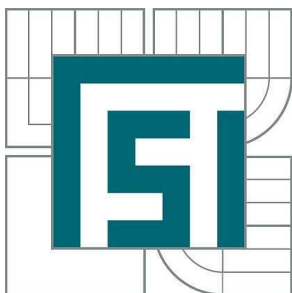


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TRUBKOVÝ DRŽÁK LYŽINY RALLY VOZU ŠKODA FABIA SUPER 2000

TUBULAR SKID HOLDER OF SKODA FABIA SUPER 2000 RALLY CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MAREK ONDRUCH

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. PAVEL RAMÍK

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Marek Ondruch

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Trubkový držák lyžiny rally vozu Škoda Fabia Super 2000

v anglickém jazyce:

Tubular Skid Holder of Skoda Fabia Super 2000 Rally Car

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvořte konstrukční návrh upravené varianty držáku konstrukce držáku ochranné lyžiny rally vozu Škoda Fabia Super 2000 s cílem snížení jeho hmotnosti.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te dostupnou rešerši konstrukčního řešení ochranných prvků vozidel určených pro jízdu v terénu.
2. Proved'te kontrolu únosnosti šroubových spojů úchytů držáku lyžiny pro současné konstrukční řešení.
3. Proved'te výpočtovou simulaci napjatosti současné konstrukce držáku pro zátěžné stavy dané
 - různým úhlem nárazu na lyžinu při jízdě vozidla
 - zatížením vyplývajícím z hmotnosti vozu a přetížení 7 g
4. Proved'te konstrukční návrh držáku lyžiny s cílem snížení jeho hmotnosti.
5. Proved'te výpočtovou simulaci napjatosti upravené varianty držáku. V případě potřeby tvar upravte a proved'te simulaci napjatosti po úpravě. V případě potřeby postup opakujte.
6. Srovnejte navržené varianty a vyslovte doporučení k použití nejvhodnější varianty z hlediska hmotnosti a funkčních vlastností.

Seznam odborné literatury:

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT v Brně 1992
[2] ANSYS Release 13.0 Tutorials [online], 2012, poslední revize 18. 10. 2012. Dostupné z:
http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/130/ans_tut.pdf Release 14
[3] PTC LearningConnector [online], Parametric Technology Corporation, 2012, poslední revize 18. 10. 2012. Dostupné z:
<http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm>

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/13.

V Brně, dne 21.11.2012

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem trubkového držáku ližiny na rally vůz Škoda Fabia Super 2000. Ke zhodnocení stávající varianty a navazujících navrhovaných konstrukčních variant je využito MKP programu. Na základě zjištěných výsledků byla vybrána nejvhodnější varianta, která zároveň splňuje požadovanou tuhost a snížení hmotnosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

Ližina, Škoda Fabia Super 2000, ochranné prvky, rallye, tuhost, trubkový držák

ABSTRACT

This diploma thesis “Tubular Skid Holder of Skoda Fabia Super 2000 Rally Car” is aimed to engineering design of tubular skid holder of rally car Skoda Fabia Super 2000. There is used FEM software for analysis and evaluation of current variant and following variants of engineering design. The most relevant final variant design, which is consistent with asked stiffness and reduction of weight, was chosen based on findings.

KEYWORDS

Sump guard, Škoda Fabia Super 2000, protective elements, rally, stiffness, tubular holder



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ONDRUCH, M. *Trubkový držák lyžiny rally vozu Škoda Fabia Super 2000*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 60 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2013

.....

Marek Ondruch



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto vedoucímu mé diplomové práce Ing. Pavlu Ramíkovi za metodické rady, připomínky a celkové vedení. Dále bych rád poděkoval pracovníkům továrního oddělení ŠKODA AUTO, Motorsport, a to především panu Václavovi Trkolovi a panu Ing. Jindřichovi Žlebkovi, za cenné rady a samotnou příležitost získávat zkušenosti právě od těchto odborníků ve společnosti ŠKODA AUTO a.s.. Chci také poděkovat své rodině za neustálou podporu a pomoc v průběhu celého studia.



OBSAH

Obsah	8
Úvod	10
1 Soutěžní vůz pro rallye	11
1.1 Soutěžní vůz ŠKODA FABIA Super 2000	12
2 Ochranné prvky pro jízdu v terénu	15
2.1 Podlaha	15
2.2 Ližina	15
2.2.1 Držák ližin	16
2.3 Pryžové ochrany	17
3 Současný stav držáku ližin	18
3.1 Složení	18
3.2 Uchycení	19
3.3 Hodnocení současné varianty	19
3.3.1 Hodnocení současného uchycení držáku	21
3.4 Hodnocení držáku při různých úhlech nárazu	31
4 Cíle a vlastnosti nového držáku	32
5 Metodika pro návrh držáku	33
5.1 Využité programy	33
5.1.1 Konstrukční program Catia V5	33
5.1.2 Ansys Workbench	34
5.2 Kritéria zástavby	35
5.3 Zátěžné stavy	36
6 Konstrukční řešení	37
6.1 Volba materiálu	37
6.1.1 Chrom-molybdenová ocel 25CrMo4	37
6.1.2 Materiál 15CdV6	37
6.1.3 Mangan chromová ocel 16MnCr5	38
6.2 Volba trubek	38
6.3 Ostatní prvky	38
7 Navrhované konstrukční varianty	39
7.1 Varianty vycházející ze současného stavu	39
7.1.1 Varianta 1	39
7.1.2 Varianta 2	41
7.1.3 Varianta 3	42
7.1.4 Varianta 4	43



7.2	Varianty s novou konstrukcí	44
7.2.1	Varianta 5 (s použitím čtvercového profilu).....	44
7.2.2	Varianta 6	46
7.2.3	Varianta 7	47
7.2.4	Varianta 8	48
7.2.5	Varianta 9	51
7.2.6	Varianta 10	52
7.3	Srovnání navržených variant	53
8	Svařování jednotlivých částí.....	54
	Závěr	56
	Použité informační zdroje.....	58
	Seznam použitých zkratk a symbolů	59



ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem držáku ližiny rally vozu Škoda Fabia Super 2000. Práce je zpracována ve spolupráci s továrním rallyovým teamem ŠKODA AUTO a. s., oddělení Motorsport. Návrh má nápomoci při konstrukčních pracích na vývoji ochranných prvků na aktuálním soutěžním voze, a to především ochranného krytu motoru a podvozku, který je v rallye nazýván ližina. Dále by mělo dojít ke zvýšení tuhosti držáku a snížení jeho hmotnosti při zachování požadované bezpečnosti a spolehlivosti soutěžního vozu.

V první části práce je blíže krátce představena automobilová soutěž rallye a instituce s tím spojené. První podkapitola představuje soutěžní vůz Škoda Fabia Super 2000 s důrazem na ochranné prvky pro jízdu v terénu. Na tuto část navazuje posouzení stávajícího držáku ližiny prostřednictvím analýzy v programu Ansys Workbench. Tato analýza povede ke zjištění nedostatků stávajícího držáku včetně určení jeho předimenzovaných částí. Těchto nalezených nedostatků je dále využito při navrhnutých úpravách stávající konstrukce. K vytvoření jednotlivých variant návrhů je využito CAD programu, k analýze pak MKP programu, přičemž jednotlivé kroky práce s programy jsou popsány v textu.

Jednotlivé navrhované konstrukční varianty držáku ližiny jsou obsaženy v kapitole sedmé. Každý návrh je podroben analýze z hlediska deformace a napjatosti. Následně je zhodnocena relevantnost varianty. Diplomová práce obsahuje celkem deset navrhovaných konstrukčních variant, přičemž u jednotlivých variant je také brán ohled na vlastnosti materiálů (materiálům je věnovaná samostatná šestá kapitola), svařitelnosti a dostupnosti vybraných komponentů u dodavatelů tak, aby byla zajištěna realizovatelnost navrhovaného držáku ližiny. Tato část je pak zakončena srovnáním předložených navrhovaných konstrukčních variant.

V závěru práce jsou pak shrnuty dosažené výsledky.



1 SOUTĚŽNÍ VŮZ PRO RALLYE

Rallye je automobilová soutěž, konající se na uzavřených měřených úsecích silnic. Soutěže se mohou konat na různých površích, přičemž nejčastěji se konají na uzavřených pozemních komunikacích určených pro běžný provoz, tedy na asfaltu nebo betonu. Spousta soutěží se může rovněž konat i na nezpevněných komunikacích, a to na šotolině. Pro rallye jsou navrhované speciální soutěžní vozy s mnoha specifiky, které musí absolvovat soutěže v různých částech světa za různých klimatických podmínek, počínaje horkým prašným prostředím a velkými mrazy například na soutěžích ve Švédsku konče. Rallye je rozdělena do několika rychlostních zkoušek, ke kterým se soutěžní vozy přemísťují po vlastní ose jako účastníci silničního provozu. A právě z tohoto důvodu musí samotní závodníci dodržovat dopravní předpisy a zároveň musí být jejich vozy plně způsobilé a schválené pro provoz na pozemních komunikacích s platnou registrační značkou. Soutěžní vůz musí být rovněž homologován podle soutěžních pravidel, která zahrnují bezpečnostní prvky, minimální hmotnosti jak jednotlivých součástí vozu, tak samotného soutěžního vozu, technické parametry motoru a také maximální cenu vozu. Tato pravidla jsou dána státními automotokluby, pod jejichž záštitou jsou závody uskutečňovány. Tyto automotokluby mají valnou část pravidel převzatou z Mezinárodní automobilové federace (dále jen *FIA*). Posádky mezi sebou soutěží na jednotlivých měřených úsecích rychlostních zkoušek s cílem nejlepšího dosaženého času ze všech rychlostních zkoušek.

Rallye soutěže je možné rozdělit do několika kategorií, a to od hobby kategorie až po soutěže mistrovství světa. Samozřejmostí všech jezdců i v nejnižších soutěžích je platná licence pro starty v automobilových soutěžích. Vozy, které se účastní zejména soutěží nižších kategorií, jsou často přestavěné sériově vyráběné vozy doplněné o komponenty vyhovující rallyovému závodění, případně jsou některé původní komponenty sériového vozu zcela odstraněny. Je to právě nízká hmotnost soutěžního vozu, která je klíčová pro naplnění hlavního cíle, a to co největšího výkonu a dobrých jízdních vlastností soutěžního vozu. Všechny vozy před přihlášením do soutěže musí splňovat platné homologace, např. dovybavení vozu ochrannými prvky jako je ochranný rám, hasicími systémy a jiné bezpečnostními prvky. U vyšších kategorií rallye je zřetelná vizuální podoba závodních speciálů se sériovými vozy, nicméně celá stavba závodního vozu je výsledkem pečlivé a vytrvalé práce konstruktérů na umístění jednotlivých relevantních prvků, a to vše s ohledem na hmotnost, výkon a těžiště vozu.

Soutěžní tým Škoda Motorsport se aktuálně účastní soutěží v kategorii Super 2000 (dále jen *S2000*), která je zařazena do seriálu World Rally Championship 2 (dále jen *WRC-2*) a European Rally Championship (dále jen *ERC*). Soutěž ERC navazuje na šampionát Intercontinental rally Challenge (dále jen *IRC*). Jedná se o relativně „nové“ soutěže, kterými Automobilová federace zareagovala na do té doby finančně náročné investice spojené s rallye soutěžemi a zavedením daných opatření týkajících se soutěžního vozu zvýšila zájem o účast v tomto typu soutěží, tedy přilákat tak do rallye více týmů, především z řad automobilek a nových potencionálních jezdců. Mezi zmíněná opatření patří např. omezení nákladů na vývoj, provoz a údržbu závodních speciálů. Tento trend snižování nákladů lze rovněž pozorovat v posledních letech i ve Formuli 1.

Pro kategorii vozů S2000 je typický především atmosférický motor se zdvihovým objemem 2000 cm³, se sekvenční převodovkou a pohonem všech čtyř kol pomocí mechanických diferenciálů.



FIA

„Mezinárodní automobilová federace (FIA, francouzsky Fédération Internationale de l'Automobile) je mezinárodní organizace sdružující jednotlivé národní automobilové organizace. Organizace reprezentuje zájmy motoristických organizací a motoristů z celého světa. Další důležitou činností je pořádání a řízení celé řady motoristických sportů, např. závodů Formule 1 a Mistrovství světa v rallye. Mezinárodní automobilová federace vznikla v roce 1904 pod názvem AIACR (Association Internationale des Automobiles – Clubs Reconnus). Již od roku 1926 se stal členem i Autoklub České republiky. Po druhé světové válce byla organizace přejmenována na Fédération Internationale de l'Automobile, tedy FIA.“ [1]

FIA spravuje a vydává pravidla a předpisy pro všechny motoristické soutěže na mezinárodní úrovni, od bezpečnostních pokynů pro pořádání soutěží, přes bezpečnostní prvky v konstrukci závodních speciálů, až po povolené technické úpravy na vozech účastnících se šampionátů, které spadají pod FIA. Každý vůz povolený regulami FIA musí mít tzv. „homologační list“, který obsahuje charakteristiky umožňující identifikaci daného modelu.

1.1 SOUTĚŽNÍ VŮZ ŠKODA FABIA SUPER 2000

ŠKODA Motorsport se svou více než 112-ti letou tradicí v současnosti disponuje svým soutěžním speciálem s názvem Škoda Fabia Super 2000. Tento typ je následovníkem Škody Fabia WRC, která byla stavěna pro světový šampionát v rallye. Škoda Fabia Super 2000 byla oproti WRC postavena na modelové řadě Fabia II. generace. ŠKODA AUTO a.s. ve svém výrobním programu oproti konkurenci nedisponuje v sériovém provedení tohoto vozu třídvéřovou karoserií. Protože musí soutěžní vůz vycházet ze sériově vyráběného modelu, k sestavení Škody Fabie Super 2000 bylo využito pětidvéřové karoserie typu hatchback, což lze označit jako mírnou hmotnostní nevýhodou oproti ostatním třídvéřovým modelům.

Většina vývojových a konstrukčních prací je prováděna přímo ve vývojových dílnách továrního oddělení Škoda Motorsport, přičemž některé komponenty vozu jsou výsledkem spolupráce mateřské firmy s jinými automobilovými firmami nejen v České republice, ale i ve světě. Příkladem takové spolupráce je např. motor, který byl vybrán pro svůj optimální čtvercový poměr vrtání x zdvihu z Octavie II. generace, a to konkrétně z typu 2,0 FSI 110 kW, ze sériové produkce a dále byl pro soutěžní účely ve spolupráci s francouzskou motorářskou firmou ORECA přepracován. Velkou výhodou tohoto motoru je blok motoru odlitý z hliníkové slitiny, což představuje značnou úsporu hmotnosti oproti litinovým blokům. V soutěžní verzi tento zážehový atmosférický šestnáctiventilový čtyřválec disponuje 265 koňskými silami a točivým momentem 245 Nm. Další části vozu jsou pak nakoupeny od společností zaměřených na sportovní účely, popřípadě patřící mezi špičky ve svém oboru. Elektronika vozu je dodávána z italské společnosti Magneti Marelli. Na základě vynikajících předchozích zkušeností s převodovým ústrojím pro pohon 4x4 od společnosti Xtrac, je u Škody Fabie Super 2000 použito převodové ústrojí právě od této společnosti, a to typ 532. Jedná se o příčně uloženou šestistupňovou převodovku, jejíž součástí je i přední diferenciál. Tento diferenciál pak rozvádí výkon od motoru k předním a zadním kolům v poměru 50:50. Celková hmotnost převodového ústrojí je 64,5 kg, nicméně tuto hmotnost lze ovlivnit zvolenými specifikacemi. Zadní diferenciál pochází od stejného dodavatele a vyznačuje se hliníkovou skříní, nízkými náklady a zároveň je technicky



spolehlivý a lehký. Hmotnost zadního diferenciálu od firmy Xtrac je 36 kg. Při sestavování vozu byl kladen velký důraz na podvozek, u kterého se při jeho navrhování vycházelo z předepsaného zavěšení MacPherson. Při jeho konstrukci společnost spolupracovala s německou firmou Heggemann. Tlumiče byly dodány holandskou společností Reiger a brzdy společností Brembo. Přední brzdy pro asfaltovou specifikaci mají průměr 355 mm a pro šotolinovou specifikaci 300 mm. Oproti tomu mají zadní brzdy pro obě specifikace stejný průměr, a to 300 mm. Na šotolině používá vůz patnáctipalcové a na asfaltu osmáctipalcové disky. Kokpit vozu je vybaven ochranným rámem splňujícím požadavky FIA na bezpečnost, skořepinovými sedačkami pro posádku s bezpečnostními šestibodovými pásy, volantem, na němž lze nalézt ovládací tlačítka pro stěrače, startovací tlačítko a další prvky výbavy vozu. Vedle volantu je umístěna řadicí páka sekvenční převodovky a ruční brzda. Samozřejmostí jsou rovněž pedály, které je možné posouvat společně se sedačkou podle tělesné velikosti pilota. V zorném poli pilota se nachází pouze displej ukazující momentálně zařazený převodový stupeň. Ovšem mnohem více ovládacích prvků má ve svém dosahu spolujezdec, který ovládá veškeré elektrické zařízení ve voze. Na středovém tunelu mezi jezdce a spolujezdce se pak nachází středový panel, kde může spolujezdec ovládat startér, všechna světla, ventilátor interiéru a další zařízení. Zde se ovládá i informační displej spolujezdce, kde se zobrazují důležité technické informace o voze. Výbavou vozu je rovněž kromě povinné výbavy také rezervní kolo a nářadí pro možné opravy mimo servisní zónu, aby se tak předešlo případnému odstoupení ze soutěže, a také hasicí přístroje.[2]

Rozměry soutěžního vozu jsou:

Délka	-	3 992 mm
Šířka	-	1 820 mm
Rozvor	-	2 486 mm
Hmotnost	-	1 200 kg



Obr. 1 Vůz Škoda Fabia Super 2000 [3]

První testovací kilometry absolvovala Škoda Fabia Super 2000 na přelomu ledna a února 2008. Mezi testovacími piloty byli mimo jiných Jan Kopecký, Raimund Baumschlager a také legenda rallye Carlos Sainz. První ostré kilometry absolvoval vůz v roli předjezdce na Barum Czech Rally Zlín a následně v San Remu. Mezinárodní homologaci vůz obdržel v roce 2009 a závodní premiéru si vůz odbyl při Rally Monte Carlo v témže roce, která se jela



jako součást IRC. V současné době je vůz považován za jeden z nejlepších, ne-li za vůbec nejlepší vůz kategorie Super 2000, což dokazují skvělé výsledky v různých národních a mezinárodních šampionátech. V roce 2012 se tento vůz stal vítězným v šampionátech IRC, v Evropském šampionátu v Asijsko Pacifickém mistrovství a dále také v několika národních šampionátech, ať už v České republice, Německu, Rakousku nebo v dalších zemích. Těchto úspěchů dosahovaly jak tovární posádky týmu ŠKODA Motorsport, tak i soukromé týmy, které mají ať už přímou nebo nepřímou spolupráci s továrním týmem. Některé týmy si pronajímají soutěžní vozy továrního týmu ŠKODA Motorsport nebo si vůz rovnou zakoupí.



