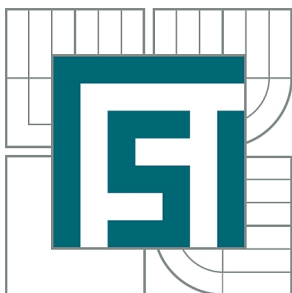


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MĚŘENÍ VÝŠKOVÉ POLOHY TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

MEASUREMENT OF VEHICLE CG HEIGHT POSITION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ FEDRA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ONDŘEJ BLAŽÁK

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Fedra

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:

Měření výškové polohy těžiště vozidla

v anglickém jazyce:

Measurement of Vehicle CG Height Position

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte principiálně a následně konstrukčně vhodné zařízení pro měření výškové polohy těžiště.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te rozbor možných metod zjištění výškové polohy těžiště vozidla.
2. Proved'te konstrukční návrh konkrétního zařízení pro měření výškové polohy těžiště pro potřeby ÚADI.
3. Proved'te pevnostní analýzu navrženého měřicího zařízení.
4. Jednotlivé body zadání upřesní vedoucí diplomové práce.

Seznam odborné literatury:

[1] VLK,F. Dynamika motorových vozidel. ISBN 80-238-5273-6, Nakladatelství VLK, Brno 2000.

[2] VLK,F. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. ISBN 80-234-6573-0, Nakladatelství VLK, Brno 2000.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blaťák

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 18.10.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá měřením výškové polohy těžiště vozidla. V první části jsou popsány všechny metody pro měření výškové polohy. Druhá část se zabývá návrhem měřicího zařízení. Toto zařízení je analyzováno Metodou Konečných Prvků. Vozidlo je nakláněno pomocí hydraulického systému. Třetí část ukazuje nejlepší úhel naklonění pro minimální chybu výškové polohy těžiště. V závěru práce je popsán postup měření pro navržené zařízení.

Klíčová slova

Těžiště, měřicí zařízení, měření výškové polohy těžiště vozidla, metoda konečných prvků, Tritop

Annotation

This diploma thesis deals with measurement of vehicle centre of gravity height position. All methods for measurement of CG height position are described in the first part. The second part deals with designing of device for measurement of CG height. This measurement device is analysed by Finite Element Method. The vehicle is tilt by hydraulic system. The third part shows the best tilt angle for minimal error of CG height. At the end, there is described a measuring procedure for designed device.

Keywords

Centre of gravity, measurement device, measurement of vehicle centre of gravity height, finite element method, Tritop

Bibliografická citace

FEDRA, T. Měření výškové polohy těžiště vozidla. Brno, VUT-FSI., 2010, 97 s.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně a použil jsem literárních pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů informací.

V Brně dne

podpis

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce panu Ing. Ondřeji Blatákov. Dále chci poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

Obsah

1 ÚVOD	8
2 VÝZNAM VÝŠKOVÉ POLOHY TĚŽIŠTĚ VOZIDLA	9
3 POLOHA TĚŽIŠTĚ VOZIDLA	11
3.1 Měření podélné a příčné polohy těžiště	11
3.2 Měření výškové polohy těžiště vozidla	13
3.2.1 Metoda vážení vozidla při naklánění na nápravu	14
3.2.2 Metoda zavěšení celého vozidla	18
3.2.3 Metoda vážení vozidla při naklánění na bok	19
3.2.4 Metoda postupného zavěšování	21
3.2.5 Metoda zjištění úhlu překlopení	23
3.2.6 Měření polohy těžiště pomocí centrifugy	25
3.3 Poloha těžiště odpružené hmoty vozidla	28
4 PRAXE V MĚŘENÍ VÝŠKOVÉ POLOHY TĚŽIŠTĚ VOZIDLA	31
5 VÝBĚR VHODNÉ METODY	33
6 CHYBY MĚŘENÍ	36
7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ	46
8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ VYUŽÍVAJÍCÍ METODU VÁŽENÍ VOZIDLA PŘI NAKLÁNĚNÍ NA BOK	48
8.1 Popis zařízení	48
8.2 Pevnostní kontrola	53
8.2.1 Pevnostní kontrola podélného nosníku vrchního rámu	53
8.2.2 Pevnostní kontrola příčného nosníku vrchního rámu	54
8.2.3 Pevnostní kontrola čepu	56
8.3 Pevnostní analýza rámu pomocí MKP	56
8.4 Návrh hydraulického okruhu	59
8.4.1 Výpočet zvedací síly	59
8.4.2 Návrh parametrů hydraulického válce	62
8.4.3 Návrh hydraulického agregátu	65
8.4.4 Návrh oleje	66
8.4.5 Návrh hydraulických hadic	67
9 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZAŘÍZENÍ VYUŽÍVAJÍCÍ METODU ZJIŠTĚNÍ ÚHLU PŘEKLOPENÍ	68
9.1 Popis zařízení	68
9.2 Pevnostní kontrola	70

