



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KOMPOZITNÍ HNACÍ HŘÍDELE FORMULE STUDENT

CARBON FIBER FORMULA STUDENT DRIVESHAFT

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Bartoška

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Janoušek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Vojtěch Bartoška**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Michal Janoušek, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Kompozitní hnací hřídele Formule Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Provést rešerši možných konstrukčních provedení karbonových hnacích hřídelů pro vozidlo Formule Student. Vybraný koncept realizovat pro použití ve vozidle Formule Student.

Cíle bakalářské práce:

Provést rešerši možných konstrukčních řešení hnacích hřídelů pro vozidlo Formule Student. Na základě rešerše realizovat vybrané konstrukční řešení. Porovnat navržené řešení s aktuálně používanou konstrukcí ve vozidle studentské formule.

Seznam doporučené literatury:

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily III: Motory. 4. přepracované. Brno: Avid, 2007. ISBN 978-80-903671-7-3.

2017-18 Formula SAE Rules. September 2, 2016. Michigan: SAE International, 2016, 175 s. Rev A. Dostupné také z: <http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>.

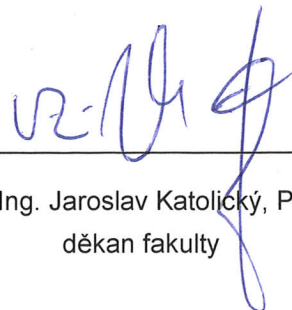
Formula Student Germany All FSAE Teams. Formula Student Germany [online]. 2016 [cit. 2016-09-29]. Dostupné z: <http://www.formulastudent.de/fsc/>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 1. 11. 2017



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce obsahuje rešerši možných konstrukčních řešení příčných hnacích hřídelí pro vozidlo typu Formule Student. Zvolení konceptu kompozitních hřídelí a jeho návrh včetně kloubu tripodu a lepeného spoje. Ověření návrhu pomocí statické a dynamické zkoušky. Srovnání kompozitních hřídelí vůči ocelovým hřídelím.

KLÍČOVÁ SLOVA

hnací hřídele, kompozit, hnací ústrojí, Formule Student, tripod, lepený spoj

ABSTRACT

The work contains summary of possible design solutions of the drive shafts for Formula Student vehicle. Choice of the composite shaft design and its design, including proposal of tripod and bonded joint. Design verification by static and dynamic testing. Comparison of composite drive shafts with steel drive shafts.

KEYWORDS

driveshaft, carbon fiber, drivetrain, Formula Student, tripod, glued joint

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BARTOŠKA, V. Kompozitní hnací hřídele Formule Student. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 65 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Janoušek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Vojtěch Bartoška

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Michalovi Janouškovi, Ph.D. za cenné rady a vedení při psaní práce, celému týmu TU Brno Racing a v neposlední řadě bych chtěl také poděkovat rodičům za trpělivost a podporu během studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Formula Student	11
1.1 Disciplíny	12
1.2 TU Brno Racing	12
2 Příčné hnací hřídele Formule Student	13
2.1 Hnací jednotka Dragonu 8	13
2.2 Účel a princip hnacích hřídelí	14
2.3 Konstrukce hnacích hřídelí	14
2.4 Materiály hnacích hřídelí	15
2.4.1 Ocelové příčné hnací hřídele	15
2.4.2 Hliníkové příčné hnací hřídele	17
2.4.3 Kompozitní příčné hnací hřídele	18
3 Hnací klouby	19
3.1 Křížový (kardanový) kloub	19
3.1.1 S úplnou miskou ložiska	20
3.1.2 S miskovými ložisky	20
3.2 Stejnoběžné klouby	21
3.2.1 Tripoidní (Třiramenný) Kloub	21
3.2.2 Rzeppův – Birfieldův kloub	22
3.2.3 Bendixův – Weissův kloub	22
4 Návrh konstrukčního řešení	23
4.1 Výpočtová část	23
4.1.1 Krouticí moment přes převody hnacího ústrojí	23
4.1.2 Krouticí moment přenesený pneumatikou	24
4.1.3 Brzdný moment zadní nápravy	25
4.1.4 Výpočet maximálních otáček hnacích hřídelí	26
4.1.5 Výpočet lepeného spoje	26
4.2 Kompozitní trubka	29
4.3 Výběr řešení hnacích kloubů	30
4.4 Simulace Metodou konečných prvků	35
4.4.1 Kloub tripodu s lisovaným spojem	35
4.4.2 Jednodílný ocelový kloub tripodu	38
5 Statické Testování	41
5.1 Testovací zařízení	41
5.2 Zkušební vzorky	41

5.3	Výsledné vyhodnocení a stanovení parametrů lepení.....	47
6	Měření házivosti	48
7	Dynamická zkouška.....	49
7.1	Popis zkušebního stavu.....	49
7.1.1	Přípravky	50
7.1.2	Testovací vzorek.....	50
7.2	Zátěžný cyklus.....	51
8	Srovnání konceptu s dosavadním řešením	54
	Závěr.....	55
	Seznam použitých zkratk a symbolů	59
	Seznam příloh.....	62

ÚVOD

Příčné hnací hřídele patří k neodmyslitelné součásti hnacího ústrojí vysokoškolských týmů v kategorii spalovacích vozů soutěže Formule Student. Snaha o snižování hmotnosti monopostů vede týmy k úvahám i o změně konstrukčního řešení těchto hřídelí. Nejčastěji používané ocelové hřídele jsou proto nahrazovány hřídelemi z hliníkových slitin nebo kompozitu.

Cílem této práce je navrhnout karbonové hnací hřídele. Po stanovení zatížení, které na hřídele působí, následuje jejich konstrukční řešení, které obsahuje výběr konceptu a návrh kloubu tripodu, výběr vhodné karbonové trubky a zvolení parametrů lepeného spoje.

Při návrhu tripodu byla využita metoda konečných prvků. Kontrola návrhu lepeného spoje byla provedena pomocí statických zkoušek. Celá sestava hnací hřídele byla testována i dynamicky, kdy se dané zatížení nejvíce přiblíží skutečnému namáhání na formulovém vozu a otestuje spolehlivost součástí.

V závěru se práce věnuje srovnání navržených kompozitních hnacích hřídelí s hřídelemi vyrobenými z oceli.

1 FORMULA STUDENT

Soutěž Formula Student je celosvětový vysokoškolský vzdělávací projekt, který umožňuje studentům realizovat se a nasbírat cenné a praktické zkušenosti týkající se stavby závodního monopostu a věcí s tím spojených. Projekt je určen především pro studenty univerzit s technickým zaměřením, ale najdou zde uplatnění i studenti jiných oborů. Jedná se tedy o velice komplexní činnost, ve které se studenti rozvíjejí ve všech směrech.

Princip soutěže spočívá ve zpracování návrhu a následném sestrojení funkčního formulového vozu podle daných pravidel. V pravidlech soutěže jsou zahrnuta nejrůznější kritéria, od bezpečnostních až po rozměrové. V pravidlech je také stanoveno, že každý tým musí na další sezónu upravit i rám vozu, nelze tedy soutěžit po dobu více let s totožným vozem. Toto pravidlo umožňuje neustálý vývoj soutěžících týmů a obměnu konstrukčních a technologických řešení. Týmy si mohou zvolit, zda budou stavět vozidlo se spalovacím motorem nebo vozidlo poháněné elektrickým pohonem.

Po dokončení stavby vozidla se týmy mohou zúčastnit závodů, které se konají po celém světě. Účast na těchto závodech je podmíněna splněním podmínek pořadatele. Tyto podmínky většinou obsahují i test z pravidel soutěže, který musí daný tým úspěšně splnit.



Obr. 1 - Společná fotka účastníků FS Czech 2016 [13]

1.1 DISCIPLÍNY

Hodnocení soutěže Formule Student je komplexní záležitost a nejde jenom o to postavit funkční závodní vůz, ale je i velmi důležité dané řešení vozu umět odprezentovat, odůvodnit a obhájit.

Hodnotící porota soutěže je většinou složena ze zaměstnanců, případně zástupců strojírenských firem. Studenti musí svoji práci obhájit před lidmi z oboru, kteří mají mnoho praktických zkušeností týkajících se daného problému.

Disciplíny se dělí na dvě základní kategorie, disciplíny statické a dynamické. Maximální počet získaných bodů je 1 000. Jednotlivé disciplíny a jejich bodové ohodnocení je znázorněné v tabulce 1. [2][3]

Tab. 1 – Bodové rozdělení disciplín soutěže Formule Student [3]

	Disciplína	Počet bodů
Statické disciplíny	Prezentace ceny a výroby	100 b.
	Business prezentace	75 b.
	Design prezentace	150 b.
Dynamické disciplíny	Akcelerace	100 b.
	Skidpad	75 b.
	Autocross	125 b.
	Endurance	275 b.
	Spotřeba	100 b.

1.2 TU BRNO RACING

Tým TU Brno Racing byl založen v roce 2010. Letos už vzniká osmý závodní monopost. Tým se velice rychle a dynamicky rozvíjí. Tento rozvoj je způsoben podporou školy, sponzorů a v neposlední řadě i aktivitou studentů.

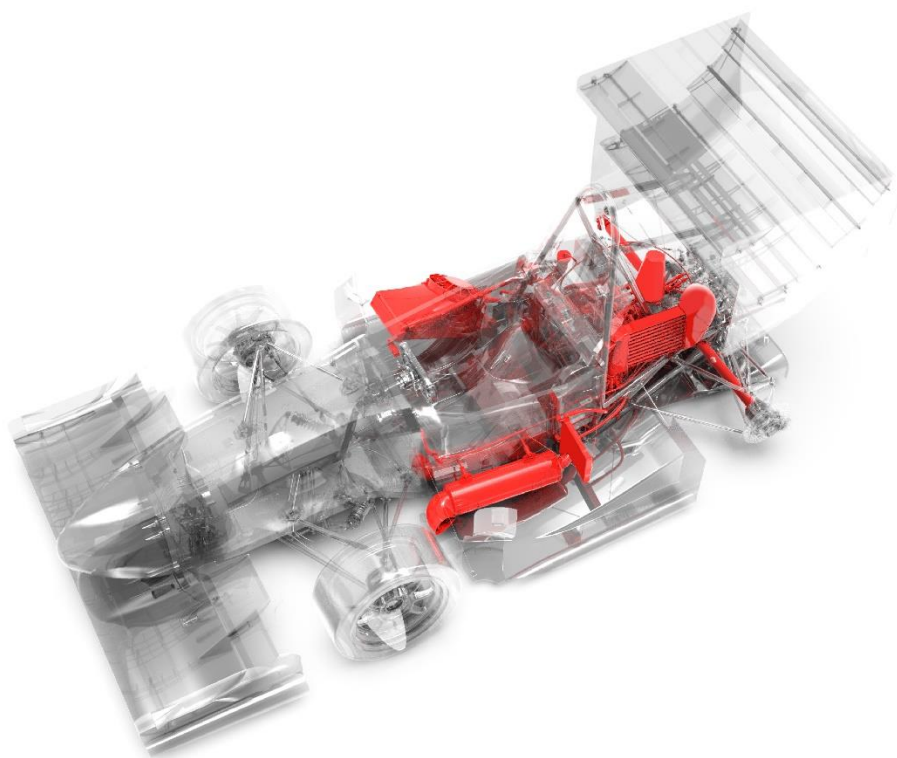
K největším úspěchům týmu patří bezpochyby loňská sezóna, kdy se podařilo vyhrát soutěž v České Republice a na nejprestižnějším závodě v Německu se tým umístil na 6. místě. Díky těmto výsledkům se na celkovém žebříčku posunul mezi pět nejlepších týmů světa. Mezi další úspěchy týmu je nutné zmínit druhé místo v závodě Formula Student Czech 2016, druhé místo na soutěži FS Italy v roce 2015.

Systematicky je tým rozdělen do několika základních sekcí. Tyto sekce mají své vedoucí, odpovědné osoby. Dohled nad celým týmem má kapitán týmu. Aktuálně je v týmu přibližně 40 členů, z nichž většina je z Fakulty Strojního inženýrství. Současně s technickou sekcí existuje i business sekce, která je zodpovědná za komunikaci se sponzory a propagaci týmu.

2 PŘÍČNÉ HNACÍ HŘÍDELE FORMULE STUDENT

2.1 HNACÍ JEDNOTKA DRAGONU 8

Monopost Dragon 8 je poháněný jednoválcovým motorem Husqvarna FE 501, který je přepřínován pomocí turbodmychadla. Maximální výkon pohonné jednotky je 63 kw při 9 900 ot/min. a maximální krouticí moment 72 Nm při 6 900 ot/min. Rám vozu je tvořen hybridním monokokem, kde přední část je tvořena ze samotného laminovaného monokoku a část zadní je vyrobená konstrukce z ocelových trubek. Motor a jeho periferie jsou uloženy v zadní části vozu. Převodové ústrojí je tvořeno vlastní třístupňovou převodovkou, jako sekundární převod slouží řetěz. O rozložení hnacích momentů se stará diferenciál od firmy Drexler zkonstruovaný přímo pro vozidla kategorie Formule Student. Zadní náprava je neřízená. Z toho plyne, že hnací hřídele jsou příčné a mají za úkol pouze přenos krouticího momentu i při axiální změně způsobené pohybem zavěšení. Umístění hnací jednotky ve vozidle je znázorněno na obrázku 2. [16]



Obr. 2 – Umístění hnací jednotky v monopostu Dragon 8 [kolektiv týmu]

2.2 ÚČEL A PRINCIP HNACÍCH HŘÍDELÍ

Příčné hnací hřídele slouží k přenosu točivého momentu z diferenciálu na hnaná kola, jedná se o převod mezi nesouosými prvky pohonu. Poloosy musí nejen přenášet točivý moment, ale musí i kompenzovat změnu délky při pohybu zavěšení vozidla. Přenášený převodový poměr je konstantní. Další teoretická část práce se věnuje pouze hřídelím a kloubům, které jsou použitelné u vozů Formule Student, proto není zmíněna problematika podélných hřídelů. [1] [4]



Obr. 3 - Model příčné hnací hřídele s třiramennými klouby z vozu Dragon 6

2.3 KONSTRUKCE HNACÍCH HŘÍDELÍ

Při konstrukci hnacích hřídelů u vozidla Formule Student se soustředila pozornost především na spolehlivost, bezúdržbovost, jednoduchost soustavy, snadnou montáž a cenově dostupnou výrobu. Snahou bylo výše zmíněné vlastnosti hřídelí skloubit s dostatečnou tuhostí, nízkou hmotností, a i s nízkým momentem setrvačnosti.

Konstrukce příčných hnacích hřídelí pro neřízenou nápravu není tak komplikovaná jako u hřídelí umístěných na řízené nápravě. Hřídele poté musí nejen kompenzovat změnu délek vlivem pohybu zavěšení, ale musí umožnit i stejný chod předních kol při řízení a jejich natočení do rejdu. Kloub u kola musí být schopný ohybu o poměrně velký úhel mezi 40 a 50°. Na takto velký úhel se dostaneme s použitím stejnoběžného kuličkového kloubu. [1] [4]

Důležitým faktorem je i délka hřídelí. Určení přesných délek je u hnacích hřídelí klíčové, délka poloos se dá určit z počítačového modelu nebo případně změřit. Rozdílnost délek obecně je daná umístěním motoru, které závisí s jeho směrem otáčení. Při velkém rozdílu v délce poloos může dojít k nežádoucí odezvě v řízení, je to způsobeno tuhostí hřídelů, kdy delší hřídel má nižší tuhost v krutu než hřídel kratší. Vzhledem k délkám poloos u vozů specifikace Formule Student k problémům s rozdílnou tuhostí nedochází, proto se této problematice práce dále nevěnuje. [1] [4] [5]

Důležité u konstrukce hnacích hřídelů je vyhnout se oblasti vlastních frekvencí kmitů, dalším nezanedbatelným prvkem je i vyvážení hřídelů, které je velice podstatné i v oblasti hluku. Délkové omezení hřídelů určují ohybové kmity, které mohou nastat při určitých otáčkách a délce. Pro vlastní frekvence ohybového kmitání jsou určující takzvané kritické otáčky, zavádí se kritická úhlová rychlost. [1] [4] [6]

Teoretická kritická rychlost pro dutou hřídel je dána vztahem [4]:

$$\omega_{kr} = 1,28 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{(D^2 - d^2)}}{l^2}, \quad (1)$$

kde ω_{kr} je teoretická kritická úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$], D definuje vnější průměr hřídele [m], d je vnitřní průměr hřídele [m] a l je délka hřídele [m]

Skutečná kritická úhlová rychlost $\omega_{kr_{skut}}$ [4]:

$$\omega_{kr_{skut}} = (0,6 \div 0,8) \cdot \omega_{kr}, \quad (2)$$

Skutečná úhlová rychlost je nižší než teoretická úhlová rychlost, má to za následek vůle a tuhost uložení, případně i nedostatečné vyvážení hřídele.

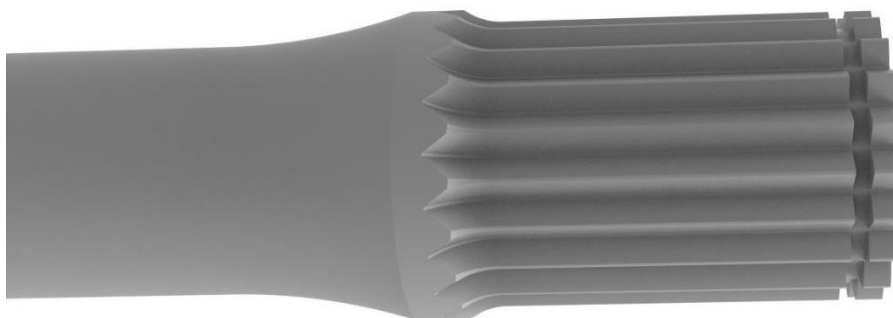
2.4 MATERIÁLY HNACÍCH HŘÍDELÍ

Hřídele se nejčastěji vyrábějí z konstrukčních ocelí. Z materiálových vlastností je důležitá především pevnost, ale i houževnatost. Hřídele mohou být rovněž vyrobeny z hliníkových slitin nebo z kompozitních materiálů.

2.4.1 OCELOVÉ PŘÍČNÉ HNACÍ HŘÍDELE

Ocelové hřídele jsou nejčastěji používaným řešením. Jedná se o léty prověřený způsob, který je jak technologicky, tak i cenově dostupný. Kvůli úspoře hmotnosti jsou využívány duté hřídele. Jednotlivá řešení se liší v délkových a průřezových rozměrech a dále v geometrii hřídelů a způsobu axiálního zajištění hnacího kloubu. Nejúnosnější geometrie hřídele je znázorněna na obrázku 4.

