



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

ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI KAROSÉRIE

CHASSIS TORSIONAL STIFFNESS MEASUREMENT STAND

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JAN KUDR

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. ONDŘEJ BLAŽÁK, PH.D.

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. Jan Kudr

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:

Zařízení pro měření torzní tuhosti karoserie

v anglickém jazyce:

Chassis Torsional Stiffness Measurement Stand

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh měřicího stavu pro měření torzní tuhosti karoserie (bez kol).

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte konstrukční návrh měřicího stavu pro měření samotného skeletu karoserie, rámu vozidla, celého vozidla bez uvažování pneumatik.
2. Proveďte dimenzování všech navržených součástí s ohledem na předpokládaná působící zatížení.
3. Proveďte zkušební měření na vhodně zvoleném zkušebním vozidle (např. formule Student).

Seznam odborné literatury:

[1] MILLIKEN, W., MILLIKEN, D.: Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

[2] REIMPELL, J.: The Automotive Chassiss. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0750650540.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 19.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá problematikou měření torzní tuhosti karosérií automobilů. Je zde uveden krátký přehled způsobů měření, vysvětlen vliv torzní tuhosti karosérie na jízdní vlastnosti automobilu. Cílem práce je vypracování konkrétního konstrukčního návrhu zařízení pro měření torzní tuhosti karosérie, navrhnutí vhodného postupu měření, spočtení chyby měření a předběžná celková kalkulace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Torzní tuhost, krut, karosérie, podvozek, jízdní vlastnosti,

ABSTRACT

Those theses describe measuring torsional stiffness car chassis. Here is write short knowledge about various types of measuring, explain impact torsional stiffness on car handling. Target of this theses is work out structural proposal of device for measuring torsional stiffness car chassis, suitable method of measuring, calculate measurement mistake and provisional cost calculation.

KEYWORDS

Torsional stiffness, twist, body, chassis, handling



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Kudr, Jan. Zařízení pro měření torzní tuhosti karosérie. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 55 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 26. května 2013

.....

Bc. Jan Kudr



PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Ondřeji Blaťákovi, Ph.D. za jeho vstřícnost při zodpovídání mých dotazů, poskytnutí cenných rad a trpělivost při pročítání práce.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Karosérie vozidel.....	11
2 Zatížení karoserie.....	12
2.1 Vertikální zatížení.....	12
2.2 Torzní zatížení.....	13
3 Torzní tuhost karosérie.....	14
3.1 Velikost torzní tuhosti	14
3.2 Navrhování karosérie s vysokou torzní tuhostí.....	15
3.3 Zvyšování torzní tuhosti.....	15
3.4 Ohybová tuhost.....	16
3.5 Vliv torzní tuhosti na jízdní vlastnosti	17
4 Způsoby měření torzní tuhosti	18
4.1 Rámová houpačka.....	18
4.2 Rám s řetězy	19
4.3 Statický rám s vahami (způsob měření na ÚADI).....	20
4.4 Měření karosérií seriálu NASCAR WINSTON CUP	22
5 3D Systém TRITOP.....	25
5.1 Fotoaparát	26
5.2 Referenční body, kalibrační tyče	26
5.3 Snímání objektu.....	27
5.4 TRITOP Deformation.....	29
5.4.1 Oblasti využití.....	30
5.4.2 Měřicí procedura.....	30
6 Konstrukční návrh měřícího stavu	32
6.1 Konstrukční návrh nosníku.....	32
6.2 Napěťová a deformační analýzy nosníku	33
6.3 Univerzální adaptér	36
6.4 Zatěžovací mechanismus.....	37
6.5 Stojan nosníku	38
6.6 Stojan zadní nápravy	39
6.7 Napěťová a deformační analýza	39



6.8	Snímač zatížení.....	40
7	Vzpěra zavěšení kola	41
7.1	Konstrukční návrh vzpěry zavěšení kola	41
7.2	Napěťová a deformační analýza	41
8	Metodika měření.....	44
8.1	Příprava měřícího stavu	44
8.2	Příprava měřeného automobilu.....	45
8.3	Postup měření.....	45
9	Chyba měření	46
9.1	Chyba měření přímo měřené veličiny.....	46
9.1.1	Rozdělení chyb.....	46
9.1.2	Druhy chyb podle původu	46
9.1.3	Určení správné hodnoty měřené veličiny	47
9.1.4	Stručný postup při zpracování výsledků přímých měření.....	47
9.2	Přenesené chyby fyzikálních měření.....	48
9.2.1	Příklad výpočtu přenášené chyby	48
10	Cenová kalkulace	50
	Závěr	52
	Seznam použitých zkratk a symbolů	54
	Seznam příloh	55



ÚVOD

Karosérie automobilu je jednou z jeho nejdůležitějších částí. Pokud se budeme dívat na automobil jako celek, složený z jednotlivých konstrukčních skupin, uvidíme, že v dnešní době, je karosérie jakýmsi pojítkem mezi všemi těmito skupinami. Ke karosérii je přichycena přední a zadní náprava, motor s hnacím ústrojím, interiér vozu jako jsou sedačky, palubní deska, dále vnější osvětlení vozu, zasklení. Z pohledu životnosti celého automobilu je karosérie nejvýznamnější částí. Přestane-li nám pracovat motor, můžeme ho opravit či vyměnit, zjistíme-li, že máme vůli v řízení, zkontrolujeme všechny čepy, uchycení náprav a samotnou převodku řízení, poškozenou nebo opotřebovanou součást vyměníme. Tyto závady uvádím jako příklad. Naproti tomu, pokud významně zkoroduje karosérie, je velmi finančně a časově náročné karosérii opravovat. Stejná situace vzniká po nehodě automobilu, kdy není zaručená pevnost karosérie po opravě.

Torzní tuhost karosérie se přímo projevuje na chování automobilu při jízdě, kdy se podílí na rozložení zatížení pod jednotlivými koly. Z tohoto důvodu se konstruktéři snaží dosáhnout co možná nejvyšší tuhosti. Při konstrukci musí být brán zřetel na dostatečnou deformaci v případě nehody vozidla. Aby bylo možné zjistit přesnou hodnotu torzní tuhosti, je nutné ji změřit na vyrobeném automobilu. Jedním z cílů této práce je navrhnutí konstrukce stavu pro měření torzní tuhosti a vypracování metodiky měření. Je zde také uveden krátký přehled různých metod měření torzní tuhosti, základy zatížení karosérie, princip práce s optickým systémem TRITOP.



1 KAROSÉRIE VOZIDEL

Karosérie tvoří důležitou část automobilu. Je to část vozidla, která slouží k ochraně cestujících před vnějšími vlivy, chrání je při dopravní nehodě a určuje prostornost a komfort cestujících. Vnější tvarování přímo určuje estetické hodnocení automobilu a součastně i aerodynamické vlastnosti vozidla z hlediska vnějšího i vnitřního obtékání. Dnes nejrozšířenějším typem karosérie je karosérie samonosná. Používá se u všech osobních automobilů. Samonosná karosérie tvoří tuhý, ale zároveň pružný celek, který nepotřebuje rám podvozku jako nosný prvek. Nápravy jsou upevněny přímo na karosérii, stejně tak je na ní zavěšeno hnací ústrojí. Součastně pak na jejím tvarování a konstrukci velmi značně závisí i velikost zranění chodce nebo cyklisty při jeho střetu s vozidlem. Karosérie přejímá všechny statické i dynamické síly pocházející od hnacího ústrojí a od vozovky.[1]



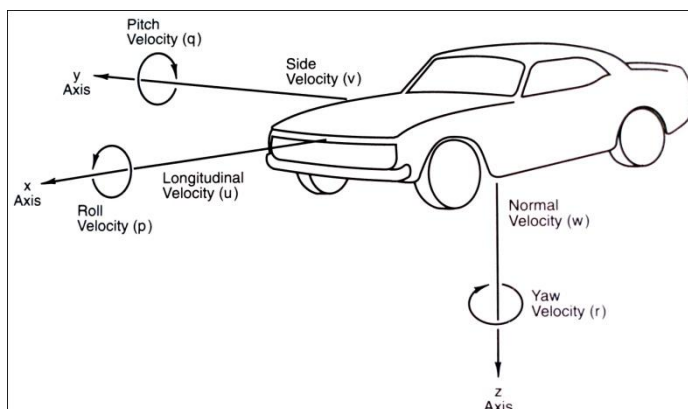
Obr. 1 Samonosná karosérie Renault Laguna [2]

2 ZATÍŽENÍ KAROSÉRIE

Karosérie je během provozu automobilu namáhána staticky i dynamicky souborem sil, jejichž velikost i průběh v čase závisí na konstrukci vlastního vozidla a na podmínkách jeho provozu. Při působení těchto provozních sil nesmí vzniknout nadměrné deformace karosérie, ať již statického nebo dynamického (vibračního) rázu. Dále nesmí dojít k trvalým deformacím žádné z části karosérie, tzn. provozní zatížení musí být zachyceny deformacemi v pružném rozsahu deformací. Základním ukazatelem tuhosti a pevnosti karosérie jsou její vlastnosti při statickém zatěžování v rozsahu předpokládaných provozních sil.[1]

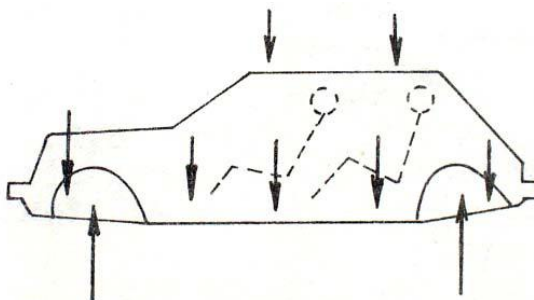
2.1 VERTIKÁLNÍ ZATÍŽENÍ

Vertikální statické zatížení karosérie je určeno hmotnostmi agregátů a výbavy vozidla, hmotností posádky a jejich zavazadel a vlastní hmotností karosérie. Síly, vyplývající z těchto hmotností, působí v příslušných působíštích, daných dispozicí automobilu. S těmito silami jsou v rovnováze (za klidu vozidla) vertikální síly z vozovky, působící na karosérii přes pružiny pérování a reakce v zavěšení kol. Toto zatížení způsobuje ohyb



Obr. 3 Souřadný systém automobilu[3]

karosérie vozidla podél osy y. Dynamické síly při jízdě vozidla jsou pochopitelně vyšší. Tyto dynamické účinky se často pro jednoduchost uvažují staticky ve formě koeficientů zvýšení nominálních sil. U osobních automobilů se udává, že maximální celkové zatížení



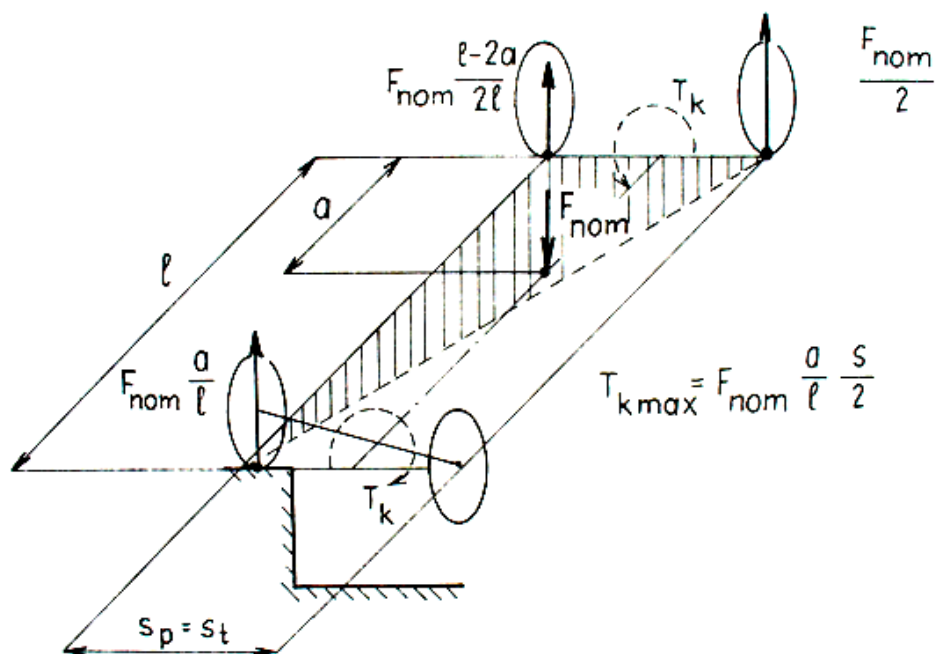
Obr. 2 Schéma vertikálního zatížení[1]



karosérie vertikálním ohybem je rovné dvojnásobku nominálních sil.[1]

2.2 TORZNÍ ZATÍŽENÍ

Torzní zatížení, taky zatížení krutem, je vyvoláno přenosem vertikálních sil mezi jednotlivými koly např. při přejezdu nerovností. Velikost maximálního krouticího momentu určuje méně zatížená náprava.