2 OCHRANNÉ PRVKY PRO JÍZDU V TERÉNU

Závody rallye se konají na různých typech povrchů od asfaltu přes šotoliny až po soutěže na sněhu. Z tohoto důvodu musí být ochranné prvky konstruovány tak, aby neměly vliv na jízdní vlastnosti a zároveň měly co největší účinnost v daných situacích a podmínkách. Lze předpokládat nárazy při skocích, nebo od kamenů či jiných dalších částic na trase rychlostní zkoušky. Snahou je ochránit motor, chladič, zavěšení, převodovku, nádrž, převody, výfuk a láhve hasicího systému. Tyto prvky musí zajišťovat dostatečnou tuhost při nejmenší možné hmotnosti. Cílem konstrukce je tedy ochrana vozu při všech možných situacích během absolvování rychlostních zkoušek tak, aby nedocházelo k poškození žádné části soutěžního vozu, případně zajistit ochranu důležitých komponentů před možným odstoupením ze soutěže. Mezi nejdůležitější ochranné prvky pro jízdu v terénech patří kromě různých krytů především ližina a podlaha vozu.

2.1 PODLAHA

Podlaha zajišťuje ochranu kabiny vozu proti nežádoucím částicím prostředí. Podlaha soutěžního vozu Škoda Fabia S2000 je vyrobena z kompozitních materiálů. Tyto materiály zajišťují dostatečnou ochranu především z hlediska tuhosti v této části za maximálního snížení hmotnosti. Zlepšení aerodynamiky vozu má za úkol taktéž podlaha. Ta by měla být vyrobena tak, aby bylo zajištěno optimální proudění vzduchu.

FIA ve svých pravidlech definuje výši minimální hmotnosti soutěžního vozu, a to v hodnotě 1 200 kg. Protože je však možné u soutěžních vozů dosáhnout daleko nižší hmotnosti než je stanovená minimální hodnota, používají se k dosažení daného limitu tzv. vyvážky, které jsou umístěny právě na podlaze vozu, a to v takové pozici, aby nebylo narušeno požadované umístění těžiště.

2.2 LIŽINA

Jedním z nejdůležitějších ochranných prvků je ližina plnicí funkci ochranného krytu motoru a podvozku. Při konstrukci je nutno vycházet z pravidel FIA a z pravidel českého automotoklubu.

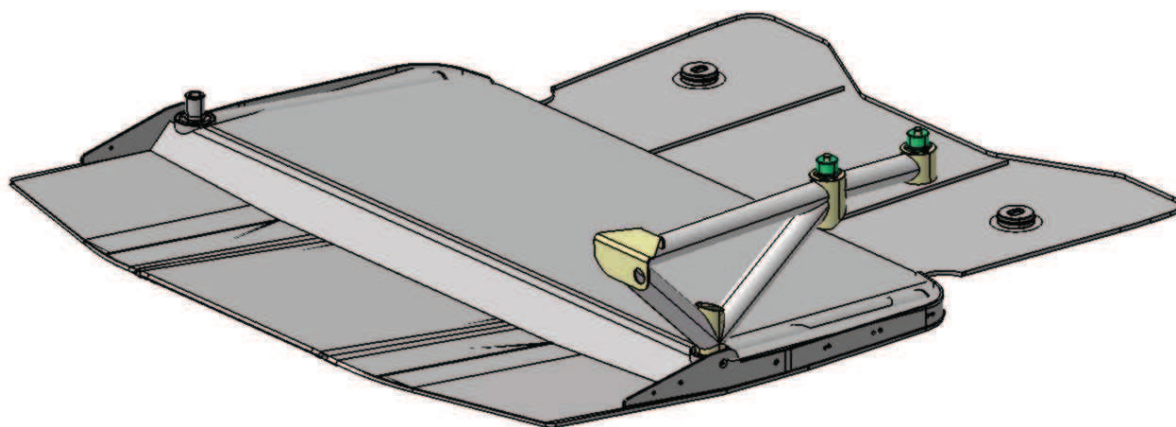
Z pravidel FIA a českého automotoklubu:

„Montáž ochrany podvozku je povolena pouze pro rally za podmínky, že se jedná o účinnou ochranu, která respektuje světlost, je demontovatelná a koncipovaná výlučně na ochranu následujících prvků: motor, chladič, zavěšení, převodovka, nádrž, převody, výfuk, láhve hasicího systému. Pouze před osou předních kol mohou tyto ochrany zakrývat celou šířku dolní části předního nárazníku.“[4]

Na soutěžním speciálu jsou ližiny umístěny v přední i v zadní části vozidla. Klíčovou roli zde představuje požadovaná tuhost, která má ochránit hnací ústrojí před nárazy při jakékoliv jízdní situaci soutěžního vozu. Dalším relevantním požadavkem je taktéž dobrý skluz při dopadu vozu na ližinu. Zejména se požaduje, aby bylo možné při jakémkoliv nárazu dále pokračovat bez poškození vozu v jízdě. V úvahu je nutno brát i skoky, které jsou na některých soutěžích, například u finské rallye, i přes 50 metrů dlouhé. Takto dlouhé skoky mohou představovat pro vůz svislé přetížení 10g. Z konstrukčního hlediska se jedná o duralové,



nebo železné svařence. V přední části vozu se používají ližiny o hmotnostech mezi 19 až 42 kg. Pro asfaltové soutěže se pak používají ližiny s vyšší hmotností a u šotolinových soutěží naopak s nižší hmotností. Rozdíl je způsoben zejména velkým hmotnostním rozdílem mezi asfaltovou a šotolinovou verzí vozů charakterem povrchu, a to např. u šotoliny, kde lze předpokládat spousty nárazů do ližiny např. kameny, či celkovou výbavou vozu, která se odvíjí od typu soutěže.



Obr. 2 Ližina rallyového vozu

Ližina je uchycena ze spodní strany čtyřmi vysoko-pevnostními šrouby se zapuštěnou hlavou z důvodu nevyčnávání hran, tedy pro optimální klouzaní při nárazu. Zatímco v přední části je přední ližina přichycena šrouby k držáku ližin, v zadní části je uchycena přímo k podlaze vozu.

Ližina v zadní části vozu slouží především pro ochranu diferenciálu, podvozku a palivové nádrže. Tyto ližiny nevyžadují žádné držáky, jelikož jsou přichyceny přímo ke karoserii soutěžního vozu.

2.2.1 DRŽÁK LIŽIN

Z důvodu velmi malého zbývajících prostoru mezi motorem a přední ližinou musí být ližiny spojeny speciálními držáky. Držák ližin zajišťuje uchycení mezi ližinou a podélníky karosérie. Úkolem držáků je nést samotnou ližinu a zároveň eliminovat síly přicházející od ližin především při nárazech, a to vše za předpokladu konstrukce s co nejmenší hmotností a požadovanou tuhostí.



Obr. 3 Současný držák ližiny a jeho uchycení [5]

2.3 PRYŽOVÉ OCHRANY

Ližina je chráněna pryžovou hmotou, tak aby došlo k zabránění styku ližiny s vnějšími nečistotami, zejména s vodou. Tyto pryžové ochrany jsou na soutěžním voze připevněny po stranách na přední ližině a podběhu. Mezi pryžové ochrany lze zařadit i zástěrky umístěné za koly, které se nacházejí v podběžích, přičemž jejich úkolem je taktéž zachycení nečistot a vody.

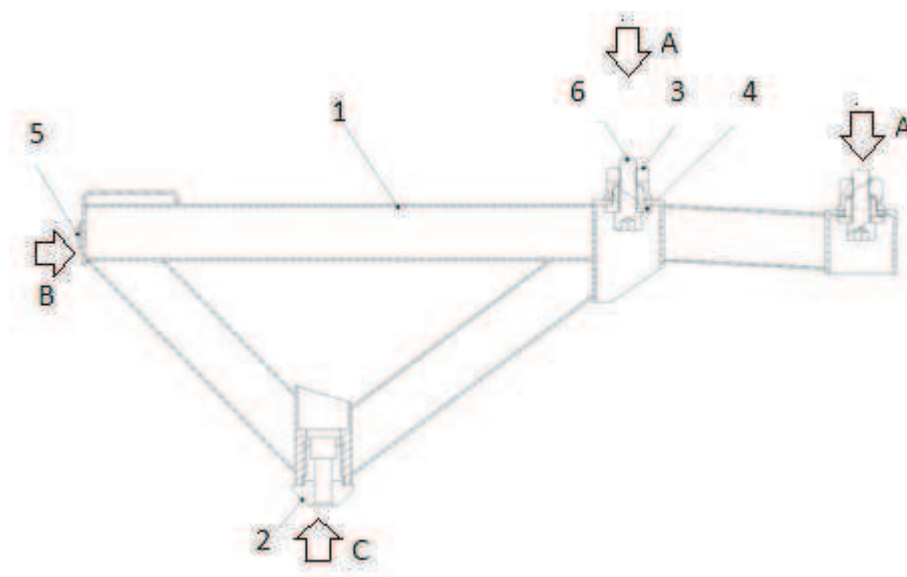


3 SOUČASNÝ STAV DRŽÁKU LIŽIN

Současný držák ližin je tvořen svařovanou ocelovou trubkovou konstrukcí z materiálu 25CrMo4 (podle německé normy). Konstrukce je složena z kvalitních bezešvých trubek, které jsou k sobě přivařeny metodou TIG. Držák je přichycen ke karoserii vysokopevnostními šrouby na 4 místech. Třemi šrouby je připevněn k podélníku karoserie a jedním šroubem k ližině. Na soutěžním voze jsou umístěny v přední části dva držáky ližin, a to na pravé a levé straně vozu. Držák je umístěn na spodní straně motorového prostoru. Vše je lépe vidět na obrázku 4.

Ze zkušeností ze soutěží a testování bylo usouzeno, že je držák zbytečně předimenzován. Dosud nikdy nepraskl, ani se jiným způsobem nezdeformoval. Tyto skutečnosti vedou ke snahám o snížení jeho současné hmotnosti a vytvoření jeho nových modifikací odpovídajícím aktuálním požadavkům kladeným na soutěžní vozy.

3.1 SLOŽENÍ



Obr. 4 Současný držák ližiny a jeho uchycení

Popis částí držáku ližiny:

1. Trubková konstrukce je složená z bezešvých trubek \varnothing 32 mm a tloušťce 1,5 mm vyrobených z materiálu 25CrMo4. Svislé trubky jsou o \varnothing 40 mm a tloušťce 2 mm. Na horní straně v přední části je přivařen plech o tloušťce 1,5 mm. Plech slouží jako opěra mezi držákem a podélníkem.
2. Utahovací hrot slouží jako protikus pro uchycení k ližině. Je vysoustružen z materiálu 16MnCr6 (dle ČSN 14 220), uvnitř je závit pro šroub k uchycení s ližinou.
3. Vložka šroubu slouží pro zesílení plochy kolem šroubu, opět vysoustruženo z materiálu 16MnCr6.



4. Podpěrná vložka, podobně jako vložka šroubu, slouží k zesílení oblastí pro rozložení sil v místech největšího namáhání. Prvek je vysoustružen z materiálu 16MnCr6.
5. Závitová tyč je vysoustružená část s metrickým závitem, do kterého jsou uchyceny šrouby.
6. Vysokopevnostní šrouby M10x1.25-30 12.9 ČSN 02 4113 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem.

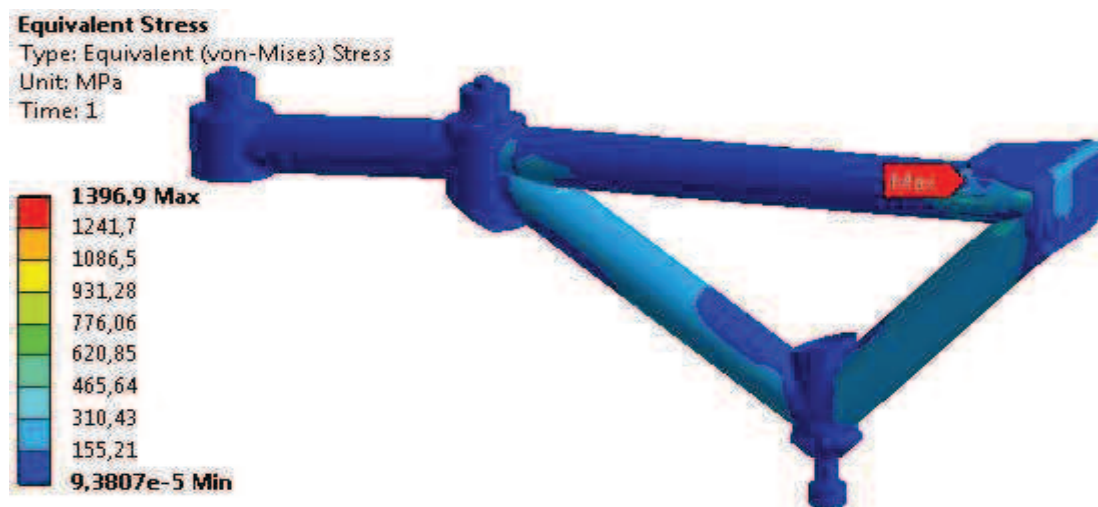
3.2 UCHYCENÍ

Jak lze vidět v obrázku 4, u současné varianty je uchycení provedeno ve 4 místech (uchycení A je použito 2x). Všechny úchyty jsou provedeny podobným způsobem přes navařený úchyt v trubce. Uchycení je zaznačené v obrázku 4:

- A. Uchycení z horní strany přes šrouby, držák je připevněn k podélníkům karoserie přes vysokopevnostní šrouby M10x1.25-30 12.9 ČSN 02 4113 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem (pozice 6).
- B. Uchycení zepředu opět přes závitovou tyč k výstupkům od podélníků. Tento šroub je připevněn čelně a slouží pouze k směrovému upevnění držáku.
- C. Uchycení ližiny k držáku zajišťuje utahovací hrot (pozice 2, do které je uchycen šroub spojující ližinu s držákem). K uchycení je využito vysokopevnostního šroubu M12x1.5-22 12.9 ČSN 02 4113 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem.

3.3 HODNOCENÍ SOUČASNÉ VARIANTY

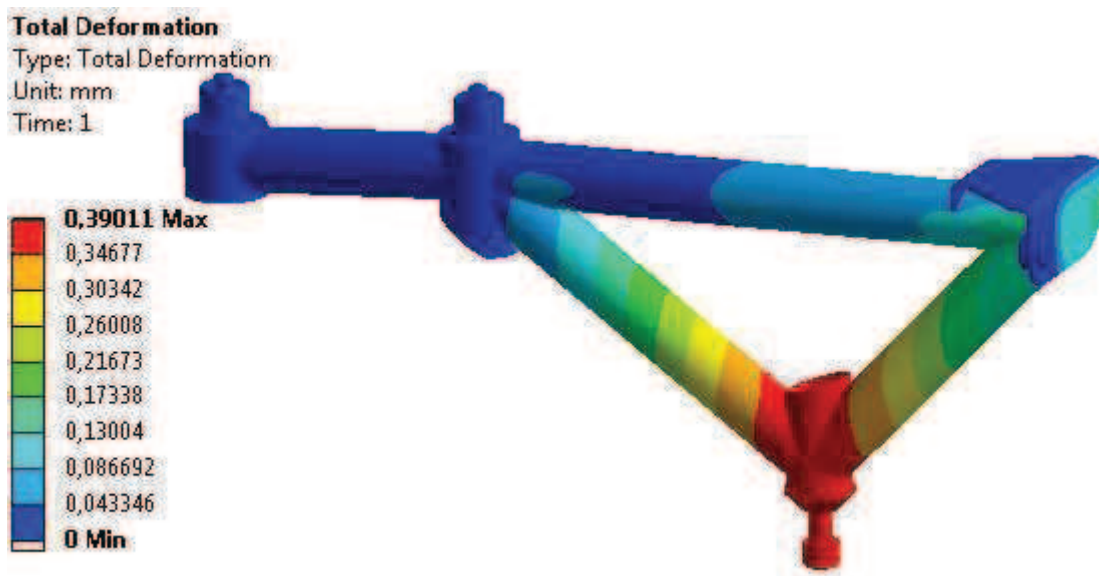
Současná varianta byla analyzována pomocí programu Ansys Workbench. Na obrázcích lze vidět deformaci a napětí při působení 10g. Přetížení je zastoupeno zátěžnou silou, která bude popsána později. Z důvodu usnadnění porovnatelnosti jednotlivých variant, budou tyto varianty hodnoceny stejným způsobem.