Rozdíl je i v použitých materiálech, kdy se používají různé tepelně zušlechtnuté legované konstrukční oceli, které musejí mít dostatečnou pevnost, houževnatost a tvrdost, která je důležitá kvůli otlačení v drážkách. Poloosy monopostu jsou vyrobeny z materiálu 14 220 a jsou tepelně upraveny na hodnotu meze pevnosti v tahu 1 550 MPa. Hřídele mohou být vyrobené i z titanu.



Obr. 4 - Ideální geometrie ocelové hnací příčné hřídele

Tři způsoby axiálního zajištění tříramenného kloubu na hřídeli jsou znázorněny na obrázku 5. První verze s použitím rozpěrné trubky (a) a jednoho pojistného kroužku má nevýhodu v přidané hmotnosti samotné rozpěrné trubky. Výhodou je, že je povrch hnací hřídele chráněn proti mechanickému poškození a vnějším vlivům. Druhá verze s použitím dvou pojistných kroužků (b) má nevýhodu v přidání zápichu pro druhý pojistný kroužek v místě samotného drážkování. V daném vrubu poté může dojít k poškození hřídele. U třetí varianty (c) je kloub zajištěn z jedné strany pomocí výběhu drážkování s vymezovacím kroužkem a z druhé strany druhý je zajištěn pomocí pojistného kroužku. Tato varianta má nejnižší hmotnost a současně je i stejná pevnost hřídele jako u varianty s rozpěrnou trubkou.



Obr. 5 - Tři varianty axiálního zajištění tříramenného kloubu na hřídeli

Velkou výhodou ocelových hřídelí může být i zakoupení již hotových poloos pro tyto vozy, které vyrábí například americká firma Taylor Race Engineering. Tato firma vyrábí poloosy ve třech základních délkách a na každé poloose je zhotoveno delší jemné drážkování než je potřeba pro umístění hnacího kloubu. Toto řešení umožňuje poloosy zkrátit dle svých preferencí a zástavbových možností. Lze tak pokrýt většinu délek hřídelí pro použití ve vozidle Formule Student. Hnací hřídele této firmy využíval i brněnský tým na vozech Dragon 1 až 3. Nevýhodou takto zakoupených poloos je jejich předimenzovanost a tím i vyšší hmotnost, také cena je poměrně vysoká v porovnání s cenou výroby vlastních hřídelí. Vlastnosti materiálu 4340 poloos zakoupených u firmy Taylor Race Engineering jsou zapsány v tabulce 2. Poloosy jsou tepelně upravovány na tvrdost 44-46 HRC. [17]

Tab. 2 – Vlastnosti materiálu 4340 poloos firmy Taylor Racing [10]

Pevnost v tahu [Mpa]	745
Mez pevnosti v krutu [Mpa]	430
Mez únavy v krutu [Mpa]	187
Modul objemové pružnosti [Gpa]	140
Modul pružnosti ve smyku [Gpa]	80

2.4.2 HLINÍKOVÉ PŘÍČNÉ HNACÍ HŘÍDELE

Hliníkové hnací hřídele představují kompromis mezi poloosami vyrobenými z oceli a kompozitními poloosami. Jejich výhodou je nízká hmotnost oproti ocelovým hřídelím a současně cenově dostupná výroba oproti kompozitním hřídelím. Nevýhodou může být jejich konstrukce, kdy oproti ocelovým ekvivalentům vyžadují zvolit větší průměr hřídelí, z toho plynou horší zástavbové možnosti. Jejich použití obnáší použití křížových kloubů spojených svařováním, kdy dochází k lokálnímu tepelnému ovlivnění materiálu a musí se zvolit správný technologický postup. Obecně není křížový kloub vhodný pro použití ve voze Formule Student kvůli vysoké hmotnosti a jeho velikosti. V České republice je problém sehnat kvalitní polotovary hliníkové trubky v požadovaných rozměrech a tím se komplikuje jejich použití pro vozy Formule Student. [7]



Obr. 6 - Hliníková hnací hřídel [7]

2.4.3 KOMPOZITNÍ PŘÍČNÉ HNACÍ HŘÍDELE

Jedná se o nejúnosnější a současně nejlehčí řešení příčných hnacích hřídelů, tyto vlastnosti jsou vykoupeny vysokou cenou. Díky nízké hmotnosti se daří snižovat rotační hmoty, to má za následek lepší dynamiku vozidla. U kompozitních hřídelů se opět využívají větší průřezy jako u hřídelů z hliníkových slitin, to může mít za následek zástavbové problémy. Kompozitní hřídele oproti hliníkovým hřídelům lépe tlumí kmity, z toho plyne, že jsou při chodu tišší. Jejich další výhodou může být i při samotné destrukci, kdy dojde k úplnému přerušení vláken a nedochází ke zkroucení hřídele.

Hřídele jsou složené z laminované kompozitní hřídele. Tato hřídel se skládá z karbonových tkanin ložených pod úhlem $\pm 45^\circ$ a ze spojovací pryskyřice. Hřídel je vyráběná navíjením na speciálním stroji. Na konci hřídele jsou umístěny různé vložky pro spoj s kloubem, případně vložky s drážkováním nebo vlastní tělo kloubu. Konce hřídelí jsou převážně vyráběny z hliníkových slitin kvůli zachování nízké hmotnosti a následně jsou ke kompozitní trubce lepeny. V současnosti jsou kompozitní hnací hřídele velice rozšířené a díky růstu firem, které se zabývají touto technologií, vzniká značná konkurence, která nutí firmy snižovat cenu a hřídele se stávají cenově dostupnější pro rozmanitá řešení.



Obr. 7 - Kompozitní hnací hřídel s lepenou hliníkovou vložkou [8]

3 HNACÍ KLOUBY

Funkce hnacích kloubů spočívá v umožnění úhlového vychýlení příčného hnacího hřídele při pohybu zavěšení, velikost tohoto vychýlení je dána dle typu kloubu a jeho konstrukce. Klouby mohou také umožňovat axiální posuv. Klouby nijak nemění převodový poměr. Hnací klouby jsou spojeny s hnací hřídelí, tento spoj může být v různých konstrukčních řešeních jako je například spoj pomocí jemného drážkování, který je velmi často používán. [1] [4]

U formulových vozů je nejčastěji využíván kloub tripoidní díky jeho velikosti a nízké váze, ale lze se setkat i s kloubem Rzeppův – Birfieldův a výjimečně i s kloubem křížovým. Proto se práce dále více zabývá těmito typy kloubů a ostatní klouby již nezmiňuje.

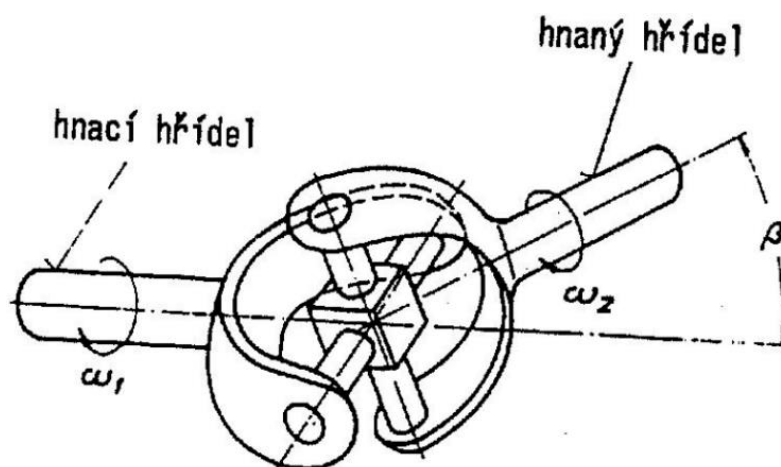
3.1 KŘÍŽOVÝ (KARDANOVÝ) KLOUB

Křížový kloub je jeden z nejstarších rotačních spojení dvou různoběžných hřídelí. Je složen ze dvou vidlic, které jsou spojené pomocí kříže s čepy. Uložení mezi čepy a křížem je obvykle řešeno pomocí jehlových válečkových ložisek, tyto ložiska se musí pro správnou funkci kloubu mazat a udržovat v čistotě, proto jsou chráněny prachovkami a pro účel mazání bývá na kloubu osazena maznice. Kardanový kloub lze použít do hodnoty osové výchylky 15°. K eliminaci nerovnoměrného otáčení v závislosti na úhlu vychýlení se používají dva křížové klouby na jedné hřídeli. Tyto klouby neumožňují posuv hřídele, proto je nutno na hnací hřídel umístit posuvný člen. Výhodou křížových kloubů je jednoduchost konstrukce a levná výroba. [1] [4] [5]

Princip křížového kloubu je popsán sférickým mechanismem. Lze pro něj odvodit základní vztah [4]:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\cos \beta}, \quad (3)$$

kde α_1 je úhel otočení hnacího hřídele [°], α_2 představuje úhel otočení hnaného hřídele [°] a β je úhel, který svírají osy otáčení hnacího a hnaného hřídele [°]

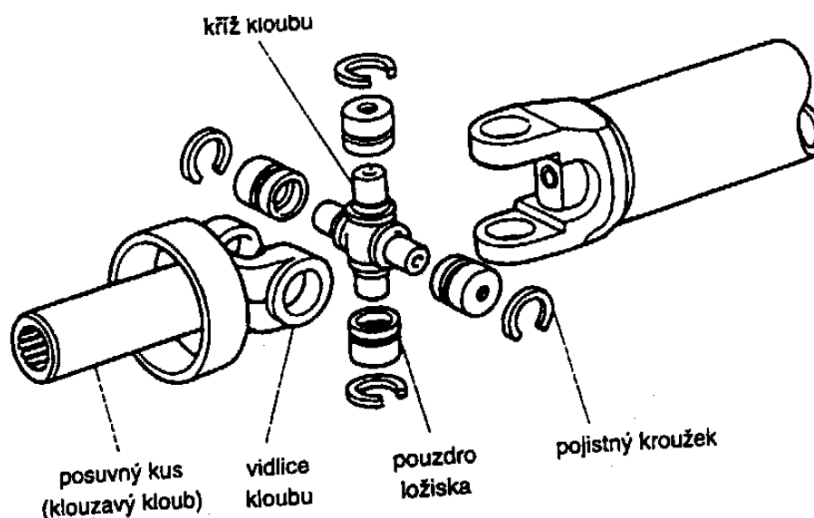


Obr. 8 - Základní schéma křížového kloubu [4]

Existují dva typy jednoduchých křížových kloubů.

3.1.1 S ÚPLNOU MISKOU LOŽISKA

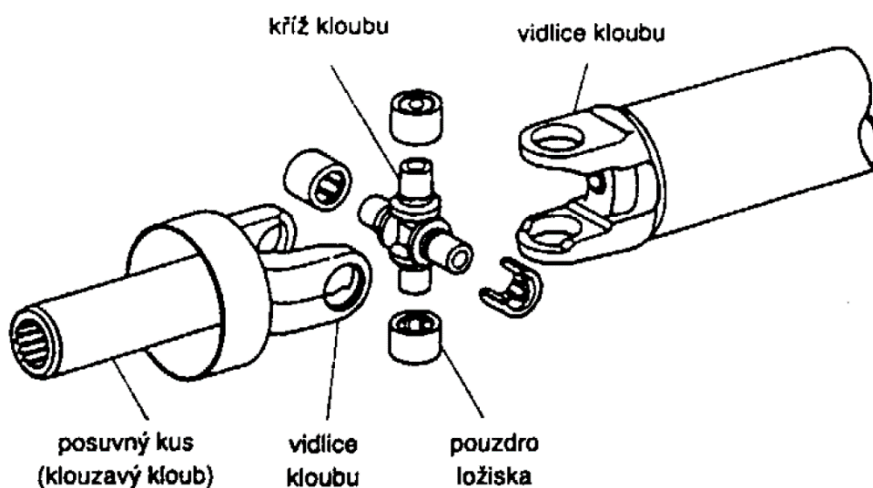
Kloub je rozebíratelný a lze u něj měnit ložisková pouzdra. Ložisková pouzdra jsou zajištěna pojistným kroužkem nebo případně podložkou, aby při vysokých otáčkách nedocházelo k jejich vysunutí. [4]



Obr. 9 - Rozebíratelný křížový kloub s úplnou miskou ložiska [4]

3.1.2 S MISKOVÝMI LOŽISKY

U toho křížového kloubu jsou ložisková pouzdra nalisovaná bez možnosti jejich výměny. Ložisková pouzdra jsou těsněná a vyžadují mazání dle výrobcem stanovených časových intervalů. [4]



Obr. 10 - Nerozebíratelný křížový kloub s miskovými ložisky [4]

3.2 STEJNOBĚŽNÉ KLOUBY

Stejnoběžné neboli homokinetické klouby dokáží přenášet rotaci pouze jedním kloubem. Jejich výhodou je lehký chod, díky tomu nedochází k přenosu reakcí hnacího pohonu do řízení vozidla. Další výhody jsou kompaktní konstrukce a možnost využití kloubů s axiálním posuvem. Stejnoběžné klouby jsou obvykle na příčné hnací hřídeli umístěny pomocí jemného drážkování. Klouby jsou chráněné pomocí pryžové manžety a mají stálou mazací náplň, která je velmi důležitá pro jejich správnou funkci. V současné době se jedná o nejpoužívanější řešení hnacích kloubů u formulových vozů. [1] [4] [5]

3.2.1 TRIPOIDNÍ (TŘÍRAMENNÝ) KLOUB

Tříramenný kloub, který se často nazývá i tzv. kloubem hvězdicovým, se skládá ze tří hlavních částí. První část je tělo tripodu, které má tři ramena po 120°. Tělo tripodu přenáší kroučící moment pomocí jemného drážkování na hřídel. V případě pevného typu kloubu bývá kloub na jedné straně zajištěn výběhem drážkování a na straně druhé pojistným kroužkem. Druhou a třetí částí tříramenného kloubu je jehličkové ložisko s ocelovými pouzdry ložisek (kameny). Kameny jsou uloženy na těle tripodu pomocí těchto jehličkových ložisek a jejich axiální posuv je zajištěn podložkou a pojistným kroužkem. K přenosu momentu dochází mezi sférickým obvodem kamenů a hnaným členem, nábojem kola nebo unašečem diferenciálu. [1] [4]

V případě pevného uložení kloubu lze dosáhnout úhlu zalomení až 45°. Při použití posuvného kloubu je maximální úhel zalomení 25°, přičemž axiální posuv může dosahovat hodnoty až 55 mm. [4]

Výhodami tříramenných kloubů jsou malé zástavbové rozměry, nízká hmotnost, jednoduchost, spolehlivost a snadná montáž.

Obvykle se používají na neřízené hnané nápravě na obou koncích hřídele. V případě použití na přední řízené nápravě se můžeme často setkat s kombinací jednoho tříramenného kloubu, který umožňuje axiální posuv a dalšího stejnoběžného kloubu jiného typu (např. Rzepův – Birfieldův kloub). S tripoidním typem kloubu se můžeme často setkat i u závodních vozů, díky jeho jednoduché konstrukci a kompaktnosti je také využíván u všech evolucí formulového vozu Dragon. [1] [4]



Obr. 11 - Tříramenný (tripod) kloub [18]

3.2.2 RZEPPŮV – BIRFIELDŮV KLOUB

Princip přenosu točivého momentu spočívá v odvalování šesti kuliček v kruhových dráhách ve vidlici kloubu. Kuličky jsou vedené ve správné pozici i pomocí klece. Hlavní výhodou tohoto řešení je velký úhel zalomení mezi hnací a hnanou hřídelí, tento úhel dosahuje hodnoty až 50° . Kloub je spojen s hřídelí pomocí drážkového spoje a může být uložen jako pevný nebo případně i jako posuvný. [4]



Obr. 12 - Rzeppův – Birfieldův kloub [9]

3.2.3 BENDIXŮV – WEISSŮV KLOUB

Princip funkce u tohoto kloubu je obdobný jako u Rzeppova kloubu. Rozdíl je v počtu kuliček umístěných v kloubu a v drážkách pro kuličky. Bendixův – Weissův kloub je složen ze čtyř kuliček, které se pohybují v nekonzentrických drážkách, které jsou navzájem skloněné o určitý úhel a leží v naproti sobě umístěných plochách vidlicových zakončení hřídelů. [1] [4]

Výhodou je snadné axiální posunutí, které je na druhou stranu omezeno úhlem zalomení, který může být maximálně 20° . [4]



Obr. 13 - Bendixův – Weissův kloub [14]

4 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Doposud používané ocelové poloosy s kupovanými třiramennými klouby značky GKN byly spolehlivé a konstrukčně jednoduché, ale vzhledem k mnoholeté optimalizaci tvaru, tak i rozměrů zde nebyl prostor pro rapidní snížení hmotnosti, proto se ocelová varianta zavrhla hned v počátku. Hřídele z titanu byly také zavrhnuty, protože snížení hmotnosti by bylo nedostatečné. Proto se rozhodovalo mezi hřídeli z hliníkových slitin a kompozitu. Vzhledem k tomu, že při obou případech by muselo dojít ke kompletní konstrukční změně hřídelí, bylo vybráno řešení kompozitních hřídelí, které představují radikálnější změnu a hmotnostně vycházejí lépe než hřídele hliníkové. Rovněž konstrukce kloubu nahrávala použití kompozitní trubky a lepených insertů oproti svařovanému spoji u hliníkové varianty. Cenový rozdíl při kusové výrobě rozměrově malých hřídelí pro formulový vůz už není tak znatelný.

4.1 VÝPOČTOVÁ ČÁST

Prvním úkolem bylo stanovit krouticí moment na samotných hřídelích, proto byl proveden výpočet přes převodové ústrojí a trakční limit vozidla.