Obr. 4 Schéma torzního zatížení[1]



3 TORZNÍ TUHOST KAROSÉRIE

Tuhost je odolnost vůči ohybu nebo tahu; torzní tuhost je odolnost vůči krutu a je popsána jednoduchým vztahem:[3]

$$k = \frac{T_{kmax}}{\varphi} [Nm/^\circ] \quad (1)$$

kde k je tuhost, T_{kmax} je zatěžující kroutící moment [Nm], φ je změna natočení vlivem zatěžujícího kroutícího momentu [°]

Výkonné vozidlo musí mít adekvátní torzní tuhost karosérie okolo osy x. Uvažujme, že karosérie automobilu je velmi tuhá pružina spojující přední nápravu se zadní nápravou. Pokud je tato „pružina“ slabá, tak kontrola nad rozdělením bočních zatížení (a vyvážení ovládání vozidla pomocí zabránění klopného momentu) je v nejlepším případě matoucí, v nejhorším nemožná. Toto je důvod, proč pružná karosérie zavádí další pružinu do již komplexního systému. Předvídatelné ovládání může být nejlépe dosaženo, jestliže karosérie je dostatečně tuhá tak, aby mohla být bezpečně zanedbávána.[3]

Další důvody pro vysokou torzní tuhost jsou:

- Karosérie, které pruží, mohou mít sklony k únavě materiálu a dále používáním „změknout“, eventuálně se porušit a pravděpodobně zapříčinit nehodu.
- Zavěšení může být stlačováno nebo roztahováno vlivem ohýbání nebo kroucením karosérie. [3]

3.1 VELIKOST TORZNÍ TUHOSTI

Jak velká tuhost je dostatečná? Typická koncepce sedanu se pohybuje v rozsahu od 5500 Nm/° do 15 000 Nm/°. Poznamenejme, že uváděná čísla mohou být pro samotnou karosérii bez odchylky ramen zavěšení nebo různých uchycovacích prvků, které jsou nutné k spojení zavěšení k samotné karosérii. Měření na pouze jedné součásti systému, může být poněkud zavádějící. Není na škodu příliš velká tuhost (jestliže není vozidlo vyráběno příliš těžké kvůli tuhosti), ale úprava tuhosti karosérie může vyžadovat změnu nastavení – odlišné pružiny, nastavení anti-roll bar, atd.[3]

Význam torzní tuhosti je poskytnout pevnou platformu pro zavěšení kol, dovolující rozdělit boční síly mezi přední a zadní nápravu úměrně podle klopné tuhosti náprav. Karosérie musí odolávat rozdílu mezi předním a zadním klopným momentem náprav. [3]



3.2 NAVRHOVÁNÍ KAROSÉRIE S VYSOKOU TORZNÍ TUHOSTÍ

Typ konstrukce a návrh určují torzní tuhost, která je od karosérie očekávaná. Pravděpodobně nejtuzší karosérie je v dnešní době sendvičová karosérie nebo monokok. Ostatní méně účinné typy (menší torzní tuhost při stejné hmotnosti) jsou:[3]

- Sendvičový hliníkový a ocelový, který je používán hodně v závodních automobilech a v moderních osobních automobilech
- Prostorové rámy postavené z trubek. Důležité je, aby trubky byly uspořádány do trojúhelníku, čímž vznikne příhradová konstrukce a zajistí namáhání trubek na tah nebo tlak.
- Žebřinový rám používaný u starších automobilů je nejslabší.[3]

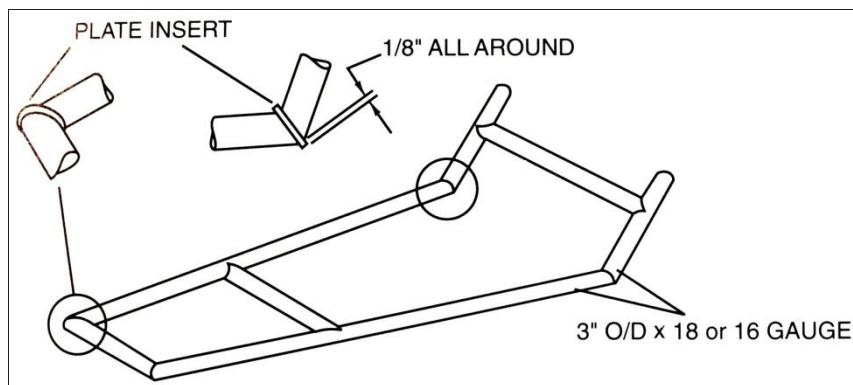
Pravděpodobně nejjednodušší technikou jak rychle zjistit torzní tuhost je postavit model navrhované konstrukce. Model může být vyroben ze dřeva, svařen z tyčí, atd. Kroucení modelu karosérie odhalí zejména místa, která jsou slabá v krutu. Ve stejný okamžik se upraví místa, kde je tuhost příliš velká, čímž uspoříme hmotnost karosérie.[3]

V dnešní době vysokých výkonů počítačů přicházejí ke slovu simulační programy jako např. ANSYS, ADAMS. V počítači se vytvoří 3D model karosérie, který je následně analyzován na základě zadaného zatížení a ukotvení. Tento postup šetří čas i peníze.

3.3 ZVYŠOVÁNÍ TORZNÍ TUHOSTI

Některé metody zvyšující torzní tuhost zahrnují:

- Přidání diagonál v prostorovém rámu. Řešení při zjištění nízké torzní tuhosti již vyrobeného rámu. Diagonály nejlépe fungují, jestliže spojují hlavní zátěžové body, jako jsou montážní místa pro zavěšení/pružiny.
- Pamatujme, že motor může splňovat funkci části rámu, za předpokladu že zatížení nebude tak velké, aby se významně deformoval blok motoru. Některé motory jsou navrhovány obzvláště za tímto účelem; např. motor Cosworth DVF F1
- Jestliže musí být trubky zatěžovány ohybem (opačně k tahově-tlakovému namáhání) můžou být použity plechové výztuhy ve spojích k efektivnějšímu přenesení zatížení z trubky na trubku. Viz. Obr.5
- Vložení přídavných vzpěr karosérie. Pro produkční automobily může být často vylepšen motorový prostor přidáním vzpěry spojující horní konce uložení pružin.[3]

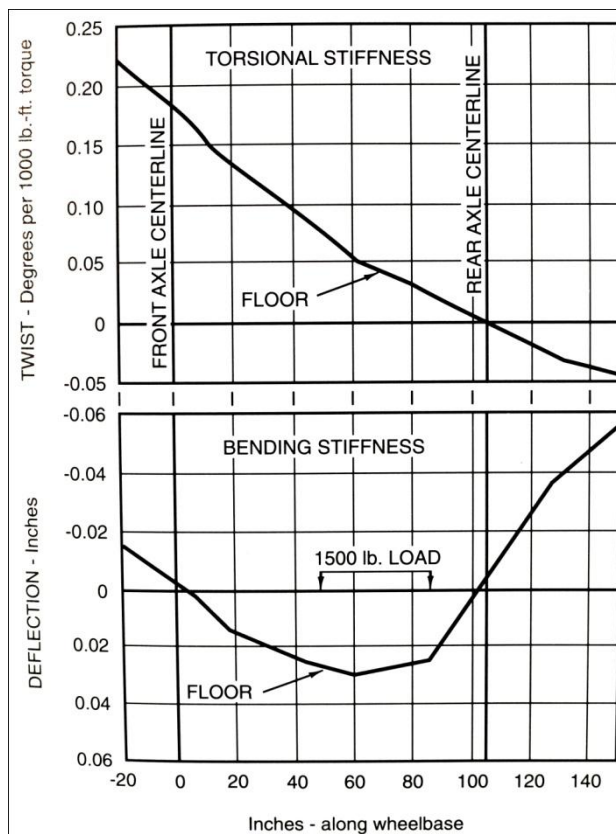


Obr. 5 Plechové výztuhy

3.4 OHYBOVÁ TUHOST

Při provozu vozidla se vždy vyskytuje jak torzní namáhání, tak i ohybové namáhání. Jedná se tedy o složené namáhání.

Ohybová tuhost karosérie není obecně tak důležitá jako torzní tuhost. Zde jsou dva důvody. Zaprvé, statické ohýbání karosérie významně neovlivňuje zatížení kol nebo jejich rozložení. Zadruhé, podstatnější, obr.6 nám ukazuje, že karosérie s dostatečnou torzní tuhostí má také adekvátní ohybovou tuhost. [3]



Obr. 6 Torzní a ohybová tuhost podél délky karosérie[3]



3.5 VLIV TORZNÍ TUHOSTI NA JÍZDNÍ VLASTNOSTI

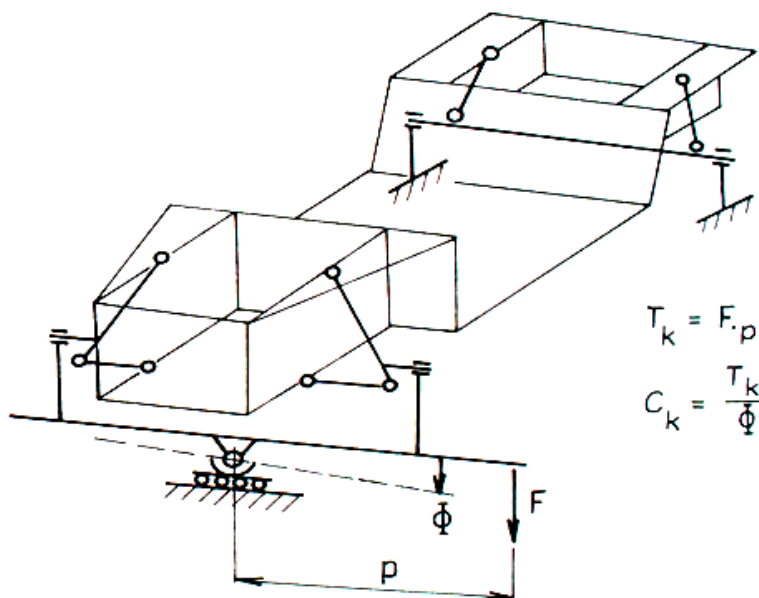
Jak už bylo napsáno, karosérii si můžeme představit jako velkou pružinu spojující přední a zadní nápravu. Velikost tuhosti této „pružiny“ přímo ovlivňuje rozložení zatížení pod jednotlivými koly. Při průjezdu zatáčkou jsou vůči sobě nápravy pootočený v rovinách kolmých na osu x a různě stlačené pružiny generují různě velké síly pod koly. Dalším projevem malé torzní tuhosti karosérie je nejasná odezva podvozku na pokyn řidiče při zatáčení. Při přechodu z jízdy přímým směrem na prudké zatočení, při vyšších rychlostech, se karosérie deformuje (kroutí). Proto, aby nastala deformace karosérie, je potřeba určitý čas. Čím je torzní tuhost menší, tím bude deformace karosérie větší a potřebný čas na deformaci delší. Z tohoto „deformačního“ času plyne nejasná, v krajním případě kritická, odezva podvozku. Můžeme si to zjednodušeně také představit tak, že při prudkém zatočení přední náprava zatáčí ihned, ale zadní náprava až se zpožděním. Dále se může špatně navržená torzní tuhost karosérie projevovat nadměrnými vibracemi způsobenými nízkou vlastní frekvencí karosérie, jež je možno vybudit rázy od kol.

4 ZPŮSOBY MĚŘENÍ TORZNÍ TUHOSTI

Jednotlivé způsoby měření se od sebe liší způsobem uchycení automobilu k měřicímu stavu a způsobem zatěžování. Tento výčet nebude vyčerpávající, poněvadž způsobů jak upnout a zatěžovat karosérii s nápravami je mnoho. Uvedu zde základní principy uchycení a zatěžování, ze kterých většina možných způsobů vychází.

4.1 RÁMOVÁ HOUPAČKA

Zkouška se provádí na zkušebním přípravku viz obr.7. Karosérie se upne v rovině jedné nápravy do rámu tak, že zatěžující síly se vnášejí obdobně jako u skutečného vozidla. Přičemž se musí zajistit zablokování náprav nahrazením tlumičů za adekvátní pevné součásti konstantní délky. Zjednodušeně řečeno trubka. V rovině druhé nápravy je karosérie zkručována kolem otočného čepu (jemuž je umožněn volný boční posuv – osa krutu karosérie) opět přes zablokovanou soustavu zavěšení a pérování. Měří se skroucení karosérie Φ mezi nápravami pro zadaný kroutící moment T_K a průběh zkroucení podél celé karosérie. Vozy s větším rozvorem mají běžně torzní tuhost vyšší než vozy s menším rozvorem.[1] Jedním z úkolů této práce je navrhnout konstrukční řešení tohoto způsobu měření. Měření skroucení karosérie je věnována kapitola 5.



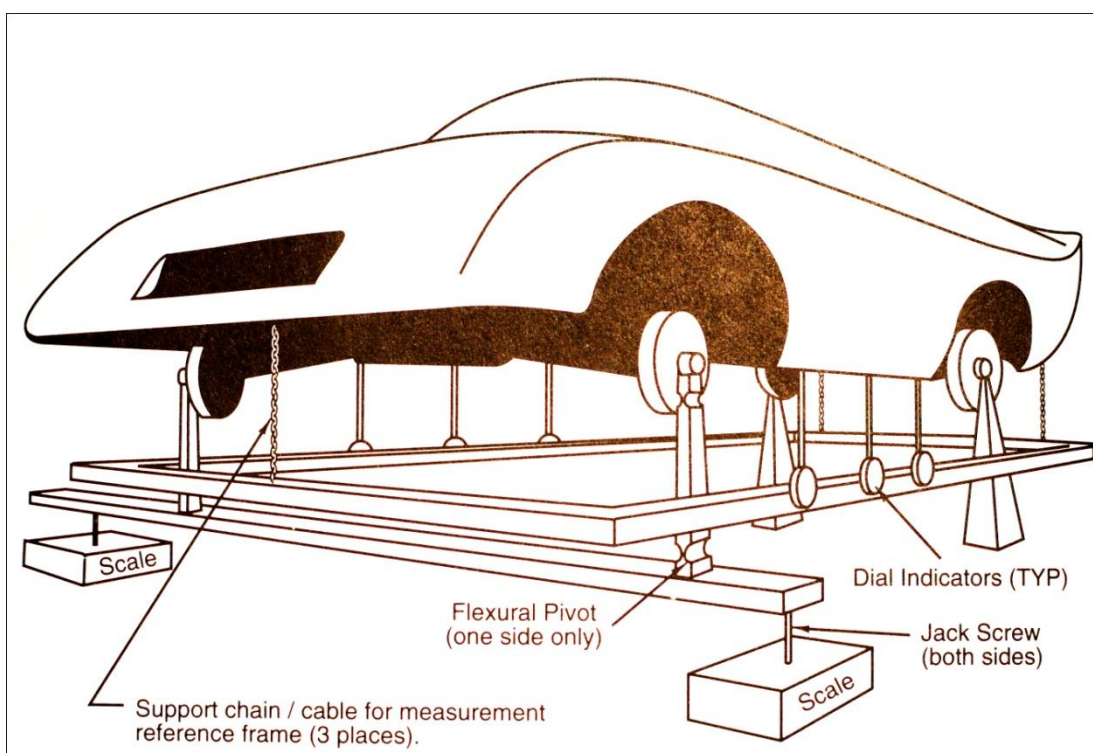
Obr. 7 Schéma měření torzní tuhosti[1]

4.2 RÁM S ŘETĚZY

Reakce (zatížení) přední a zadní nápravy jsou zachycovány pod osami náprav. Přední konec je podepřen břity na vnější straně ramene nápravy. Přední pružiny jsou přitom zablokovány, nebo nahrazeny pevnou vzpěrou. Břity jsou připevněny k šroubovému zvedáku, který spočívá na dvou vahách. Zadní konec je podepřen na břitech, které jsou pevně přichyceny k podlaze. V případě zadní nápravy s listovými pružinami je pružina nahrazena pevným nosníkem upevněným jako pružina.[3]

Série číselníkových ukazatelů měřících deformaci, je připevněna na pevný rám pod vozidlem. Jsou umístěny na levé a pravé straně (párově) v bodech, které nás zajímají podél vozidla. Pevný rám je zavěšen na vozidle ve třech bodech. Jeden bod se nachází mezi předními koly, zbývající dva v rovině zadní nápravy.[3]

Krouticí moment je na karosérii vyvozován zvyšováním nebo snižováním jednoho šroubového zvedáku. Údaje z vah jsou zaznamenány před a po zatížení. Zatěžovací moment je polovina vzdálenosti mezi břity vynásobená rozdílem hodnot odečtených na vahách. Jestliže je vzdálenost v metrech a hmotnost v Newtonech, potom moment bude mít jednotku Nm.[3]