Obr. 5 Současná varianta držáku dle analýzy von-Mises



Z výsledku lze zjistit, že daný držák by nevyhověl v opěrném plechu, který se opírá o podélník. V tomto místě dosahuje napětí až 1 396 MPa, přičemž mez pevnosti je u tohoto materiálu 765 MPa. Hodnoty ve špičkách napětí nemusí být zcela správně především z důvodu, že se pohybujeme daleko v nelineární oblasti zátěžné charakteristiky materiálu, kde jsou charakteristiky definovány. Protože se napětí na zbylých částech držáku pohybuje do 600 MPa, lze označit zbytek držáku za vyhovující. I přes tyto nepříznivé výsledky se nikdy držák nedeformoval ani nepraskl, přetížení 10g je možná nadsazeno, ale cílem bude zkonstruovat držák, který s jistotou bezpečně odolá i těmto přetížením v celé konstrukci držáku.



Obr. 6 Současný držák ližiny - deformace



3.3.1 HODNOCENÍ SOUČASNÉHO UCHYCENÍ DRŽÁKU

V této kapitole budou zhodnoceny únosnosti šroubových spojení u stávající používané variantě držáku. Z tohoto hodnocení bude opět vycházet případná optimalizace šroubového spojení na novém držáku.

STANOVENÍ TUHOSTI ŠROUBU

V této kapitole je čerpáno se zdroje [6]. Stanovení tuhosti šroubu vychází z celkové tuhosti soustavy sériově řazených pružin za předpokladu, že materiál je lineárně pružný (závislostí mezi deformací a silou je lineární) a při zatěžování nedojde k překročení meze kluzu.

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \Rightarrow \frac{F}{S} = \frac{\delta}{l} \cdot E \Rightarrow \frac{F}{\delta} = \frac{S \cdot E}{l} \Rightarrow k \quad (1)$$

Zde platí:

$$\text{Hookův zákon } \sigma = \varepsilon \cdot E \quad (2)$$

$$\text{a vztah pro tuhost "k" } = \frac{F}{\delta} \quad (3)$$

Kde jsou:

- ε - přetvoření
- δ - deformace
- E - modul pružnosti
- S - průřez šroubu
- l - délka šroubu

Základní vzorec pro výpočet tuhosti šroubu:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_d} \quad (4)$$

Kde jsou:

- k_b - tuhost šroubu [$\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1}$]
- k_t - tuhost závitové části [$\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1}$]
- k_d - tuhost velkého průměru šroubu [$\text{kN} \cdot \text{mm}^{-1}$]

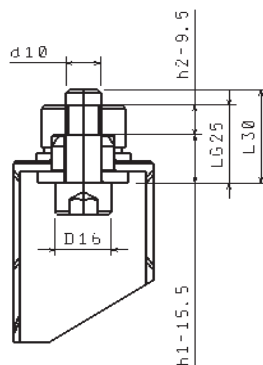


STANOVENÉ TUHOSTI ŠROUBOVÉHO SPOJE HORNÍHO SEGMENTU

Všechny tyto výpočty jsou sestaveny za použití zdrojů [6][7][8][9].

Držák je u stávající varianty uchycen na horní straně dvakrát (podle obr. 4 uchycení A) vysokopevnostními šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M10x1,25-30 dle ČSN 02 1143.

Kontrola horních šroubů



Obr. 7 Rozměrové parametry u horního šroubu

Je dáno:

Průměr hlavy šroubu	$D = 16 \text{ mm}$
Velký průměr šroubu	$d = 10 \text{ mm}$
Tloušťka dolního segmentu	$h_1 = 15,5 \text{ mm}$
Tloušťka horního segmentu	$h_2 = 9,5 \text{ mm}$
Modul pružnosti šroubu	$E_1 = 210 \text{ GPa}$
Modul pružnosti segmentu	$E_2 = 206 \text{ GPa}$
Délka šroubu	$L = 30 \text{ mm}$
Délka závitové části	$L_T = 30 \text{ mm}$

Délka sevření:

$$L_G = h_1 + h_2 = 9,5 + 15,5 = 25 \text{ mm} \quad (5)$$

Délka části šroubu bez závitů:

$$l_d = L - L_T = 30 - 30 = 0 \text{ mm} \quad (6)$$

Délka závitu nacházející se v sevření:

$$l_t = L_G - l_d = 25 - 0 = 25 \text{ mm} \quad (7)$$

Podmínka pro upevňovací části šroubu:

$$L > L_G$$

$$30 > 25$$

splněno



Průřez šroubu pro výpočet napětí (neboli redukovaný průřez, podle něhož se ocelové šrouby dimenzují):

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_m + d_r}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{9,188 + 8,466}{2} \right)^2 = 61,2 \text{ mm}^2 \quad (8)$$

Kde : $d_m = 9,118 \text{ mm}$... střední průměr závitu pro M10x1,25
 $d_r = 8,466 \text{ mm}$... malý průměr šroubu

Průřez vycházející z velkého průměru:

$$A_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2 \quad (9)$$

Tuhost šroubu:

$$\frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_d} \Rightarrow k_{b1} = \frac{k_t \cdot k_d}{k_t + k_d} = \frac{A_t \cdot A_d \cdot E_1}{A_t \cdot l_d + A_d \cdot l_t} = \frac{61,2 \cdot 78,5 \cdot 210}{61,2 \cdot 0 + 78,5 \cdot 25} = 257 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (10)$$

Šroub svírající součástí má tedy tuhost $k_{b1} = 257 \text{ kN}\cdot\text{mm}^{-1}$.

Stanovení tuhosti ve spojovaných součástech

Stanovuje se jako celková tuhost spojovaných sériově řazených pružin.

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} \dots \frac{1}{k_i} \quad (11)$$

Rozložení napětí ve spojovaných součástech je složité, nicméně lze předpokládat funkční oblast ve tvaru dutého kužele.

Výpočet horní části dutého komolého kužele

U válcové hlavy platí:

$$d_w = d_a,$$

u oceli, litiny a hliníku platí:

$$\alpha = 30^\circ$$

**Tuhost spojované součásti 1:**

$$\begin{aligned}
 k_{m1} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_1 + D_{K1} - d) \cdot (D_{K1} + d)}{(1,155 \cdot h_1 + D_{K1} + d) \cdot (D_{K1} - d)} \right]} = \\
 &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 9,5 + 16 - 10) \cdot (16 + 10)}{(1,155 \cdot 9,5 + 16 + 10) \cdot (16 - 10)} \right]} \\
 &= 4\,859 \frac{kN}{mm}
 \end{aligned} \tag{12}$$

Výpočet dolní části dutého komolého kužele

Průměr:

$$D_{K2} = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ mm} \tag{13}$$

Výška:

$$h_2 = \frac{L_G}{2} = \frac{25}{2} = 12,5 \text{ mm} \tag{14}$$

Tuhost spojované součásti 2:

$$\begin{aligned}
 k_{m2} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_2 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_2 + D_{K2} - d) \cdot (D_{K2} + d)}{(1,155 \cdot h_2 + D_{K2} + d) \cdot (D_{K2} - d)} \right]} = \\
 &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 206 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 12,5 + 15 - 10) \cdot (15 + 10)}{(1,155 \cdot 12,5 + 15 + 10) \cdot (15 - 10)} \right]} = \\
 &= 4\,143 \frac{kN}{mm}
 \end{aligned} \tag{15}$$

Celková tuhost spojovaných součástí

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{k_{ma}} &= \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} \rightarrow k_{ma} = \frac{k_{m1} \cdot k_{m2}}{k_{m2} + k_{m1}} = \\
 &= \frac{4859 \cdot 4143}{4143 + 4859} = \\
 &= 2\,236 \frac{kN}{mm}
 \end{aligned} \tag{16}$$

Celková tuhost spojovaných součástí horního spojení je $2\,236 \text{ kN} \cdot \text{mm}^{-1}$.



PEVNOSTNÍ KONTROLA HORNÍHO ŠROUBU

Použitý šroub M10x1,25-30 dle ČSN 02 4113

Zjištěno:

$$\begin{aligned} \text{osová síla šroubu (měřeno z MKP systému)} & F_O = 21\,857\,N \\ \text{osová síla šroubu (měřeno z MKP, v ose Z Ansysu)} & P = 4\,904\,N \end{aligned}$$

Kontrola šroubu

$$F_K = F_O + 2 \cdot P = 21\,857 + 2 \cdot 4\,904 = 31\,670\,N \quad (17)$$

Kde:

$$\text{Mez kluzu pro materiál 12.9} \quad Re = 1080\,MPa,$$

Kontrola otlačení závitu

$$F_K = 0,25 \cdot Re = 0,25 \cdot 1\,080 = 270\,MPa \quad (18)$$

Dáno:

$$\begin{aligned} \text{Střední průměr závitu} & d_2 = 9,18\,mm \\ \text{Maximální průměr závitu} & D_1 = 8,647\,mm \end{aligned}$$

Šířka mezikruží:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{10 - 8,647}{2} = 0,6\,mm \quad (19)$$

Obsah:

$$S = z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 = 20 \cdot \pi \cdot 9,18 \cdot 0,6 = 390\,mm^2 \quad (20)$$

Tlak:

$$p = \frac{F_K}{S} = \frac{31\,670}{3,9} = 81\,MPa \quad (21)$$

Kontrola šroubu na tah:

Dovolené napětí pro spoj bez přepětí utahovány v zatíženém stavu:

$$\sigma_{DT} = 0,6 \cdot Re = 0,6 \cdot 1\,080 = 648\,MPa \quad (22)$$

Obsah:

$$\begin{aligned} s_2 &= \frac{0,5774 \cdot (\pi \cdot d_3^2)}{4} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot (\pi \cdot 8,433^2)}{4} = \\ &= 56\,mm^2 \end{aligned} \quad (23)$$

Kde:

$$\text{Nejmenší průměr závitu} \quad d_3 = 8,433\,mm$$



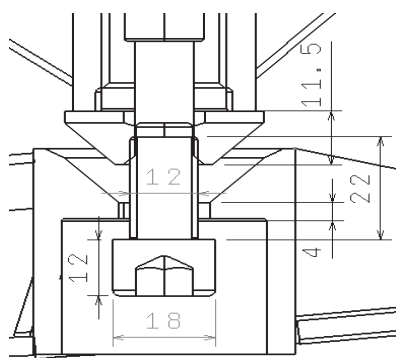
Dovolené napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_K}{s_2} = \frac{31\,670}{56} = 562 \text{ MPa} \quad (24)$$

Žádná hodnota nepřekročila mez pevnosti 1 080 MPa pro materiál třídy pevnosti 12.9. Šrouby jsou tedy vyhovující.

STANOVENÉ TUHOSTI ŠROUBOVÉHO SPOJE DOLNÍHO SEGMENTU

Všechny tyto výpočty jsou sestaveny s využitím zdrojů [6][7][8][9].
(na obr. 4 jde o uchycení C)



Obr. 8 Rozměry dolního šroubu

U dolního segmentu je použit šroub M12x1,5-22 ČSN 02 1143

Dáno:

Průměr hlavy šroubu	$D = 18 \text{ mm}$
Velký průměr šroubu	$d = 12 \text{ mm}$
Tloušťka dolního segmentu	$h_1 = 4 \text{ mm}$
Tloušťka horního segmentu	$h_2 = 11,5 \text{ mm}$
Modul pružnosti šroubu	$E_1 = 210 \text{ GPa}$
Modul pružnosti segmentu	$E_2 = 206 \text{ GPa}$

Kontrola šroubového spoje

Délka sevření:

$$L_G = h_1 + h_2 = 11,5 + 4 = 15,5 \text{ mm} \quad (25)$$

Dáno:

Délka šroubu	$L = 22 \text{ mm}$
Délka závitové části šroubu	$L_T = 22 \text{ mm}$
(voleno dle literatury)	



Délka části šroubu bez závitů:

$$l_d = L - L_T = 0 \quad (26)$$

Délka závitu nacházejícího se v sevření:

$$l_t = L_G - l_d = 15,5 - 0 = 15,5 \text{ mm} \quad (27)$$

Podmínka pro upevňovací část šroubu:

$$\begin{aligned} L &> L_G \\ 22 &> 15,5 \\ &\text{splněno} \end{aligned}$$

Průřez šroubu pro výpočet napětí (neboli redukovaný průřez, podle něhož se ocelové šrouby dimenzují):

$$\begin{aligned} A_t &= \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_m + d_r}{2} \right)^2 = \\ &= \frac{\pi}{4} \left(\frac{11,026 + 11,160}{2} \right)^2 \\ &= 96 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (28)$$

Kde: pro šroub M12x 1,5-22 platí:

malý průměr šroubu $d_r = 11,160 \text{ mm}$

střední průměr šroubu $d_m = 11,026 \text{ mm}$

Průřez vycházející z velkého průměru:

$$A_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 113 \text{ mm}^2 \quad (29)$$

Tuhost šroubu:

$$\begin{aligned} k_{b2} &= \frac{\frac{A_t \cdot E_1}{l_t} \cdot \frac{A_d \cdot E_1}{l_d}}{\frac{A_t \cdot E_1}{l_t} + \frac{A_d \cdot E_1}{l_d}} = \frac{A_t \cdot A_d \cdot E_1}{A_t \cdot l_d + A_d \cdot l_t} = \\ &= \frac{96 \cdot 113 \cdot 210}{96 \cdot 0 + 96 \cdot 15,5} = \\ &= 1530,96 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (30)$$



Stanovení tuhosti ve spojovaných součástech

Vycházeno z:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} \dots \frac{1}{k_i} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{k_{b1}} &= \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_d} \rightarrow k_t = \frac{k_t \cdot k_{d1}}{k_t + k_d} = & (32) \\ &= \frac{A_t \cdot A_d \cdot E_1}{A_t \cdot l_d + A_t \cdot l_t} = \\ &= \frac{96 \cdot 113 \cdot 210}{96 \cdot 0 + 96 \cdot 15,5} = \\ &= 1530,96 \frac{kN}{mm} \end{aligned}$$

Horní část dutého komolého kuželu

Opět platí u válcové hlavy

$$d_w = d,$$

u oceli, litiny a hliníku s uhlím

$$\alpha = 30^\circ$$

Průměr hlavy:

$$D_{K1} = D = 15 \text{ mm}$$

Výška:

$$h_1 = \frac{L_G}{2} = \frac{15,5}{2} = 7,5 \text{ mm} \quad (33)$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\begin{aligned} k_{m1} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_1 + D_{K1} - d) \cdot (D_{K1} + d)}{(1,155 \cdot h_1 + D_{K1} + d) \cdot (D_{K1} - d)} \right]} = & (34) \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 206 \cdot 12}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 7,5 + 15 - 12) \cdot (12 + 10)}{(1,155 \cdot 7,5 + 15 + 12) \cdot (12 - 10)} \right]} \\ &= 4171 \frac{kN}{mm} \end{aligned}$$

Druhá část spojovaných součástí

Průměr:

$$D_{K2} = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ mm} \quad (35)$$



Výška:

$$h_2 = \frac{L_G}{2} = \frac{15}{2} = 7,5 \text{ mm} \quad (36)$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$k_{m2} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_2 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_2 + D_{K2} - d) \cdot (D_{K2} + d)}{(1,155 \cdot h_2 + D_{K2} + d) \cdot (D_{K2} - d)} \right]} = \quad (37)$$

$$= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 206 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 7,5 + 15 - 10) \cdot (15 + 10)}{(1,155 \cdot 7,5 + 15 + 10) \cdot (15 - 10)} \right]}$$

$$= 6878 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Celková tuhost spojovaných součástí:

$$\frac{1}{k_{ma}} = \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} \rightarrow k_{mc} = \frac{k_{m1} \cdot k_{m2}}{k_{m2} + k_{m1}} = \quad (38)$$

$$= 2597 \frac{\text{kN}}{\text{mm}}$$

Pevnostní kontrola šroubu

Použitý šroub M12x1,5-22 dle ČSN 02 1143

Zjištěno:

Osová síla šroubu; určena v MKP

$$F_o = 38\,000 \text{ N}$$

Příčná síla; určeno měřeno v MKP, z Z Ansysu

$$P = 0 \text{ N}$$

$$F_K = F_o + 2 \cdot P = 38\,000 + 2 \cdot 0 = \quad (39)$$

$$= 38\,000 \text{ N}$$

Kde:

Mez kluzu pro pevnostní třídu 12.9 $Re = 1\,080 \text{ MPa}$

Kontrola otláčení závitu:

$$P_D = 0,25 \cdot Re = 0,25 \cdot 1\,080 = 270 \text{ MPa} \quad (40)$$

Počet činných závitu:

$$z = \frac{H_m}{s} = \frac{15}{1} = 15 \quad (41)$$



Šířka mezikruží:

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{12 - 10,367}{2} = 0,8 \text{ mm} \quad (42)$$

Kde:

$$\text{maximální průměr závitu} \quad D_1 = 10,367 \text{ mm}$$

Obsah:

$$S = z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 = 20 \cdot \pi \cdot 11,026 \cdot 0,6 = 424,2 \text{ mm}^2 \quad (43)$$

Kde:

$$\text{střední průměr závitu} \quad d_2 = 11,026 \text{ mm}$$

Tlak:

$$p = \frac{F_K}{S} = \frac{38\,000}{4,2} = 89 \text{ MPa} \quad (44)$$

Kontrola šroubu na tah:

Dovolené napětí pro spoj bez přepětí utahovány v zatíženém stavu:

$$\sigma_{DT} = 0,6 \cdot Re = 0,6 \cdot 1\,080 = 648 \text{ MPa} \quad (45)$$

Obsah dřívku:

$$s_2 = \frac{0,5774 \cdot (\pi \cdot d_3^2)}{4} = \frac{0,5774 \cdot (\pi \cdot 10,160^2)}{4} = 81 \text{ mm} \quad (46)$$

Kde:

$$\text{Nejmenší průměr závitu} \quad d_3 = 10,160 \text{ mm}$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_K}{s_2} = \frac{38\,000}{8,1} = 468 \text{ MPa} \quad (47)$$

Žádná hodnota nepřekročila mez pevnosti 1 080 MPa, šrouby jsou tedy vyhovující.