4.1.1 KROUTICÍ MOMENT PŘES PŘEVODY HNACÍHO ÚSTROJÍ

Maximální krouticí moment

na klikovém hřídeli: $M_{KL} = 72.2 \text{ Nm}$

Primární převodový poměr: $i_{pr} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{76}{33} = 2.303$ (4)

kde z_1 představuje počet zubů na vyvažovacím hřídeli a z_2 je dán počtem zubů kola tvořící primární převod

Převodový poměr 1. stupně: $i_1 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{27}{15} = 1.8$ (5)

kde z_3 je počet zubů kola 1. st. na předlokové hřídeli a z_4 představuje počet zubů kola 1. st. na výstupní hřídeli

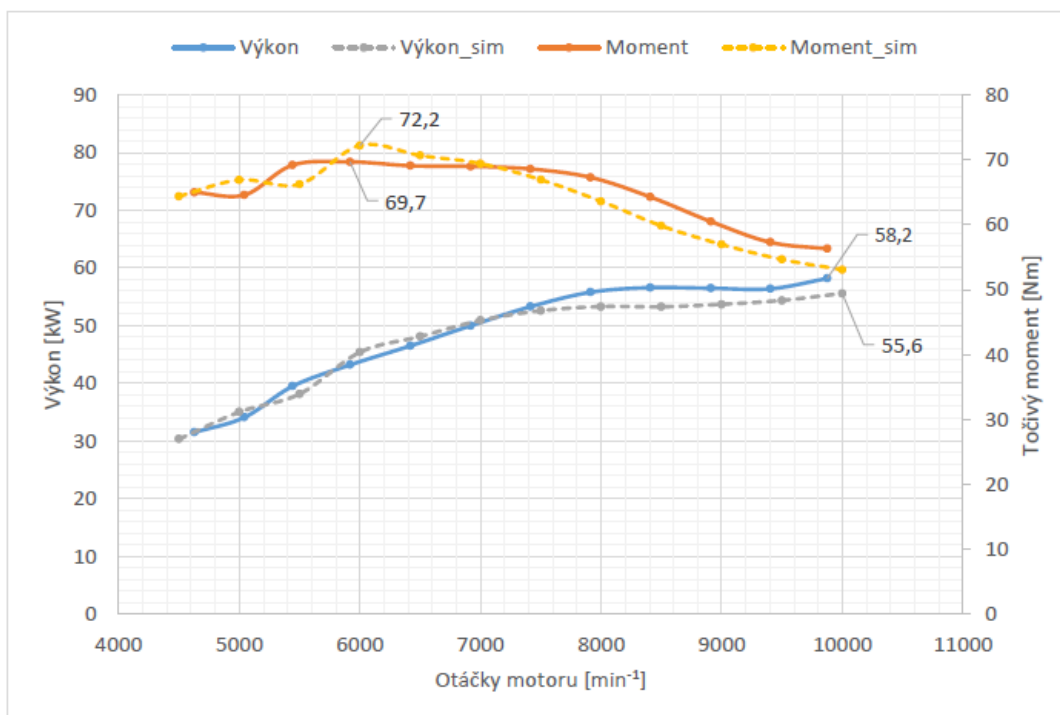
Sekundární převodový poměr: $i_{sek} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{39}{11} = 3.545$ (6)

kde z_5 představuje počet zubů pastorku a z_6 je dán počtem zubů rozety

Moment na diferenciálu [6]: $M_{Dif} = M_{KL} \cdot i_{pr} \cdot i_1 \cdot i_{sek} = 1\,061 \text{ Nm}$ (7)

Moment na jedné hřídeli: $M_{hridel} = \frac{M_{Dif}}{2} = \frac{1\,058,1}{2} = 530.5 \text{ Nm}$ (8)

Při výpočtu byly zanedbány třecí ztráty v jednotlivých převodech, které jsou zhruba 5–10 %.



Obr. 14 – Výkonová a momentová charakteristika motoru Dragonu 8 [kolektiv týmu]

4.1.2 KROUTICÍ MOMENT PŘENESENÝ PNEUMATIKOU

Hmotnost vozu: $m_{\text{vozidla}} = 180\text{kg}$ *provozní hmotnost z CAD modelu*

Hmotnost řidiče: $m_{\text{řidič}} = 75\text{kg}$

Celková hmotnost: $m_{\text{celk}} = m_{\text{vozidla}} + m_{\text{řidič}} = 255\text{kg}$ (9)

Maximální podélné přetížení: $G_{\text{pod}} = 1.6G$

Maximální podélné zrychlení: $a_{\text{pod}} = G_p \cdot g = 15.696\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ (10)

kde g představuje gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Maximální hnací síla [6]: $F_{\text{hmac}} = m_{\text{cel}} \cdot a_{\text{pod}} = 4002.48\text{N}$ (11)

Použité pneumatiky: Continental C17

Dynamický poloměr pneumatiky byl měřen experimentálně u vozidla Dragon 6 plně připraveného k provozu včetně plné palivové nádrže a dohuštěných pneumatik na požadovaný tlak. Měření dynamického poloměru bylo uskutečněno především kvůli potřebě podvozkové skupiny a častého používání tohoto parametru, proto vozidlo řídil nejzkušenější pilot, i když byl jeden z nejlehčích mezi ostatními řidiči. Samotné měření proběhlo na rovné asfaltové podložce při deseti otáčkách kola. Z měření plyne hodnota dynamického poloměru pneumatiky.

Dynamický poloměr pneu: $r_{pneu} = 229.183\text{mm} = 0.229183\text{m}$

Kroutící moment při akceleraci: $M_{akc} = F_{hmac} \cdot r_{pneu} = 917.3\text{Nm}$ (12)

Kroutící moment na jedné hřídeli: $M_{hrid1} = \frac{M_{akc}}{2} = 458.65\text{Nm}$ (13)

4.1.3 BRZDNÝ MOMENT ZADNÍ NÁPRAVY

Během brždění dochází k zatěžování hnacích hřídelí brzdným momentem od kol. Při samotném brždění dochází k přenosu hmotnosti na přední část vozu a snižuje se účinnost zadních brzd, proto má zadní náprava menší vliv na zpomalení vozidla než náprava přední. Při deceleraci také dochází k vyvolání brzdného momentu vlivem motoru vozu, tento jev ve výpočtu nezahrnujeme.

Tíhová síla vozu: $G = m_{celk} \cdot g = 2\,501.55\text{ N}$ (14)

Tab. 3 – Naměřené hodnoty z CAD modelu

Rozvor náprav	$L_n = 1528\text{ mm}$
Výška těžiště od vozovky	$z = 277.4\text{ mm}$
Vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy	$L_z = 782.28\text{ mm}$

Koeficient relativní výškové polohy těžiště vozidla [6]: $X = \frac{z}{L_n} = \frac{277.4}{1528} = 0.182 [-]$ (15)

Koeficient relativní podélné polohy těžiště vozidla [6]: $Y = \frac{L_z}{L_n} = \frac{782.28}{1528} = 0.52 [-]$ (16)

Zpomalení vozu: $z_0 = 1.5G$

Celková brzdná síla [6]: $F_b = G \cdot z_0 = 3\,752.33\text{ N}$ (17)

Součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou: $\mu_v = 1.5 [-]$

Maximální přenositelná

brzdná síla zadní nápravy [6]: $F_{BMAX} = \mu_v \cdot G \cdot (Y - z_0 \cdot X) = 926.82\text{ Nm}$ (18)

Maximální brzdny

moment zadní nápravy: $M_{BZ} = F_{BMAX} \cdot r_{pneu} = 212.41\text{ Nm}$ (19)

$$\text{Maximální brzdňý moment 1 kola: } M_{B1} = \frac{M_{BZ}}{2} = 106.21 \text{ Nm} \quad (20)$$

Při výpočtu krouticího momentu přes převodové ústrojí vyšel maximální moment na jedné hřídeli 530,5 Nm, tento moment ale nedokáže pneumatika přenést, proto je brána jako směrodatná hodnota moment, který je vypočítáný přes trakční limit pneumatiky. Velikost tohoto momentu je 458,65 Nm. Hřídele jsou namáhány i při brždění vozidla, tento moment je zhruba čtvrtinový proti hnacímu momentu. Pro následné simulace byla velikost momentu stanovena na 480 Nm. V reálném provozu vznikají na hnacích hřídelích rázy, které nejsou ve výpočtu zahrnuty. Tyto rázy by bylo možné změřit pomocí tenzometrického měření.

4.1.4 VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH OTÁČEK HNACÍCH HŘÍDELÍ

$$\text{Maximální rychlost monopostu: } v_{max} = 130 \text{ km/h} = 36.1 \text{ m/s} \quad (21)$$

Maximální rychlost stanovena dle zpřevodování vozu.

$$\text{Úhlová rychlost kola: } \omega = \frac{v_{max}}{r_{pneu}} = \frac{36.1}{0.229183} = 157.52 \text{ Rad/s} \quad (22)$$

$$\text{Frekvence: } f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{157.52}{2\pi} = 25.07 \text{ Hz} \quad (23)$$

$$\text{Maximální otáčky hřídele: } n_{max} = f \cdot 60 = 25.07 \cdot 60 = 1\,504.2 \text{ ot/min} \quad (24)$$

4.1.5 VÝPOČET LEPENÉHO SPOJE

Výpočet lepeného spoje je poměrně komplikovanou úlohou a vždy je nutné pomocí zkušebních testů ověřit dané výpočty i vlastnosti lepidla. Tyto testy mohou být statické nebo dynamické. Kromě použitého lepidla má velký vliv na pevnost spoje povrchová úprava lepených prvků, tloušťka lepené vrstvy, délka lepené plochy, její tvar a postup lepení. V dnešní široké nabídce lepidel je těžké se zorientovat a vybrat správné lepidlo pro danou aplikaci. [11] [12]

V případě hnacích hřídelů, kdy je lepený spoj namáháný krutem, je kromě jeho pevnosti důležitá i houževnatost spoje.

Pro výpočet délky lepené plochy bylo počítáno s jednosložkovým epoxidovým lepidlem Loctite EA 9514, které je vytvrzované pomocí tepla. Toto lepidlo bylo zvoleno vzhledem ke zkušenostem a statickému testování podvozkovou skupinou týmu, která výše zmíněné lepidlo používá na lepení kompozitního zavěšení s hliníkovými inserty. Díky tomuto výzkumu bylo zjištěno, že je lepidlo dostatečně pevné, ale zároveň i houževnaté a pomocí statických zkoušek byla ověřena pevnost ve smyku 44 Mpa, která je udávaná výrobcem. S touto hodnotou bylo počítáno ve výpočtu délky lepeného spoje níže.

Vzhledem k opravným faktorům, které je nutné definovat pro výpočet lepeného spoje, byla předběžně určena délka lepené plochy ve velikosti 40 mm a byl spočítán maximální krouticí moment. Tato délka byla určena porovnáním konstrukčních řešení několika výrobců hřídelí. Vnitřní průměr vložky byl konstrukčně zvolen vzhledem k zástavbovým možnostem vozu.

Vztah pro výpočet krouticího momentu lepeného spoje [12]:

$$T = \frac{\pi \cdot d_j^2 \cdot L}{2000} \cdot ([\tau_b \cdot f_c] + [P \cdot \mu]) \quad [Nm] \quad (25)$$

Kde:

T - krouticí moment [Nm]

d_j - jmenovitý průměr spoje [mm]

L je délka spoje [mm]

τ_b je statická smyková pevnost lepidla [Mpa]

f_c je násobek opravných faktorů $f_c = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 [-]$

P je radiální tlak na styku s přesahu (suvné uložení P=0) [Mpa]

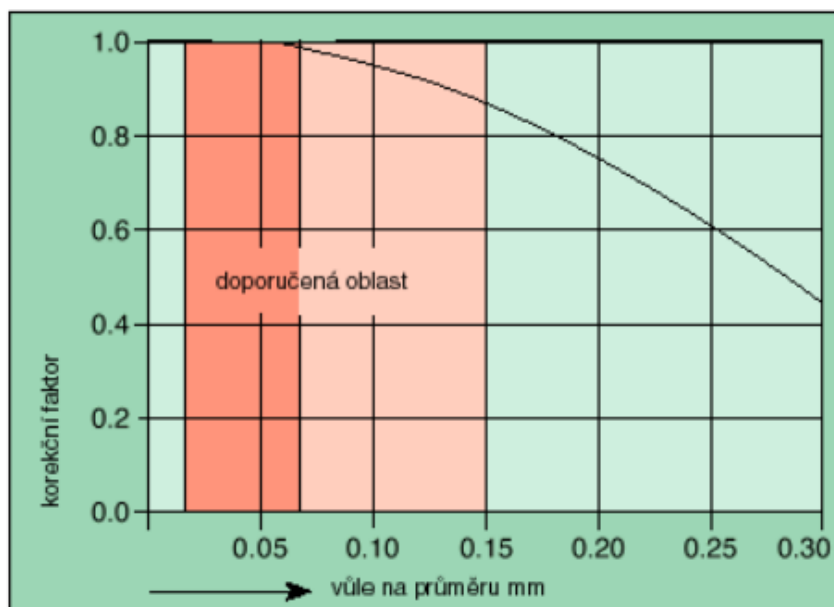
μ je koeficient tření [-]

Podle materiálu firmy Loctite byly dohledané a určeny jednotlivé opravné faktory.

Určení opravných faktorů: $f_1 = 1 [-]$ (Dle druhu materiálu)

$f_2 = 1 [-]$ (Dle druhu spoje) – pro suvné uložení

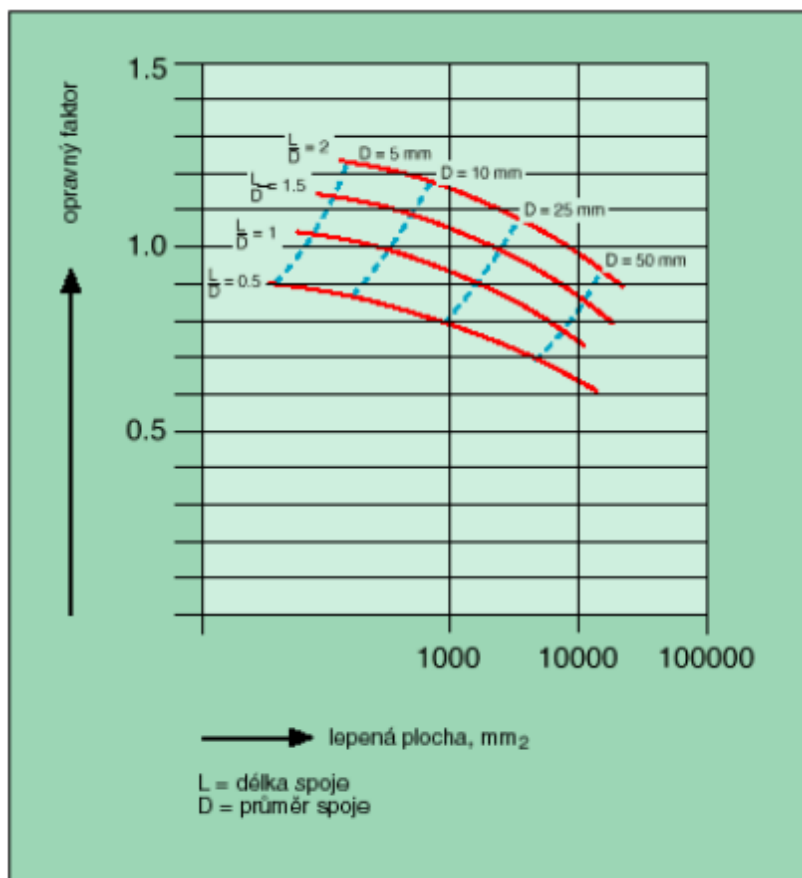
Ideální tloušťka vrstva lepidla je daná výrobcem v rozmezí 0,05 až 0,20 mm. Byla zvolena hodnota 0,15 mm. Dle skutečné vůle byl podle obrázku 15 určen opravný faktor f_3 .



Obr. 15 – Závislost korekčního faktoru na vůli [12]

$f_3 = 0.75 [-]$ (Dle skutečné vůle)

U lepeného spoje není uvnitř lepeného válcového spoje napětí rozděleno rovnoměrně a maximální napětí jsou lokalizována na okrajích lepené plochy. Z toho plyne, že pevnost spoje se nezvětšuje přímoou úměrou s délkou spoje a existuje hranice, kdy je zvětšování délky lepené plochy zbytečné, proto je zaveden poměr účinné délky L/D , která je popsána součinitelem geometrie viz obrázek 16. [11] [12]



Obr. 16 - Závislost opravného faktoru [12]

$$\text{Obsah lepené plochy: } S_{pl} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot v = 2 \cdot \pi \cdot 35 \cdot 40 = 8\,796.5 \text{ mm}^2 \quad (26)$$

$$\text{Poměr } L/D: \quad X_1 = \frac{L}{D} = \frac{40}{35} = 1.14 [-] \quad (27)$$

$$f_4 = 0.85 [-] \text{ (Dle opravného faktoru)}$$

Po určení opravných faktorů bylo dosazeno do vztahu (25) a byl zjištěn výsledný krouticí moment, který lepený spoj dokáže přenést při daných parametrech.

$$\text{Výsledný moment: } T = \frac{\pi \cdot 35^2 \cdot 40}{2000} \cdot (44 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.75 \cdot 0.85) = 2\,159 \text{ Nm} \quad (25)$$

$$\text{Bezpečnost lepeného spoje: } K_1 = \frac{T}{M_{hrd1}} = \frac{2159}{458.65} = 4.71 [-] \quad (28)$$

Pro zvolený průměr 35 mm a délku lepeného spoje 40 mm je bezpečnost spoje s uvážením maximální hnacího momentu 4.71. Návrh délky lepeného spoje lze považovat za úspěšný a byl použit v konstrukčním řešení.

4.2 KOMPOZITNÍ TRUBKA

Prvním krokem byla rešerše převážně kardanových hřídelí používaných pro americká vozidla typu Dragster. V Americe je značná konkurence mezi firmami vyrábějící tyto hřídele a podařilo se dohledat důležité informace pro výrobu kompozitní trubky namáhané pouze krutem.

Po zhodnocení dosavadních zkušeností s výrobou kompozitních hřídelí namáhaných na krut, cenou za materiál, časové náročnosti a nejistého výsledku bylo rozhodnuto hřídele nechat vyrobit externí firmou. Poté byly zváženy zahraniční dodavatelé již hotových polotovarů a současně kontaktováno několik firem z České Republiky, které by potenciálně byly schopné trubku navinout. Podařilo se domluvit spolupráci s firmou Rock Robots s. r. o., které byly zaslány parametry dle tabulky 4. Díky vlastní výrobě bylo možné si vyrobit trubku přesně dle našich požadavků včetně vnitřních tolerancí a tím byla zajištěná dostatečná soustřednost vlepované vložky do kompozitní trubky a i přesně definovaná mezera pro lepidlo. Výroba proběhla na stavebnicové navíječce značky X-Winder 2.0.

Vnitřní průměr trubky byl zvolen dle zástavbových možností monopostu. Tloušťka stěny byla zvolena dle nabytých informací v oblasti používání kompozitních hnacích hřídelů v podobných momentových hladinách. Karbonové vlákno bylo zvoleno od firmy Toho Tenax, vlastnosti vlákna jsou vypsány v tabulce 5.