Obr. 8 Schéma měření torzní tuhosti[3]



4.3 STATICKÝ RÁM S VAHAMI (ZPŮSOB MĚŘENÍ NA ÚADI)

Tato metoda vyvinutá na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství FSI VUT v Brně je v první řadě uzpůsobena k mobilnímu měření torzní tuhosti karoserie automobilu včetně zavěšení s koly. Automobil je umístěn na speciálních měřicích rámech, viz obr.9, které zajišťují přesné vzdálenosti mezi působišti jednotlivých reakcí. Rámy působí prostřednictvím navařených břitů na tenzometrické váhy Tanner, viz obr.11. Zatěžovací moment je vyvíjen pomocí hydraulického zvedáku, vyvolávajícího zdvih kola přední nápravy. [4]



Obr. 9 Statické rámy [4]



Obr. 10 Ukázka měření [4]



Z reakcí odečtených z tenzometrických vah, které jsou umístěny pod měřicím rámem pod přední nápravou a jejich vzájemných vzdáleností, se vypočítá zatěžovací moment.[4]

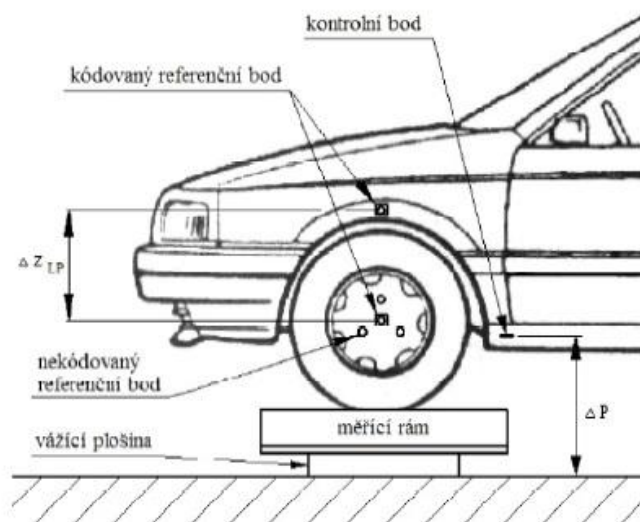
Tímto vyvozená deformace karosérie se změří a vyhodnotí pomocí optického systému TRITOP. Tomuto systému bude věnovaná jedna z dalších kapitol.[4]



Obr. 11 Tenzometrické váhy [4]

Tuhost karosérie se určí z podílu příslušného zatěžovacího momentu a rozdílů úhlů natočení přímků mezi přední a zadní nápravou. Ve výpočtu je nutné brát ohled na skutečnost, že během zatěžování karosérie dochází i k naklápění zavěšení a stlačování pružin, což skresluje výsledné natočení karosérie. [4]

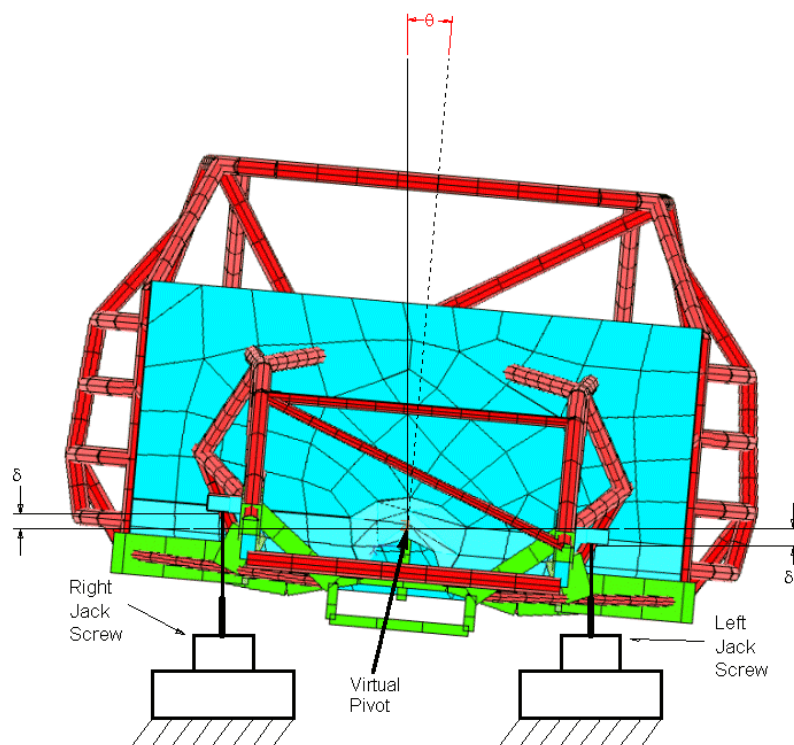
Měření s nezablokovaným zavěšením umožňuje určit nejen celkovou torzní tuhost automobilu, ale i klopnou tuhost náprav, která je dána tuhostí pružin a stabilizátorů. V tomto případě se pro zatěžovací momenty vypočítají pomocí naměřených vzdáleností mezi jednotlivými koly a blatníky úhly naklopení karosérie vůči nápravě. [4]



Obr. 12 Měření klopné tuhosti náprav [4]

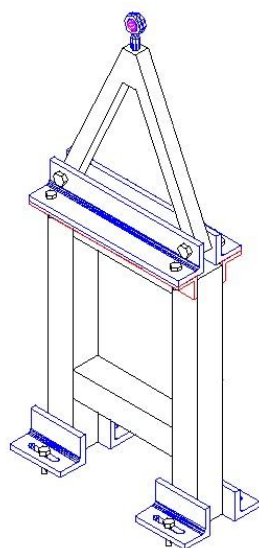
4.4 MĚŘENÍ KAROSÉRIÍ SERIÁLU NASCAR WINSTON CUP

Používají se šroubové zvedáky na levé a pravé straně k vytvoření stejné, ale opačné vertikální deformace, která zkrouťte karosérii okolo virtuálního středového bodu blízko vertikální osy karosérie. To zajistí, že je karosérie namáhána na čistý krut, což vede k přesnému měření torzní tuhosti karosérie. Mimo to, jsou řízeny nezávislé šroubové zvedáky na levé a pravé straně, což umožňuje, aby byla karosérie zkrucována přesně kolem její středové osy.[5]



Obr. 13 Schéma měření torzní tuhosti[5]

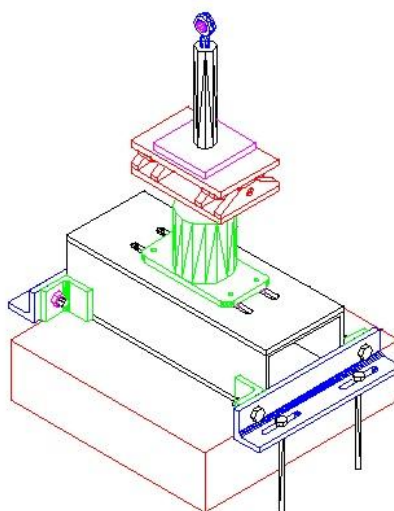
Stojany spojují šroubové zvedáky s karosérií v místě uložení předních pružin. V zadní části, stojany spojují karosérii přímo k přišroubované podpoře. Zadní sestava se skládá ze dvou identických stojanů, viz obr.14.[5]



Obr. 14 Stojan zadní nápravy[5]

Pro upevnění ke karosérii je použit kulový kloub umožňující všechny rotační stupně volnosti. Přišroubováním stojanů pevně k podlaze se všechny stupně volnosti zafixují.

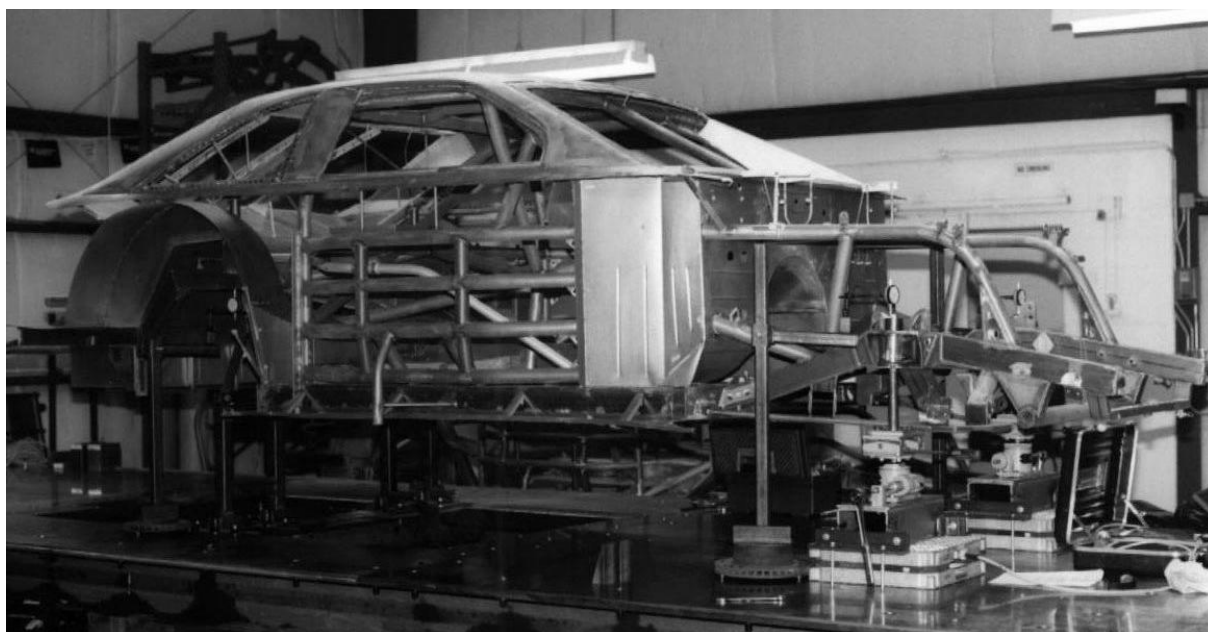
Obrázek 15 ilustruje přední sestavu. Kusy úhelníků jsou přivařeny po stranách na koncích obdélníkového profilu pro šrouby, které spojují uchycení s podlahou. Jak obdélníkový profil, tak kotvící úhelníky mají vyřezány podélné díry k ustavení sestavy pod karosérii. Uchycení v místě na karosérii je realizováno přes kulový kloub. Spojení šroubového zvedáku s tyčí (s kulovým kloubek) za pomoci pantu.[5]



Obr. 15 Stojan přední nápravy[5]



Závodní váhy jsou umístěny pod předními stojany. Při dostatečně velkém úhlu zkroucení se reakce na jedné z předních stojanů změní z tlačného směru na tahový. Výsledkem je, že tato váha přestane měřit velikost reakce. Použitím váhy měřící jak tah, tak tlak, bychom mohli reakce měřit, nicméně to není nutné. Pokud mají všechny čtyři stojany uchycení přes kloub, které oddělují rotační stupně volnosti od karosérie, změna v tahovém zatížení na jedné váze je stejná jako změna v tlakovém zatížení na váze druhé. Z tohoto důvodu postačuje měření s jednou váhou zaznamenávající tlakovou reakci. Pro měření deformace se používají ciferníkové úchylkoměry, které jsou umístěny ve stejných místech na levé a pravé straně v místě uchycení pružin. [5]



Obr. 16 Ukázka měření torzní tuhosti

Jak je z obrázku patrné, tak se tato metoda zaměřuje na měření torzní tuhosti čistě na karosérii bez zavěšení. Měřící zařízení je kompaktní a snadno transportovatelné.



5 3D SYSTÉM TRITOP

Měřicí systém Tritop je přenosné fotogrammetrické zařízení, určené k bezkontaktnímu měření přesných prostorových souřadnic bodů, kontrastních čar a viditelných značek na měřeném objektu. Tento systém je nejčastěji používán při výstupní kontrole výrobků a při deformačních analýzách. Body jsou rozmístěny na objektu, který je s těmito body digitálním fotoaparátem nafocen z různých úhlů. Ze všech pořízených digitálních snímků pak počítačový systém Tritop vypočítá prostorové souřadnice bodů umístěných na objektu. Tímto systémem můžeme měřit objekty o velikosti 0,1...10 m.[4]

Systém TRITOP se skládá z:

- Digitálního fotoaparátu s vysokým rozlišením, vyměnitelným objektivem se stálou ohniskovou vzdáleností a bleskem pro optimální nasvícení měřeného objektu
- Paměťové karty
- Kódovaných referenčních bodů, z nichž každý má své identifikační číslo, dle kterého jsou systémem TRITOP automaticky rozeznány
- Nekódovaných referenčních bodů k získání prostorových souřadnic důležitých částí měřeného objektu
- Kalibračních tyčí pro určení měřítka
- Výkonného PC a softwaru pro analýzu a vyhodnocení snímků [4]



Obr. 17 Sada TRITOP[6]



5.1 FOTOAPARÁT

Částí sestavy fotoaparátu:

- Tělo Nikon D200
- Objektiv Nikkor 24mm, f2,8
- Blesk Nikon SpeedLight SB-800
- Paměťová karta CompactFlash SanDisk Extreme III 1GB

Nastavení expozičních hodnot fotoaparátu musí být takové, aby výsledné snímky nebyly ani přesvícené nebo naopak tmavé. Doporučuje se nastavit vyšší clonová čísla kvůli větší hloubky ostroty a z toho vyplývající vyšší rozlišovací schopnosti softwaru. Světelné podmínky by měly být po celou dobu neměnné a tím pádem i expoziční hodnoty. Je použit objektiv s pevnou ohniskovou vzdáleností, která se z důvodu přesnosti měření nesmí měnit.