Poslední uchycení je přední vrchní šroub (v obrázku 4 uchycení B). Slouží pouze jako zajišťovací pro boční síly, jelikož je předpokládáno se zátěžným stavem s osy z. Tento šroub není podstatněji zatěžován a ani není zde analyzován.

Všechna uchycení jsou vyhovující, tudíž nebudou měněna v nových variantách.



3.4 HODNOCENÍ DRŽÁKU PŘI RŮZNÝCH ÚHLECH NÁRAZU

Zátěžné stavy jsou voleny tak, aby držák byl bezpečný pro všechny úhly nárazu. Nicméně je zde provedeno hodnocení stávajícího držáku pro zátěžnou sílu působící zepředu. Síla byla stanovena o velikosti cca 10% z celkové síly, tedy o velikosti 4 000 N.



Obr. 9 Upevnění a síly pro analýzu při různých úhlech



Obr. 10 Současná varianta dle analýzy s redukováným napětím von-Mises

Z analýzy lze zjistit, že držák při působení síly zepředu je ve všech částech zcela vyhovující.

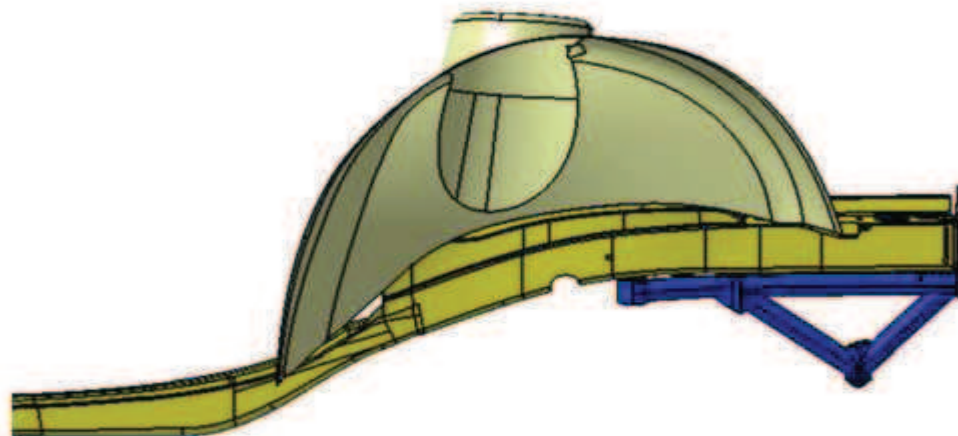


4 CÍLE A VLASTNOSTI NOVÉHO DRŽÁKU

Hlavním cílem je zkonstruovat držák s co nejnižší hmotností, ale zároveň s požadovanou tuhostí. Těžiště v tomto případě není potřeba řešit - je až druhořadé.

POŽADAVKY

Požadavkem konstrukce je, aby při nárazech byly síly vedeny do nejtuzších míst karoserie. Optimální je směřovat síly do uchycení tlumiče, protože tato část karoserie je především díky svému zesílení nejtuzší. Toto místo rovněž eliminuje přenášené síly přicházející zejména od kol přes pružiny a tlumiče. V podobné poloze jako držák ližin, je i uchycení motoru. Nad těmito držáky je umístěna vzpěra pro zajištění co největší tuhosti. Síly působí při různých typech jízdních režimů jako je brzdění, rozjezd, průjezdy zatáčkami. I když je toto místo naddimenzováno především pro zatěžovací síly od tlumičů vozidla, má i případný přenos sil od držáku ližin eliminovat bez případných deformací.



Obr. 12 Zástavbové umístění současného držáku



5 METODIKA PRO NÁVRH DRŽÁKU

5.1 VYUŽITÉ PROGRAMY

Konstrukce je po zjištění všech parametrů nutno navrhnout v 3D konstrukčním programu. Mezi nejčastěji využívané programy pro tyto konstrukce patří Catia, ProEngineer, Solidworks popřípadě Inventor. Z důvodu rychlejší modifikace při případné potřebě úpravy návrhu byl v následující části práce využit program Catia.

5.1.1 KONSTRUKČNÍ PROGRAM CATIA V5

Pro práci namodelování konstrukce je využito konstrukčního 3D programu Catia konkrétně verze V5. Tento program je jedním z nejvyužívanějších programů v automobilovém průmyslu. Disponuje značným množstvím modulů, od konstrukčního návrhu přes analýzy, až po moduly umožňující tvorbu technické dokumentace. V mém případě bylo využito především modulu Sketch, Part Designed, GenerativeShape Design, Assembly Design a Sheet Metal Design.

Základem byl modul Sketch. Jedná se o skicář pro vytvoření z 2D geometrie, z nichž lze dále vytvářet nejrůznějšími kroky 3D geometrie (například vytažením).

V modulu Part design bylo především využíváno Sketche, kde nejčastěji byly plochy z 2D vysunuty (příkazem Extrude) na požadovanou délku, v tomto návrhu zejména u trubek, nebo čtvercových profilů.

Dalším využívaným modulem je Sheet Metal Design. Tento modul se používá především pro plechové části, které budou ohýbány při výrobě. Tento modul disponuje možností rozvinu, tedy namodelovanou součást je možno namodelovat v již konečném ohýbaném stavu s definovanými rádiusy. Výstupem je po zadání tloušťky materiálu plně rozvinutý plošný tvar, který má v sobě započteno rovněž prodloužení materiálu po ohybu. Tento rozvin zajišťuje správné vysekání, popřípadě vypálení laserem. Po těchto operacích se daný plechový díl ohýbá na požadované rozměry.

Pro modelování ploch se využívá modul Generative Shape Design. Zde byly vytvořené části, i když není tento modul primárně určen pro tyto operace, seřezávány na konečné délky pod úhlem.

Výstupy z předchozích modelů lze dohromady sestavit v modulu Assembly Design. Zde je možno jednotlivé části vazbit vůči ostatním, popřípadě umístit je na základě souřadného systému.

Program Catia v základu ukládá výstup v generativním formátu .part. Dá se říci, že je to ve většině případů uzavřený objem. V tomto případě je využíváno ve formátu Product, což je sestava několika dílů na sebe návazných příslušnými vazbami. Tak jako u všech konstrukčních systémů je i zde vhodné využít možnosti sestavit pouze jednu stranu a druhou ozrcadlit podle roviny symetrie. Přestože nabízí jeden z modulů v Catii MKP analyzátor, byl daný konstrukční návrh dále pro analýzu exportován do programu Ansys Workbench. Nutností je převést celou sestavu na výměnný obecný datový formát (s příponou .igs, .stp, .sat).



5.1.2 ANSYS WORKBENCH

Pro zjištění dostatečného dimenzování, popřípadě odlehčení je důležité provést výpočtové analýzy. Pro tyto výpočty je možné využít prostředky založené na metodě konečných prvků, mezi které patří např. ANSYS, MSC/NASTRAN, KOSMOS a další.

K simulaci byl použit program Ansys Workbench. Jedná se o jeden z řady balíků programu Ansys. Tento balík slouží jako univerzální rozhraní všech simulačních programů produktů Ansys. Jeho výhodou je především dobrá spolupráce s CAD systémy. Primární funkcí tohoto balíku jsou analýzy strukturální, teplotní, elektromagnetické a fluidní. Celý program je postaven na metodě konečných prvků MKP. Tento program rovněž spolupracuje s programy jako Ansys Design Modeler, Ansys Profesional a další.

Celý program Ansys Workbench je vytvořen s důrazem na intuitivnost a přehlednost. Výpočtovým základem celého programu Ansys Workbench je metoda konečných prvků (FEM). Metoda konečných prvků pracuje na principu rozdělení součásti na síť prvků, která je matematicky popsána. Z výpočtové sítě jsou sestaveny rovnice a jsou zadány okrajové podmínky. V rovných plochách může být síť méně hustá než ve hranách a v přechodech, kde dochází ke koncentraci napětí. Každé zvýšení hustoty sítě je spojeno s většími nároky na výpočet.

POSTUP PRÁCE:

Po spuštění AnsysWorkbench je v pracovním prostředí nutné nejprve definovat jednotky, se kterými se bude pracovat. Volil jsem rozměry v mm. V dalším kroku už je možno se věnovat samostatné geometrii. Zde je možnost namodelovat součást přímo v prostředí Workbench pomocí parametrického modeláře, popřípadě možnost načtení CAD dat ze souboru. Byla zvolena druhá možnost volbou File/Import external geometry. Byla načtena geometrie, vytvořená v programu Catia ve formátu *.igs. Po volbě Generate je nutné ověřit, zdali je celá geometrie vytvořena v objemech (solid), protože by mohlo dojít k načtení pouze v plochách (surface) a geometrický tvar by nemusel být v pořádku.

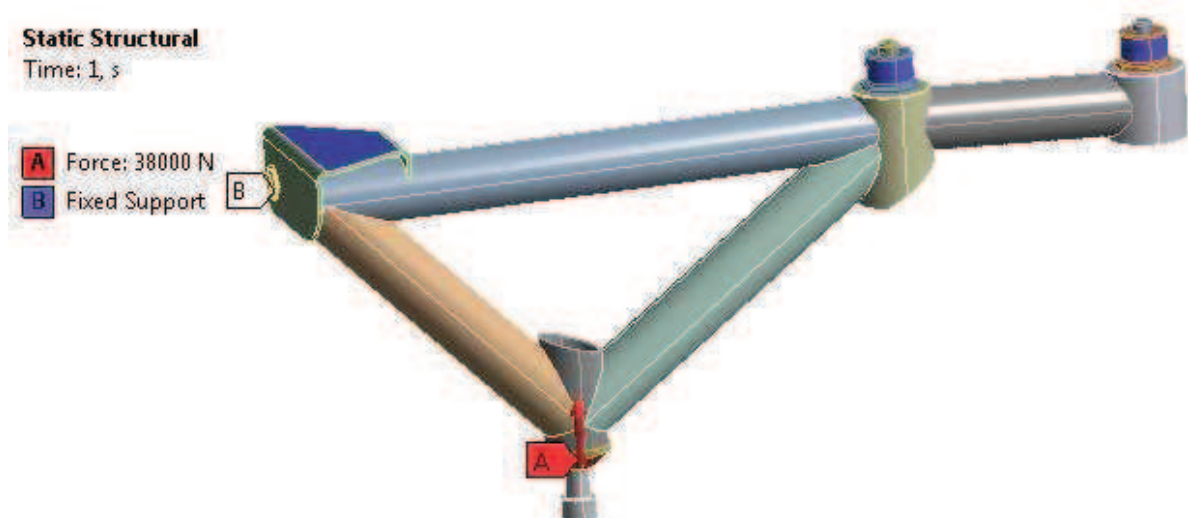
Po načtení geometrie je vhodné jednotlivým dílům soustavy přiřadit materiál. V knihovně materiálu je na výběr velké množství materiálů, ale v tomto případě je nutností zjistit materiálové charakteristiky materiálů, z kterých budou vyrobeny příslušné díly. Volbou (Edit Material) je nutné zadat materiálové vlastnosti.

Dalším krokem je kontrola návaznosti jednotlivých prvků. K dispozici je klasická metoda spojení nebo Weld, kde je definováno přímo svaření geometrií. Nutností je rovněž označit dotykové plochy v kontaktu a přiřadit vazbu, která bude simulovat přivaření.

Jak již bylo zmíněno, podstatou Ansysu je výpočet soustavy rovnic, které vychází z výpočtové sítě. Tu lze vytvořit v části Mesh. Ve vlastnostech je dále možno definovat různou hustotu sítě. Hustota ovlivňuje přesnost výsledků a dobu výpočtu. Po nastavení velikosti prvků sítě se vytvoření sítě potvrdí volbou Generate Mesh. V tomto kroku se velice často vyskytne chyba (Invalid external geometry) díky nesprávně navázaným částem. V tomto případě je vhodné opravit celou geometrii v konstrukčním programu a celou sestavu poté znovu načíst. Po načtení je nutné opakovat všechny dříve zmíněné kroky až do doby, než bude celá geometrie v pořádku. Při složitých konstrukcích se zmíněné chyby vyskytují často.



Po úspěšném vytvoření výpočtové sítě následuje provedení simulace, a to prostřednictvím volby New simulation. Pro tento typ řešeného problému byla vybrána analýza Static Structural. Zde je nutné přiřadit okrajové podmínky, tedy definovat posuv, síly, tlaky aj. Bylo nutné pevně uchytit geometrii v místech, kde dochází ke kontaktu s podélníky a stanovit síly definované zátěžnými stavy v místech kontaktu mezi ližinou s držákem. Tyto kroky lze vidět v následujícím obr. 11, přičemž fixní uchycení představuje modrá barva, síla je znázorněná červenou šipkou. Zátěžná síla pro náraz byla definována pouze na jednu stranu (například levá strana vozu). Výsledky lze zobrazit ve formě písemného protokolu. Uživatelsky přívětivější jsou však grafické výstupy. V mém případě jsem použil k hodnocení výsledků redukovaného napětí podle hypotézy HMM, v systému označeném jako von Mises stress. Obecná tříosá napjatost je redukována do tohoto ekvivalentního napětí. Další vhodné zobrazení chování soustavy lze zjistit pomocí deformace, tedy posunu prvků po zatížení. Zde byla použita volba Total direction deformation. Řešení bylo spuštěno následně volbou solve.



Obr. 11 Umístění okrajových podmínek

5.2 KRITÉRIA ZÁSTAVBY

OMEZENÍ

Při navrhování držáku je potřeba se vyhnout již neměnným částem vozu, především motoru, ale i dalším částem jako jsou alternátor, uchycení příslušenství aj. Uchycení je provedeno k podélníkům karoserie, které primárně slouží k uchycení motoru a dalšího příslušenství. Protože je podélník letmo uchycen ke karoserii vozidla, není vhodné umístit úchytné části na nejzazší místa, a to především z důvodu přenosu sil vznikajících například při skoku, kdy by mohlo dojít při těchto přetíženích k deformaci podélníků, ne-li k jejich destrukci. Vzhledem k tomu, že je podélník pevně přivařen ke zbytku karoserie, byly by případné opravy velice náročné nejen po finanční stránce.



TVAR

Při konstrukci tvaru držáku je vhodné zachovat, popřípadě se přiblížit umístění uchycení, které odpovídá stávající variantě. U těchto upevňovacích bodů byla ve stávající variantě již ověřena jejich dostatečná tuhost při deformaci.

5.3 ZÁTĚŽNÉ STAVY

Pro návrh držáku je použit zátěžný stav obsahující všechny směry zatížení působící na držák. Hodnoty jsou zjištěny shrnutím mnohaletých výsledků testování nejen při soutěžích.

Na základě konzultací se zaměstnanci ŠKODA AUTO a.s., oddělení Motorsport a s vedoucím diplomové práce, byla zatížení počítána nikoliv pro přetížení 7g stanovené zadáním diplomové práce, ale byla ještě navýšena na hodnotu 10g.

Pro zátěžný stav je definováno:

$$\begin{aligned} F_{ZC} &= M_c \cdot \eta \cdot g \cdot 10 \cdot g = & (48) \\ &= 1385 \cdot 0,55 \cdot 9,81 \cdot 10 \cdot 9,81 = \\ &= 74\,726N \end{aligned}$$

Kde :

- M_c - Hmotnost vozu s posádkou [kg]
- η - Poměr váhy na přední část vozu [-]
- g - Gravitační zrychlení [m/s^2]

Celkový zátěžný stav je ale nutno rozdělit na dva držáky (levý a pravý), přičemž tedy platí:

$$F_z = \frac{F_{ZC}}{2} = \frac{74726}{2} = 37\,363N \quad (49)$$

Všechny analýzy tedy vychází z tohoto zatížení se zaokrouhlením velikosti síly na 38 000 N.



6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

6.1 VOLBA MATERIÁLU

Materiál pro vlastnosti držáku je jedním z hlavních faktorů. Požadavkem je dosáhnout velké tuhosti při co nejmenší hmotnosti, včetně snadné svařitelnosti. Dané požadavky pro aplikaci v motorsportu splňují především tyto materiály:

- chrom-molybdenová ocel 25CrMo4,
- 15CdV6,
- mangan chromová ocel 16MnCr5.