Tab. 4 - Parametry pro výrobu kompozitní trubky

Parametr	Hodnota
Točivý moment na hřídeli	450 [Nm]
Maximální otáčky hřídele	1500 [ot/min]
Vnitřní průměr hřídele	35 [mm]
Tloušťka stěny	3 [mm]
Orientace vláken	±45°
Délka levé hřídele	450 [mm]
Délka pravé hřídele	480 [mm]

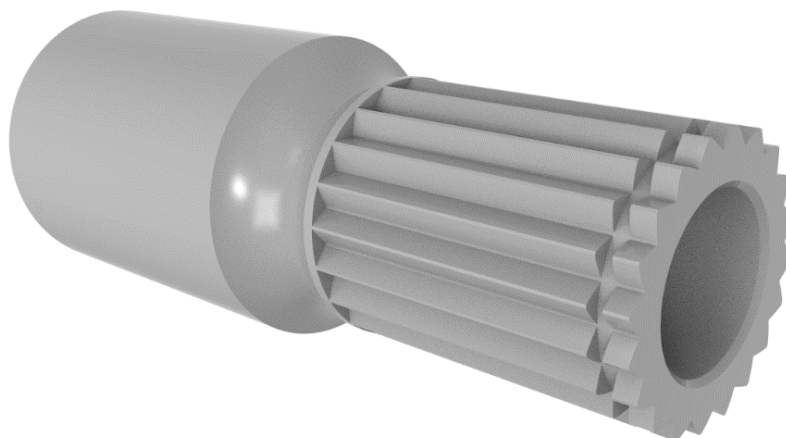
Tab. 5 - Vlastnosti karbonového vlákna Toho Tenax [15]

Parametr	Hodnota
Počet vláken	12 000 [-]
Nominální lineární hustota	800 [tex]
Pevnost v tahu	4 300 [Mpa]
Modul tažnosti	240 [Gpa]
Průměr vlákna	7 [μm]
Hustota	1.77 [g/cm ³]
Prodloužení při porušení	1.8 [%]

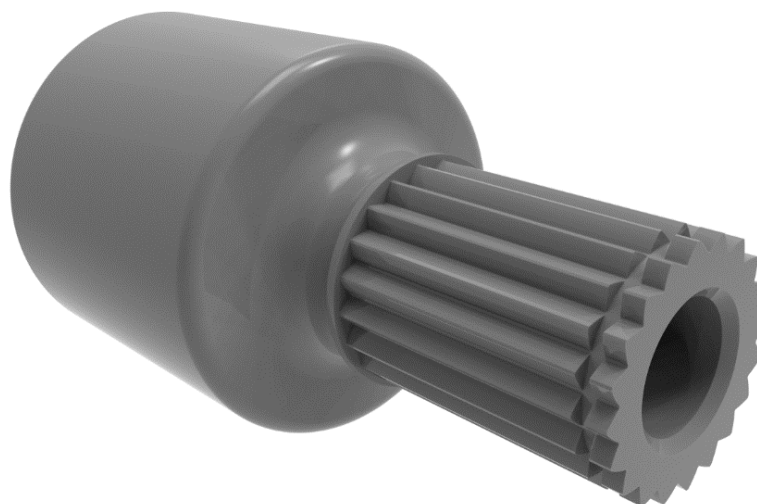
4.3 VÝBĚR ŘEŠENÍ HNACÍCH KLOUBŮ

Po zvolení materiálu poloos a výběru dodavatele následovala konstrukce zakončení hnacích hřídelí. Díky nízké hmotnosti, malým rozměrům a spolehlivosti bylo rozhodnuto ubírat se cestou s použitím tripoidního kloubu a jeho další modifikace.

Jako první varianta se zvolila výroba ocelové vložky s jemným drážkováním, na kterou by byl umístěn kupovaný tříramenný kloub GKN, který byl používán v minulých letech na ocelových poloosách. Byly vytvořeny dva modely. Vložky se lišily typem spojení s hřídelí na vnitřní a vnější vložku. Průřezové rozměry pro možnost hmotnostního porovnání modelů byly u ocelových vložek voleny vzhledem ke zkušenostem s rozměry ocelových poloos používaných u předchozích vozů. Po vytvoření modelu a jeho zhodnocení se tato varianta ukázala jako konstrukčně velice jednoduchá, ale byla zamítnuta kvůli hmotnosti celé sestavy skládající se ze samotné vložky, tříramenného kloubu a pojistného kroužku. Jako další možnost se jevila změna materiálu z oceli na titan. Touto změnou došlo k velkému snížení hmotnosti, ale stále to nebylo dostatečné. Počítačový model vnitřní vložky s drážkováním je zobrazena na obrázku 17 a na obrázku 18 je vidět vnější vložka.



Obr. 17 - Model ocelové vnitřní vložky s jemným drážkováním



Obr. 18 - Model ocelové vnější vložky s jemným drážkováním

Druhý koncept již obsahoval vlastní design tříramenného kloubu. Na výrobu těla kloubu je použita hliníková slitina EN AW-7075. Tělo je opatřeno na svém konci třemi čepy pro uložení ložiskových pouzder. Na čepy je umístěná ocelová vložka, která má dostatečnou povrchovou tvrdost pro použití jehličkového ložiska oproti tělu tripodu z hliníku. Při absenci této ocelové vložky a tím způsobeným přímým kontaktem mezi ložiskem a čepem kloubu vyrobeného z hliníkové slitiny by docházelo k vydírání a poškozování materiálu. Vložka je axiálně zajištěna proti posuvu pojistným kroužkem, který by současně axiálně zajišťoval i kamen tripodu. V počítačovém modelu toto konstrukční řešení není zcela dokončené vzhledem k účelu modelů a pouze prvotnímu hmotnostnímu posouzení. Tento návrhový koncept vychází hmotnostně podstatně lépe než předcházející návrh s ocelovou vložkou. Porovnání s dalšími návrhovými koncepty je vidět v tabulce 6 na konci kapitoly. Nevýhodou toho řešení je složité obrábění dílu a dále komplikace v podobě konstrukčního řešení ocelové vložky. Vzhledem k výrobní náročnosti a snaze o snížení výrobních nákladů na co nejnižší částku, nejlépe navrhnutím součásti, kterou by bylo možné vyrobít svépomocí na strojích školy, se přistoupilo k dalšímu konceptu. Model sestavy hliníkového kloubu s ocelovými vložky je zobrazen na obrázku 19.



Obr. 19 - Hliníkový tříramenný kloub s ocelovými vložkami

Pro dosažení co nejnižší hmotnosti bylo vyzkoušeno vymodelovat vlastní kloub z titanu. Geometrie kloubu zůstala obdobná jako u hliníkové verze, pouze došlo k zeslabení stěny díky lepším pevnostním vlastnostem titanu. Hmotnostní rozdíl oproti hliníkové verzi je nepatrný. Hlavní nevýhodou titanu se ukázala jeho velmi vysoká cena, horší obrobiteľnosť, špatné třecí vlastnosti, a hlavně nízká povrchová tvrdost pohybující se v hodnotách kolem 35 HRC u materiálu TiAl6V4, který je dostupný a velmi často využívaný. Nízká povrchová tvrdost a špatné třecí vlastnosti by znamenaly nemožnost uložení ložiskových pouzder přímo na tělo kloubu a kloub by musel být opět opatřen přídatnou vložkou umístěnou pod ložiskovým pouzdem. Jako řešení se jevílo využít technologické úpravy materiálu. Funkční podmínkou u jednodílného kloubu je zachovat jeho houževnatost, to bylo limitující pro kalení materiálu. Další problém s tepelnou úpravou materiálu spočíval v nenávratném zkroucení součásti díky slabým stěnám. Jako vhodnější řešení se tedy jevílo povlakování, přesněji nitridace, která je pro slitiny titanu obvyklá. Po zhodnocení dané problematiky a po provedeném průzkumu, kolik

firem je možné tuto úpravu udělat, včetně dalších souvisejících problémů plynoucích z vlastností materiálů, byl tento návrh zamítnut. [19]

U dalšího konceptu byla snaha snížit náročnost obrábění a tím i snížit cenu výroby, ale rovněž se pokusit zachovat nízkou hmotnost. Po předchozích iteracích a znalostech nasbíraných z různých řešení padnul návrh vyrobit kloub jako sestavu z dvou základních částí, těla kloubu a čepů pro kameny tripodu. Pro tělo tripodu byl zvolen jako materiál hliník, kvůli jeho cenové dostupnosti a dostatečným materiálovým vlastnostem. Pro čepy byla zvolena jako materiál ocel, která má po tepelném zušlechtnění dostatečnou povrchovou tvrdost a je vhodná pro uložení ložiskových domků. I přesto, že hliníkový kloub vychází váhově lépe, tak zvolení tohoto konceptu s dvoudílným řešením značně zjednodušilo výrobu, kdy jak tělo kloubu, tak i ocelové čepy jsou rotační a konstrukčně jednoduché součásti a lze je vyrobit na obráběcích strojích dostupných v dílně týmu. Tato skutečnost značně pomůže omezit rozpočet a být s výrobou časově flexibilní a nezávislí na externích dodavatelích. Součásti jsou spojeny pomocí lisovaného spoje. Stanovení rozměrů lisovaného spoje je zásadní pro správnou funkčnost součásti, aby byl spoj dostatečný pro přenášený točivý moment a také aby nedocházelo k vymačkávání hliníkového materiálu těla kloubu. Proto bylo rozhodnuto zvolit tuto možnost a simulovat dané řešení metodou konečných prvků v programu Ansys. Na obrázku 20 lze vidět kloub složený z těla a ocelových čepů s lisovaným spojem. Kompletní sestava kloubu je zobrazena na obrázku 21. Simulace tripodu s lisovaným spojem je popsána v kapitole 4.3. Po mnoha rozměrových změnách a několika simulacích se ukázalo, že spojení s lisovaným spojem daný krouticí moment nepřenesou a pevnostně nevydrží, proto se pokračovalo s návrhem dalšího konceptu.



Obr. 20 - Kloub s lisovaným spojem



Obr. 21 - Kompletní sestava kloubu s lisovaným spojem

I přes velmi složitou a nákladnou výrobu byl jako poslední koncept vytvořen jednodílný kloub vyrobený z oceli, která bude následně tepelně upravovaná. Bylo vytvořeno několik tvarových studií tripodu, které byly následně pevnostně simulovány.

Pro kameny tripodu bylo rozhodnuto, že se použijí již vyrobené kameny z tripodu GKN, které jsou tepelně upravovány a následně broušeny, protože jich byl dostatek a na výrobu nových kamenů nebyly výrobní kapacity. Rovněž podložky byly použity z kamenů GKN, kvůli plným kapacitám sponzorských firem. Dále se vybrala normalizovaná jehličková ložiska a pojistné kroužky, kvůli snížení nákladů a dostupnosti dílů při servisu.

Mezi důležité konstrukční prvky součásti patří i obráběná lepená plocha, kdy se zkoušelo více variant středících ploch se snahou snížit je na minimum, aby se maximálně využila plocha pro lepidlo. Prodlužování celého těla součásti přinášelo rapidní nárůst hmotnosti. Velikost středících prvků se testovala na statických vzorcích. Dále byla provedena kinematická analýza zástavby poloos v modelu a nadefinování délky zúženého krčku tripodu, aby nedocházelo ke kolizím v oblasti náboje a unašeče u diferenciálu.

Po výpočetním ověření a následné finální kontrole byl vyroben firmou Kovo Uličný první prototyp kloubu, na kterém se vyzkoušela výroba a následně došlo ke změření rozměrů čepů na 3D měřícím zařízení, které potvrdilo dodržení daných tolerancí. Jako tepelná úprava kloubu vyrobeného z materiálu 15 330 (31CrMoV9) byla zvolena nitridace v solné lázni, technologie Arcor, kvůli zvýšení povrchové tvrdosti a odolnosti proti korozi. Tato metoda byla konzultovaná s prováděcí firmou a byl zvolen kratší čas nitridace a hloubka nitridované vrstvy 0,2 mm, obojí proto, aby nedošlo k pevnostnímu ovlivnění součásti. Jednodílný ocelový tripod je znázorněn na obrázku 22.

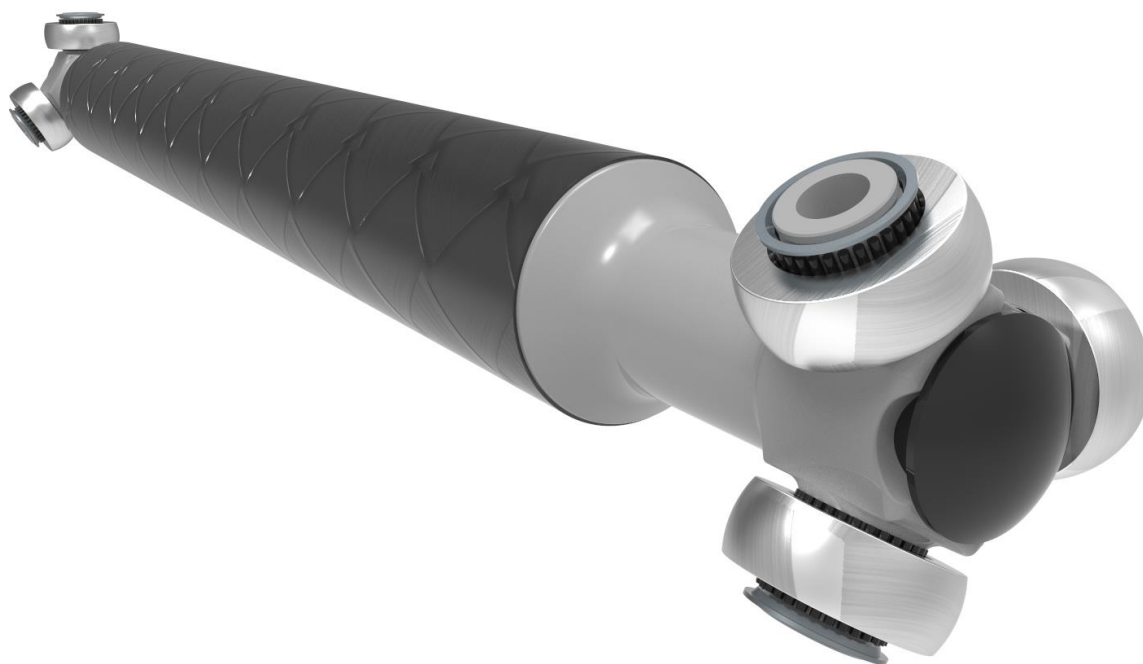


Obr. 22 - Jednodílný ocelový kloub

Celkem bylo vytvořeno pět základních typů konceptů. U prvního konceptu vložek s drážkováním byla posouzena hmotnost jak u varianty s vnitřním, tak i s vnějším lepeným spojem. Také došlo k porovnání mezi ocelovým a titanovým materiálem. U těchto variant je k hmotnosti vložky s drážkováním připočtena i hmotnost kupovaného kloubu od výrobce GKN. Tento kloub váží 174,46 gramu. Další čtyři koncepty byly navrženy samostatně bez použití kupovaného kloubu. Návrh s lisovaným spojem neprošel pevnostní analýzou, a proto byl zvolen jako finální konstrukční návrh jednoduchý kloub vyrobený z oceli. Porovnání hmotnostní všech návrhů je znázorněno v tabulce 6.

Tab. 6 – Hmotnosti jednotlivých konceptů

Č.	Koncept	Hmotnost [g]
1	Ocelová vložka s drážkováním - vnější	441.7
2	Ocelová vložka s drážkováním - vnitřní	310.3
3	Titanová vložka s drážkováním - vnější	325.7
4	Titanová vložka s drážkováním - vnitřní	251.3
5	Hliníkový tripod s ocelovými vložkami	183.1
6	Titanový tripod	162.3
7	Kloub s lisovaným spojem	186.2
8	Ocelový jednoduchý tripod	218.4



Obr. 23 - Kompletní sestava poloosy

4.4 SIMULACE METODOU KONEČNÝCH PRVKŮ

Výpočet metodou konečných prvků se řešil v programu Ansys Workbench 16.0. Jeho výhodou je snadný import geometrie modelu v různých formátech a velká uživatelská podpora. V programu Ansys byly zatěžovány pouze klouby tripodu, zatěžováním lepeného spoje a karbonové trubky se simulace nezabývala.

4.4.1 KLOUB TRIPODU S LISOVANÝM SPOJEM

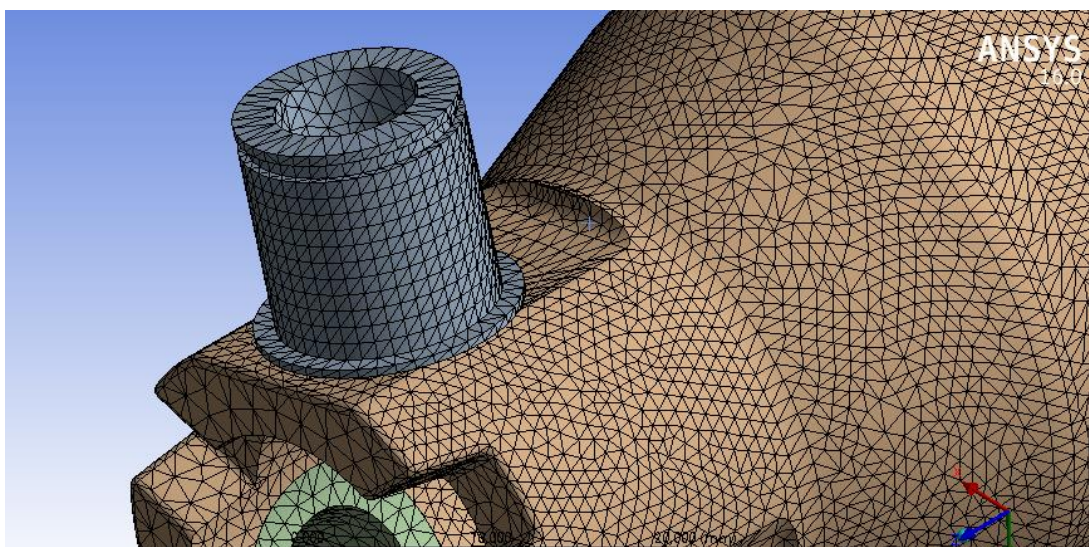
K řešení součásti s lisovaným spojem lze přistoupit dvěma způsoby. Prvním způsobem je vytvoření přesného spoje v CAD modelu a následné nadefinování přesahu v programu Ansys. Druhá varianta je vytvoření přesahu už v modelu dílů a poté simulovat takto vytvořený model. Proběhlo vyzkoušení obou metod na zjednodušených modelech a bylo zvoleno využití varianty dvě. Rozdíly mezi oběma výpočty nejsou předmětem této práce.

MODEL

Model tripodu byl zjednodušený kvůli snížení náročnosti výpočtu. Krček s otvory pro čepy zůstal v původní geometrii, ale zbylé tělo a část pro lepenou plochu byla zjednodušena na válcové plochy bez tvarových prvků. Toto zjednodušení se provedlo po prvním výpočtu, kdy se potvrdilo, že nejslabší místo je lisovaný spoj, a proto se zaměřila pozornost pouze na jeho výpočet. Také došlo k odstranění kamenů a jehlových ložisek, které neměli na výsledek vliv a pouze zvyšovaly náročnost výpočtu. Jako materiál byla pro čep zvolena ocel a pro tělo kloubu hliníková slitina s nadefinovanými vlastnostmi materiálu EN AW-7075. Přesah součástí byl zvolen H7/r6 a v modelu byla stanovena střední hodnota této tolerance velikosti 0,02 mm.