5.2 REFERENČNÍ BODY, KALIBRAČNÍ TYČE

Kódované referenční body se používají k identifikaci jednotlivých snímků a určení polohy fotoaparátu k objektu. Používají se v několika sadách: 100 (10 bitové), 300 (12 bitové), 420 (15 bitové), kde například sada 100 obsahuje 100 kódovaných referenčních bodů definovaných identifikačními čísly 0-99.[4]

Nekódované referenční body se umísťují na místa, jejichž poloha v prostoru nás zajímá. K tomuto účelu lze samozřejmě využít také body kódované. [4]

Referenční body se na měřený objekt připevňují přilepením, pomocí magnetu, nebo jsou součástí speciálních držáků. [4]



Obr. 18 Nekódované a kódované referenční body, kalibrační tyče[4]

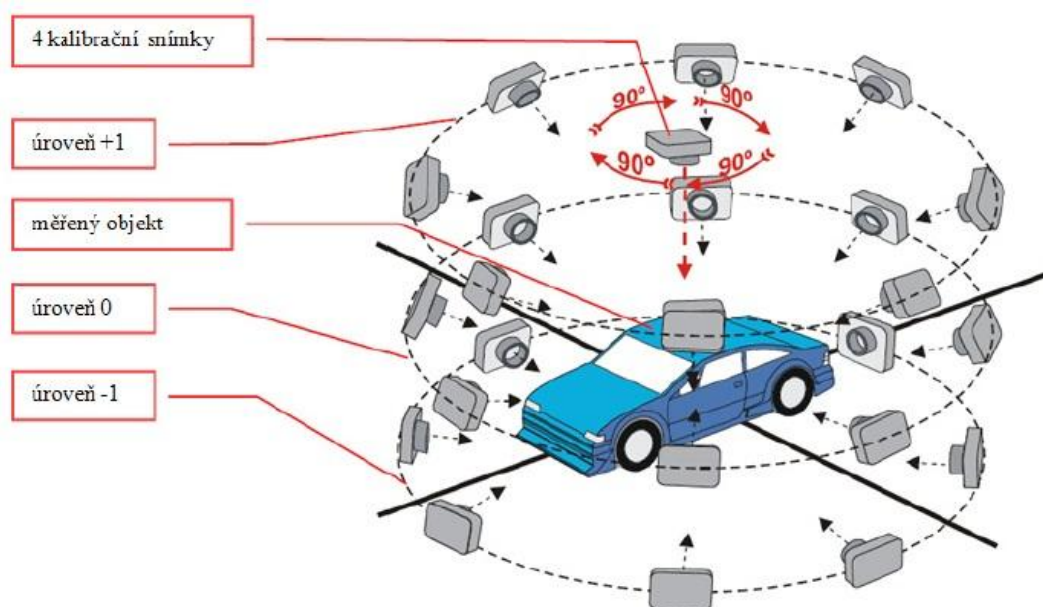
Na kalibračních tyčích se nacházejí kódované referenční body s velmi přesně určenou vzájemnou vzdáleností sloužící k určení měřítka snímaného objektu. Umísťují se vždy blízko objektu, případně se mohou položit na něj. Na poloze kalibračních tyčí nezáleží,

měli by však být vyfoceny na co pokud možno největším počtu snímků. Podle velikosti měřeného objektu se volí sada kódovaných referenčních bodů, včetně příslušných kalibračních tyčí, jejichž definice je nutná vždy při zakládání nového projektu v softwaru TRITOP.[4]

5.3 SNÍMÁNÍ OBJETU

Při snímání objektu je důležité nejprve vyfotit čtyři snímky pootočené o 90° kolem osy objektivu pro kalibraci. Většinou se zhotovují z horní pozice. Pokud se nám však nepodaří této pozice dosáhnout, vybereme pozici takovou, ze které bude vidět co největší počet kódovaných referenčních bodů. Tyto body by měli být rovnoměrně rozmístěny po celé ploše snímků.[4]

Podle velikosti snímaného objektu se pořizují další snímky viz obr.19. Při fotografování je vhodné si vytvořit určitý systém snímání. Objekt nejprve nafotíme z úrovně 0, kdy se při pořizování jednotlivých snímků pohybujeme v předem zvoleném směru, např. po směru hodinových ručiček. Dále pokračujeme v dalších úrovních +1 a -1. Pro jednotlivé úrovně snímání není stanovený předem předepsaný počet snímků, je však důležité dodržení určité podmínky. Na každém snímku musí být zachyceno a rozpoznáno alespoň 5 kódovaných referenčních bodů a v rámci celého projektu je nutné, aby byl každý referenční bod alespoň na 3 snímcích.[4]

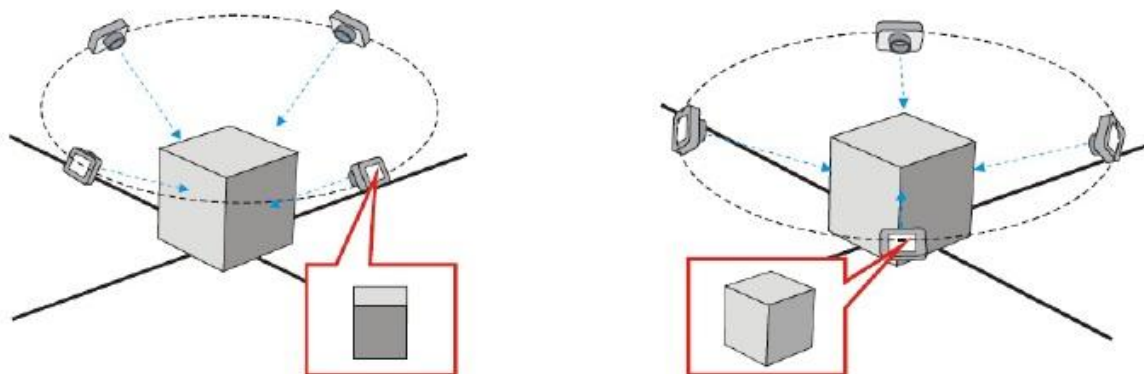


Obr. 19 Úrovně snímání[4]

Při snímání prostorového objektu je obzvláště důležité, aby byly na jednotlivých snímcích viditelné plochy viz obr.20. Některé snímky by tedy měly směřovat také proti hranám, což nám zajistí viditelnost obou ploch, které hranu tvoří. Pokud bychom ovšem



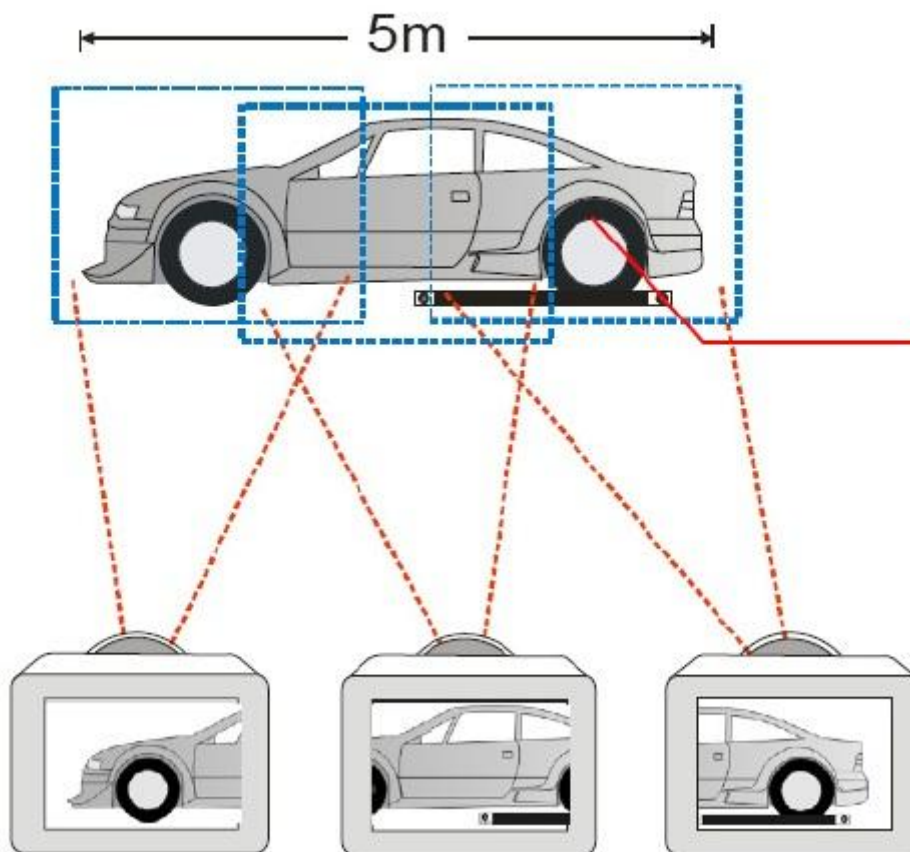
pro náš účel nepotřebovali některou z ploch objektu, je i přes to nutné na tuto plochu umístit kódované referenční body. Zajišťuje se tím přesnější provázání modelu měřeného



Obr. 20 Svázání snímku přes hrany [4]

objektu a tím i vyšší přesnost souřadnic bodů, které nás zajímají. Při snímání rozměrnějších objektů se využívá postup skládání, kdy je objekt snímán po částech viz obr.21. Avšak musí být dodrženy všechny výše uvedené podmínky.[4]

U objektů mající větší rozměry a komplikovaný tvar, je důležité při rozmisťování



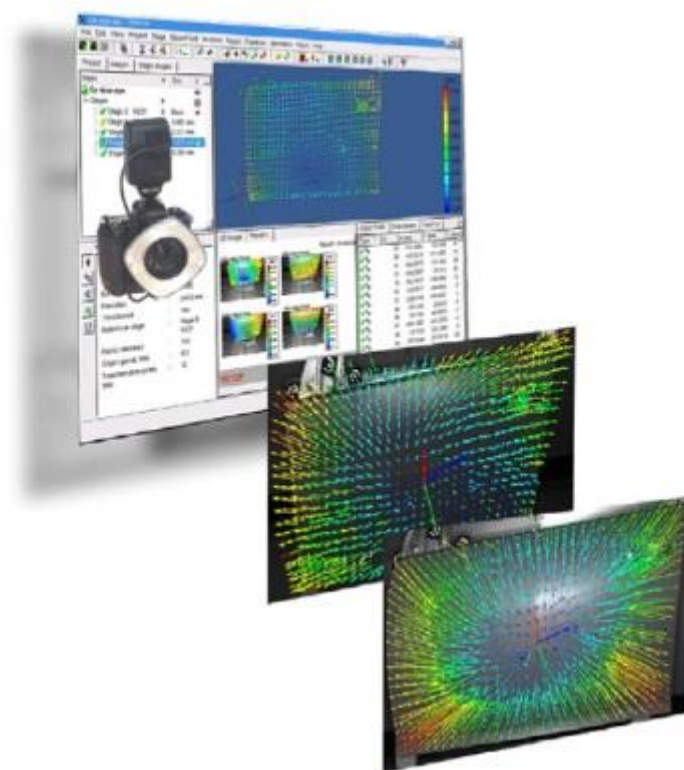
Obr. 21 Skládání snímku při focení velkého objektu[4]



kódovaných referenčních bodů i jejich následném snímání věnovat velkou pozornost. Lehce může dojít k situaci, že se objekt nepodaří nafotit tak, aby na sebe všechny snímky navazovaly. V tomto případě se musí dodatečně nafotit chybějící snímky, importovat je do programu TRITOP a přepočítat daný projekt. Podrobnější popis měřícího zařízení TRITOP, podmínek snímání objektu a všech softwarových funkcí uveden v literatuře [7]. [4]

5.4 TRITOP DEFORMATION

Software TRITOP Deformation provádí analýzu deformací objektu porovnáním různých statických stavů objektu. Digitálním fotoaparátem jsou zachycovány snímky z různých úhlů pohledů. Každá sada snímků zaznamenává jeden zátěžný stav objektu, který v systému TRITOP Deformation představuje tzv. deformační stage a tvoří samostatný projekt. Princip měření je zde rovněž založen na značkách referenčních bodů umístěných na objektu. Systém automaticky vypočítá prostorové souřadnice těchto optických bodů a je srovná jejich poloha při různých zátěžných stavech. Výsledkem je posuv objektů, který může být ve výstupních protokolech zobrazen jako barevná odchylka bodů.[4]



Obr. 22 TRITOP Deformation[4]



5.4.1 OBLASTI VYUŽITÍ

Systém TRITOP Deformation se využívá k:

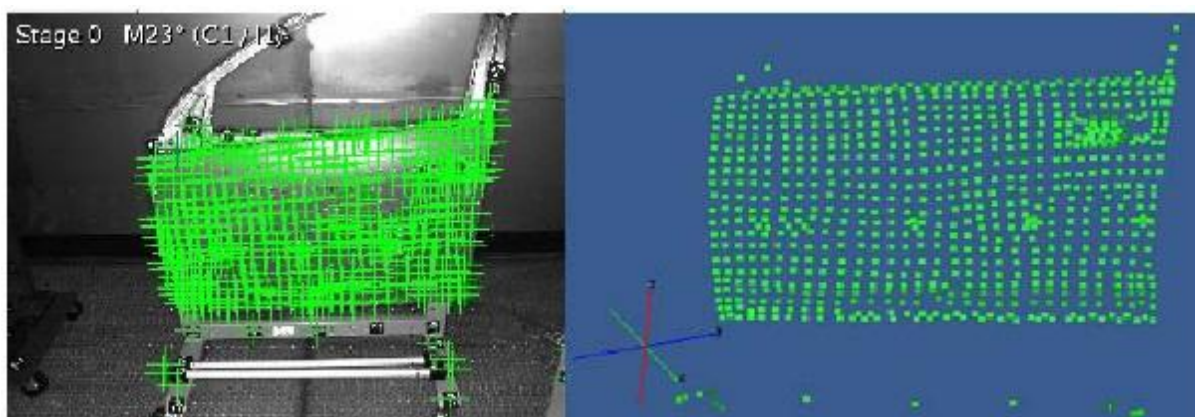
- Deformační analýze objektů a prototypů měřitelných pomocí systému TRITOP
- Deformační analýze objektů s velkým počtem naměřených bodů
- Deformační analýze komplexních objektů, které nelze změřit tradičními metodami
- Deformační analýze po mechanickém nebo tepelném zatížení (např. v klimatické komoře)
- Deformační analýze kvazi-statických stavů[4]

5.4.2 MĚŘÍCÍ PROCEDURA

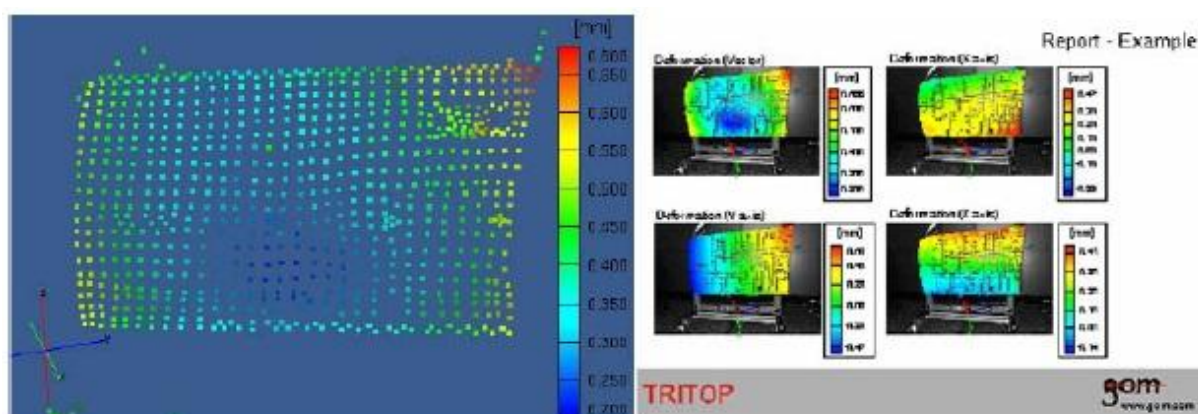
Po přípravě měřeného objektu k měření deformací jsou požadované obrazy nasnímány digitálním fotoaparátem. Poté na měřeném objektu vyvodíme deformaci, kterou může být například ohyb nosníku zavěšením závaží a takto deformovaný objekt je fotogrammetricky zaznamenán. Tento postup se opakuje, dokud nejsou zachyceny všechny požadované stavy objektu. Tyto stavy tvoří v deformačním projektu jednotlivé stages. Systémem TRITOP Deformation jsou vypočítány prostorové souřadnice referenčních bodů.[4]

Při vyhodnocování deformace objektu je třeba všechny stages vyrovnat s referenční stage. K tomu slouží globální transformační body, které je nutno zvolit a jejichž pozice musí být během celého měření neměnné. Pro každou stage jsou nekódovaným referenčním bodům přiděleny libovolné ID. Tyto body je třeba přechíslovat, aby stejné body měli ve všech stages stejné ID.[4]

Pole posuvu definované výběrem oblasti bodů, viz obr.23, označuje oblast, pro kterou systém zobrazí vypočítanou deformaci během všech stages. Jakmile dojde k identifikaci stage, je deformace vypočítána automaticky. V poli posuvu se v okně 3D objektu barevně zobrazí odchylka bodů od stage zvolené jako deformační reference. Výsledek je shrnut pomocí šablon do protokolů, které lze exportovat pro další použití viz obr.24. Podrobnější popis je uveden v literatuře [8]. [4]



Obr. 23 Vybraná oblast analyzovaných bodů na měřeném objektu[4]



Obr. 24 Ukázka výstupních protokolů z deformačního modulu systému TRITOP [4]



6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH MĚŘÍČÍHO STAVU

Konstrukční návrh se zaměřuje na způsob měření pomocí „rámové houpačky“, viz. kapitola. 4.1. Toto zařízení se skládá ze dvou stojanů uchycující zadní nápravu pevně k podlaze, nosník podepírající přední nápravu, stojan nosníku a zatěžovací mechanismus. Tyto části jsou upnuty do litinové desky uložené v podlaze.