6.1.1 CHROM-MOLYBDENOVÁ OCEL 25CrMo4

Chrom-molybdenová ocel je materiálem využitým v současné variantě držáku. Jedná se nejrozšířenější ocel pro bezpečnostní konstrukce v motosportu a to zejména pro ochranné rámy. Materiál je s obsahem 2,5% Cr a 0,4% Mo. Tato ocel vyniká vysokou mezí kluzu v tahu a mezí pevnosti v tahu. Významným faktorem je cena, zejména v porovnání např. se slitinami titanu. Mechanické vlastnosti a svařitelnost jsou velmi dobré – viz. [10].

Tab.1 Vlastnosti oceli 25CrMo4

Mez kluzu v tahu $R_{p0,2}$	695 MPa
Mez pevnosti v tahu R_m	765 MPa
Tažnost	18%
Tvrдость	300-360 HB
Modul pružnosti	210 000 MPa
Hustota	7820 kg/m ³

Trubky z oceli 25CrMo4 jsou nejčastěji v praxi svařovány metodou MIG/MAG v ochranné atmosféře Ar 82 % a CO₂ 18 % a měděným vinutím.

6.1.2 MATERIÁL 15CdV6

Dalším materiálem často využívaným v motorsportu je 15CdV6 (francouzské označení) / 1.7734 (německé označení), který se vyznačuje vysokou pevností, a to minimálně 980 MPa, která je zaručena i po svařování bez tepelného zušlechťování. Tento materiál je často používán v leteckém průmyslu a v motorsportu na trubky.

Tab. 2 Vlastnosti ocele 15CdV6

Mez kluzu v tahu $R_{p0,2}$	790 MPa
Mez pevnosti v tahu R_m	980 MPa
Tažnost	11 %
Tvrдость	293-352 HB
Modul pružnosti	203 000 MPa
Hustota	7800 kg/m ³



6.1.3 MANGAN CHROMOVÁ OCEL 16MnCr5

Tento materiál byl vybrán jako alternativní, pokud by se vyskytl problém, zejména pokud by výše popsané materiály nebylo možno zajistit pro opracování ve formě tyčí. Na držáku se vyskytují i prvky, které bude nutno dále opracovat, především soustružením, přičemž pro tyto aplikace vyhovuje nejlépe materiál 16MnCr5. Jedná se o ocel dle ČSN 14 220, což je nejčastěji používaná cementační ocel pro středně namáhané díly strojů a motorových vozidel. Používá se pro součásti do Ø 35 mm k zušlechťení, k cementování s velkou pevností v jádře pro součásti jako jsou např. hřídele, ozubená kola zdvihátka ventilů, pístní čepy, zubové spojky. Je svařitelná a vhodně tepelně zpracovatelná, též dobře tvářitelná za studena. Přísadou boru (0,0008-0,0050%) se docílí zvýšené houževnatosti cementové vrstvy viz. [11].

Tab. 3 Vlastnosti oceli 16MnCr5

Mez kluzu v tahu $R_{p0,2}$	588 MPa
Mez pevnosti v tahu R_m	613 MPa
Tažnost	18,6 %
Tvrdość	197 HB
Modul pružnosti	206 000 Mpa
Hustota	7850 kg/m ³

6.2 VOLBA TRUBEK

Podstatná část držáku je vyrobena z trubek. Využívá se bezešvých trubek nejvyšší kvality. Tyto trubky je možné z výše uvedených materiálů vyrobit od tloušťky 0,5 mm do 5 mm s délkami do 6 m. Tato nabídka je ovšem pro velkoodběratelé. Nutné je respektovat nabídku dodavatelů, kteří nabízejí pouze vybrané rozměry uvedené v tabulce.

Tab. 4 Možnosti výběru polotovaru trubek (průměr x tloušťka; v mm)

6x1,0	16x2,0	22x1,5	30x1,0	35x2,0
10x2,0	18x0,8	22x2,0	30x1,5	40x1,0
12x1,0	18x1,0	25x1,0	30x2,0	40x1,5
12x2,0	18x2,0	25x1,5	30x3,0	40x2,0
13x1,5	20x0,5	25x2,0	32x1,0	40x3,0
14x1,0	20x1,0	25x2,5	32x1,5	45x1,5
14x2,0	20x1,5	28x1,0	32x2,0	45x2,5
16x1,0	20x2,0	2,8x1,5	35x1,0	50x2,0
16x1,5	22x1,0	28x2,0	35x1,5	45x4,0

6.3 OSTATNÍ PRVKY

Ohýbané plechy používané pro podpěrné body lze zajistit z materiálu 25CrMo4 i 16CdV6, přičemž jsou k dodání v tloušťkách pro tuto aplikaci zajímavé 1 mm, 1,2 mm, 1,5 mm a 2 mm. Jak již bylo zmíněno pro potřeby soustružených součástí lze zvolit všechny materiály. Použití poté pro výrobu bude omezeno nabídkou.



7 NAVRHOVANÉ KONSTRUKČNÍ VARIANTY

Po výše uvedených zkušenostech, zejména ze soutěží, bylo zjištěno, že současný držák lze vylepšit. V úvahu přichází tyto varianty:

- modifikace současné trubkové konstrukce zmenšením průměru trubek,
- modifikace vynecháním některé z trubek a případné zesílení zbývajících trubek,
- nová konstrukce za použití zcela nových prvků.

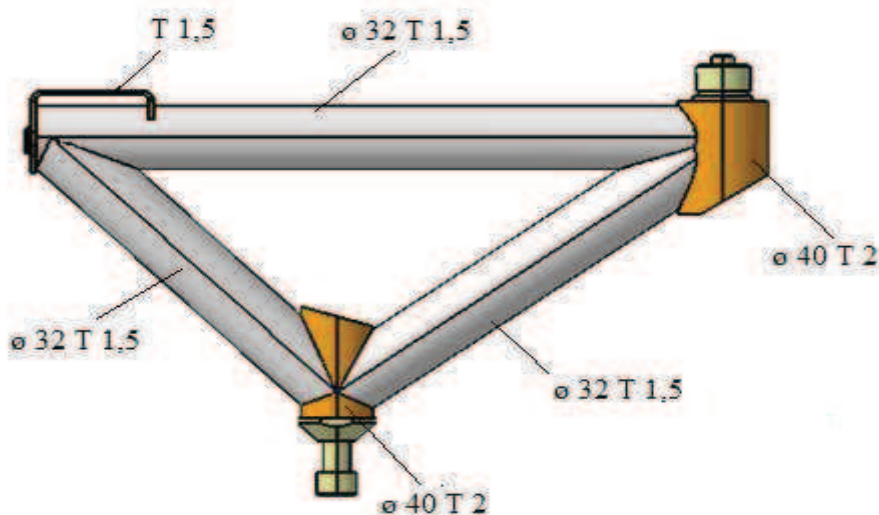
Místa, která jsou předimenzovaná lze modifikovat zmenšením průměru trubek, popřípadě lze trubky zcela odstranit.

7.1 VARIANTY VYCHÁZEJÍCÍ ZE SOUČASNÉHO STAVU

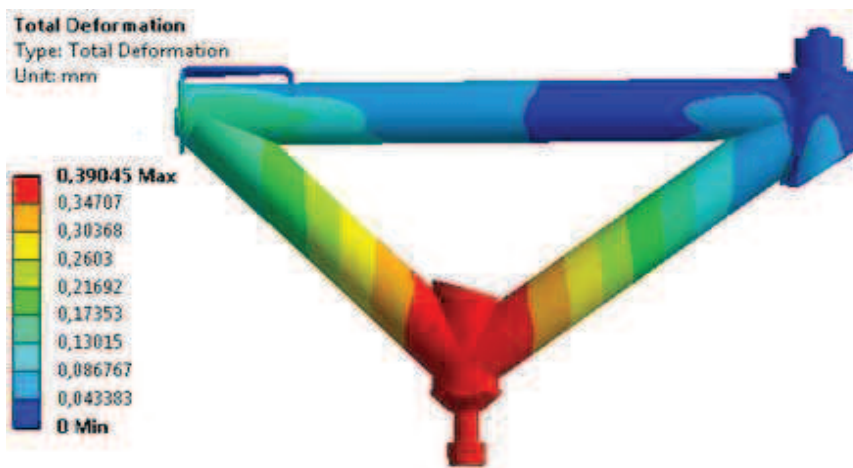
Jelikož současná varianta nikdy nepraskla ani se význačným způsobem při nárazu nedeformovala, vznikl návrh modifikace vynechání některých trubek. U zbývajících pak vznikla možnost tyto trubky zesílit tloušťkou stěny nebo zvětšením průměru. Tento koncept byl navržen z důvodu zachování úchytných bodů, které jsou navrženy v optimálních místech. Umístění je odzkoušeno při rozkladu sil do nejtužších míst karoserie. Další možností modifikace je nahrazení trubek v místech, které nejsou v současné variantě příliš zatěžovány, trubkami s menším průměrem. A zároveň by došlo i ke snížení hmotnosti, nicméně za cenu snížení tuhosti.

7.1.1 VARIANTA 1

U současné verze lze vidět, že je velice málo zatěžována nejzazší trubka směrem ke kabině vozidla. V této verzi je tedy vynechána. Zachován je pouze základní trojúhelník. Touto úpravou je dosaženo hmotnosti 1 240 g.



Obr. 13 Varianta 1



Obr. 14 Varianta 1 - deformace



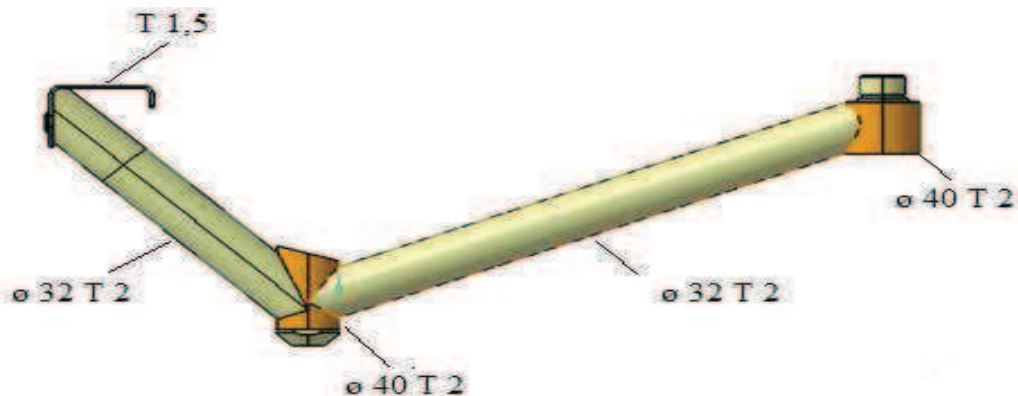
Obr. 15 Varianta 1 dle analýzy s redukovaným napětím von-Mises

Z analýzy je patrné, že tato varianta nepřichází vůbec v úvahu, a to proto, že u většiny částí držáku bylo zjištěno napětí nad 500 MPa s maximem dokonce 1 518 MPa.

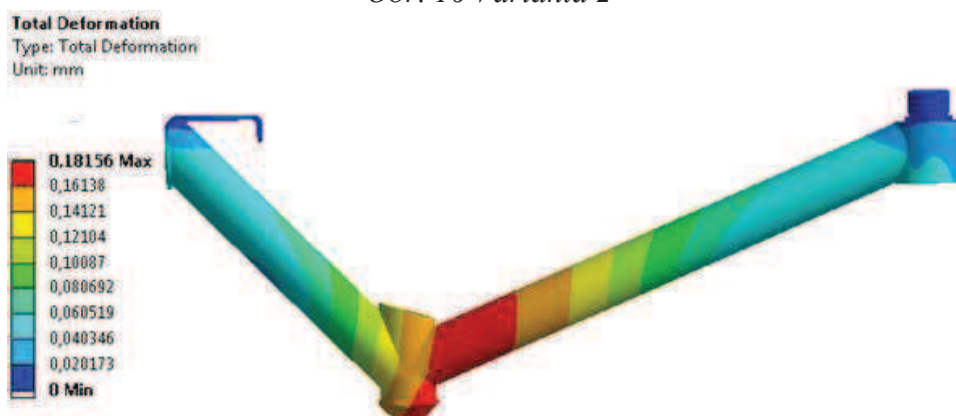


7.1.2 VARIANTA 2

Po zjištění neuspokojivých výsledků z předchozí varianty bylo rozevření trubek změněno na maximální rozpětí. U této varianty jsou zachovány úchytné body ze současné varianty s tím, že je vynechaná horní trubka. Tloušťka stěn dlouhých trubek byla zvětšena na 2 mm.



Obr. 16 Varianta 2



Obr. 17 Varianta 2 dle analýzy s redukovaným napětím von-Mises



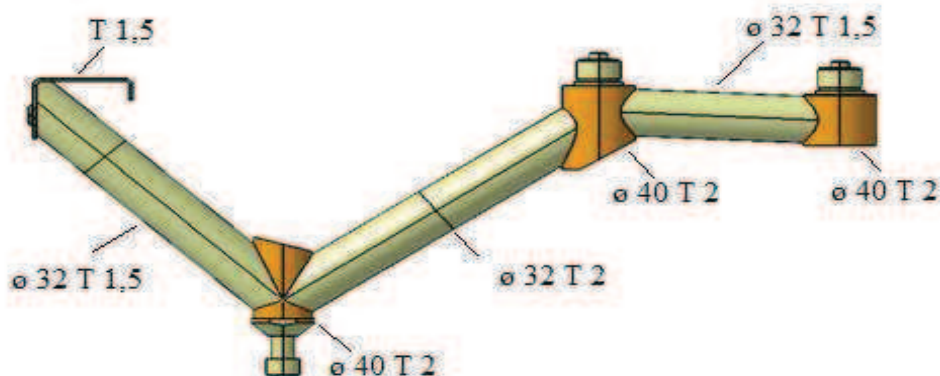
Obr. 18 Varianty 2 - von-Mises

Tato varianta vychází uspokojivě. Nutnosti dalších úprav je zaměření se na místa, kde se vyskytuje vyšší koncentrace napětí. Problémem je však vysoká hmotnost, která dosahuje hodnoty 1 600 g.

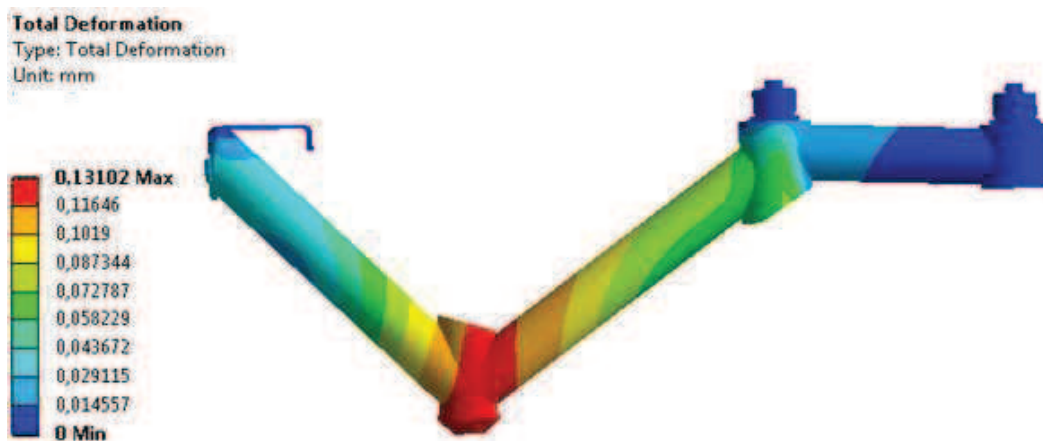


7.1.3 VARIANTA 3

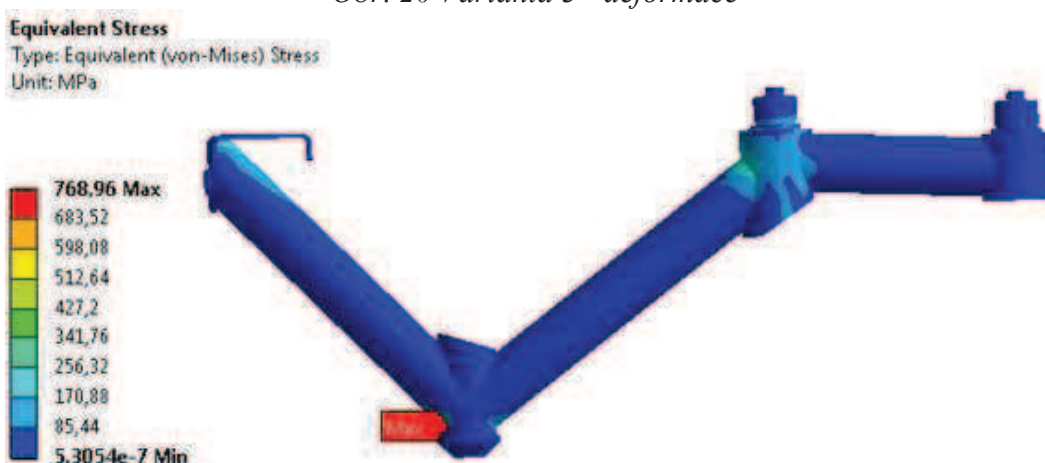
Tato varianta vychází převážně ze současné varianty, přičemž je vynechaná pouze horní trubka. Je lehčí oproti stávající o 200 g. Tloušťky trubek byly ponechány.