SÍŤOVÁNÍ

Na těle kloubu bylo použito síťování velikosti elementu 1 mm. Na čep a jeho blízké okolí se aplikovala funkce Face meshing a Sizing s nastavenou velikostí elementu 0,6 mm. Při dalších výpočtech tripodu bylo provedeno několik simulací s vlivem použitého síťování na výsledek zatěžování, aby se zamezilo nepřesnostem, které mohly být způsobené chybným nastavením sítě. Počet uzlů celé sestavy činil 190 615.

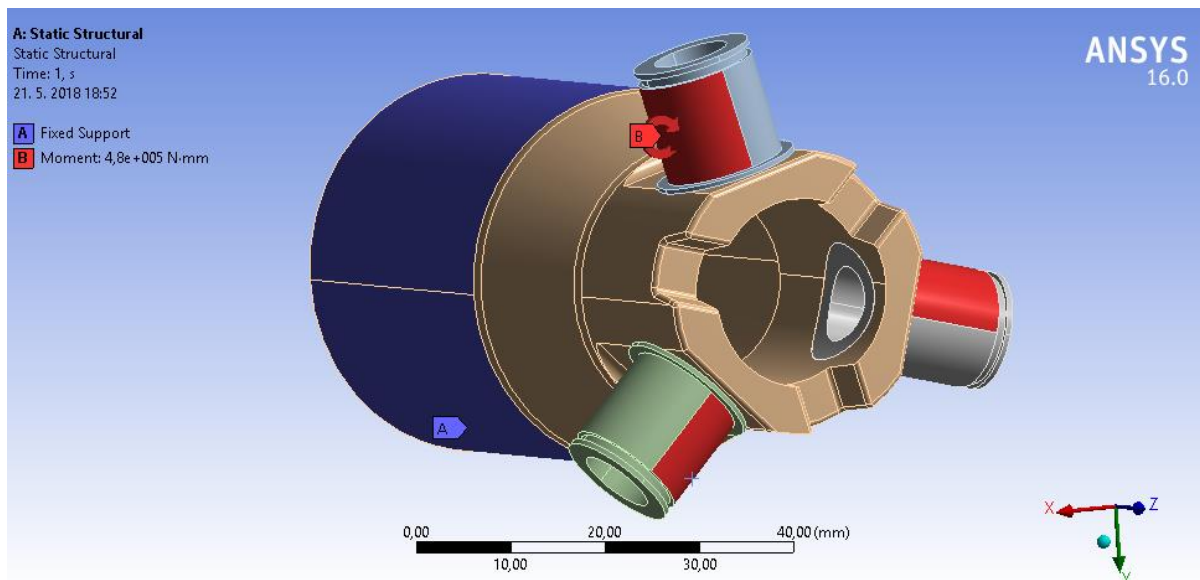


Obr. 24 - Detail síťování tripodu s lisovaným spojem

OKRAJOVÉ

PODMÍNKY

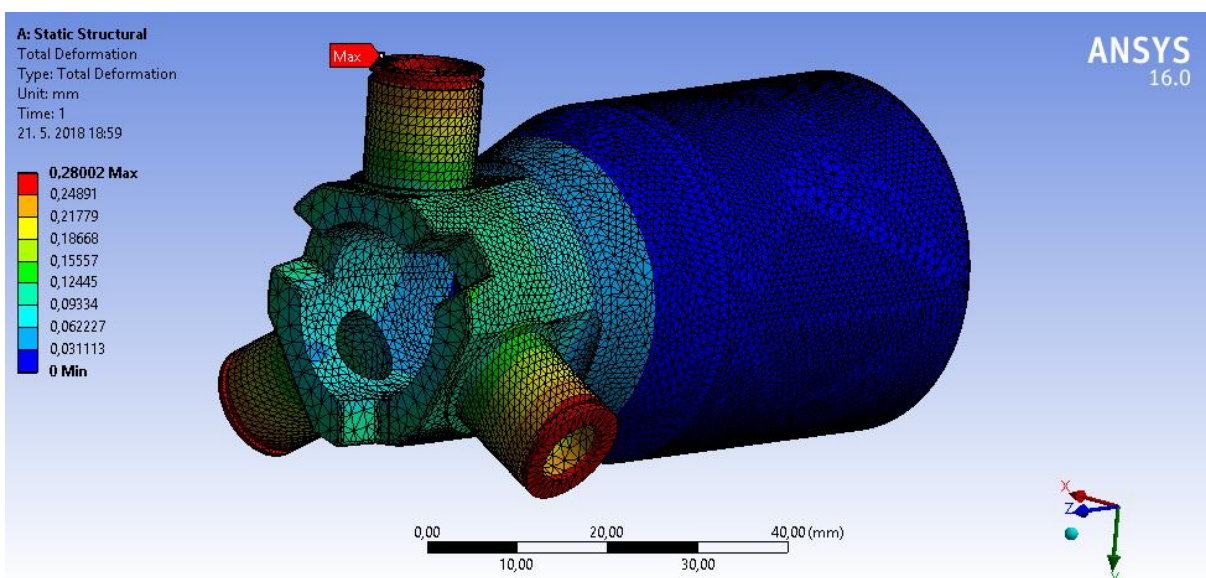
Na uložení tripodu byla použita fixní vazba s umístěním na válcovou plochu pro lepidlo. Dle vypočtené hodnoty byl zvolen zatěžovací krouticí moment v hodnotě 480 Nm, který byl umístěn na plochy čepů v jednom směru a simuloval vzniklé zatížení při jízdě vozidla a přenosu hnacího momentu z diferenciálu na kola vozidla.



Obr. 25 - Nastavené okrajové podmínky tripodu s lisovaný spojem

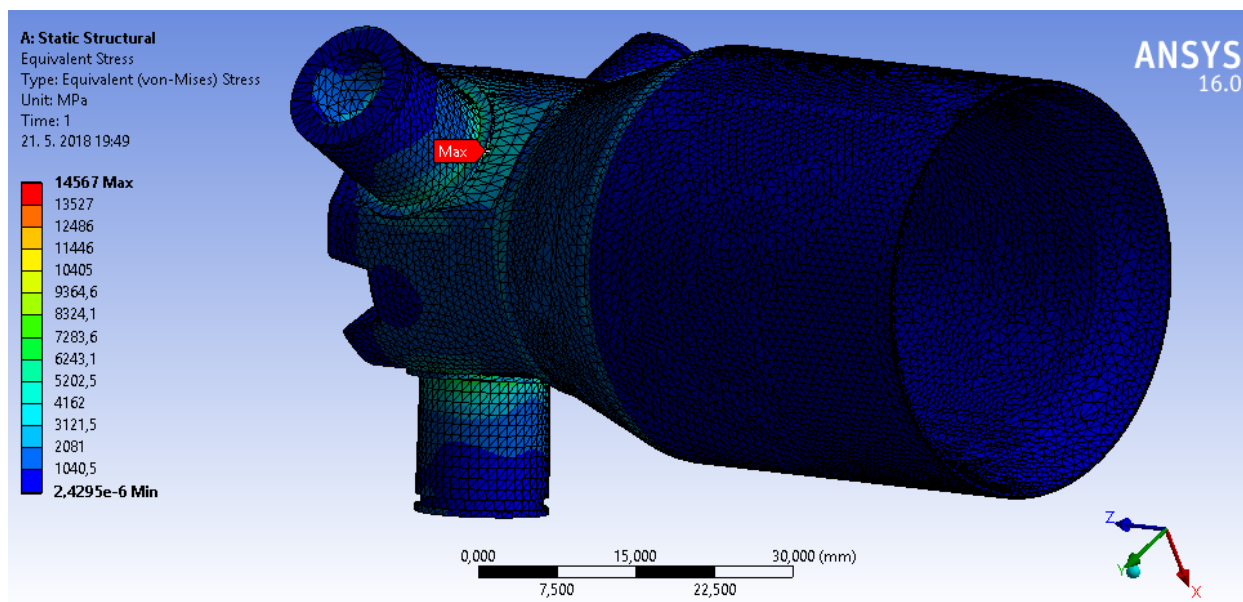
VÝSLEDKY

K největší deformaci došlo na koncích čepů, kde působí síla na největším ramenu. Tento výsledek není nijak překvapivý.



Obr. 26 - Výsledek maximální deformace lisovaného tripodu

Problém nastal v oblasti napětí, kdy i po několika konstrukčních úpravách a následných výpočtech, stále vycházelo napětí dle hypotézy HMH v místech dotyku zhruba 650 Mpa. Vzhledem k mezi kluzu hliníkového materiálu 480 Mpa a problematice lisovaného spoje bylo rozhodnuto, že kloub a především lisovaný spoj nevyhovuje daným zatížením a pravděpodobně by došlo k vylovení ocelových čepů hliníkového těla kloubu. [20]



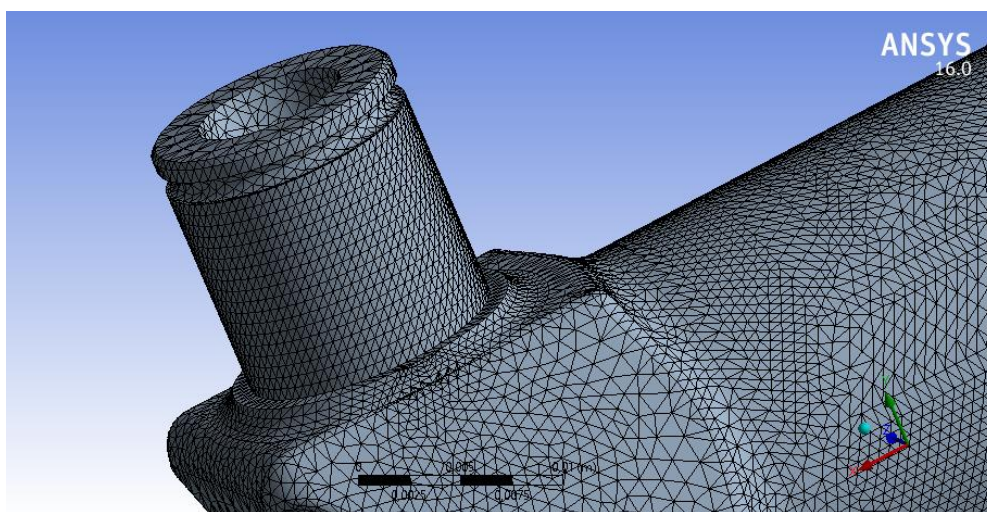
Obr. 27 - Výsledek napětí dle hypotézy HMH

4.4.2 JEDNODÍLNÝ OCELOVÝ KLOUB TRIPODU

Po zhodnocení proběhlého namáhání součástí v sestavě auta a tvaru tripodu byl zavržen zjednodušený model a byla provedena simulace celé součásti.

SIŤOVÁNÍ

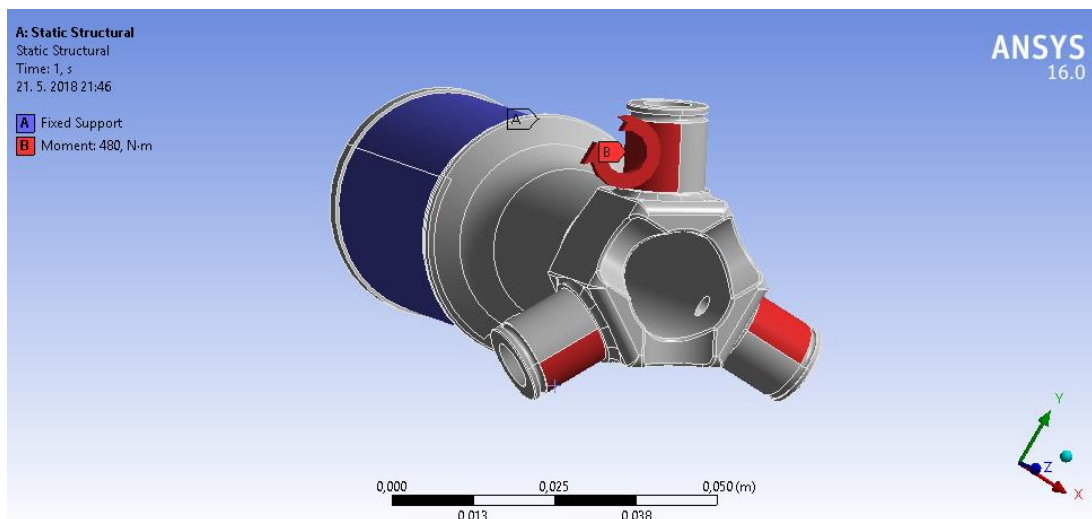
Na modelu bylo zvoleno síťování s velikostí elementu 1 mm a na čepích došlo ke zjemnění síťování na velikost elementu 0,8 mm pomocí funkce Sizing. Rovněž byla použita funkce Face Meshing na válcovou plochu čepů kvůli změně tvaru sítě a dalšímu zjemnění. Při finálním výpočtu tripodu bylo opět provedeno několik simulací s vlivem použitého síťování na výsledek zatěžování, aby se zamezilo nepřesnostem, které mohly být způsobené chybným nastavením sítě.



Obr. 28 – Detail síťování v oblasti čepu

DEFINICE OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

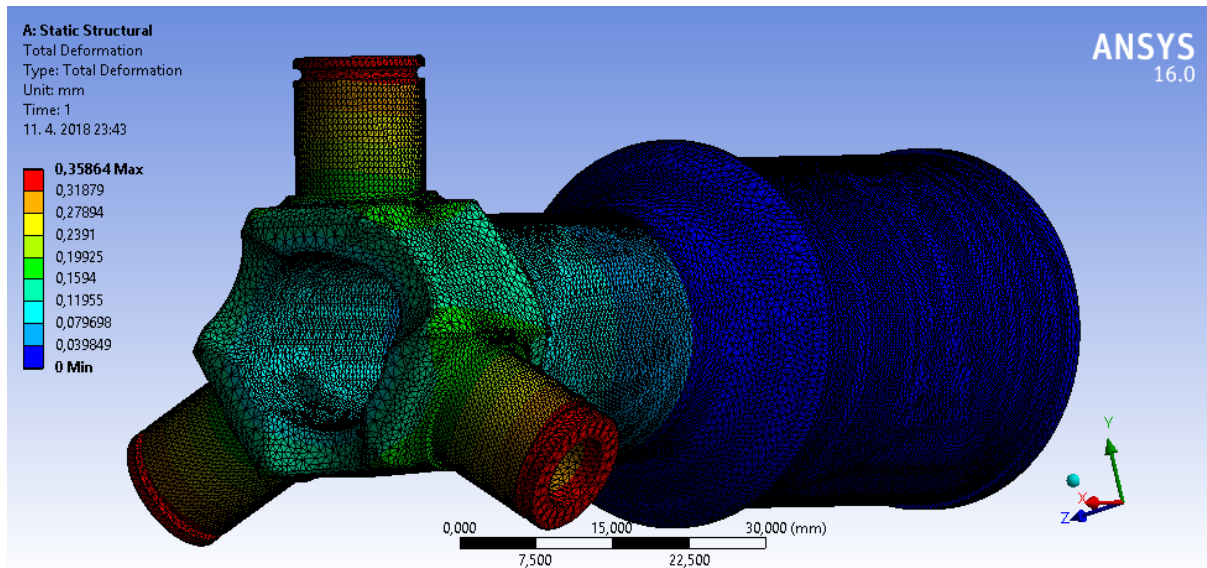
Okrajové podmínky byly nastaveny stejně jako u předchozího výpočtu. Pevná vazba byla umístěna na plochu lepeného spoje a válcová plocha čepů byla zatížena momentem 480 Nm.



Obr. 29 - Definice okrajových podmínek jednodílného tripodu

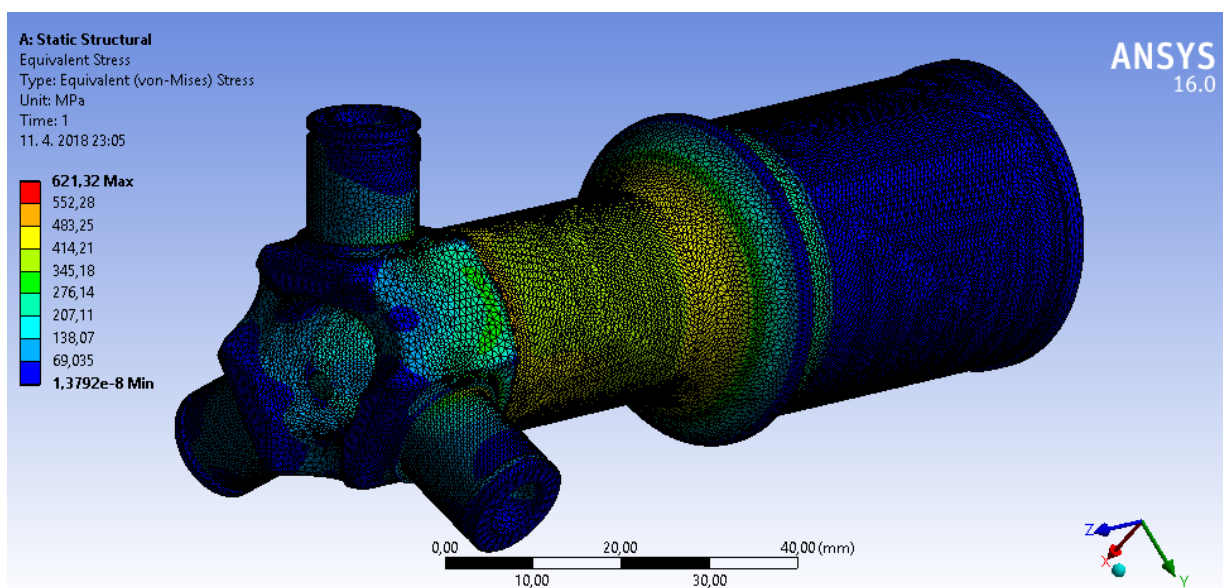
VÝSLEDKY

Největší deformace se projevila dle očekávání na koncích čepů. Celkově deformace vyšly v rozumné velikosti vzhledem ke zvolenému materiálu kloubu a jeho tepelné úpravě.