Obr. 25 Měřící stav

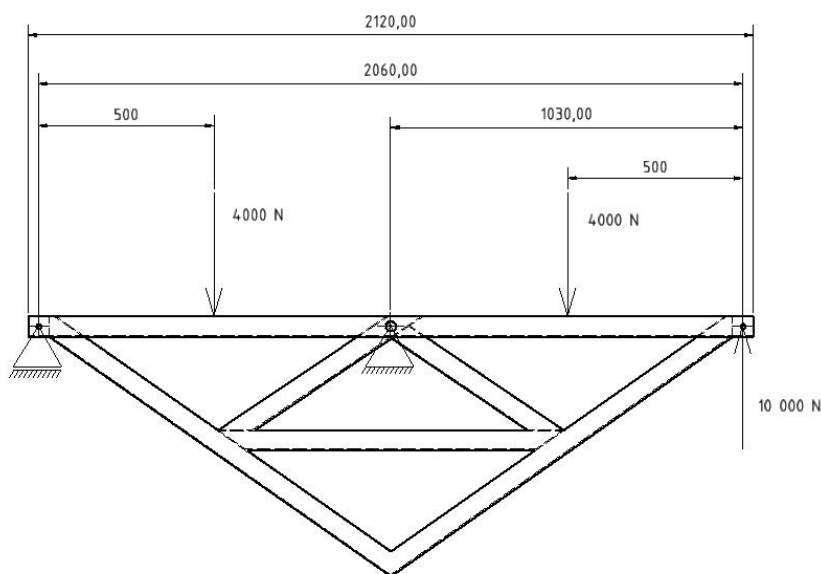
6.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH NOSNÍKU



Obr. 26 Náhled nosníku

Nosník je pomocí adaptéru přišroubován k přední nápravě automobilu. Otáčí se kolem osy uprostřed nosníku, čímž skrцуje karosérii. Při návrhu jsem bral ohled především na

tuhost tohoto dílu. Důvodem je eliminace dalších pružných elementů v měřícím řetězci. Nosník je zhotoven z trubek obdélníkového průřezu o rozměrech 60x40x5mm. Tyto trubky jsou k sobě spojeny svařením. Tvarování je zvoleno tak, aby nosník vykazoval pokud možno co nejvyšší tuhost. Nosník je na obou koncích opatřen otvory, které umožňují přichycení zatěžovacího mechanismu. Maximální rozchod vozidla, který může být měřen je 1700mm, rozvor je prakticky omezen délkou litinové desky. Na obr.27 je znázorněno předpokládané maximální zatížení. Model je vytvořen v Autodesk Inventor, přičemž je dále použit pro simulaci v programu ANSYS.



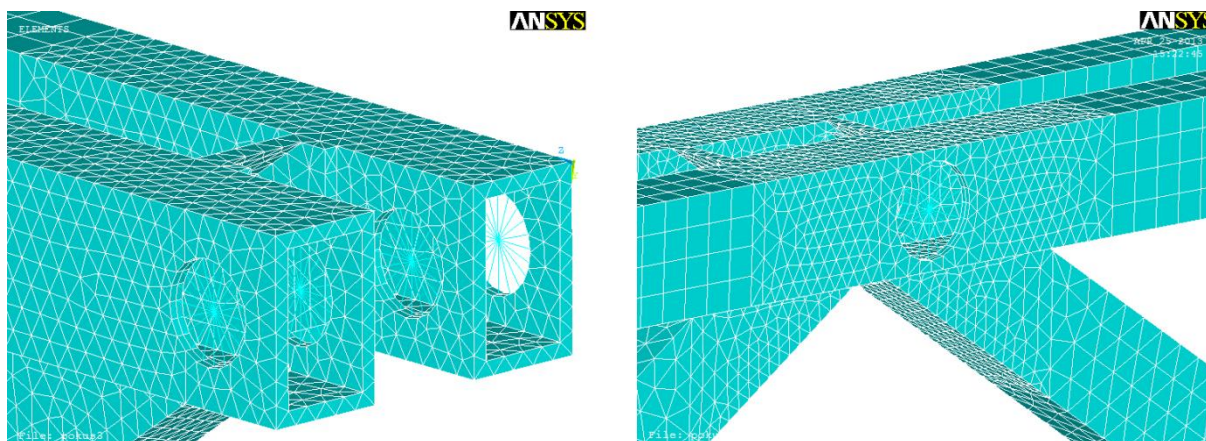
Obr. 27 Zatížení a způsob ukotvení pro výpočet v programu ANSYS

6.2 NAPĚŤOVÁ A DEFORMAČNÍ ANALÝZY NOSNÍKU

Předpokládané napětí a deformace jsou analyzovány za pomoci metody konečných prvků v programu ANSYS. Pro zjednodušení výpočetního modelu nebyly uvažovány rádiusy obdélníkových trubek. Kontakt mezi čepem zatěžovacího mechanismu a pouzdem v nosníku je realizován prutovou náhradou, kdy pruty vycházejí ze středu díry k obvodu. Maximální zatížení vyvolávající krut karosérie je 10 000N. Zatížení vlastní vahou automobilu je umístěno do poloviny mezi bod otáčení a bod upnutí zatěžovacího mechanismu. Velikost zatížení jsem zvolil 400 kg na jedno kolo. Ukotvení nosníku je realizováno v bodě otáčení rotační vazbou, na opačném konci než působí síla je nosník podepřen rotační vazbou, která dovoluje horizontální posuv.

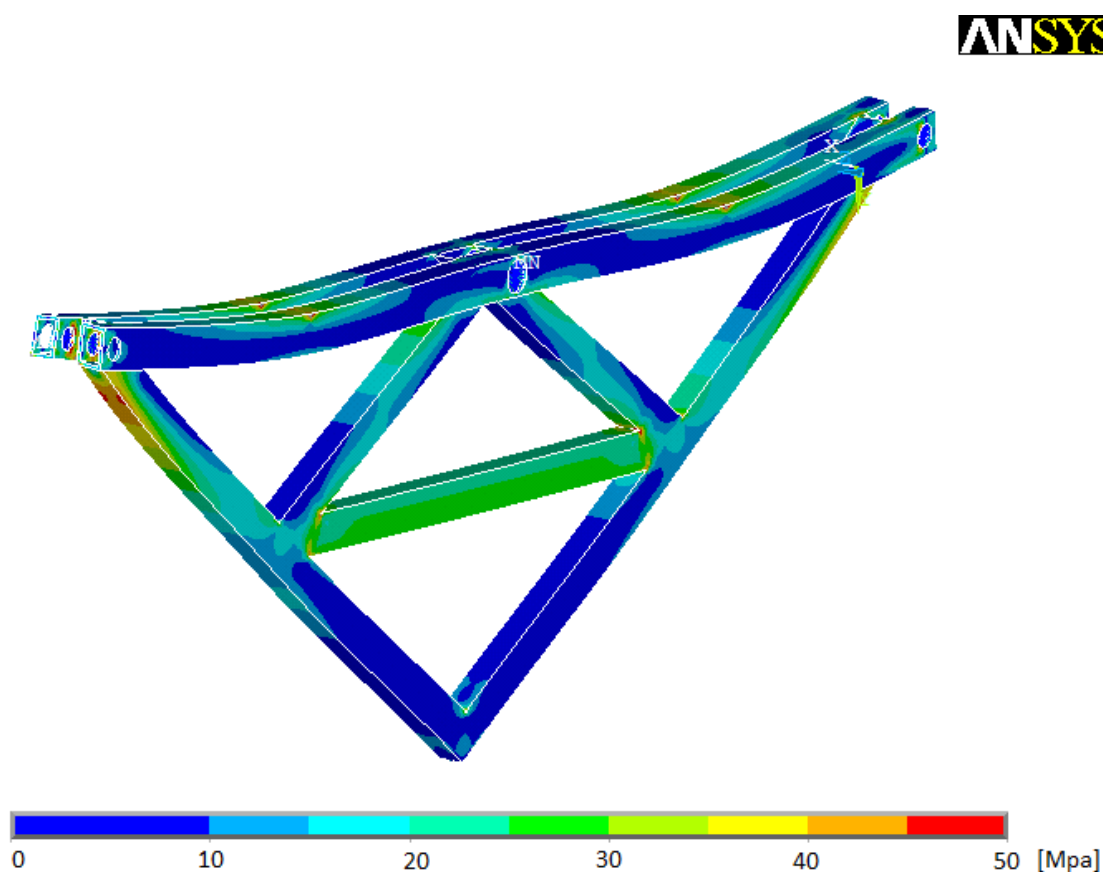
Použitý modul pružnosti oceli je 210 000 MPa a Poissonova konstanta 0,3.

Model převedený z Autodesk Inventoru je vysítován pomocí elementů SOLID186. Na vodorovných dlouhých trubkách jsem zvolil síť s většími elementy pro zrychlení výpočtu. Prutová náhrada kontaktu je realizovaná pomocí elementů typu LINK180. Zatížení a ukotvení působí ve středových uzlech prutových náhrad.



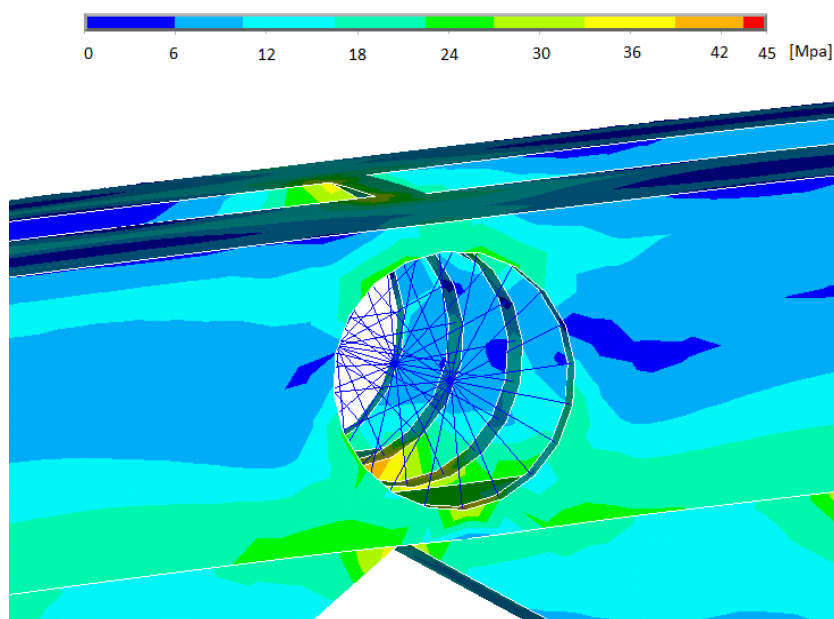
Obr. 28 Ukázka síťování nosníku

Po zavedení všech zatížení a definování stupňů volnosti ANSYS vypočítal průběh redukovaného napětí v celém nosníku.



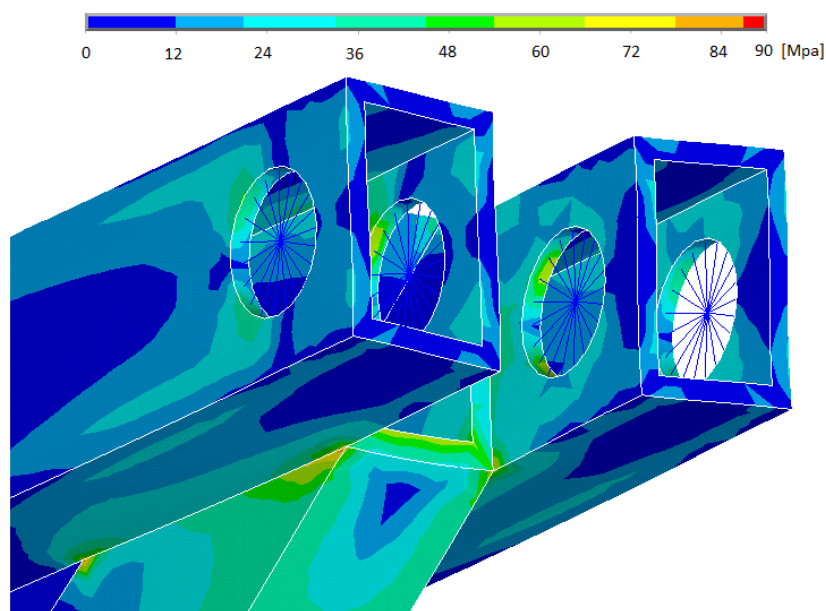
Obr. 29 Průběh redukovaného napětí

Z obrázku je patrné, že střední příčka je vesměs namáhána, podle očekávání, na tlak. Boční vzpěry jsou namáhány na ohyb, kde maximální napětí dosahuje 50 MPa.