9.2.1 Pevnostní kontrola nosníku vrchního rámu.....	70
9.2.2 Pevnostní kontrola nosníku spodního rámu	71
9.2.3 Pevnostní kontrola čepu	73
9.3 Pevnostní analýza rámu pomocí MKP	73
9.4 Návrh hydraulického okruhu.....	77
9.4.1 Výpočet zvedací síly	77
9.4.2 Návrh parametrů hydraulického válce	78
9.4.3 Návrh hydraulického agregátu, oleje a hadic	81
10 METODIKA MĚŘENÍ	82
10.1 Použitá měřidla	82
10.1.1 Váhy	82
10.1.2 Sklonoměr	83
10.1.3 Clinotronic	83
10.1.4 Tritop.....	84
10.2 Příprava měřeného vozidla	87
10.3 Postup měření pro metodu vážení při naklánění na bok.....	87
10.4 Postup měření pro metodu zjištění úhlu překlopení.....	90
11 ZÁVĚR	92
12 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	94
13 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	95

1 Úvod

Automobily jsou v dnešní době nedílnou součástí každodenního života většiny lidí. Jsou využívány jak k přepravě osob, tak i nákladů nejrozličnějšího druhu. Požadavky na osobní automobily se neustále zvětšují. Především to jsou nároky na bezpečnost, ovladatelnost, pohodlí cestujících a v neposlední řadě také na nízkou spotřebu paliva a emise. Tyto požadavky znamenají pro konstruktéry nové úkoly, aby navrhovali stále kvalitnější automobily.

Při konstruování vozidla a při optimalizování jeho jízdních vlastností je velmi důležitým faktorem znalost polohy těžiště. Podélná a příčná poloha těžiště ovlivňuje rozložení zatížení na jednotlivá kola, což způsobuje nedotáčivost nebo přetáčivost při brzdění nebo při jízdě v zatáčkách. Výšková poloha těžiště je důležitá pro udržení stability v zatáčkách, aby se vozidlo nepřevrátilo. Dále na ní závisí rozložení sil na přední a zadní nápravě při brzdění, úhel klopení, matematické simulování ovladatelnosti a pohybu v prostoru. Pro měření horizontální polohy existují propracované metody a výsledky jsou poměrně přesné. Do měření výškové polohy ovšem vstupuje mnoho faktorů ovlivňující přesnost, a proto je třeba tomuto problému věnovat větší pozornost. A právě to je hlavní náplní této diplomové práce.

V rešeršní části budou popsány všechny známé metody pro měření výškové polohy těžiště vozidla. Zmíněny budou také jednotlivé výhody a nevýhody. V další části bude navrženo zařízení pro nalezení výškové polohy těžiště, na kterém bude možné měřit převážnou část osobních automobilů s různými rozchody a rozvory kol. Zařízení má být navrženo pro potřeby Ústavu automobilního a dopravního inženýrství.

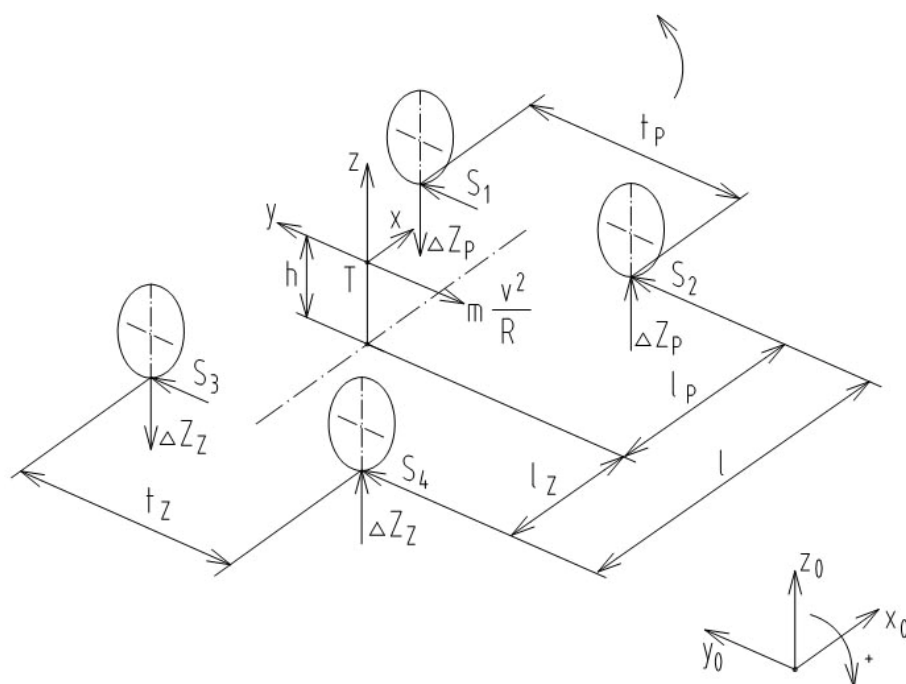
Na ÚADI jsou prováděny jízdní zkoušky osobních automobilů i vozidla formulového typu. Následně je prováděno optimalizování jízdních vlastností. K tomu je potřeba znát přesná poloha těžiště vozidla. Výšková poloha těžiště byla dosud pouze odhadována, z čehož plynuly nepřesnosti ve výpočtech. Tato diplomová práce má za cíl měření přesné výškové polohy těžiště, aby bylo možné tuto hodnotu dále používat při výpočtech pro optimalizování vozidla.