Obr. 30 - Výsledek deformace jednodílného tripodu

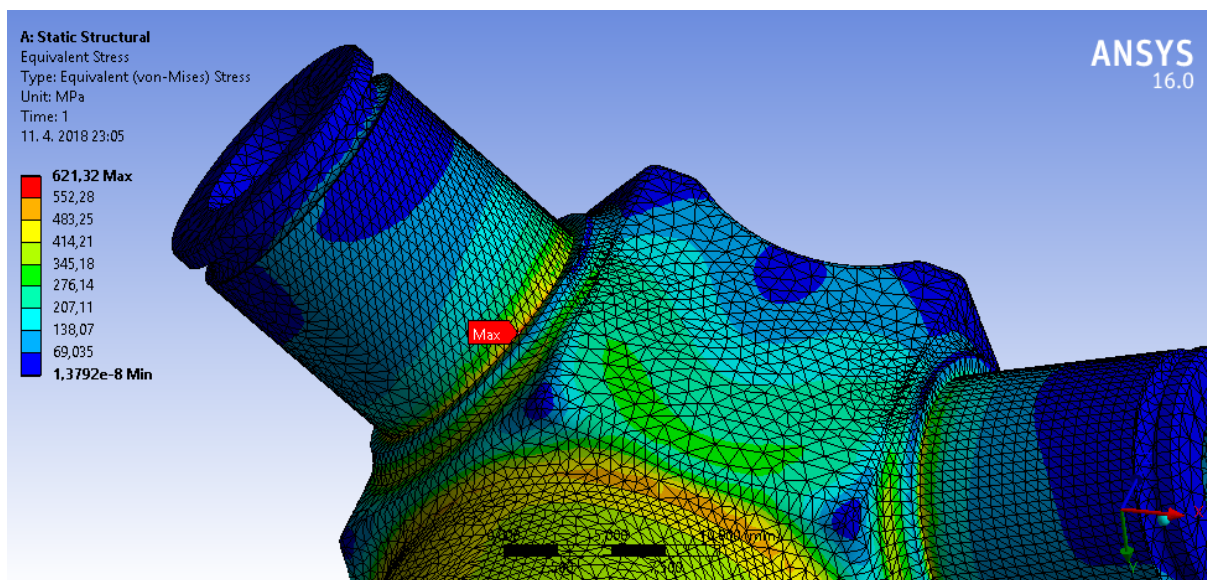
Napětí dle teorie HMM se pohybovalo zhruba v hodnotách 450 Mpa na krčku součásti, je to způsobené jeho poměrně velkou délkou, která je nezbytná pro správnou funkci a zabránění kolize kloubu při pohybu zavěšení s hranou matice na náboji a s hranou unašeče na diferenciálu. Mez kluzu zvoleného materiálu je 840 Mpa, statická bezpečnost vychází 1,85. Konstrukční návrh je považován za vyhovující.



Obr. 31 - Výsledek napětí dle teorie HMM

Nejvyšší hodnota napětí je v přechodu na čep pro uložení kamene. Zde byla vytvořena dosedací plocha, která slouží k axiálnímu zajištění jehlových ložisek. Byl simulován i druhý

návrh, kdy místo této rovné plochy bylo v místě přechodu vmodelováno zaoblení, aby se eliminoval vrub, který je velký koncentrátor napětí a následně by na čep byla nasazena rádiusová podložka. Toto řešení se jevílo logicky a i vzhledem ke konstrukčnímu hledisku jako lepší volba, ale následné simulace potvrdily, že je výhodnější zvolit řešení s rovnou dosedací plochou jako je vidět na obrázku 32. Díky osazení je v místě napojení více materiálu a přechod vychází napět'ově lépe. V místě přechodu se hodnota napětí pohybuje kolem hodnoty 600 Mpa, ale jedná se o ostrou hranu a v blízkém okolí napětí klesá, proto byl návrh považován za dostatečný.

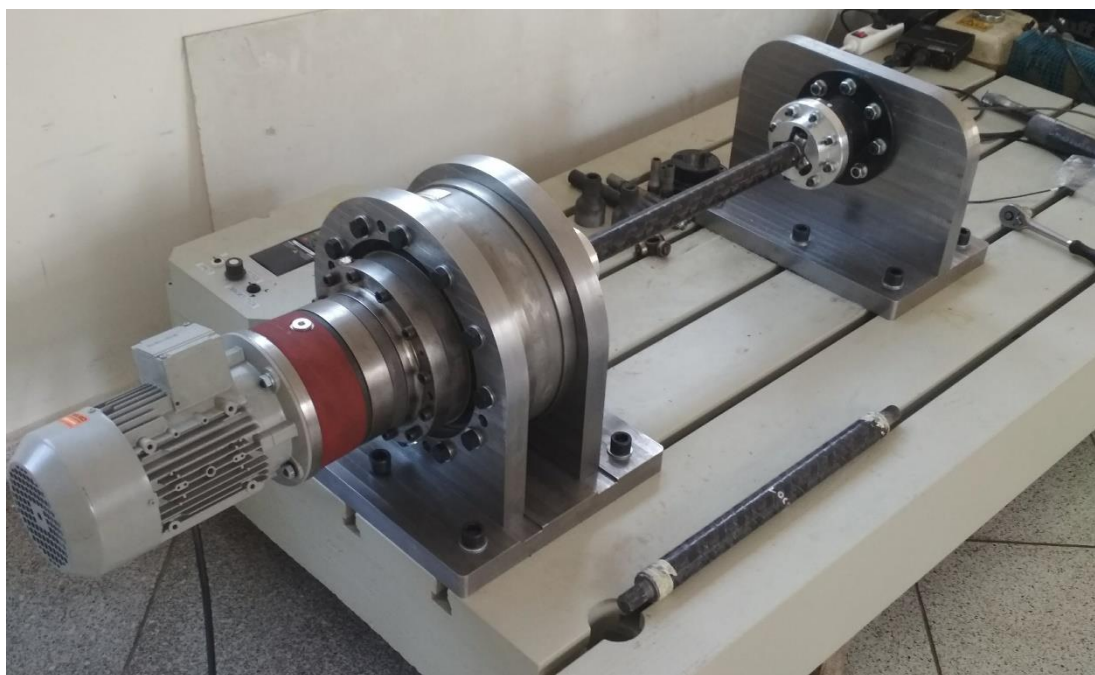


Obr. 32 - Maximální napětí v místě přechodu u čepu kloubu

5 STATICKÉ TESTOVÁNÍ

5.1 TESTOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Pro testování vzorků bylo použito testovací zařízení ve firmě Rock Robots, kde se vyráběla i kompozitní trubka. Zařízení pracuje na softwaru od firmy Cosworth a jeho testovací rozsah je od nuly až po 16 000 Nm. Zařízení snímá zatěžovací moment a úhel natočení. Před testem bylo testovací zařízení zkalibrováno, protokol o kalibraci je přiložen v příloze.



Obr. 33 - Testovací zařízení na statickou zkoušku krutem

5.2 ZKUŠEBNÍ VZORKY

Vzhledem k nákladnosti zkušebních vzorků, které musely být dimenzovány na poměrně velký moment, byl přístup ke statickým zkouškám takový, že měly ověřit a potvrdit navržená konstrukční řešení, ale neměly sloužit jako statistické porovnání a ověření opakovatelnosti postupu. Proto byly vyrobeny pouze 4 kusy vzorků se stejnou délkou i průměrem středících prvků a rozdílným vybráním pro lepený spoj kvůli použití dvou druhů lepidel. Použitá lepidla jsou popsána níže.

Vzorky byly osazeny plnou ocelovou vložkou s jemným drážkováním pro tripod. Vložky byly kaleny na hodnotu 52 HRC, aby nedošlo k otlacení drážek. Tripod GKN, který se používal u ocelových poloos na dosavadních monopostech, musel být nahrazen větším tripodem ze silnějšího vozu, protože k jeho destrukci docházelo už kolem hodnoty 1 100 Nm. S osazeným větším tripodem už nebyly problémy, pouze u dvou vzorků došlo k prasknutí pojistného drátku, který slouží k axiálnímu zajištění ložiskových kamenů.

Pro lepení vzorků byly použity dva druhy lepidel a bylo provedeno jejich porovnání. První lepidlo byl jednosložkový Loctite EA 9514, který byl vybrán díky pozitivním zkušenostem s použitím tohoto lepidla na karbonovém zavěšení vozu. Jako druhé lepidlo byl vybrán produkt

firmy Gurit Spabond LV 340 s pomalým vytvrzovačem. Toto dvousložkové lepidlo bylo navrženo firmou Rock Robots, která ho již v minulosti použila na některé své zkušební vzorky hnacích hřídelí. Technické oddělení společnosti Gurit doporučilo vhodnost lepidla pro tuto aplikaci.

Dále byl stanoven přesný postup lepení, který je velice důležitý a byla snaha provést ho stejně u všech vzorků. Spočíval v pečlivém odmaštění obou lepených ploch, stejnému procesu při polohování obou součástí a i stejnému zajištění slepeného vzorku v přípravku, který sloužil jako axiální zajištění vložek. U vzorků na statické testování se neřešilo natočení tripodů vůči sobě, protože to na výsledek testu nemá vliv. Rovněž bylo rozhodnuto použít u všech vzorků doplňující otvory pro lepidlo. Toto řešení bylo zvoleno po zjednodušeném testu na vysoustružené kopii rozměrů vložky a trubky, kdy při zasunutí vložky do trubky došlo kvůli středícím prvkům k setření lepidla a po rozříznutí vzorku po vytvrzení bylo potvrzené nedostatečné množství lepidla ve spoji.

Délky vzorků, úpravy povrchu trubky a vložek jsou popsány u jednotlivých vzorků označených písmeny A, B, C, D.



Obr. 34 - Kalené ocelové vložky a kompozitní trubka před slepením vzorku

VZOREK A

U vzorku A byla zvolena větší délka kompozitní trubky než je na vozu, kvůli otestování pevnosti kompozitní trubky. Dále byly do trubky vyvrtány čtyři otvory průměru 2,5 mm na každé straně pro doplnění lepidla. Tyto otvory byly vyvrtány po 90° ve dvou různých vzdálenostech od okraje trubky, aby nevznikly čtyři potencionální koncentrátoři napětí v jedné rovině. Tloušťka lepidla byla zvolena dle technického listu výrobce, stejná situace proběhla i u postupu a času vytvrzení. Přesněji byl stanoven čas vytvrzení na 24 hodin při pokojové teplotě a následně 5 hodin v peci při teplotě 80 °C. Úpravy povrchů a další proměnné jsou uvedeny v tabulce 7.

Tab. 7 – Parametry vzorku A

Lepidlo	Gurit Spabond LV 340
Tloušťka vrstvy lepidla	0.5 mm
Délka trubky	500 mm
Úprava ocelové vložky	Pouze pískovaná
Úprava karbonové trubky	Broušeno papírem zrnitosti 120

VYHODNOCENÍ

Lepidlo bylo aplikováno v dostatečném množství na celou plochu lepeného spoje. Při hustotě lepidla Gurit jsou čtyři doplňující otvory o průměru 2,5 mm dostatečné. K poruše spoje došlo na rozhraní lepidla a trubky kvůli delaminaci vláken kompozitu, jak je vidět na rozříznutém vzorku. Kompozitní trubka vydržela bez známek poškození. Moment při poruše **2 646 Nm**.



Obr. 35 - Vzorek A - delaminace

VZOREK B

U vzorku B byla také zvolena větší délka kompozitní trubky, aby byla pevnost trubky potvrzena na dvou nezávislých vzorcích. Vzorek byl slepen lepidlem Loctite, opět tloušťka vrstvy lepidla a čas vytvrzování byl zvolen dle technického listu. Kvůli větší hustotě lepidla a obtížnější práci bylo vyvrtáno 6 doplňujících otvorů o průměru 2,5 mm. Tyto otvory byly vrtány s vloženou silonovou kulatinou do vnitřku trubky, která zabránila většímu vytržení vláken při průchodu vrtákem skrz trubku. Tento postup se osvědčil a byl dále aplikován i u dalších vzorků.

Tab. 8 - Parametry vzorku B

Lepidlo	Loctite EA 9514
Tloušťka vrstvy lepidla	0.2 mm
Délka trubky	500 mm
Úprava ocelové vložky	Pouze pískovaná
Úprava karbonové trubky	Broušeno papírem zrnitosti 120

VYHODNOCENÍ

Doplňování lepidla pomocí otvorů bylo náročnější, ale lepidlo byla aplikováno v dostatečném množství po celé ploše. Ukázalo se, že 4 doplňující dírky jsou dostatečné. Lepidlo bylo vytvrzeno po dobu 60 minut v peci při teplotě 120 °C. Už po vyndání vzorku z pece byla viditelná změna na povrchu trubky, kdy došlo k „zešednutí“ povrchu. K poruše vzorku došlo vlivem destrukce karbonové trubky, kde došlo k oddělení vrstev, jak je vidět na obrázku 37. K této poruše došlo s největší pravděpodobností vlivem vysoké vytvrzovací teploty, i když samotná pryskyřice, která byla na výrobu trubky použita, má teplotní odolnost uvedenou až do 180 °C. Moment při poruše **1 802 Nm**. Na obrázku 38 je vidět změna struktury karbonu u vzorku A a B.



Obr. 36 - Řez vzorek C lepidlo Loctite



Obr. 37 - Porucha trubky u vzorku C



Obr.38 - Porovnaní struktury trubky vzorku A a B

VZOREK C

U vzorku C byla použita kratší délka trubky, kvůli snížení ceny nákladů a ověření pevnosti trubky proběhlo vzorky A a B. Ocelové vložky byly nitridovány v solné lázni metodou Arcor a následně pískovány a broušeny. Ukázalo se, že po nitridaci lze bez problému povrch součásti pískovat a tím i zdrsnit. Z tohoto poznatku plyne, že je možné samotný jednodílný tripod nitridovat v konečných rozměrech bez případných přísadků na obrábění. Toto zjištění značně zjednodušilo výrobní proces jednodílného tripodu. U vnitřku trubky bylo vyzkoušeno pouze pískování na doporučení výrobce lepidla, firmy Gurit. V trubce byly vyvrtány 4 doplňovací otvory na každé straně.

Tab. 9 – Parametry vzorku C

Lepidlo	Gurit Spabond LV 340
Tloušťka vrstvy lepidla	0.5 mm
Délka trubky	100 mm
Úprava ocelové vložky	Nitridace, pískování, broušení zrnitostí 120
Úprava karbonové trubky	Pouze jemně pískováno

VYHODNOCENÍ

Lepidlo bylo aplikováno v dostatečném množství do spoje. K poruše došlo v drážkování ocelové vložky, lepený spoj a trubka zůstaly neporušené. Výsledný moment **2 245 Nm**.



Obr. 39 - Porucha vložky na vzorku C

VZOREK D

Vzorek D měl stejné parametry jako vzorek B. Pouze došlo k použití kratší trubky a změně vytvrzovací teploty lepidla vzhledem k situaci, ke které došlo na vzorku B. Byla použita vytvrzovací teplota 100 °C po dobu 60 minut.

Tab. 10 - Parametry vzorku D

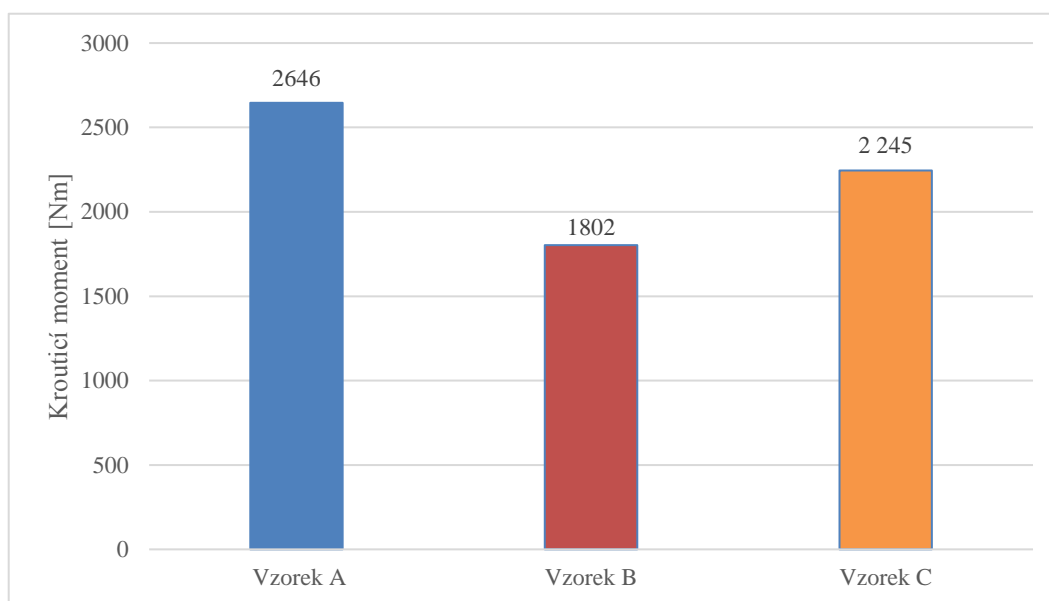
Lepidlo	Loctite EA 9514
Tloušťka vrstvy lepidla	0.2 mm
Délka trubky	100 mm
Úprava ocelové vložky	Pouze pískovaná
Úprava karbonové trubky	Broušeno papírem zrnitosti 120

VYHODNOCENÍ

Lepidlo bylo aplikováno v dostatečném množství. Moment při přetržení 150 Nm. Nedošlo k vytvrzení lepidla vlivem nízké teploty v peci. Vzorek lze považovat za neúspěšný, proto není uveden ve výsledném grafu.

5.3 VYSLEDNE VYHODNOCENI A STANOVENI PARAMETRŮ LEPENI

Byly otestovány 4 vzorky, z nichž tři byly úspěšné. Jednotlivé krouticí momenty při přetržení jsou znázorněny na obrázku 40. Bylo rozhodnuto, že se pro lepení zvolí lepidlo Gurit kvůli výrazně vyšším zátěžným momentům. U tohoto lepidla se pohybuje hodnota statické bezpečnosti lepeného spoje 5,5, když se zohlední výsledek testu A. Rovněž výsledek testu C je vypovídající, i přesto, že došlo k poruše ocelové vložky, tak hodnota momentu 2 245 Nm je dostatečně vysoká na posouzení lepeného spoje.



Obr. 40 - Výsledné momenty přetržení u statické zkoušky

U zkoušek se ukázalo, že zásadní vliv kromě postupu lepení, který byl pevně daný, má úprava povrchu karbonové trubky, protože nejčastěji dochází k delaminaci vláken. Bylo zjištěno, že je nutné obrousit pryskyřici z vnitřku trubky, ale nezabrousit příliš do první vrstvy karbonu. Dále se zjistilo, že není podstatný rozdíl mezi pískováním nebo broušením vložky, protože pevnost v tomto spoji je daleko větší než na rozhraní lepidla a karbonové trubky. Dle nabytých znalostí a dosavadních zkušeností byly stanoveny finální parametry pro lepený spoj, které byly aplikovány na hnací hřídele.