Obr. 30 Detail středového otvoru

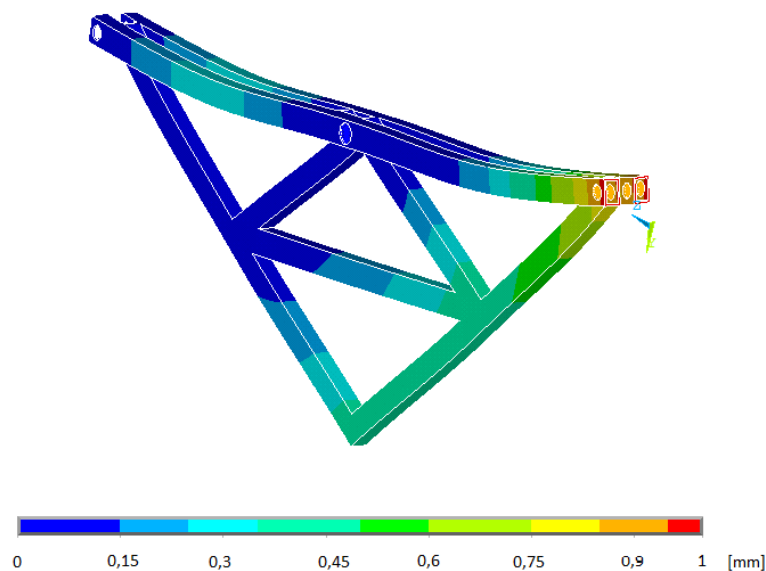
Na obr.30 je vidět jakým způsobem je vytvořena prutová náhrada. Napětí v místě kontaktu je třeba brát s určitou rezervou kvůli prutové náhradě, která nereprezentuje přesně situaci kontaktu pouzdra s obdélníkovými profily, ale jen se přibližuje ke skutečnému stavu.



Obr. 31 Otvor pro zatěžovací mechanismus



Napětí se koncentruje především na hranách obdélníkových profilů, kde dosahuje maximálních hodnot okolo 90 MPa. Tyto obdélníkové profily se vyrábějí z oceli S235JRH což je ekvivalent 11 375, kde tento materiál má mez kluzu $R_{eH} = 215$ MPa. Bezpečnost jsem zvolil $k = 2$, z čehož plyne dovolené napětí $\sigma_{Dov} = 107,5$ MPa.



Obr. 32 Zobrazení deformací

Deformace dosahuje maximální hodnoty, při zatížení 10 000N, 1mm.

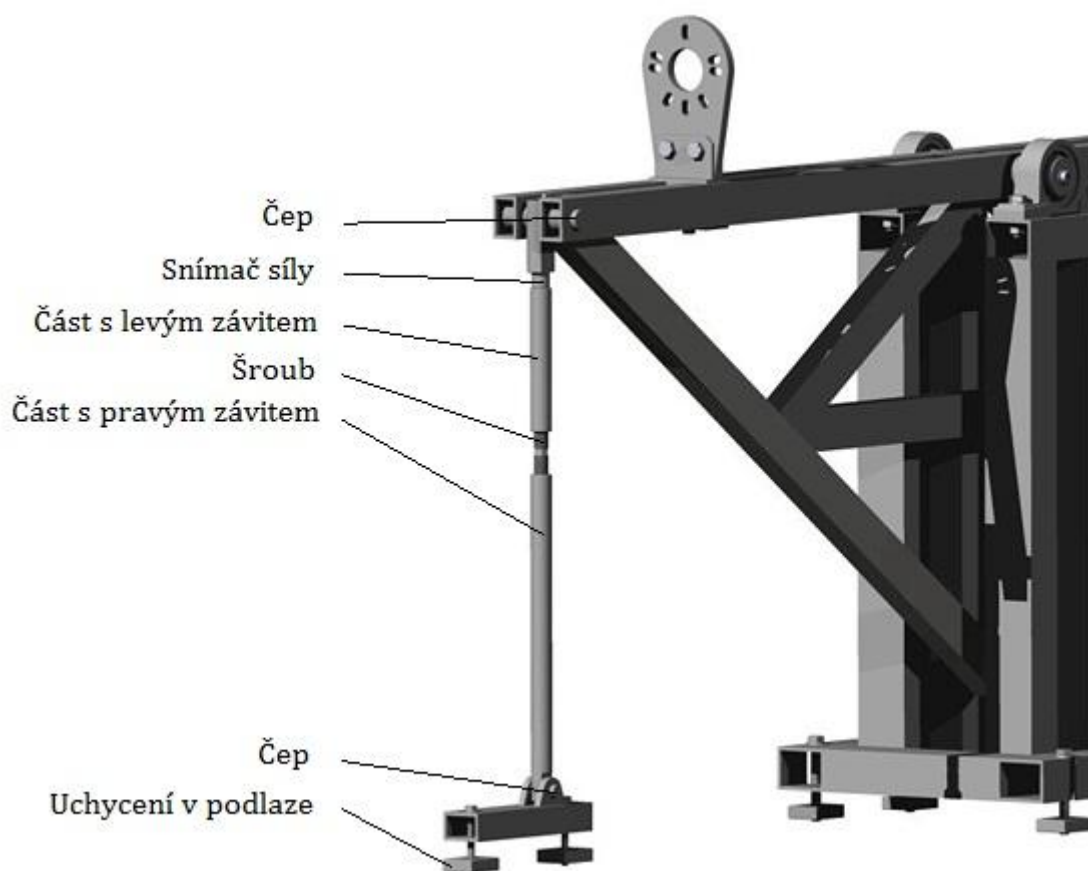
6.3 UNIVERZÁLNÍ ADAPTÉR

Přichycení automobilu k měřicímu stavu bez nutnosti záměny adaptéru pro přišroubování kol čtyřmi nebo pěti šrouby byl zkonstruován univerzální adaptér. Vystředění se realizuje zašroubováním šroubů, které nedovolí posuv jak v horizontálním tak ve vertikálním směru. Součástí adaptéru je sada delších šroubů s podložkami s půlkulovým tvarem, jelikož se rozměrově toto půlkruhové vybrání nevměstná mezi jednotlivé díry. Díry jsou oválné z důvodu různých roztečí šroubů. Adaptér je určen pro šrouby M14. Adaptér je k nosníku uchycen tak, aby bylo možné nastavit požadovaný rozchod vozidla.



Obr. 33 Model adaptéru

6.4 ZATĚŽOVACÍ MECHANISMUS



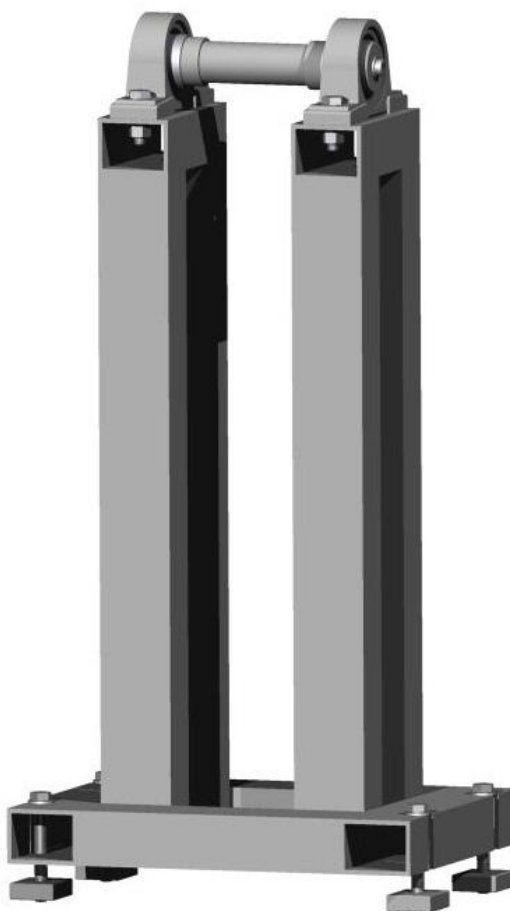
Obr. 34 Zatěžovací mechanismus



Pro vyvolání potřebného zatížení slouží šroubový zatěžovací mechanismus. Skládá se z uchycení k podlaze, na kterém je čep umožňující vyklonění celého mechanismu. Dále jsou to části s levým a pravým závitem, ve kterých se nachází šroub taktéž s levým a pravým závitem. Snímač síly je umístěn mezi část s levým závitem a součástí, kterou prochází čep umístěný v nosníku. Uprostřed šroubu je šestihran umožňující jeho otáčení pomocí klíče. Šroubováním se vlivem rozdílných směrů stoupání závitů oddalují nebo přibližují jeho části. Mechanismus je navržen s ohledem na vzpěr, vycházející z velké délky a štíhlosti.

6.5 STOJAN NOSNÍKU

Stojan nosníku je navrhnut z obdélníkových trubek o velikosti 80x60x5 mm. Nosník je uchycen v ložiscích UC209. Statická únosnost tohoto ložiska je 18,5 kN. Ložisko muselo být voleno s ohledem na průměr hřídele procházející nosníkem, jež je 45 mm. Uchycení v ložiscích jsem volil vzhledem k velkému zatěžování z důvodu snížení třecích ztrát.

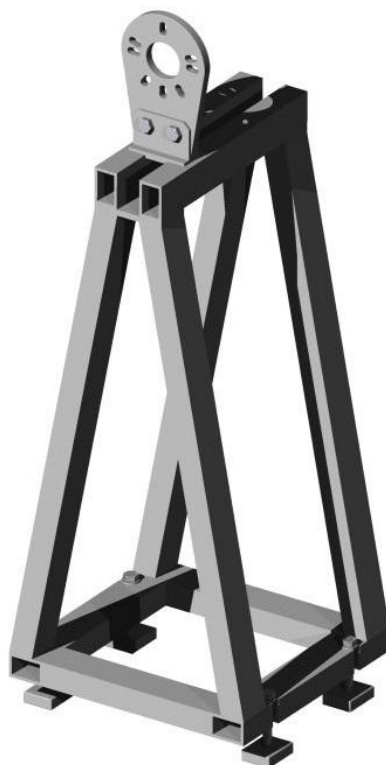


Obr. 35 Stojan nosníku



6.6 STOJAN ZADNÍ NÁPRAVY

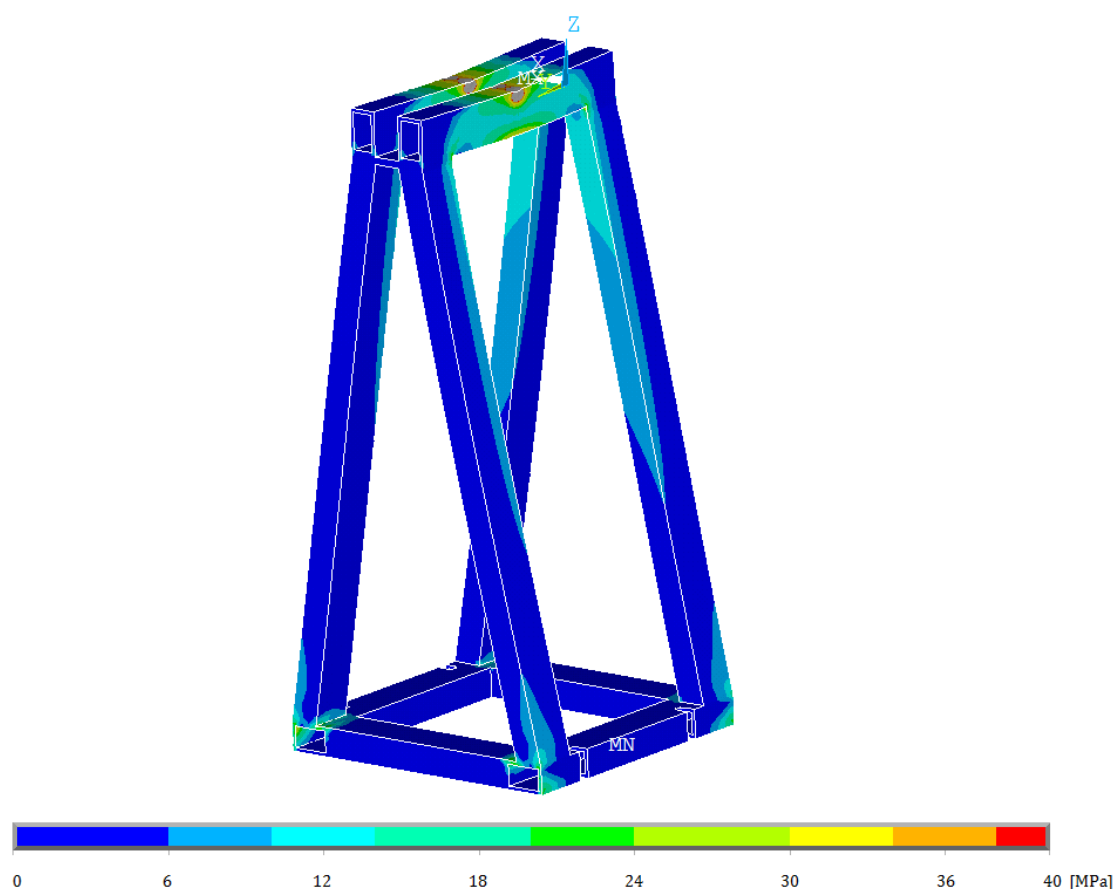
K uchycení zadní nápravy jsou potřeba dva totožné stojany. Tyto stojany spojují pevně zadní nápravu s podlahou. Jsou vyrobeny z obdélníkových trubek o rozměrech 60x40x5 mm. Nastavení rozchodu zadní nápravy se realizuje umístěním stojanů do drážek v podlaze a následovným doladěním rozchodu pomocí pohyblivého uložení adaptéru ve stojanech. Rozvor se nastavuje posuvem v drážkách v podlaze.



Obr. 36 Stojan zadní nápravy

6.7 NAPĚŤOVÁ A DEFORMAČNÍ ANALÝZA

Zatížení jednoho stojanu je tlakové, druhého tahové. K tomuto zatížení se přičítá zatížení od hmotnosti automobilu. Zatížení od kroutícího momentu je spočteno obdobně jako v kapitole 7.2. Sílu od kroutícího momentu jsem zaokrouhlil nahoru na 10 000N. Síla od vlastní hmotnosti automobilu je 4000N. Celkové zatížení tedy činí 14 000N. Pro ukázkou je spočten stojan zatížený tlakově. Tato síla je umístěna v nejhorším místě stojanu, ve středu pojezdové dráhy. Síla byla zadána jako 4 síly ($4 \times 3500\text{N}$) na hranách obdélníkových trubek v jejich středu. Výsledný průběh napětí vidíme na obrázku. V místě působení sil, vzniká lokální maximální extrémní napětí. Toto napětí nelze brát v potaz, jelikož skutečné zatížení nepůsobí ve čtyřech bodech, ale na ploše. Maximální napětí se nachází na spodní části ohýbaných obdélníkových trubek, dosahující přibližně 36 MPa. Maximální deformace je 0,1 mm v okolí působení sil.