Obr. 19 Varianta 3



Obr. 20 Varianta 3 - deformace



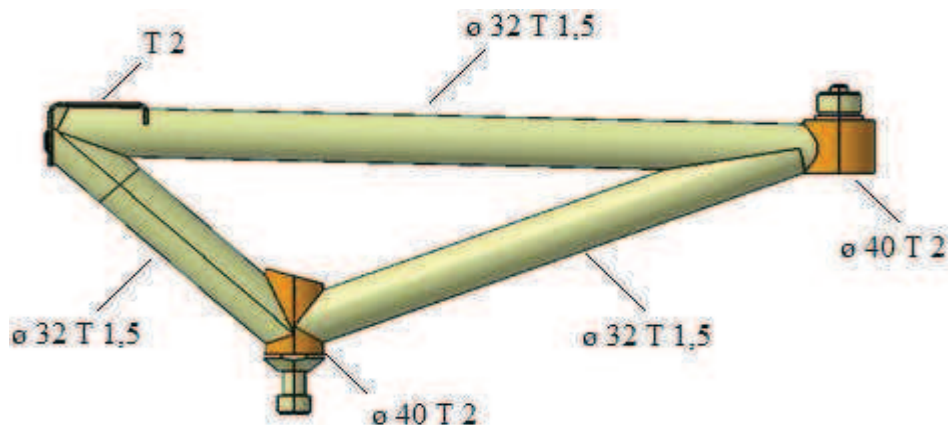
Obr. 21 Varianta 3 dle analýzy s redukováným napětím von-Mises

Tato varianta byla nevyhovující hned v několika oblastech. Napětí zejména okolo úchyty se pohybovalo kolem mezi pevnosti. Tudiž je opět nutné se zaměřit na místa v blízkosti úchyty, kde napětí dosahuje u von-Mises až 758 MPa.



7.1.4 VARIANTA 4

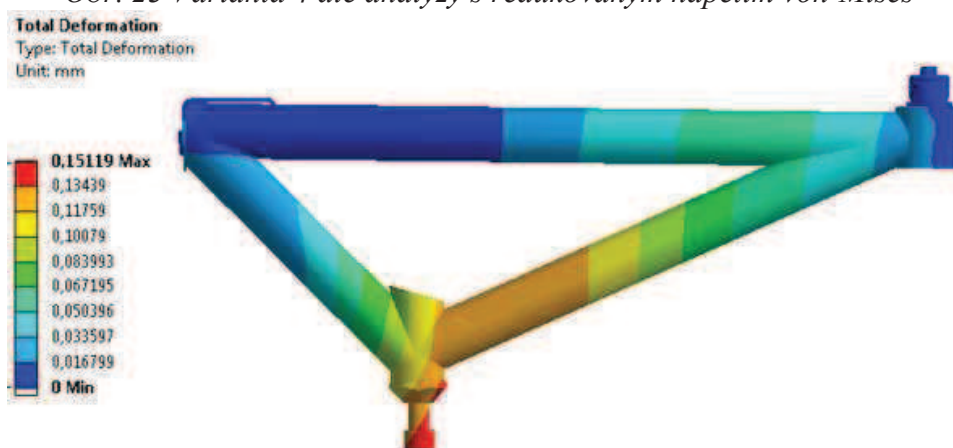
Varianta 4 je odvozená od varianty 2, ale s přidáním horní trubky. Tato horní spojovací trubka by mohla být zmenšena v průměru, nicméně při volbě této varianty by mohl vzniknout problém se svařitelností. Lepší variantou může být nahrazení trubkou s tenčí stěnou.



Obr. 22 Varianta 4



Obr. 23 Varianta 4 dle analýzy s redukováným napětím von-Mises



Obr. 24 Varianta 4 - deformace

U této varianty jsou výsledky uspokojivé, hmotnost je snížena o 90 g. Zvýšené napětí u zadního úchytu se jeví jako tvarový přechod, kde je nutné počítat s tím, že v tomto místě bude svar a tím dojde v tomto místě ke zmenšení napětí.



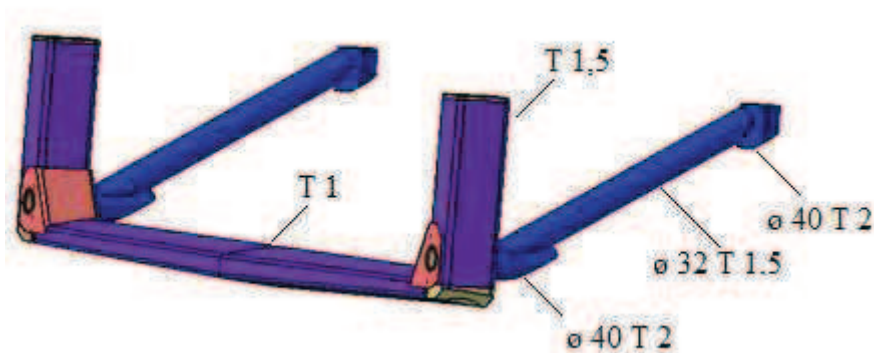
7.2 VARIANTY S NOVOU KONSTRUKCÍ

Při úpravě stávajících variant bylo zjištěno, že jsou výsledky neuspokojivé. Proto je nutné se vydat cestou zcela jiné konstrukce držáku. Nový koncept držáku je možno zkonstruovat nejlépe zřejmě za použití čtvercových profilů. Opět do úvahy přicházejí jen ty varianty, které splňují snížení hmotnosti a zvýšení tuhosti.

7.2.1 VARIANTA 5 (S POUŽITÍM ČTVERCOVÉHO PROFILU)

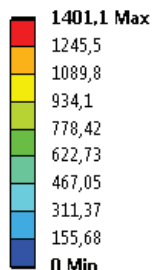
Při použití čtvercových profilů je velkou výhodou možnost zkombinovat čtvercové profily různých rozměrů. Je daleko jednodušší navázat čtvercový profil s širšími vnějšími rozměry s profily daleko menších rozměrů. Lze tak lépe rozložit síly v jednotlivých částech komponentu. Nevýhodou čtvercových profilů je však v porovnání s trubkami o stejné hmotnosti menší tuhost v ohybu.

Tato navrhovaná varianta se od předešlých variant liší především spojením držáku jak v podélném, tak v příčném směru, aby bylo dosaženo optimálního rozložení sil na co největší plochu, což může vést ke snížení tloušťky profilu a hmotnosti. Ke spojení levého a pravého držáku je použito čtvercového profilu, což by mělo vést, jak už bylo řečeno, k odolnosti případným nárazům nejen ze spodní, ale i z bočních stran, kdy by mělo dojít k rozložení sil mezi obě části držáku. Zároveň není potřeba horního opěrného plechu. Umístění čtvercových profilů držáku v takřka kolmém směru na podélníky může sloužit mimo uchycení ližin také jako držák chladičů. Použitím této varianty je docíleno značného snížení hmotnosti způsobeného nahrazením dvou držáků, které jsou v těsné blízkosti, jedním. Značným problémem u této varianty je však umístění držáku k nejzazší části podélníku, kvůli kterému by mohlo při nárazu dojít k jeho deformaci. Z tohoto důvodu byla konstrukce čtvercových profilů doplněna o trubky, čímž došlo k rozložení sil do větší plochy.

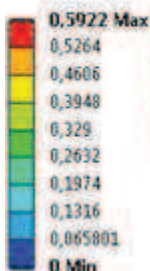


Obr. 25 Varianta 5


Equivalent Stress

 Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
 Unit: MPa
 Time: 1
 23.5.2013 16:11


Obr. 26 Varianta 5 dle analýzy s redukovaným napětím von-Mises

Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm


Obr. 27 Varianty 5 - deformace

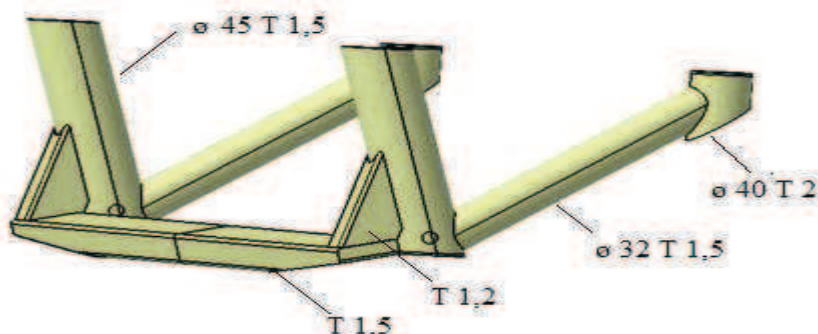
Z výsledku lze vyvodit, že se napětí na většině držáku pohybuje v bezpečných mezích. Je však potřeba vyřešit lokální problém v místě uchycení s ližinou, kde dosahuje napětí nebezpečných hodnot, tedy navrhnout nějakou výztuhu eliminující napětí.

Nakonec však bylo od tohoto kombinovaného držáku ližin a chladičů odstoupeno. Velkým problémem je již zmíněná deformace držáku, která by mohla vést i k poškození chladiče a následkem toho až k případnému odstoupení ze samotné soutěže. Z analýzy je rovněž patrné, že čtvercové profily navrhnuté ve směru zátěžné síly, i přes trubky vedené pod úhlem přenáší síly na nejzazší část podélníku, což by opět mohlo vést k jeho deformaci. V dalších variantách bude tedy snahou vést uchycení držáku k podélníkům ne v kolmém směru, ale pod úhlem.

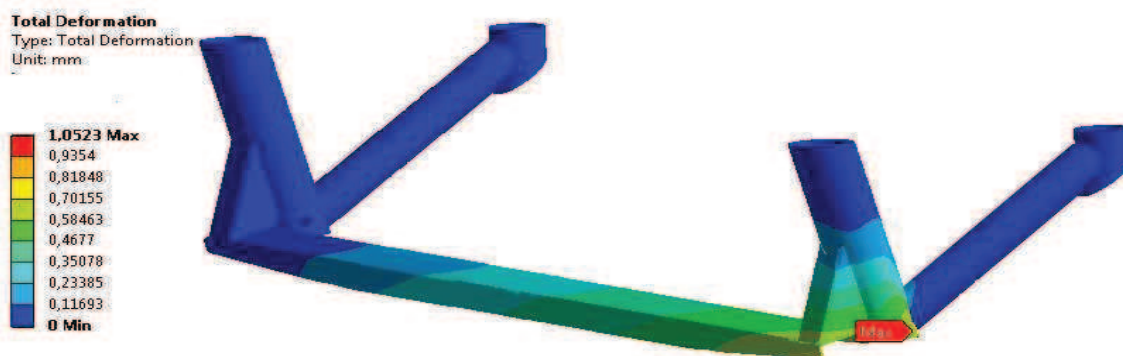


7.2.2 VARIANTA 6

Po zvážení problematických oblastí z předchozí varianty za použití čtvercových profilů bylo cílem kromě změny úhlu hlavní (vertikální) trubky také vynechání společného uchycení ližiny a chladičů. Pro zvýšení tuhosti bylo opět využito trubek, nicméně pro spojení mezi levým a pravým držákem bylo použito společného čtvercového profilu. Stejně jako v předchozí variantě, i zde byl oproti stávající variantě vynechán horní plech, který slouží k vyztužení uchycení při bočních silách. Vynechání plechu je nahrazeno vložkou, uvnitř které je vytvořen závit pro šroub, který je umístěn v kolmém směru na podélník.



Obr. 28 Varianta 6



Obr. 29 Varianty 6 - deformace



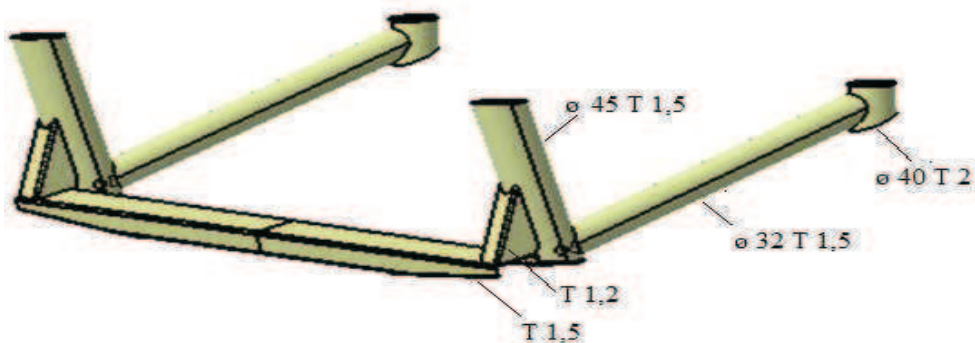
Obr. 30 Varianta 6 dle analýzy s redukovaným napětím von-Mises

Vzhledem k velké koncentraci napětí, která by mohla vést k destrukci v přechodech mezi spojení trubek, je tato varianta považována za nevyhovující.



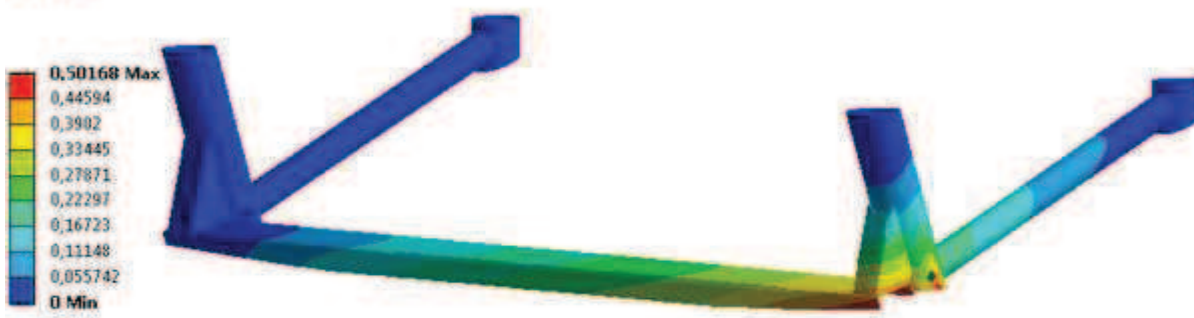
7.2.3 VARIANTA 7

Na základě předchozích nevyhovujících variant jsem dále navrhl takovou variantu, která by případné síly rozložila do maximální plochy. To vedlo k rozevření trubek do maximálního možného úhlu.



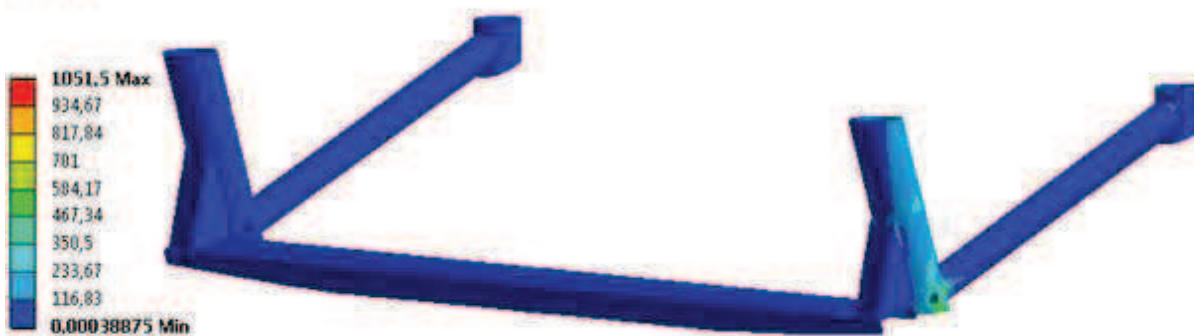
Obr. 31 Varianta 7

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm



Obr. 32 Varianta 7 - deformace

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa



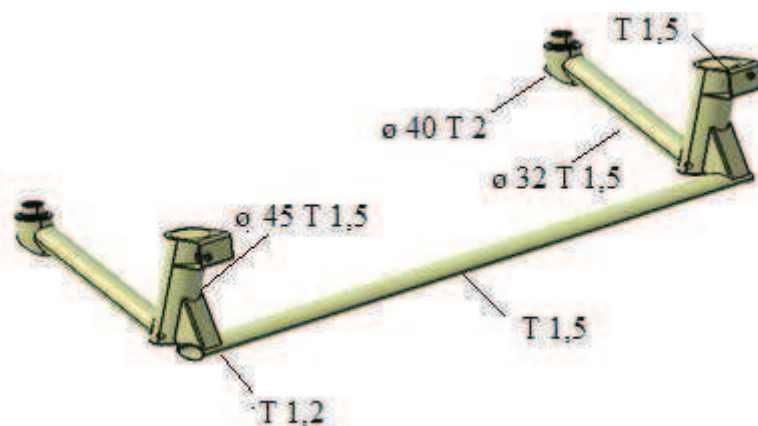
Obr. 33 Varianta 7 dle analýzy s redukováným napětím von-Mises

Z analýzy je zřejmé, že neuspokojivé výsledky nejsou zapříčiněny rozevřením trubek, a proto je nutné navrhnout uchycení ližiny výztuhou.



7.2.4 VARIANTA 8

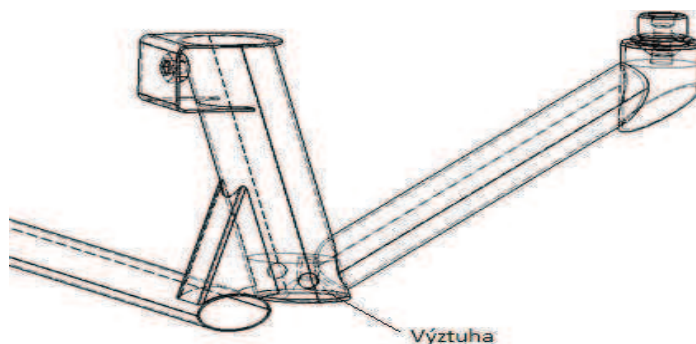
V této variantě je snahou vyřešit spodní uchycení. Tento problém je řešen za použití výztuhy ve spodní části, která by odolala velkým silám. Tato výztuha nahradí původní upevňovací hrot, přes který spojuje ližinu s držákem. V této variantě je opět využito uchycení v přední horní části k plechu, které je lehčí než výztuha. Ke snížení hmotnosti by měla vést rovněž další změna, a to využití oválného profilu pro zpevnění mezi oběma stranami držáku. Poslední změnou je zkouška použití tužšího materiálu, a to materiálu 15CdV6.