Tab. 11 - Stanovené parametry lepeného spoje dle výsledků statických testů

Lepidlo	Gurit Spabond LV 340
Tloušťka vrstvy lepidla	0.5 mm
Úprava ocelové vložky	Pískovaná, broušeno papírem zrnitosti 120
Úprava karbonové trubky	Broušeno papírem zrnitosti 120
Počet doplňujících otvorů	4

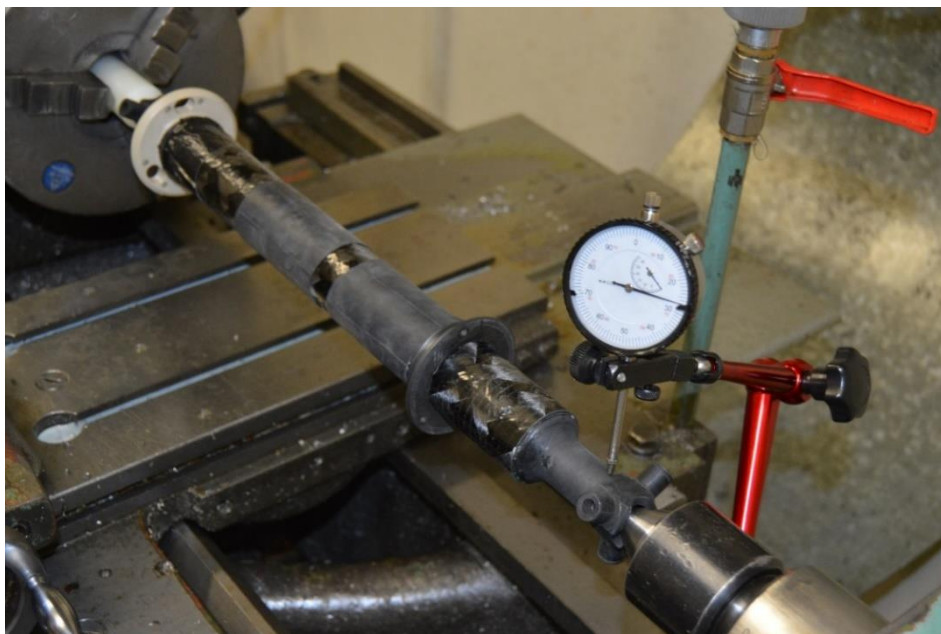
6 MĚŘENÍ HÁZIVOSTI

Po změření délek poloos, zakrácení karbonové trubky a slepení kompletní sestavy poloos, které byly slepeny v přípravku, jenž zajišťoval stejné natočení kloubů tripodu kvůli vyvážení, následovalo změření obvodové házivosti pomocí úchylkoměru na hrotovém soustruhu. Byl vytočen kužel a kompletní hnací hřídel byla upnuta mezi hroty, jak je vidět na obrázku 41. Měření proběhlo na krčku tripodu na obou stranách. Pro porovnání byla změřena i ocelová poloosa a hodnoty házivosti byly vzájemně porovnány. Hodnoty házení jsou uvedeny v tabulce 12.

Tab. 12 – Hodnoty házení hřídelí

Sestava	Levá strana	Pravá strana
Ocelová hřídel 452mm	0.105 mm	0.09 mm
Kompozitní hřídel 450 mm	0.025 mm	0.01 mm
Kompozitní hřídel 480 mm	0.03 mm	0.08 mm

Po porovnání házivosti ocelové hřídele z Dragonu D7, která dokázala odjet s touto házivostí celou sezónu a má vyšší hmotnost, než poloosa kompozitní, došlo k posouzení, že házivost u kompozitních hřídelí je v normě a nemusí se dále řešit pomocí dalšího vyvážení.



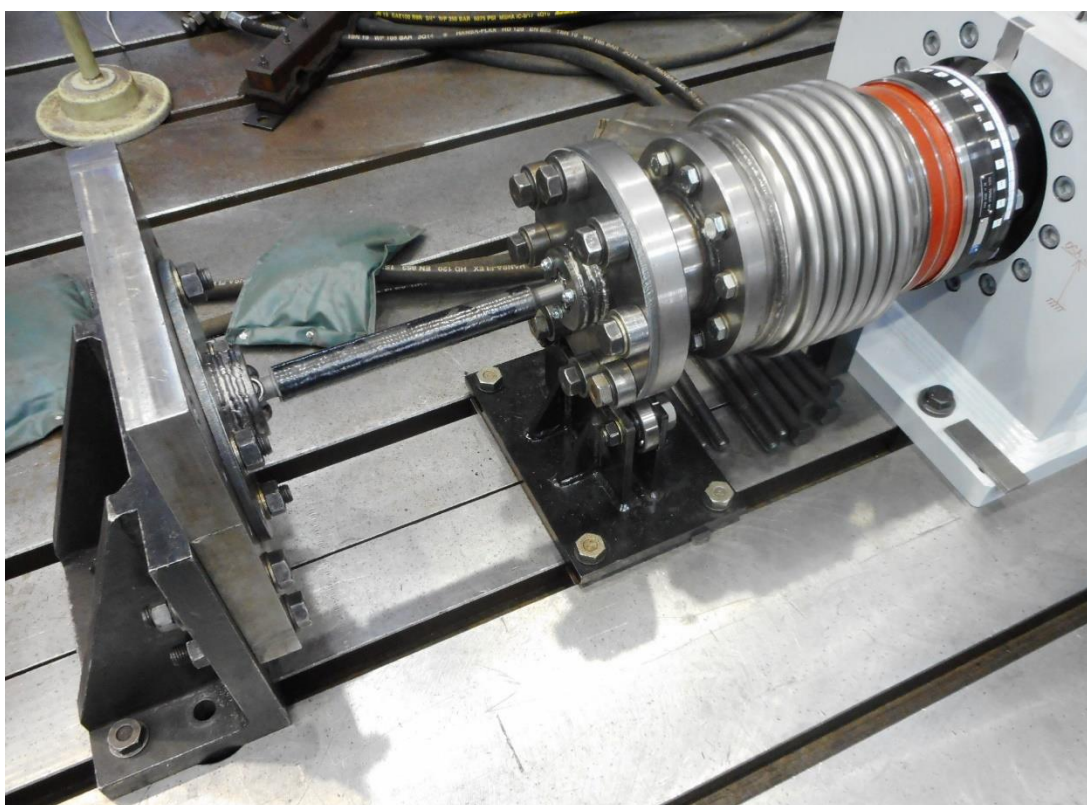
Obr. 41 – Měření házivosti poloosy na soustruhu

7 DYNAMICKÁ ZKOUŠKA

Po statických zkouškách, kdy se dle zjištěného výsledku zvolilo používané lepidlo, rozměry a tvar lepené plochy a zjištění statických krouticích momentů do přetržení zkušebních vzorků, následovala zkouška dynamická, která přesněji simuluje zatížení součásti, které probíhá i v reálném čase na formulovém voze. Výsledky dynamické zkoušky jsou mnohem jednoznačnější a lze z nich dedukovat únavu a spolehlivost testované soustavy.

7.1 POPIS ZKUŠEBNÍHO STAVU

Dynamické testování bylo domluveno ve firmě Tatra v Kopřivnici, kde mají zkušební stav, na kterém testují převážně hnací hřídele na vlastní kamiony. Zkušební stav má dostatečný rozsah momentů a lze u něj nastavit zátěžný cyklus na určitých hladinách krouticího momentu. Během testu je možné snímat aktuální velikost zatížení a úhel deformace hřídele.



Obr. 42 - Zkušební stav na dynamickou zkoušku hřídele ve firmě Tatra

7.1.1 PŘÍPRAVKY

Firmou Tatra byly dodány rozměry přípojovacích přírub, na které se vyrobily přípravky pro uložení tripodů zkušebního vzorku. Původně měly být domky přípravku pro uložení tripodu frézované, ale opět kvůli nedostatku času a zaneprázdněnosti výrobců se muselo přistoupit k zjednodušenému řešení, kdy se vyhotovily výpalky pro tripod a přípojovací příruby. Tyto výpalky byly vzájemně sešroubovány, napolohovány a následně svařeny. Díky tomuto řešení mohly být přípravky rychle vyrobeny svépomocí. Na autě je v uložení tripodu vůle mezi kamenem a unašečem zhruba jedna desetina milimetru. Byla snaha zachovat tuto vůli i během výroby přípravku.



Obr. 43 - Přípravky na dynamickou zkoušku pro uložení tripodu

7.1.2 TESTOVACÍ VZOREK

Testovací vzorek se skládal na jednom konci z kalené vložky s drážkováním a kupovaným tripodem GKN a na straně druhé z vlastního jednodílného kloubu tripodů. Toto řešení umožňuje otestovat nejpřesněji celou sestavu hnací hřídele, protože dle výpočtů se předpokládá, že k porušení soustavy dojde prvotně v samotné destrukci kloubu, neboť lepený spoj je dimenzován na větší zatížení. Délka vzorku je 410 mm, která odpovídá přibližně délce hřídele na autě. Díky tomu byl posouzen vzorek kompletně i včetně případné destrukce kompozitní trubky. Poloosa musela být vybavena i rozpěrnými pružinkami v axiálním směru.



Obr. 44 - Testovací vzorek na dynamickou zkoušku

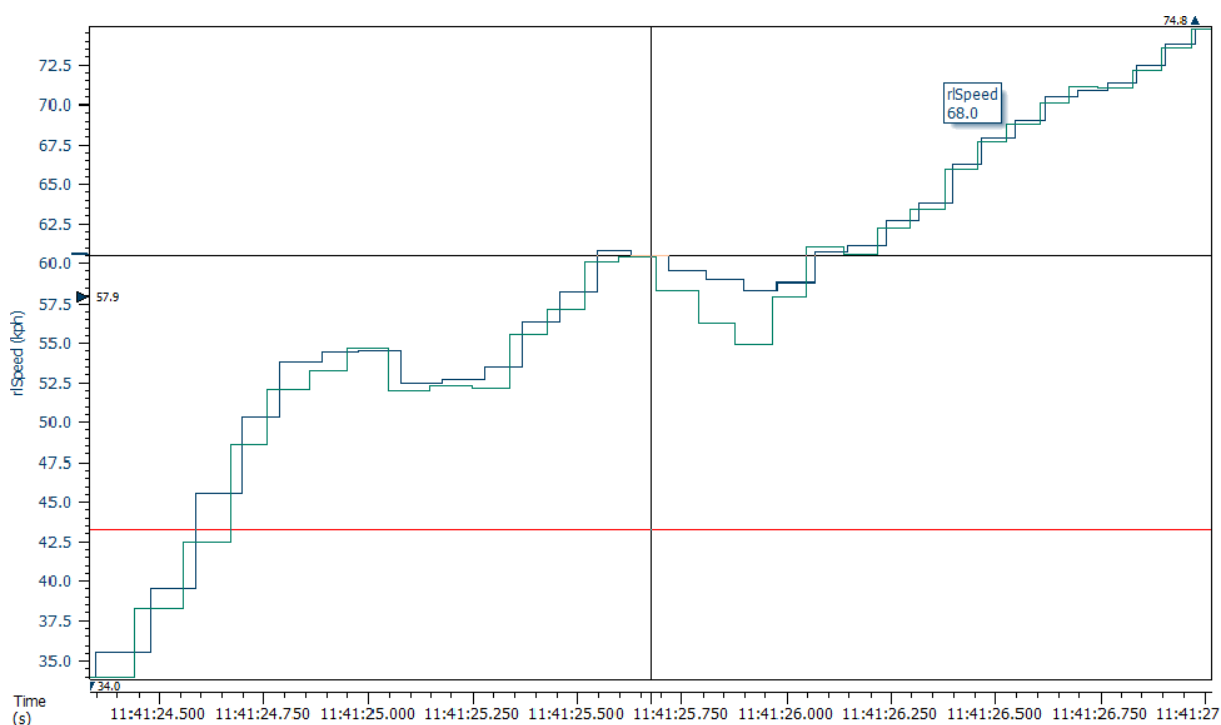
7.2 ZÁTĚŽNÝ CYKLUS

Zátěžný cyklus byl volen tak, aby simuloval procentuálně zatížení hnacích hřídelí během celé sezóny. Z naměřené telemetrie během loňského roku bylo přibližně určeno, že monopost za celou sezónu najede nanejvýše 1 000 km.

Dle naměřených dat byl zátěžný cyklus rozfázovaný do 4 celků:

- Akcelerace
- Plynulý zátah
- Brždění
- Rázy

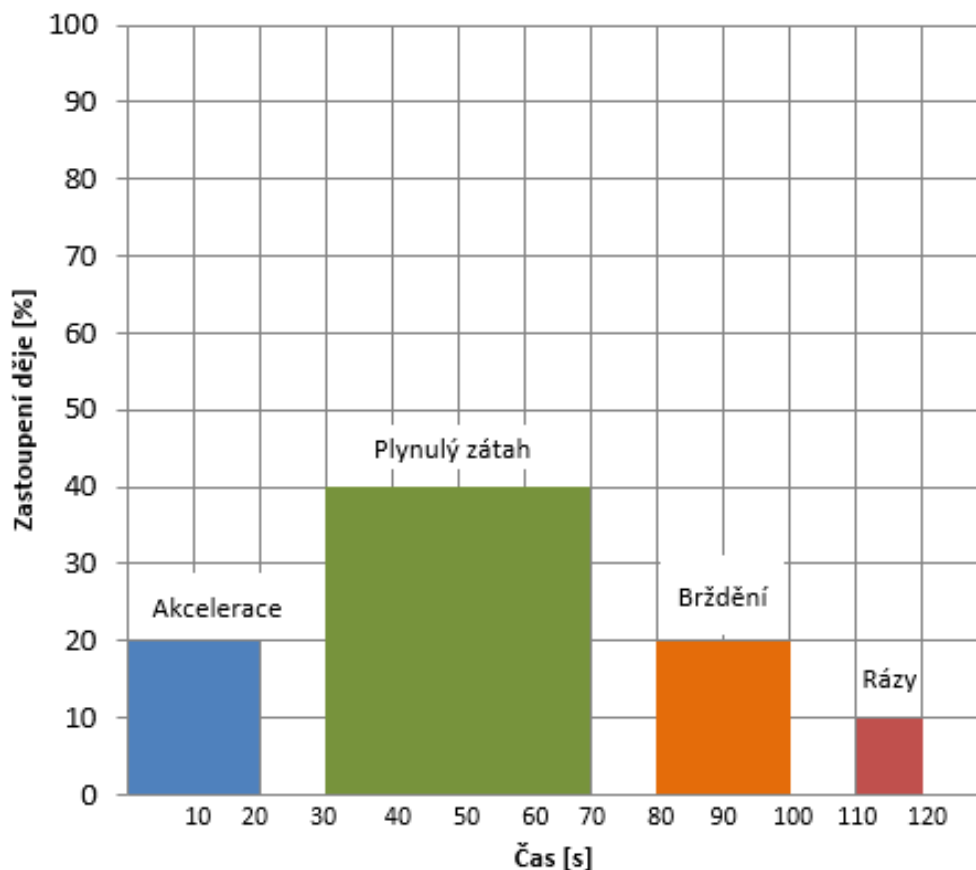
Následně byla analyzována naměřená data z vozu Dragon 7 ze závodu Endurance v Německu z roku 2017. U těchto dat byla analyzována rychlost otáčení zadních kol a následně vytvořeny zatěžovací hladiny krouticích momentů i vzhledem k teoretickým vypočteným hodnotám.



Obr. 45 - Rychlost levého a pravého zadního kola z FSG 2017

Následně byly procentuálně rozděleny 4 fáze zátěžného cyklu. Bylo přihlédnuto i k tomu, že například při akceleraci z místa jsou hnací hřídele namáhány největším krouticím momentem, proto byla zvýšená procentuální hodnota tohoto děje v rámci zvýšení namáhání testovacího vzorku a tím i zvýšení bezpečnosti navrhované sestavy, protože v reálném provozu u monopostu neproběhne tak mnoho výjezdů z místa. Rovněž v tomto zátěžném cyklu je zahrnuta velká změna v zatížení, například když dojde k odlehčení kola a jeho následnému kontaktu s vozovkou nebo když kolo najede na mokrou, kluzkou vozovku a dojde k náhlé změně trakčního limitu. Blok akcelerace, brždění a rázu má trojúhelníkový průběh zatížení.

Procentuální zastoupení jednotlivých cyklů a doba jejich trvání je znázorněná na obrázku 46.

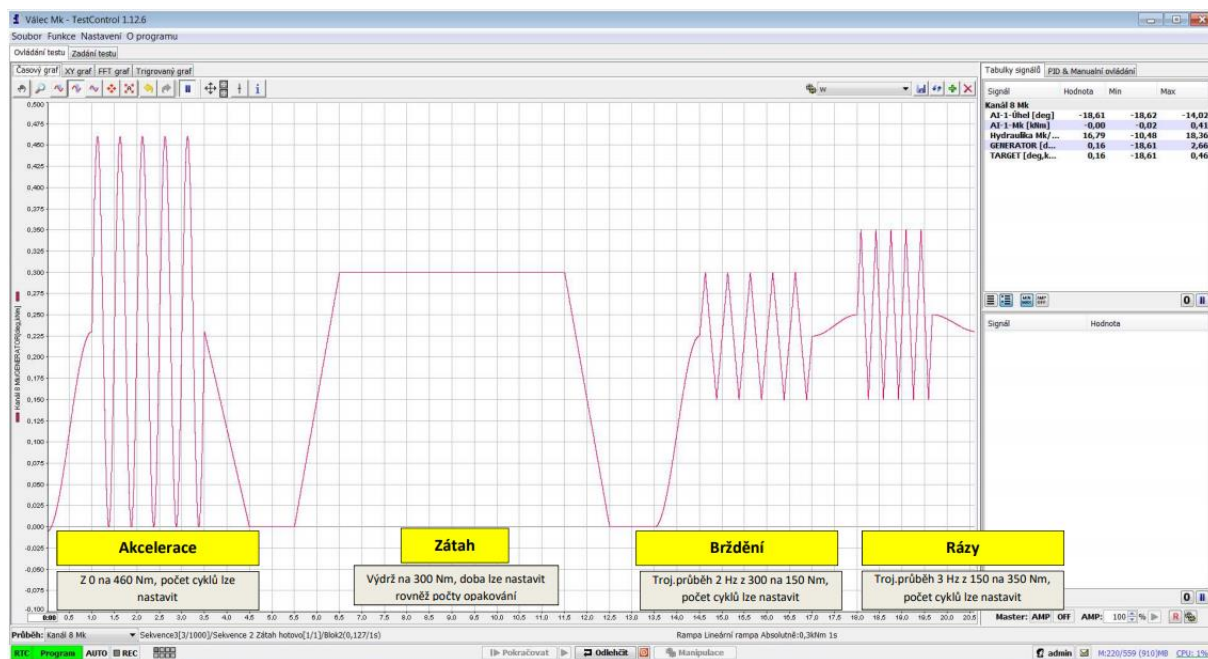


Obr. 46 - Rozdělení fází zátěžného cyklu

U nastavené zkoušky se vzhledem ke stabilitě celé soustavy mění její frekvence v závislosti na zkoušeném zátěžném bloku. Cyklus byl složen v délce 90 sekund. V grafu jsou pro přehlednost přidány mezery v délce 10 sekund. Kompletní cyklus bude ale delší než výše zmíněných 90 sekund, kdy musíme započítat časové rozmezí, kdy dochází ke změnám požadovaných zátěžných momentů.