Obr. 37 Průběh napětí v zadním stojanu

6.8 SNÍMAČ ZATÍŽENÍ

Pro měření zatěžující síly byl zvolen tenzometrický siloměr firmy Lukas, typ S-50. Tento siloměr je určen jak pro statické tak i dynamické zatěžování. Velmi malé rozměry umožňují přímou zástavbu do měřících zařízení. Pouzdro je zhotoveno z nerezavějící oceli a tenzometry jsou chráněny proti vlivům okolního prostředí. Se siloměrem je pevně spojen kabel o délce 1m. Jmenovité zatížení siloměru je 20 kN. Sloučená chyba 0,15%.[8] Výstupní signál je připojen na vyhodnocovací zařízení, jakým je například osciloskop.



Obr. 38 Snímač zatížení S-50



7 VZPĚRA ZAVĚŠENÍ KOLA

Měření torzní tuhosti karosérie velmi ovlivňují pružiny zavěšení kol. Z tohoto důvodu jsou nahrazeny vzpěrami, které nedovolují pohyb náprav. Níže navrhnutá vzpěra je navržena s ohledem na zástavbové rozměry přední nápravy Škody Felicie. Je nutné zablokování všech zavěšení, tudíž jsou potřeba celkem čtyři vzpěry.

7.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH VZPĚRY ZAVĚŠENÍ KOLA

Vzpěra je namontována místo pružící a tlumící jednotky. V dolní části je uchycen stejně jako tlumič, v horní části je ponecháno gumové lůžko s miskami pro přichycení vzpěry ke karosérii. Celek je zhotoven svařením z jednotlivých dílů.



Obr. 39 Vzpěra zavěšení, vlevo bez, vpravo s uchycením ke karosérii

7.2 NAPĚŤOVÁ A DEFORMAČNÍ ANALÝZA

Předpokládané zatížení vzpěry je na jedné straně karosérie tlakem v ose vzpěry, na druhé straně tahem opět v ose vzpěry. Hodnota zatížení je předpokládána ze silové situace na obr.40. Z momentové podmínky, z rovnice (3) po postupných úpravách vyplývá velikost síly působící na vzpěru, ke které se musí přičíst síla od hmotnosti automobilu. Pokud bychom chtěli přesnější výsledek působící síly na vzpěru, musíme započítat její odklon od podélné roviny karosérie. Jelikož odklon rejdové osy většinou neodpovídá odklonění samotného tlumiče, uvažuji, že není odkloněn vůbec. Tímto

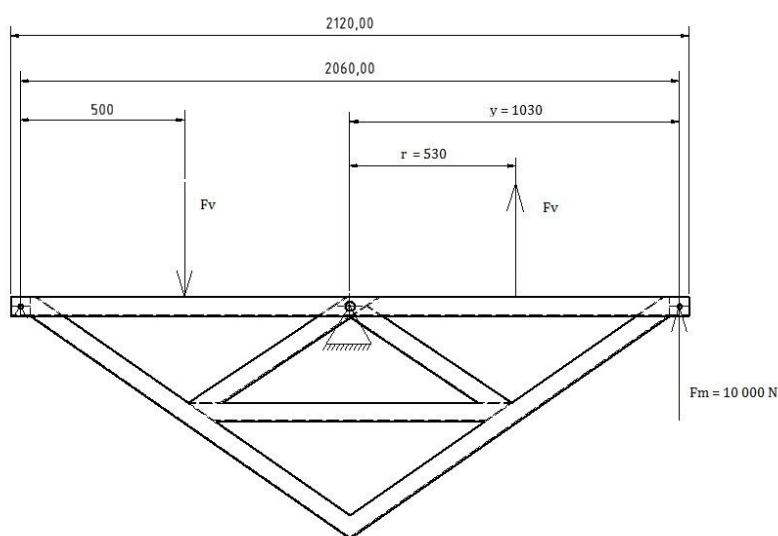


předpokladem se pohybují na straně bezpečnosti, jelikož z goniometrie trojúhelníku vyplývá vztah pro výpočet síly následující rovnicí (2), kdy je kosinus úhlu menší než 1.

$$F_o = F_v \cdot \cos \alpha \quad (2)$$

Kde F_o je síla působící v ose vzpěry, F_v je síla působící od nosníku, α je úhel, o který je odkloněná vzpěra od podélné roviny karosérie.

Vzpěra je pro výpočet ukotvena ve všech směrech na ploše podložky, která dosedá na miskou gumového uložení. Síla je definovaná jako tlak na ploše, která vznikne při dosednutí objímky tlumiče (dolní konec) na dno vzpěry.



Obr. 40 Poloha sil pro výpočet síly působící v ose vzpěry

Výpočet působící síly od nosníku na náboj kola:

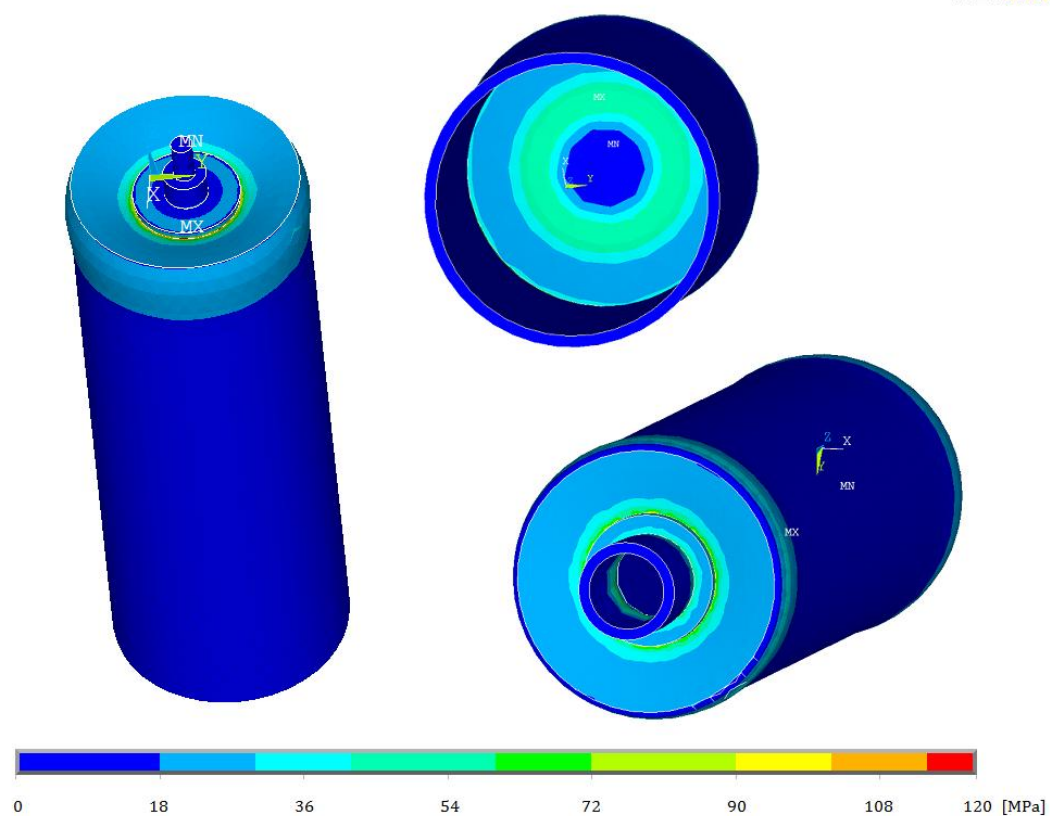
$$F_m \cdot y = F_v \cdot r + F_v \cdot r \quad (3)$$

$$F_m \cdot y = 2 \cdot F_v \cdot r \quad (4)$$

$$F_v = \frac{F_m \cdot y}{2 \cdot r} = \frac{10000 \cdot 1030}{2 \cdot 530} = 9716 \text{ N} \quad (5)$$

Kde F_m je síla působící od zatěžovacího mechanismu, y je délka ramene, na kterém působí síla F_m , r je délka ramene, na kterém působí síla F_v

Model je vysítován elementy SOLID186. Výsledek zatížení je patrný z obr.39, kde maximální napětí dosahuje 120 MPa. Materiál vzpěry je stejný jako u nosníku a to 11 375. V tomto případě vychází bezpečnost $k=1,79$, což je stále dostatečná hodnota. Deformace v ose vzpěry činí 0,15mm.

**ANSYS**

Obr. 41 Průběh napětí, vlevo celkový pohled, uprostřed nahoře pohled dovnitř vzpěry, vpravo dole pohled na spodní konec



8 METODIKA MĚŘENÍ

V této kapitole je popsán postup přípravy měřicího stavu, vozidla a samotného měření. K montáži měřicího stavu není nutné žádné speciální nářadí, nutná je gola sada, očkové klíče, imbusové klíče. Při přípravě automobilu je kromě již zmiňovaného nářadí navíc potřeba stahovák pružin, aby bylo možné vymontovat z pružící a tlumící jednotky uchycení ke karosérii s gumovým lůžkem. Důležitá je přítomnost jeřábu nad litinovou deskou.

8.1 PŘÍPRAVA MĚŘICÍHO STAVU

Montáž na litinovou desku se provádí následujícím způsobem. Jako první se na litinovou desku umístí stojan nosníku pomocí šroubů a obdélníkových matic, zasunutých v drážkách desky. Stojan je umístěn tak, aby rozvor měřeného automobilu nepřesahoval okraj litinové desky s rezervou minimálně 220 mm. Drážky desky jsou orientovány podélně s osou čepu nosníku. Dalším krokem je sestavení čepu nosníku a ložisek. Na jeden konec čepu nasadíme ložisko, nasadíme a přišroubujeme víčko pomocí imbusového šroubu. Z druhé strany ložiska se nasune vymezovací kroužek. Takto připravený čep se vloží do otvoru v nosníku, na čep se nasune druhý vymezovací kroužek, ložisko a nakonec víčko, které se opět upevní imbusovým šroubem. Tento celek, nosník s ložisky a čepem, se umístí na stojan a přišroubuje.

Sestavení zatěžovacího mechanismu začneme zašroubováním šroubu s pravým a levým závitem do nosných částí. Spodní nosná část je opatřena otvorem pro čep, kterým spojíme nosnou část s obdélníkovým profilem. Čep zajistíme drátěnými pojistkami. Na horní nosnou část našroubujeme snímač síly. Na snímač síly je našroubována součást s otvorem pro čep. Čep se zasune nosníkem, vymezovacím kroužkem, otvorem pro čep v horní části zatěžovacího mechanismu, dalším vymezovacím kroužkem a konečně druhou stranou nosníku. Čep opět zajistíme drátěnými pojistkami.

Adaptéry, uchycující náboje kol, se přišroubují do držáků. Zadní stojany se umístí do vzdálenosti odpovídající rozvoru náprav měřeného automobilu. Nakonec zapojíme snímač zatížení do vyhodnocovacího zařízení.

Pro zpřesnění měření zjistíme deformaci samotného nosníku. Na opačné straně nosníku, než se nachází zatěžovací mechanismus, umístíme vzpěru, která nedovolí natočení nosníku. Zatěžovacím mechanismem vymezíme vůle. Zkalibrujeme snímač síly na hodnotu 0 N. Takto připravený nosník, bez zatížení, zaznamenejme pomocí metody TRITOP. Nosník zatížíme silou 10 000 N a tento zátěžný stav opět zaznamenejme. Z výsledků vyhodnotíme skutečnou deformaci v místě, kde ji budeme měřit při měření automobilu. Tato hodnota se bude odečítat od hodnoty naměřené s vozidlem.



8.2 PŘÍPRAVA MĚŘENÉHO AUTOMOBILU

Z automobilu jsou vyjmuty pružící a tlumící jednotky, ze kterých je vyjmuto uložení ke karosérii. Zde je nutné použití stahováků pružin. Uložení se přišroubuje na pevné vzpěry a vloží se na místo původních pružících a tlumících jednotek. Následně je automobil vyzvednut jeřábem vhodným způsobem pomocí vazáku nad měřicí stav. Zde se přišroubují náboje kol k adaptérům. Adaptéry se na nosníku umístí do takových poloh, aby po přišroubování automobilu bylo dosaženo pokud možno co největší shody osy čepu nosníku a podélné osy karosérie.

8.3 POSTUP MĚŘENÍ

Zatěžovací mechanismus vyšroubujeme právě tak, aby byly vymezeny vůle v uložení samotného zatěžovacího mechanismu a uložení nosníku ve stojanu. Zkalibrujeme snímač síly na nulovou hodnotu síly. V tento moment zaznamenáme pomocí systému TRITOP výchozí polohu nosníku. Místo pro referenční bod zvolíme poblíž čepu zatěžovacího mechanismu. Šroubováním šroubu začneme zatěžovat karosérii automobilu do doby, kdy nám vyhodnocovací zařízení ukáže hodnotu 10 000 N. V tomto okamžiku zastavíme šroubování. Poznamenejme si přesnou hodnotu působící síly. Opět systémem TRITOP zaznamenáme zátěžný stav. Nakonec měřicí stav odlehčíme.

Pomocí TRITOP Deformation vyhodnotíme vzniklou deformaci. Od této deformace odečteme již zmiňovanou deformaci samotného nosníku. Úhel natočení se spočítá pomocí goniometrické funkce:

$$\sin\varphi = \frac{z}{l} \quad (6)$$

$$\varphi = \sin^{-1} \frac{z}{l} [^\circ] \quad (7)$$

Kde φ je úhel natočení karosérie, z je naměřené posunutí nosníku, l je vzdálenost referenčního bodu od osy rotace nosníku.