Obr. 34 Varianta 8

VÝZTUHA A UCHYCENÍ

Výztuha a uchycení představují nejvíce namáhaná místa v celém držáku. Oproti stávajícímu držáku je navržen opačný směr kužele mezi držákem a ližinou. Původně bylo uchycení kuželem směrem dolů, nyní je uchycení kuželem směrem nahoru. Je proto nutno pozměnit i stavbu ližiny. Výztuha uvnitř obsahuje metrický závit pro šroubové spojení M10. V trubce držáku je vytvořen otvor pro snadné nabodávání této výztuhy k trubkám držáku.



Obr. 35 Výztuha

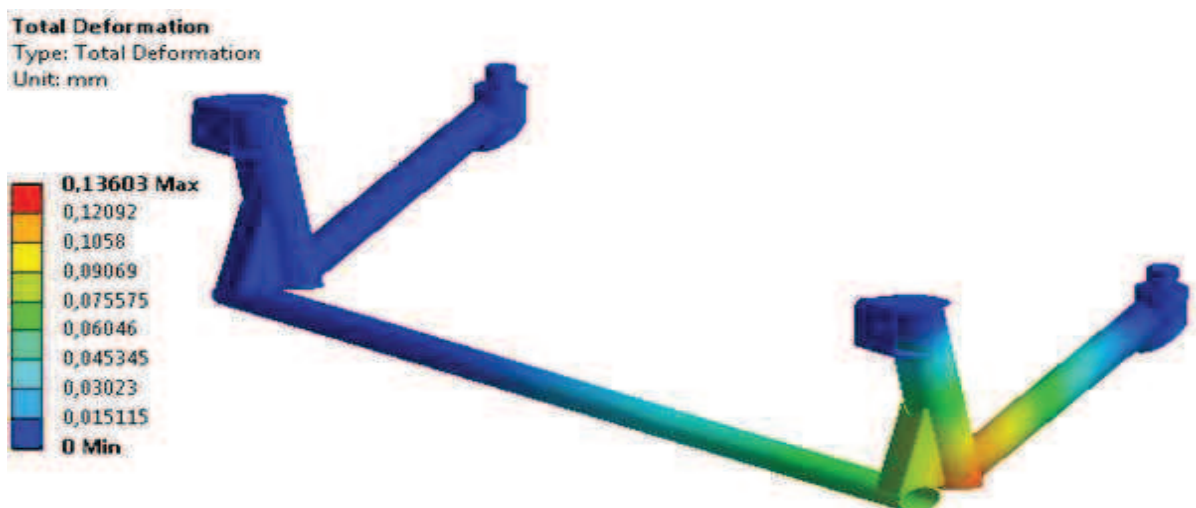
OVÁLNÁ TRUBKA

Při hledání optimálního spojení mezi levou a pravou částí držáku je navržena oválná trubka. Tato trubka netypického průřezu byla již v minulosti používána na předchozích soutěžních vozidlech. Byla vybrána nejen pro svou tuhost. Zároveň je vhodná do prostorově stísněných podmínek držáku svými zástavbovými rozměry. Nicméně hlavním důvodem použití



netypického průřezu trubky je zajištění co největší plochy spojení mezi příčným spojením držáku a plechovým úchytem od hlavních trubek držáku. Za předpokladu, že zátěžná síla působí ze spodní strany, poskytuje tento oválný průřez velkou funkční styčnou plochu s plechem a je tedy mnohem vhodnější. Při předpokládaném nárazu ze spodní strany tak lze předpokládat tlakové působení na vrchních stranách profilu. Tento profil představuje tedy oproti jiným profilům maximální funkční styčnou plochu mezi plechem a příčným spojovacím profilem. Lze říci, že oproti klasické trubce, popřípadě použití čtvercového profilu, se tlak mnohem rovnoměrněji rozloží na plech a oválný profil se nebude tolik „zařezávat“ jako trubka popřípadě čtvercový profil. Spojovací plech lze tedy odlehčit zejména zmenšením tloušťky. Uvažovanou trubku lze zakoupit přímo v oválném průřezu, popřípadě existují i firmy, které je vyrábějí z klasických kruhových trubek. Nevýhodou tohoto specifického průřezu je však její cena. Trubku lze zakoupit v tloušťce stěn 1 mm a 1,5 mm.

VARIANTA S POUŽITÍM MATERIÁLU 25CRMO4



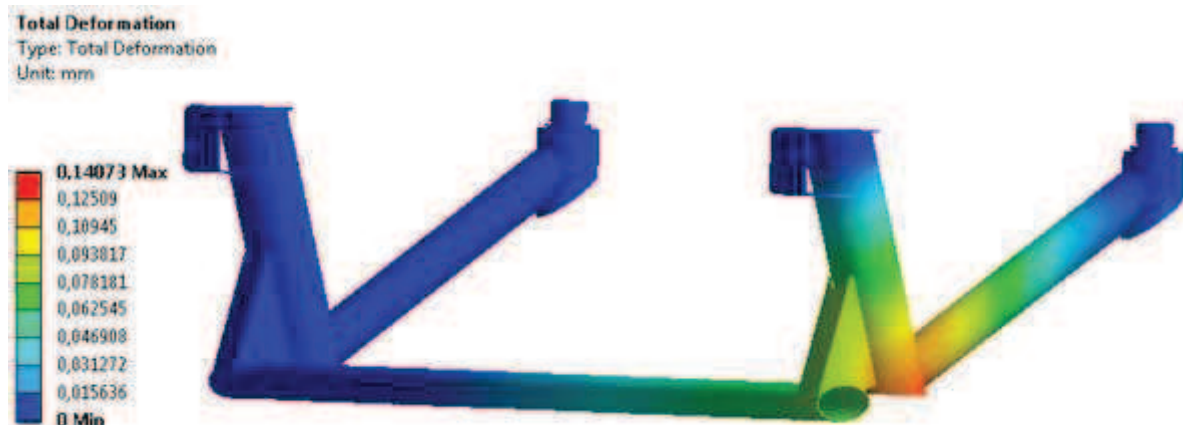
Obr. 36 Varianta 8b - deformace



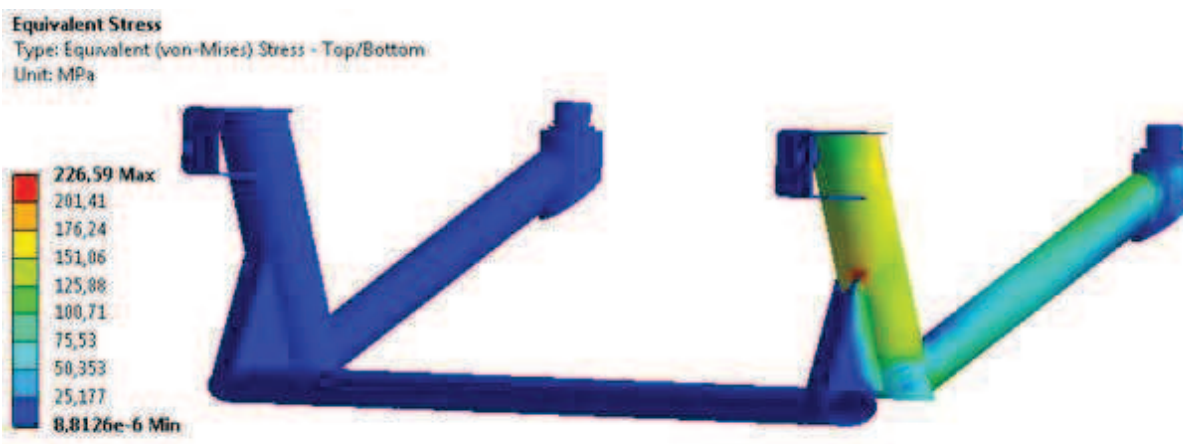
Obr. 37 Varianty 8b - von-Mises



VARIANTA S POUŽITÍM MATERIÁLU 15CdV6



Obr. 38 Varianty 8b - deformace



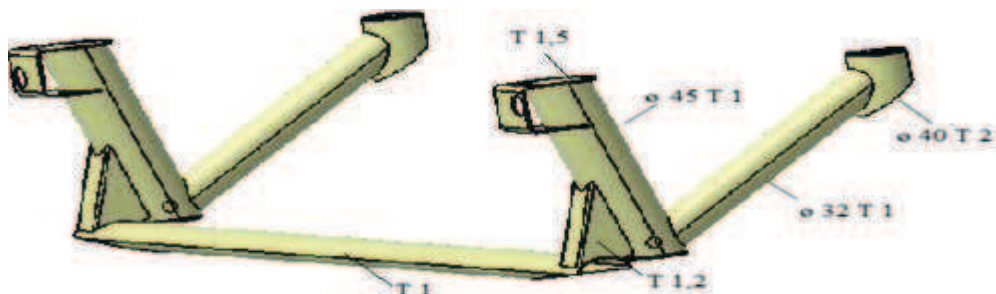
Obr. 39 Varianta 8b dle analýzy s redukováným napětím von-Mises

Rozdíl mezi materiály z hlediska deformace je velice nepatrný, kdy se jedná pouze u deformace o rozdíl v setinách milimetrů. Maximální napětí dosahuje 226,6 MPa. Pro snížení hmotnosti přichází v úvahu také změna průměru trubek, popřípadě tloušťky.



7.2.5 VARIANTA 9

Oproti předchozí variantě je cílem další úspora hmotnosti. V tomto případě je změněno ukončení svíslé trubky, jež má šikmé zakončení. Nejdůležitější změnou je tloušťka hlavních trubek z 1,5 mm na 1 mm. Dalšího snížení hmotnosti je dosaženo odřezem po stranách na spojovacím oválném profilu.



Obr. 40 Varianta 9



Obr. 40 Varianta 9 dle analýzy s redukováným napětím von-Mises



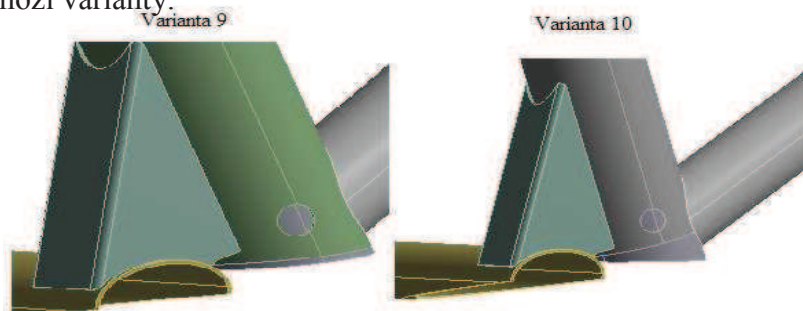
Obr. 41 Varianta 9- deformace

Napětí u této varianty dosahuje maxima 295 MPa, což je přibližně dvakrát méně než mez pevnosti. Hmotnost této varianty je o 500 g nižší oproti původní variantě.

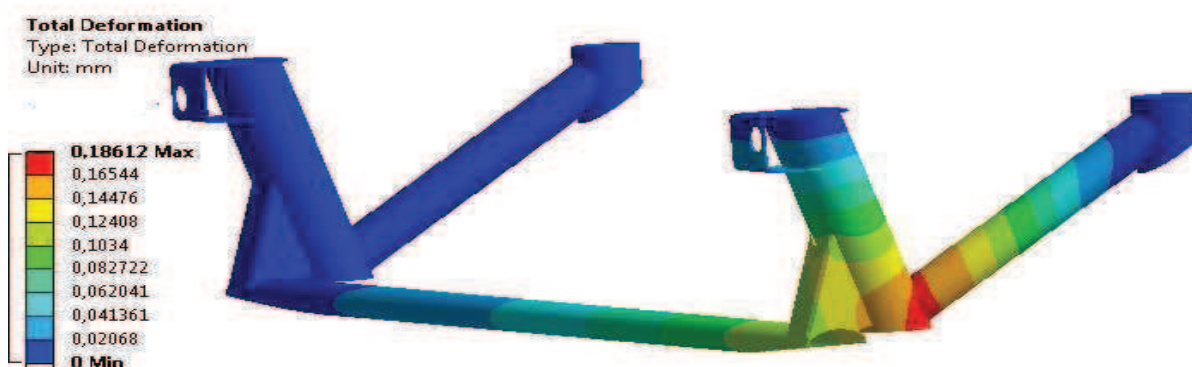


7.2.6 VARIANTA 10

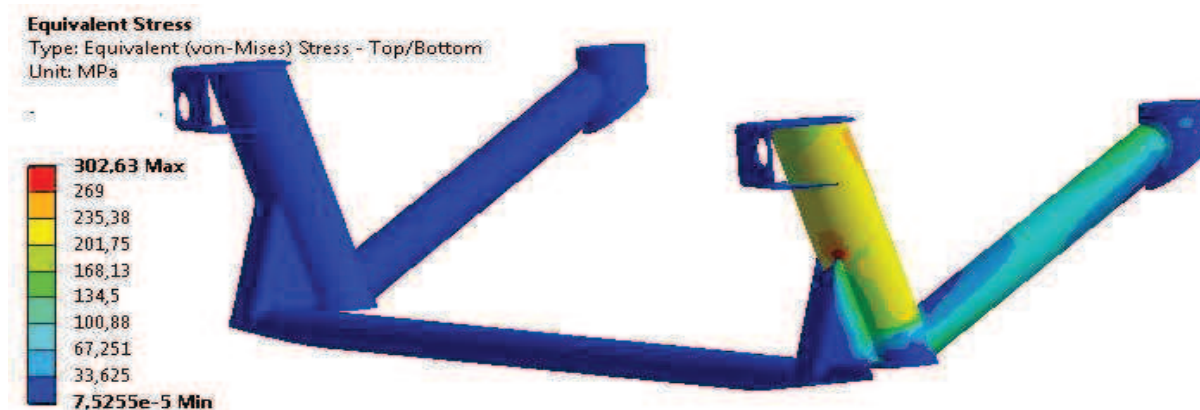
V tomto řešení je použit návrat ke kolmému ukončení hlavní trubky jako ve variantách 8, ale změnou je tloušťka hlavních trubek z 1,5 mm na 1 mm. Tato varianta by měla být snazší pro výrobu, jelikož není potřeba řešit úhly na trubkách. Hmotnost je však o 48 g těžší než u předchozí varianty.



Obr. 42 Rozdíl mezi variantami 9 a 10



Obr. 43 Varianta 10 - deformace



Obr. 44 Varianta 10 dle analýzy s redukováným napětím von-Mises

Z výsledku lze vidět, že daná úprava nemá téměř žádný vliv na napětí a jelikož je těžší, bude vhodnější variantou předchozí verze. V této variantě bylo dosaženo hmotnosti 2 489 g, což je úspora 453 g oproti současné variantě.



7.3 SROVNÁNÍ NAVRŽENÝCH VARIANT

V tabulce je uvedeno porovnání všech variant s uvedením nejdůležitějších hledisek, kterými jsou požadovaná hmotnost, napětí a deformace pro zatížení silou 38 000 N. Pro rozdílné koncepce držáku je brán ohled i na počet držáků, který je zapotřebí pro uchycení přední ližiny na vozidlo.

Tab. 5 Porovnání konstrukčních variant

Varianta	Materiál	Tloušťka trubek [mm]	Počet na vůz [-]	Hmotnost dílu [g]	Celková hmotnost na vozidle [g]	Maximální napětí [MPa]	Maximální deformace [mm]
Aktuální	25CrMo4	1,5	2	1 485	2 970	1 396	0,39
1.	25CrMo4	1,5	2	1 240	2 480	1 518	0,4
2.	25CrMo4	2	2	1 600	3 200	7 90	0,18
3	25CrMo4	1,5	2	1 280	2 560	7 68	0,1
4	25CrMo4	1,5	2	1 295	2 590	6 82	0,15
5	25CrMo4	1,5	1	3 226	3 200	1 401	0,59
6	25CrMo4	1,5	1	2 738	2 738	2 971	1,05
7	25CrMo4	1,5	1	2 876	2 876	1 051	0,5
8a	25CrMo4	1,5	1	2 950	2 950	226	0,1361
8b	15CdV6	1,5	1	2 952	2 952	226	0,1407
9	15CdV6	1	1	2 469	2 469	295,39	0,18
10	15CdV6	1	1	2 517	2 517	302,63	0,18

Z výsledků vyplývá, že nejvhodnější konstrukcí je varianta 9, která má nejnižší hmotnost a je u ní dosaženo redukováného napětí HMH 295 MPa. Hmotnost je především dána tloušťkou trubek.