Hladiny zátěžných momentů byly zadány přímo do softwarového rozhraní TestControl. Graf zátěžného cyklu včetně hodnot momentů jednotlivých momentů je vidět na obrázku 47 a pro přehlednost jsou zátěžné momenty uvedeny níže.

- **Akcelerace** – zatížení z 0 Nm na 460 Nm
- **Plynulý zátah** – výdrž na hodnotě 300 Nm
- **Brždění** – skokové snížení momentu z 300 Nm na 150 Nm
- **Rázy** – skoková změna momentu z 350 Nm na 150 Nm



Obr. 47 - Nadefinovaný zátěžný cyklus v rozhraní TestControl

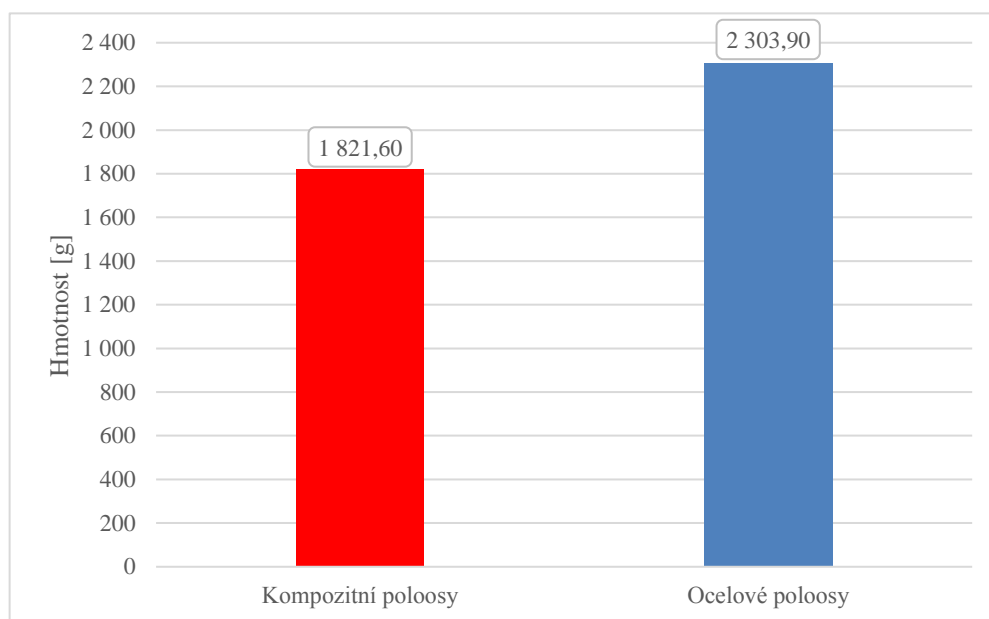
Výše zmíněný cyklus bude probíhat neustále dokola až do porušení soustavy. Z grafu cyklu je vidět, že se stále pohybuje nad nulovou hodnotou momentu. V případě, že bude hnací moment nízký a dojde k brzdění, hřídel bude namáhána i v druhém směru otáčení. Tato změna není v cyklu zahrnuta, protože při přejíždění nulové polohy docházelo ke kmitům testovacího vzorku vzhledem k vůli v uložení tripodů, proto tento přechod není v cyklu zahrnut. Vzhledem k faktu, že karbonová trubka má stejnou pevnost v obou směrech namáhání a i kloub tripodu je symetrická součást a směr namáhání u něho nemá vliv byl daný cyklus považován za dostatečný. Obrázek 47 je uveden ve větším rozlišení v příloze práce.

Zkouška v současné době probíhá, a proto není znám její výsledek.

8 SROVNÁNÍ KONCEPTU S DOSAVADNÍM ŘEŠENÍM

První výhodou kompozitních poloos je jejich větší tuhost oproti hřídelím ocelovým. Hlavní srovnání nastává v porovnání hmotností, kvůli čemu byly kompozitní hřídele navrženy. Hmotnost ocelových a karbonových hřídelí je znázorněna na obrázku 48. Jsou zde porovnány kompletní sestavy obou poloos, to znamená včetně manžet a rozpěrných pružinek. Pro názornost je znázorněna sestava kompozitních hřídelí na obrázku 49. Celkově bylo ušetřeno 482,3 gramu. Jedná se o rotační hmotu, která má rovněž vliv na jízdní dynamiku vozu.

Nevýhodou kompozitních poloos jsou větší rozměry trubky a tím i možné zástavbové problémy, další nevýhodou je komplikovanější výroba. Speciálně výroba kloubu tripodu, která je poměrně složitá.



Obr. 48 – Porovnání hmotností ocelových a karbonových poloos



Obr. 49 – Sestava kompozitních poloos připravená na montáž

ZÁVĚR

Jako náhrada dosavadních ocelových hřídelí byla zvolena kompozitní varianta s lepenými vložkami. Hliníková a titanová varianta hřídelí byla zavrhnuta kvůli nedostatečnému snížení hmotnosti.

Z analýzy zatížení byly určeny krouticí momenty, které na poloosy působí. Byl spočítán moment přes převodové ústrojí, moment přenesený pneumatikou a moment, který vzniká při brzdění. Hodnoty byly vzájemně porovnány a poté byl určen výsledný moment, podle kterého byla celá soustava dimenzována. Velikost krouticího momentu byla stanovena na hodnotu 480 Nm.

Při rozhodování, zda se koupí hotová karbonová trubka nebo se nechá vyrobit dle požadovaných parametrů byla zvolena druhá možnost, kdy se stanovily tyto parametry a našla se firma, která splnila dané požadavky. Toto řešení umožnilo výběr skladby trubky a kontrolu vnitřních rozměrů, které jsou důležité pro správnou funkci lepeného spoje a středění lepené vložky.

Bylo určeno, že se použije typ kloubu tripod, ale došlo k jeho vlastní konstrukci. Bylo vytvořeno pět návrhových konceptů. Po vytvoření prvního konceptu s lepenou vložkou s drážkováním, na které by byl namontován kupovanými tripod se okamžitě ustoupilo vzhledem k vysoké hmotnosti. Proto se zvolil koncept s kloubem tvořeným tělem z hliníku a čepy z oceli, které byly s tělem spojeny pomocí lisovaného spoje. Toto řešení mělo uspokojivou hmotnost a dostupnou výrobu. Po výpočetním řešení v programu Ansys se ukázalo, že tento návrh nevydrží dané namáhání, proto byl vyhotoven další, pátý koncept s jednodílným tripodem. Tento jednodílný kloub je vyroben z oceli 15 330 (31CrMoV9) a je tepelně upraven pomocí nitridace v solné lázni, aby nedocházelo k vydírání čepů pod jehličkovými ložisky. Po simulování zatížení tento kloub vyhovoval požadovaným hodnotám momentů. Nevýhodou toho řešení byla komplikovaná výroba, která se musela vyzkoušet na prototypu. Nakonec byla uskutečnitelná a díly bylo možné vyrobit ve firmě Kovo Uličný.

Následoval návrh lepeného spoje, kdy byla zvolena hodnota délky spoje 40 milimetrů, která byla výpočetně ověřena. Statická bezpečnost spoje vyšla 4,71. Byly vytvořeny čtyři vzorky na statické zkoušky, které porovnávaly dva druhy lepidel a použitou úpravu povrchů. První použité lepidlo bylo Loctite EA 9514, které se v týmu úspěšně používá na lepení karbonového zavěšení, druhým lepidlem byl Gurit s označením Spabond LV 340, který byl doporučen firmou vyrábějící karbonovou trubku a jeho použití na tuto aplikaci bylo potvrzeno i samotným výrobcem. Z výsledku statických zkoušek vyšlo lépe lepidlo Gurit, kdy vzorek A přenesl statický moment 2 646 Nm. Byla určena povrchová úprava lepených ploch. Vnitřek trubky byl opatrně broušen brusným papírem zrnitosti 120 a lepený kloub prošel pískováním a následně broušením brusným papírem stejné drsnosti.

Po slepení karbonových hřídelí byla změřena obvodová házivost, která je srovnatelná s házivostí ocelových hřídelí.

Po statické zkoušce následovala zkouška dynamická, kdy byly posouzeny typy zátěžných bloků, které na hřídele působí a byly procentuálně rozděleny dle počtu cyklů během celé sezóny. Mezi bloky patří akcelerační, plynulý zátaž, brzdění a rázy. Následně byly určeny hladiny momentů. Procentuální rozdělení bloků i zátěžné momenty byly určeny z analýzy

naměřených dat a z vypočtených hodnot. Celý cyklus byl sestaven a otestován na testovacím zařízení. Aktuálně probíhá samotné testování hřídele na zmíněném zkušebním stavu ve firmě Tatra a jeho výsledek dosud není znám.

Po zvážení kompletních sestav hřídelí z oceli a z karbonu se potvrdil hmotnostní rozdíl, který činí 482,3 gramu. Jedná se o úsporu na rotační hmotě vozu. Tento rozdíl je úspěšný vzhledem k faktu, že se jedná o první návrh a konstrukci kompozitních hnacích hřídelí.

V této době už jsou poloosy namontované na monopostu Dragon 8 a podstupují první reálné zkoušky.



Obr. 50 – Dragon 8 na slavnostním představení [kolektiv týmu]

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. *Automobily (2): Převody*. Brno:Avid, spol. s.r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-12-4
- [2] Formula Student Rules 2018 [online], 2018. Version 1.1, 130 s. Rev-541.
Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2018/rules/FS-Rules_2018_V1.1.pdf
- [3] 2017-18 Formula SAE Rules. September 2, 2016. Michigan: SAE International, 2016, 175 s. Rev A. Dostupné také z: <http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20SAE%20Rules%209.2.16a.pdf>
- [4] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [5] MATAJSZ, P. *Hnací ústrojí formule Dragon 3*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 83 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [6] KOLEČÁŘ, T. - *Návrh komponent hnacího ústrojí formulového vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 71 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Ramík.
- [7] Denny's 6061-T6 Aluminum Driveshafts. In: Dennydriveshaft [online]. New York [cit. 2018-05-24].
Dostupné z: http://www.dennydriveshaft.com/c3_aluminum_6061_t6_driveshafts.html
- [8] Aerospace applications for shrink tape and shrink tubing: Composite Drive Shaft. In: Shrinktape[online].[cit.2018-05-24].
Dostupné z: <https://www.shrinktape.com/blog/post/aerospace-applications-for-shrink-tape-and-shrink-tubingTripod>
<http://www.pearltrees.com/jackturner186/differential/id11864132/item116266721>
- [9] GKN driveline: Rethinking constant velocity joints. In: GKN [online]. [cit. 2018-05-24].
Dostupné z: <https://www.gkn.com/en/our-divisions/gkn-driveline/case-studies/2016/rethinking-constant-velocity-joints/>
- [10] 4340 Alloy steel. Neonickel [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.neonickel.com/cS/alloys/alloy-steels/4340-alloy-steel/>
- [11] *Loctite worldwide design handbook 1996/97*. Rocky Hill: Loctite North America, 1995. ISBN 09-645-5900-5.

- [12] KOLOMIETS, Alexander. Rešerše použití karbonových poloos pro vůz Formula Student [online]. Praha, 2015 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/63384/F2-BP-2015-Kolomiets-Alexander-Alexander%20Kolomiets%20BP.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>. Bakalářská práce. Česká vysoké učení technické v Praze. Vedoucí práce Ing. Nikita Asteaverkhau
- [13] Team photo FS Czech 2016. In: Fsczech.smugmug [online]. 2016 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://fsczech.smugmug.com/Photo/2016/Team-Photo/i-r3bgvJk>
- [14] 5 ton front axle shaft ball joint short. In: Boyceequipment [online]. Amerika [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.boyceequipment.com/product-page/5-ton-front-axle-shaft-ball-joint-short>
- [15] Tenax Filament Yarn. Teijin carbon [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.tejincarbon.com/products/tenax%C2%AE-carbon-fiber/tenax%C2%AE-filament-yarn/>
- [16] Dragon 7. TU Brno Racing [online]. Brno [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.tubnoracing.cz/cs/tym/garaz/dragon-7/>
- [17] Driveline: Axles tripod. Taylor-race [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: https://taylor-race.com/products?tid=All&tid_1=All&tid_2=692
- [18] Differential: Tripod joint. Pearl trees [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.pearltrees.com/jackturner186/differential/id11864132/item116266721>
- [19] Titanium: TiAl6V4. Materialise [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.materialise.com/en/manufacturing/materials/titanium>
- [20] Tyče a profily. Alfun [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/tyce-a-profily>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_{pod}	[m/s ²]	Maximální podélné zrychlení
D	[mm]	Vnější průměr hřídele
d	[mm]	Vnitřní průměr hřídele
d_j	[mm]	Jmenovitý průměr spoje
f	[Hz]	Frekvence
f_1	[-]	Opravný faktor dle druhu materiálu
f_2	[-]	Opravný faktor dle druhu spoje
f_3	[-]	Opravný faktor dle skutečné vůle
f_4	[-]	Opravný faktor dle poměru rozměrů průměru a délky
F_b	[N]	Celková brzdná síla
F_{BMAX}	[N]	Maximální přenositelná brzdná síla zadní nápravy
f_c	[-]	násobek opravných faktorů
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
G_{pod}	[G]	Maximální podélné přetížení
i_1	[-]	Převodový poměr 1. stupně
i_{pr}	[-]	Primární převodový poměr
i_{sek}	[-]	Sekundární převodový poměr
K_l	[-]	Bezpečnost lepeného spoje,
L	[mm]	Délka spoje
L_n	[mm]	Rozvor náprav
L_z	[mm]	Vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy
M_{akc}	[Nm]	Kroutící moment při akceleraci
M_{B1}	[Nm]	Maximální brzdňý moment 1 kola
M_{BZ}	[Nm]	Maximální brzdňý moment zadní nápravy
m_{celk}	[kg]	Celková hmotnost

M_{dif}	[Nm]	Moment na diferenciálu
M_{hrid1}	[Nm]	Kroutící moment na jedné hřídeli
M_{hridel}	[Nm]	Moment na jedné hřídeli
M_{kl}	[Nm]	Maximální kroutící moment na klikovém hřídeli
m_{ridic}	[kg]	Hmotnost řidiče
$m_{vozidla}$	[kg]	Hmotnost vozu
n_{max}	[ot/min]	Maximální otáčky hřídele
P	[Mpa]	Radiální tlak na styku s přesahem
r_{pneu}	[m]	Dynamický poloměr pneumatiky
S_{pl}	[mm ²]	Obsah lepené plochy
T	[Nm]	Kroutící momentu lepeného spoje
v_{max}	[m/s]	Maximální rychlost monopostu
X	[-]	Koeficient relativní výškové polohy těžiště vozidla
X_l	[-]	Poměr L/D
Y	[-]	Koeficient relativní podélné polohy těžiště vozidla
z	[mm]	Výška těžiště od vozovky
z_0	[G]	Zpomalení vozu:
z_1	[-]	Počet zubů na vyvažovacím hřídeli
z_2	[-]	Počet zubů kola tvořící primární převod
z_3	[-]	Počet zubů kola 1. st. na předlokové hřídeli
z_4	[-]	Počet zubů kola 1. st. na výstupní hřídeli
z_5	[-]	Počet zubů pastorku
z_6	[-]	Počet zubů rozety
μ_v	[-]	Součinitel tření mezi pneumatikou a vozovkou
ω	[rad/s]	Úhlová rychlost kola
μ	[-]	Koeficient tření

τ_b [Mpa] Statická smyková pevnost lepidla

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I: Protokol 3D měření při kontrole tolerancí prototypu kloubu tripodu

Příloha II: Protokol z kalibrace testovacího zařízení Cosworth

Příloha III: Zátěžný cyklus dynamické zkoušky v programu TestControl

PROTOKOL 3D MĚŘENÍ PŘI KONTROLE TOLERANCÍ PROTOTYPU KLOUBU TRIPODU


KOVO-ULIČNÝ

Roman Uličný

Družba 1194

768 24, Hulín

Tel.: 573 351 324

E-mail: ulicny@kovo-ulicny.cz

Datum / Čas	: 15.03.2018 / 14:05	Zákazník:	: TU Brno Racing
Měřil:	: Uličný	Název:	: D8E-0663Tripod
Stroj:	: Mitutoyo M574	Ě.výkresu:	: D8E-0663_TRIPOD-VYKRES
Kalibrováno:	:		

	Pos. č.	Řádek č. Elm.č.	Jméno elementu Charakteristika	Jm.hodnota	HT DT	Naměřeno	Odchylka Překročenítol.	Grafika
∅		9 1	válec Průměr	11.900	0.000 -0.008	11.904	0.004 0.004	
R		9 1	válec Válcovitost		0.050 0.000		0.013	

PROTOKOL Z KALIBRACE TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ COSWORTH

Torque (N-m)		Output (V)
0		0.501
2000		1.091
4000		1.681
6000		2.271
8000		2.861
10000		3.451
12000		4.041
12500		4.188

Linearity: 100.000%
Gain [mV/N]: 0.29501

Wire Type:		28 AWG
Connector:		ASLG-06-05PN
Pin No.	Function	
1	RED = +12V	
2	BLACK = GND	
3	WHITE = SIG +	
4	Not Connected	
5	Not Connected	

Additional Application Notes (where applicable)
Torque is in clock-wise direction

IMPORTANT SAFETY INFORMATION:

This product/assembly is made using a fluoropolymer sleeving to provide superior resistance to heat, abrasion and solvents. The product as supplied is not hazardous.

If damaged by fire, these materials may produce toxic and corrosive decomposition products, including hydrogen fluoride.

Fire damaged products and residues may cause severe irritation and chemical burns which may not be immediately visible. Such residues should only be handled with neoprene gloves.

Full safety information is available in Raychem's SDS RAY/3139E (Thermofit Heat-Shrinkable Polymeric Products). This is available on our website (www.piresearch.com). If you cannot access this, please request a copy by calling +44 (0) 1793 573824

Please make sure that anyone in your organisation who may be affected is aware of this information.

Pi Research Ltd, Brookfield Motorsports Centre, Twentypence Road, Cottenham, Cambridge, CB4 8PS, UK
Tel: +44 (0) 1954 253600 Fax: +44 (0) 1954 253601

ZÁTĚŽNÝ CYKLUS DYNAMICKÉ ZKOUŠKY V PROGRAMU TESTCONTROL