Dosazením do rovnice (8) dostaneme hodnotu torzní tuhosti karosérie.

$$k = \frac{T_{kmax}}{\varphi} = \frac{F_m \cdot y}{\varphi} [Nmm/^\circ] \quad (8)$$

Kde T_{kmax} je kroutící moment vyvolaný zatěžovací silou F_m na rameni y , φ je natočení karosérie



9 CHYBA MĚŘENÍ

9.1 CHYBA MĚŘENÍ PŘÍMO MĚŘENÉ VELIČINY

Měřené veličině přísluší jediná správná hodnota. Při opakování měření veličiny dostáváme zpravidla různé hodnoty. Odchylku naměřené hodnoty od správné nazýváme chybou.[9]

9.1.1 ROZDĚLENÍ CHYB

- Absolutní
$$\Delta x = x - x' \quad (9)$$

Kde x je správná (skutečná) hodnota, x' je naměřená hodnota

- Relativní
$$\delta = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100 \quad (10)$$

Relativní chyba lépe vystihuje přesnost měření. [9]

9.1.2 DRUHY CHYB PODLE PŮVODU

- Chyby hrubé
 - vznikají například omylem pozorovatele, měření zatížené touto chybou je nutné nebrat do úvahy, lze je rozeznat a z výsledků měření odstranit. Příčiny těchto chyb mohou být zaviněny nespolehlivostí smyslů, vlivem okolí atd. [9]
- Chyby systematické
 - Vyskytují se pravidelně, jsou dány například povahou metody, vlastnostmi přístrojů, systematickým vlivem vnějších podmínek. Tyto chyby se snažíme potlačit záměnou za dokonalejší měřicí přístroj, volbou vhodné metody měření, korekcí měření. Příkladem takovéto chyby může být měření napětí voltmetrem. Dostaneme hodnoty vždy menší než skutečné, protože vnitřní odpor voltmetru není nekonečně velký. [9]
- Chyby náhodné (statistické)
 - Vznikají působením náhodných vlivů, které z výsledků vyloučit nelze. [9]

Celkově lze psát (po vyloučení hrubých chyb):

$$x' = x + \Delta x_1 + \Delta x_2 \quad (11)$$

Kde x_1 je chyba statistická a x_2 chyba systematická. [9]



9.1.3 URČENÍ SPRÁVNÉ HODNOTY MĚŘENÉ VELIČINY

Ve skutečnosti však lze jen stanovit nejpravděpodobnější hodnotu měřené veličiny a odhadnout jaká je chyba tohoto stanovení. Naším cílem je určit správnou hodnotu měřené veličiny x . Změříme soubor hodnot $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, \dots, x_n$. Měření je zatíženo pouze náhodnými chybami (ne hrubými ani systematickými), to znamená velkým množstvím nezávislých odchylek od správné hodnoty měřené veličiny, přičemž jednotlivé odchylky jsou se stejnou pravděpodobností kladné nebo záporné. Rozdělení chyb měření je dáno tzv. normálním neboli Gaussovým rozdělením. Pro rozumný odhad na jednu platnou číslici zpravidla stačí $n > 5$. [9]

Z teorie chyb pro normální rozdělení plyne, že nejpravděpodobnější hodnota měřené veličiny je tzv. aritmetický průměr: [9]

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (12)$$

Míru přesnosti stanovení výsledku měření nejlépe určuje střední kvadratická chyba aritmetického průměru: [9]

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n(n-1)}} \quad (13)$$

9.1.4 STRUČNÝ POSTUP PŘI ZPRACOVÁNÍ VÝSLEDKŮ PŘÍMÝCH MĚŘENÍ

1. Změříme veličinu (např. délka tyče): $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, kde n je počet měření
2. Vyloučíme ojedinělé hodnoty, které se od ostatních výrazně liší a o nichž lze předpokládat, že jsou zatíženy hrubými chybami
3. Určíme, podle rovnice č.12, aritmetický průměr, který počítáme o jedno místo navíc, než bylo měřeno.
4. Určíme odchylku každého měření:

$$\Delta x_1 = \bar{x} - x_1 \quad (14)$$

$$\Delta x_2 = \bar{x} - x_2 \quad (15)$$

$$\Delta x_i = \bar{x} - x_i \quad (16)$$

5. Určíme, podle rovnice č.13, střední kvadratickou chybu aritmetického průměru a zaokrouhlíme ji na jedno platné místo.
6. Aritmetický průměr zaokrouhlíme na stejný počet desetinných míst, jako střední kvadratickou chybu aritmetického průměru
7. Výsledek měření zapíšeme ve tvaru: [9]

$$x = (\bar{x} \pm \sigma_0) \text{ jednotka} \quad (17)$$



9.2 PŘENESENÉ CHYBY FYZIKÁLNÍCH MĚŘENÍ

Často potřebujeme určit veličinu z fyzikálního zákona, tj. matematického vztahu, který určuje její souvislost s několika jinými fyzikálními veličinami, které jsme získali přímým měřením. Hledanou veličinu přímo neměříme, ale vypočítáme ji podle příslušného vzorce (fyzikálního zákona). V přímo měřených veličinách se však vždy vyskytují chyby měření. Takové chybě říkáme přenesená chyba. Tato podkapitola ukáže, jakým způsobem lze vypočítat takovou chybu. [10]

Předpokládejme, že fyzikální veličina X , kterou je nutno určit, je funkcí fyzikálních veličin $a, b, c, \dots$ obsažených v daném vzorci, tedy: [10]

$$X = f(a, b, c, \dots) \quad (18)$$

Pravděpodobné chyby veličin $a, b, c, \dots$ označíme $\sigma_a, \sigma_b, \sigma_c \dots$. Hledaná pravděpodobná chyba veličiny X bude označena σ_x . Její výpočet je třeba provést pomocí rovnice: [10]

$$\sigma_x = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial a} \sigma_a\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial b} \sigma_b\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial c} \sigma_c\right)^2 + \dots} \quad (19)$$

Kde vystupují parciální derivace funkce $f = (a, b, c, \dots)$ postupně podle proměnných $a, b, c, \dots$. Parciální derivací rozumějme takovou derivaci funkce f , při které považujeme všechny ostatní proměnné, kromě té, podle níž se derivuje, za konstantní. Celá složitost výpočtu pravděpodobné chyby nepřímého měření σ_x tedy spočívá ve správném stanovení příslušných derivací. Aplikací vztahu č.19 předvedu na jednoduchém příkladě. [10]

9.2.1 PŘÍKLAD VÝPOČTU PŘENÁŠENÉ CHYBY

Uvedme si praktický příklad určení chyby při výpočtu torzní tuhosti karosérie. Přímým měřením jsme získali hodnoty s určitou přesností, které nám ovlivní přesnost výsledku. Jsou to:

$$F_m = 10\,000 \pm 7,5 \text{ N} \quad (20)$$

$$y = 1030 \pm 0,5 \text{ mm} \quad (21)$$

$$z = 17,5 \pm 0,05 \text{ mm} \quad (22)$$

$$l = 1000 \pm 0,5 \text{ mm}$$

Pravděpodobné chyby veličin jsou:

$$\sigma_a = 15 \text{ N} \quad (23)$$

$$\sigma_b = 1 \text{ mm} \quad (24)$$



$$\sigma_c = 0,1 \text{ mm} \quad (25)$$

$$\sigma_d = 1 \text{ mm} \quad (26)$$

Celková pravděpodobná chyba se určí parciálními derivacemi podle rovnice č. 19. Jednotlivé parciální derivace jsou:

$$\frac{\partial f}{\partial F_m} = \frac{y}{\sin^{-1} \frac{z}{l}} \quad (27)$$

$$\frac{\partial f}{\partial y} = \frac{F_m}{\sin^{-1} \frac{z}{l}} \quad (28)$$

$$\frac{\partial f}{\partial z} = -F_m \cdot y \cdot \left(\sin^{-1} \frac{z}{l}\right)^{-2} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{z}{l}\right)^2}}\right) \cdot \frac{1}{l} \quad (29)$$

$$\frac{\partial f}{\partial l} = F_m \cdot y \cdot \left(\sin^{-1} \frac{z}{l}\right)^{-2} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{z}{l}\right)^2}}\right) \cdot \frac{z}{l^2} \quad (30)$$

Po dosazení parciálních derivací do rovnice č.19 a jejím vyčíslení dostaneme pravděpodobnou chybu:

$$\sigma_k = 18383 \text{ Nmm}/^\circ \quad (31)$$

Do rovnice č.8 dosadíme změřené veličiny a po jejím vyčíslení dostaneme předpokládanou torzní tuhost karosérie a pravděpodobnou chybu zapíšeme ve tvaru:

$$k = 10\,271\,958 \pm 9192 \text{ Nmm}/^\circ \quad (32)$$

Pro lepší představu, jak velká je chyba, ji můžeme zapsat jako relativní chybu vyjádřenou v procentech:

$$\delta_k = \frac{\sigma_k}{k} \cdot 100 = 0,2 \% \quad (33)$$



10 CENOVÁ KALKULACE

Ocelové profily a plechy jsou naceněny z firmy FERONA a.s. a KONDOR s.r.o., spojovací materiál z firmy SPOJMAT HÝSKOV s.r.o., ložiska ze společnosti ARKOV, snímač síly značky LUKAS. Dále je nutné počítat s náklady na výrobu, které nejsou níže zahrnuty.

Materiál	Množství	Cena
----------	----------	------

Obdélníkové profily ČSN EN 10219-1, 11 375

60 x 40 x 5	3 x 6 m = 18m	18 x 171 = 3078,-
80 x 60 x 5	1 x 6 m = 6m	6 x 243 = 1458,-

Plechy EN 10025-2, 11 375

5 mm	3kg	3 x 22,4 = 68,-
10 mm	11kg	11 x 22 = 250,-
15 mm	18kg	18 x 25 = 450,-
20 mm	7,5kg	7,5 x 23 = 173,-

Tyče ČSN EN 10277-4, 11 375

Φ18	6m	6 x 42 = 252,-
Φ30	6m	6 x 113 = 678,-
Φ50	6m	6 x 352 = 2112,-

Trubky ČSN 42 5715, 11 353.0

Φ33,7 x 2,6	6m	6 x 48,2 = 290,-
Φ53 x 4	6m	6 x 70 = 420,-

Šrouby ČSN EN ISO 4014

M14 - 50mm	12	12 x 10 = 120,-
M14 - 110mm	12	12 x 16 = 192,-
M12 - 20mm	2	2 x 10 = 20,-
M10 - 90mm	2	2 x 7 = 14,-

Matice ISO 7040-8

M14	12	12 x 4 = 48,-
-----	----	---------------

**Podložky ČSN 02 1702**

Φ15	24	$24 \times 10 = 240,-$
Φ12	2	$2 \times 2 = 4,-$

Drátěné pojistky

Springlock	4	$4 \times 10 = 40,-$
------------	---	----------------------

Ložiska

UC209	2	$2 \times 683,-$
-------	---	------------------

Snímač síly

S-50	1	14880,-
------	---	---------

Celkem: 25 470 Kč



ZÁVĚR

Karosérie plní mnoho úloh v konstrukci automobilu a jsou na ni kladeny vysoké nároky jak z hlediska pevnostního, prostorového, aerodynamického tak estetického. Na karosérii působí několik vlivů. Dynamické síly vznikající jízdou, povětrnostní podmínky ovlivňující korozivní životnost, případně deformace při nehodě. V této práci jsem se věnoval vlivu sil, působícím na karosérii vznikající jízdou, na torzní tuhost karosérie.

Torzní tuhost karosérie má zásadní vliv na jízdní vlastnosti automobilu, na jeho ovládání. Všichni výrobci se snaží dosáhnout co nejvyšší hodnoty torzní tuhosti za předpokladu bezpečné řízené deformace karosérie a jejich komponentů v případě dopravní nehody. Je mnoho způsobů měření torzní tuhosti karosérie jako např. měření pomocí rámové houpačky, rámu s řetězy, statického rámu s vahami atd. Jedním z cílů práce bylo vytvořit konstrukční návrh již zmiňovaného způsobu měření pomocí rámové houpačky. Velká pozornost byla věnována co možná nejvyšší tuhosti měřicího zařízení. Nutným prvkem je vzpěra nahrazující pružné spojení mezi kolem a karosérií, jež byla také navržena s ohledem na co nejvyšší tuhost.

Nedílnou součástí měření torzní tuhosti karosérie je práce s fotogrammetrickým zařízením, na ústavu automobilního inženýrství dostupným systémem TRITOP. Jeho zásadám práce a ovládání je věnovaná samotná kapitola. Jedná se o bezkontaktní měření prostorových souřadnic bodů s vysokou přesností měření.

Každé měření se vyznačuje určitou chybou, jak už chybou přímého měření, tak následně chybou přenášenou z tohoto měření do matematických vztahů popisujících fyzikální veličiny. Tato problematika je stručně popsána s uvedenými příklady použití.

Jelikož ústav automobilního inženýrství zvažuje výrobu podobného měřicího zařízení, je vypracován cenový odhad, který činí, jen za materiál, zhruba 25 500 Kč. Nutno podotknout, že větší polovinu nákladů tvoří tenzometrický snímač síly.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MILAN APETAUR, MIROSLAV HANKE, MILAN ROST, ZDENĚK KEJVAL, Karosérie, 1985, ISBN 80-01-00955-6
- [2] Agentura Auto Data, spol s.r.o, [online], [cit. 2013-04-03], URL:<<http://www.aad.sk>>
- [3] WILLIAM F. MILLIKEN, DOUGLAS L. MILLIKEN, Race Car Vehicle Dynamics, 2.vydání, 1995, ISBN 1-56091-526-9
- [4] DERPÉR P., Měření zkrutné tuhosti karosérie s využitím fotogrammetrického zařízení TRITOP. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009, 74s, Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [5] LONNY L., THOMSON, JON K., LAMPERT, E. HARRY LAW, Design of twist fixture to measure the torsional stiffness of a Winston cup chassis, 1998, SAE technical paper series 983054
- [6] Reverse Engineering, [online], [cit 2013-04-14], URL:<<http://www.kousa.co.jp>>
- [7] GOM mbH: User manual TRITOP v5.3.0, GOM Optical Measuring Techniques, Germany 2004
- [8] LUKAS, [online], [cit 2013-04-26], URL:<<http://www.lukas-tenzo.cz>>
- [9] Fakulta jaderná a fyzikálně inženýrská, [online], [cit. 2013-05-07], URL:<<http://www.fjfi.cvut.cz>>
- [10] Ústav fyziky FAST VUT, [online], [cit. 2013-05-07], URL:<<http://www.fyzika.fce.vutbr.cz>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\bar{x}$	[mm]	Aritmetický průměr
σ_a	[mm]	Pravděpodobná chyba síly F_m
σ_b	[mm]	Pravděpodobná chyba délky ramene, na kterém působí síla F_m
σ_0	[mm]	Pravděpodobná chyba
σ_c	[mm]	Pravděpodobná chyba délky posunutí referenčního bodu
σ_d	[mm]	Pravděpodobná chyba vzdálenosti referenčního bodu od osy rotace
Δx	[mm]	Absolutní chyba
F_m	[N]	Síla působící od zatěžujícího mechanismu
F_o	[N]	Síla působící v ose tlumiče
F_v	[N]	Síla působící od nosníku
k	[Nmm/°]	Torzní tuhost karosérie automobilu
l	[mm]	Vzdálenost referenčního bodu od osy rotace nosníku
n	[-]	Počet měření
r	[mm]	Délka ramene, na kterém působí síla F_v
T_{kmax}	[Nmm]	Kroutící moment
x	[mm]	Skutečná hodnota
x'	[mm]	Naměřená hodnota
y	[mm]	Délka ramene, na němž působí síla F_m
z	[mm]	Naměřené posunutí nosníku
α	[°]	Úhel, o který je odkloněná vzpěra od podélné roviny karosérie
δ	[%]	Relativní chyba
φ	[°]	Natočení karosérie



SEZNAM PŘÍLOH

Žádné přílohy