod k použití - Držák

Předepsané parametry:

- Bezpečný rozsah nastavení výšky držáku činí **145–205 mm**.
- Maximální stranová odlehlost od kotvicí drážky činí **0-170 mm**.
- Stanovený utahovací moment pro šrouby svorky je přibližně **50 Nm**.
- Šroub ukotvující přípravek ke zkušební stoličce je třeba utáhnout na **500 Nm**.
- Maximální dovolené působící síly jsou: **3 kN** ve svislém směru, **3,1 kN** v příčném směru, **4 kN** v podélném směru .

Postup montáže:

- Nastavte zdvih přípravku do úrovně lemu vozu.
- Utáhněte veškeré šrouby svorky na předepsanou hodnotu.
- Pootočte stojanem tak, aby se vymezila případná mezera mezi stolem.
- Vložte upínací šroub a utáhněte na předepsanou hodnotu.



Obrázek C.1. Model držáku s piktogramy.