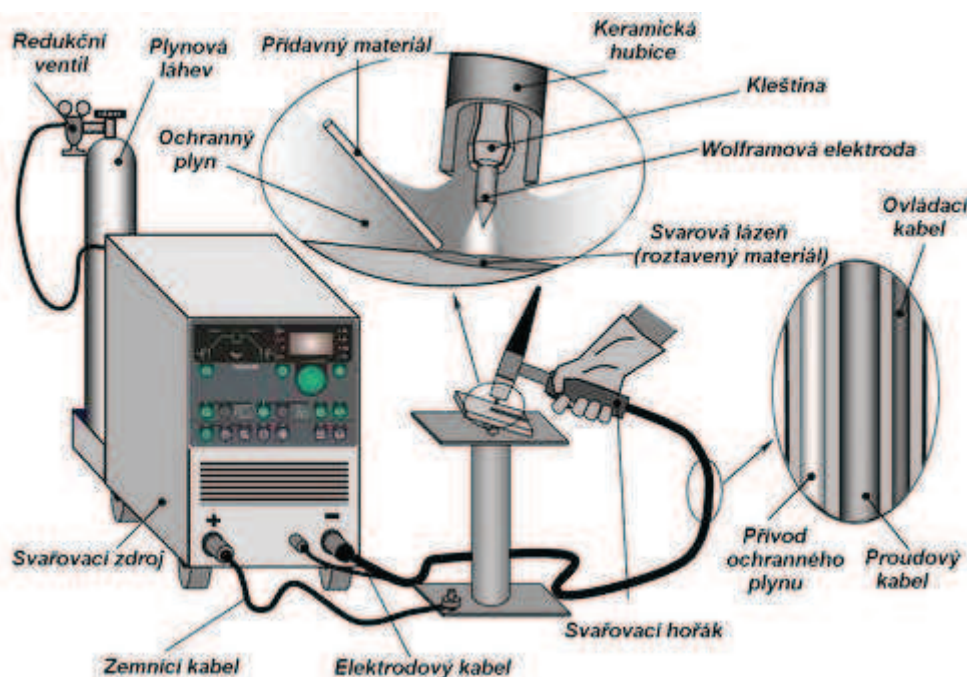
8 SVAŘOVÁNÍ JEDNOTLIVÝCH ČÁSTI

Všechny části držáku jsou k sobě přivařeny. Z tohoto důvodu je nutné vybrat vhodnou metodu pro svařování. Pro svařování přichází k úvaze tyto metody:

- TIG svařování elektrickým obloukem v ochranné atmosféře inertních plynů,
- MAG svařování obloukovým svařováním tavící se elektrodou v ochranném plynu.

TIG (TUNGSTEN INERT GAS WELDING)

„Svařování elektrickým obloukem v ochranné atmosféře inertních plynů je metoda, která se řadí mezi obloukové svařování netavící se elektrodou v ochranných plynech. Tato metoda se řadí k vysoce progresivním metodám zejména díky fyzikálním dějům probíhajícím při svařování. Hlavně je především určena pro svařování vysokolegovaných materiálů a neželezných kovů, ale pouze v tloušťkách materiálu od 0,5 do 5 mm, což je jedna z nevýhod této metody“. Použité trubky držáku ale tuto podmínku splňují. „Princip svařování netavící se wolframovou elektrodou je hoření elektrického oblouku mezi wolframovou elektrodou a svařencem, kde na základě přenosu elektrické energie dochází k natavení základního materiálu svařence. Tavící oblouk je chráněn ochranným inertním zdrojem plynu, který zabraňuje vniknutí atmosférických nečistot do svarové lázně.“ [12]



Obr. 45 Příklad svařování metodou TIG [13]

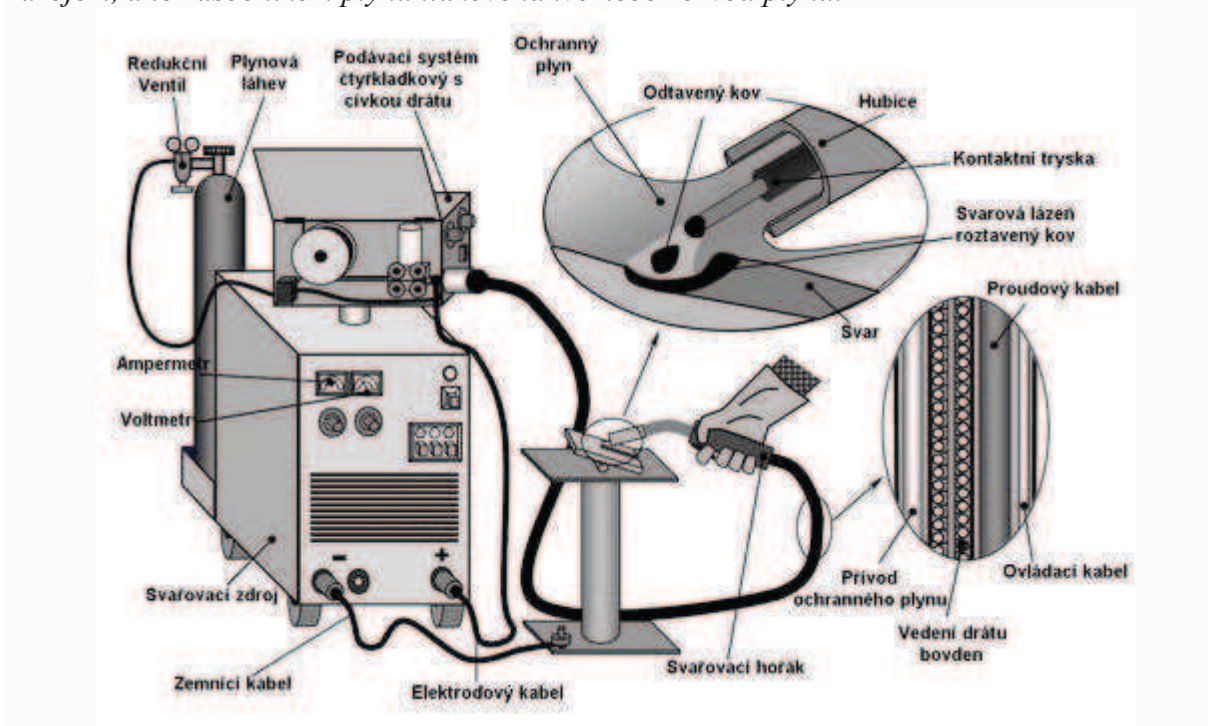
„Inertní plyn neboli netečný plyn je druh plynu, který nereaguje s dalšími prvky. Plyn do místa svařování proudí a je usměrňován pomocí keramické hubice, kde nahrazuje atmosférický vzduch.“

Svařování metodou TIG se liší od jiných procesů obloukového svařování tím, že elektroda není „spotřebovávána“. V případě požadavku na přidání drátu do svaru se používá tzv. přídavný „studený drát“, který lze dopravovat buď ručně, nebo mechanicky.“ [13]



MIG /MAG SVAŘOVÁNÍ

„Metoda obloukového svařování taví se elektrodou v ochranném plynu využívá teplo elektrického oblouku mezi kontinuálně dodávaným drátem (elektrodou) a svařencem. Během tohoto procesu je odtavovaný drát přenášen do místa svařování. Roztavený drát a svařová lázeň je chráněna ochranným plynem. Ochranná atmosféra je dodávána výhradně externím zdrojem, a to zásobníkem plynu tlakové láhve nebo rozvodem plynu.“



Obr. 46 Příklad svařování metodou MIG/MAG[14]

Mezi výhody patří vysoká svařovací rychlost, tedy i vyšší produktivita, nižší nároky na čištění strusky. “[14]

SVAŘOVÁNÍ PRO POUŽITÉ MATERIÁLY NA ZVOLENÝCH KONSTRUKCÍCH

Trubky z oceli 25CrMo4 jsou v praxi svařovány metodou MIG/MAG v ochranné atmosféře, kde je nutno jako přídavných materiálu Ar 82 % a CO₂ 18 % a měděného vinutí.

Při návrhu svařovací metody je opět doporučeno vycházet z dosavadních zkušeností, kdy do tloušťky stěn s 1,5 mm je vhodnější využít metodu MIG/MAG, popřípadě TIG, ale při tenčích průměrech jedině metodu TIG. Volba svařovací metody tedy připadá pro navrhované varianty jedině na metodu TIG.



ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo sestavení konstrukčního návrhu držáku ližiny rally vozu Škoda Fabia Super 2000. Práce byla vypracována ve spolupráci s továrním rallyovým teamem ŠKODA AUTO a. s., oddělení Motorsport, ve kterém jsem měl možnost působit jako praktikant v oddělení karoserie. Návrh měl nápomoci při konstrukčních pracích na vývoji ochranných prvků na aktuálním soutěžním voze, popřípadě na vývoji některého z nových vozů, a to zejména na prvcích tykajících se ochranného krytu motoru, tj. přední ližiny.

Výchozí analýzou pro návrh konstrukčních variant držáku byla analýza stávající varianty držáku ližiny při zatížení vycházejícího z uvažovaného zrychlení 10 g, představujícího zátěžný stav s působící silou o velikosti 38 000 N. Z těchto hodnot dále vycházely rovněž analýzy dalších variant. Přestože u stávající varianty držáku nedošlo doposud k jeho deformaci či dokonce prasknutí, analýza poukázala na možné problematické části držáku, kdy hodnota maximálního napětí v horním podpěrném plechu vykazovala velmi vysoké hodnoty. Zbývající části držáku včetně spojovacích šrobů lze však považovat za vyhovující.

Mnou navrhované varianty vycházely ze stávající varianty držáku se zvýšenou pozorností zaměřenou především na problémová místa, nicméně došlo k úpravám i v místech vykazujících nízké hodnoty napětí, ať už díky změně rozměrů použité trubky, nebo přímo jejím odebráním. Většina takto upravených variant vykazovala opět velmi vysoké hodnoty napětí, a to zejména při odebrání některých trubek. Navrhl jsem proto úplně novou konstrukci. Pro tuto konstrukci je charakteristické spojení mezi levou a pravou stranou držáku příčkou z čtvercového profilu, čímž bylo dosaženo zmírnění případných nárazů ze stran a rozložení napětí mezi obě strany držáku. Tento držák by měl zároveň sloužit i jako držák chladičů. Od této snahy však bylo následně odstoupeno, a to z toho důvodu, že by mohlo dojít při nárazu k jejich poškození. Další zjištěnou problémovou úpravou bylo kolmé upevnění držáku na podélník, které by mohlo vést až k jeho deformaci, protože by většina sil směřovala do nejzazších míst letmo uchycených podélníků. Po zvážení všech těchto výhod a nevýhod byly zkonstruovány varianty, které lze označit jako kompromis mezi variantami vycházejícími ze stávající varianty a z variant využívajících čtvercových profilů. Při návrhu konstrukce nového držáku bylo rovněž pracováno s možností použít alternativně nové materiály, a to zejména ocel 15CdV6, jejíž vlastnosti umožňují snížení tloušťky hlavních trubek z 1,5 mm na 1 mm.

Pozornost byla dále soustředěna zejména na úchyty k podélníkům, které nakonec zůstaly původní. Jedinou změnou bylo pouze uchycení k ližině (spodní uchycení), kde došlo k úplnému obrácení kuželu oproti jeho pozici ve stávající variantě. Dále bylo testováno provedení výztuh a trubek, které na tuto výztuhu navazují, nicméně nebyl zjištěn významný vliv na průběh napětí a proto bylo využito výztuhy s nejnižší hmotností.

Z konstrukčních variant navržených v této diplomové práci považuji za nejvhodnější variantu č. 9. Tato varianta vykazuje hmotnost 2 489 g, což je o 490 g méně oproti stávajícímu stavu. Při hodnocení s použitím redukovaného napětí von Mises bylo u této varianty zjištěno maximální napětí 295 MPa, zatímco z hlediska deformace dosáhla maximální deformace hodnoty 0,18 mm. Menší nevýhodou této varianty je skutečnost, že držák je v podstatě jeden celistvý svařenec a pokud by došlo k jeho poškození pouze v určité části, bylo by nutné vyměnit celý tento díl. K již zmíněnému snížení hmotnosti vedlo rovněž použití spojení oválným profilem, které bylo využito i v jiných předkládaných variantách. Velmi problematická je však dostupnost polotovarů s oválným profilem na trhu. Tento problém



může však být v případě nutnosti vyřešen nahrazením oválného profilu profilem čtvercovým. Bude však potřeba následně zaměnit uchycovací plech mezi hlavními trubkami a příčným spojením levé a pravé strany držáku. Celá konstrukce bude sice o poznání těžší, avšak na průběh napětí nebude mít změna profilů podstatnější vliv.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FIA [online]. 2012 [cit. 2013-05-03] Dostupné z WWW: http://cs.wikipedia.org/wiki/Mezin%C3%A1rodn%C3%AD_automobilov%C3%A1_federace
- [2] RATIBORSKÝ, P. *Soutěžní automobily třídy Super 2000*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 28 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Hejtmánek.
- [3] Škoda Fabia S2000 [online]. 2012 [cit. 2013-04-22] Dostupné z WWW: <http://new.skoda-auto.com/cs/motorsport/cars/fabia-s2000>
- [4] Ochrana podvozku [online]. 2012 [cit. 2012-12-21] Dostupné z WWW: <http://old.autoklub.cz/acr/fasacr/radyfia/prilohaj/255a.pdf>
- [5] Servis Škoda [online]. 2012 [cit. 2012-04-04] Dostupné z WWW: http://www.ewrc.cz/ewrc/image_browse.php?id=30057
- [6] VYMAZAL, R. *Těhlice vozu kategorie Formule SAE*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 110 s.
- [7] Výpočty šroubových spojení [online]. 2012 [cit. 2013-03-22] Dostupné z WWW: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/5CK/prednasky/prednaska6.pdf>
- [8] Šroubová spojení [online]. 2012 [cit. 2013-03-22] Dostupné z WWW: www.isstechn.cz/objekty/vypocty-sroubu.doc
- [9] Části spojovací [online]. 2012 [cit. 2013-03-22] Dostupné z WWW: www.347.vsb.cz/files/kal01/skripta-castispojovaci.pdf
- [10] Materiál 25CrMo4 [online]. 2012 [cit. 2013-04-19] Dostupné z WWW: http://dspace.upce.cz/bitstream/10195/34012/1/Dunovsk%C3%BDV_Bezpe%C4%8Dnostrn%C3%AD%20r%C3%A1m_JK_2009.pdf
- [11] Materiál 16MnCr5 [online]. 2012 [cit. 2013-02-19] Dostupné z WWW: <http://prirucka.bolzano.cz/cz/technickapodpora/techprirI/tycovaocel/ocelikcementovani/16MnCr5/>
- [12] Svařování TIG [online]. 2012 [cit. 2013-05-03] Dostupné z WWW: <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/4987/Sva%C5%99ov%C3%A1n%C3%AD%20oceli%20technologie%C3%AD%20PATIG.pdf?sequence=1>
- [13] TIG metoda [online]. 2012 [cit. 2013-05-03] Dostupné z WWW: <http://automig.cz/o-svarovani/metody/tig-wig-plasmatig/>
- [14] MIG metoda [online]. 2012 [cit. 2013-05-03] Dostupné z WWW: <http://automig.cz/o-svarovani/metody/migmag-co2/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

m	[kg]	hmotnost
f	[-]	součinitel kluzného tření
d _m	[mm]	malý průměr šroubu
d _r	[mm]	střední průměr šroubu
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
h ₁	[mm]	tloušťka dolního dvojkužele
h ₂	[mm]	tloušťka horního dvojkužele
k _b	[N/m]	tuhost šroubu
k _{b1}	[N/m]	tuhost šroubu
k _{b2}	[N/m]	tuhost šroubu
k _m	[N/m]	tuhost spojovaných součástí
k _{m1}	[N/m]	tuhost spojovaných součástí
k _{m2}	[N/m]	tuhost spojovaných součástí
k _t	[N/m]	tuhost závitové části
l _t	[mm]	délka závitové části šroubu nacházející se v sevření
l _d	[mm]	délka části šroubu bez závitu
p	[Pa]	tlak
s ₂	[mm ²]	obsah dřívku
A	[%]	tažnost
A _d	[mm ²]	průřez vycházející z velkého průměru
A _t	[mm ²]	tažnost
A _t	[mm ²]	průřez šroubu pro výpočet napětí (redukovaný průřez)
D _{k1}	[mm]	průměr spodní části dvojkužele
D _{k2}	[mm]	průměr horní části dvojkužele
E	[MPa]	modul pružnosti
F _K	[N]	síla pro kontrolu šroubu
F _O	[N]	síla osová
F _Z	[N]	síla zátěžná na jedno místo
F _{ZC}	[N]	síla zátěžná celého vozu
H	[mm]	výška matice
H ₁	[mm]	šířka mezikruží



L	[mm]	délka šroubu
L _G	[mm]	délka šroubu
M _c	[kg]	hmotnost vozu s posádkou
R _e	[Pa]	mez kluzu v tahu
R _m	[Pa]	mez pevnosti v tahu
S	[mm ²]	obsah hlavy šroubu
η	[-]	poměr váhy na přední část vozu
σ _t	[Pa]	napětí v tahu
σ _{DT}	[Pa]	napětí maximální dovolené v tahu
ERC	[-]	European Rally Championship
FEM	[-]	Finite Element method (Metoda konečných prvků)
FIA	[-]	Mezinárodní automobilová federace
IRC	[-]	Intercontinental Rally Championship
MAG	[-]	svařovací metoda - MAG
MIG	[-]	svařovací metoda - MIG
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
S2000	[-]	kategorie soutěží Super 2000
TIG	[-]	Tungsten Inert Gas Welding (Svařovací metoda TIG)
WRC	[-]	World Rally Championship - Světový pohár v rallyových soutěžích
WRC-2	[-]	World Rally Championship -2 - Světový pohár v rallyových soutěžích – 2 - pro třídu Super 2000