2 Význam výškové polohy těžiště vozidla

Znalost polohy těžiště je velmi důležitým faktorem při konstrukci i při optimalizování jízdních vlastností vozidla. Pro měření horizontální polohy existují propracované metody a výsledky jsou poměrně přesné. Do měření výškové polohy ovšem vstupuje mnoho faktorů ovlivňující přesnost, a proto je třeba tomuto problému věnovat větší pozornost. Poloha těžiště je obsažena ve velkém množství rovnic a výpočtových modelů pro chování vozidla při provozu. Výšková poloha těžiště ovlivňuje následující vlastnosti:

- Rozložení sil na přední a zadní nápravě při brzdění
- Moment překlacení vozidla
- Jízda v zatáčkách
- Matematické simulování ovladatelnosti
- Úhel klopení

Jako příklad bude v následujícím textu popsána problematika naklápění automobilu a změna svislého zatížení kol. Pro tento případ je zvolen prostorový model vozidla a těžiště umístěné nad úrovní vozovky, Obr.1.



Obr.1 Naklápění vozidla při jízdě zatáčkou [12]

Podle předchozího obrázku je těžiště vozidla ve výšce h nad vozovkou, odstředivá síla je mv^2/R a boční reakce pneumatik jsou $S_P = S_1 + S_2$ a $S_Z = S_3 + S_4$. Tyto parametry vyvolávají moment kolem podélné osy M :

$$M = m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h \quad (1)$$

Tento moment naklání vozidlo a tím vyvolává změnu svislých zatížení kol ΔZ_P a ΔZ_Z [12].

Dalším příkladem užití výškové polohy těžiště je zatížení přední nápravy Z_P a zadní nápravy Z_Z při brzdění:

$$Z_P = G \cdot \left(\frac{l_Z}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad (2)$$

$$Z_Z = G \cdot \left(\frac{l_P}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) \quad (3)$$

G – gravitační síla

l – rozvor kol

l_P – vzdálenost těžiště od přední nápravy

l_Z – vzdálenost těžiště od zadní nápravy

z – poměrné zpomalení

Chování vozidla při průjezdu zatáčkou, zatížení náprav při brzdění a s tím spojená účinnost brzdění jsou jedny z nejdůležitějších bezpečnostních vlastností při reálném provozu. V této kapitole je ukázáno, že výšková poloha těžiště vozidla se vyskytuje ve výpočtech pro hlavní provozní vlastnosti vozidla. Proto je třeba jí věnovat velkou pozornost a znát její přesnou hodnotu.

3 Poloha těžiště vozidla

Těžiště je geometrická vlastnost každého objektu. Je to působíště gravitační síly působící na těleso. Pomocí těžiště je možné popsat trajektorii daného objektu v prostoru při pohybu z jednoho místa na jiné. Těžiště tělesa může ležet i mimo jeho obrysy nebo ve vnitřní dutině.

Poloha těžiště je jedním ze základních určujících členů pro pohybové vlastnosti vozidla. Schopnost přenosu sil při zatáčení velmi závisí na normálovém zatížení působící na pneumatiku. Většina změn prováděných na podvozku vozidla, za účelem nastavení co nejlepšího výkonu, má efekt na zatížení kol. To může být ovlivněno změnou polohy těžiště nebo změnou distribuce zatížení kol při zatáčení. [14]

Poloha těžiště v horizontální rovině, podélná a příčná složka, ovlivňuje rozložení zatížení na jednotlivá kola, resp. na nápravy. Tento parametr způsobuje nedotáčivost nebo přetáčivost při brzdění nebo při jízdě v zatáčkách. Výšková poloha těžiště je důležitá pro udržení stability v zatáčkách, aby se vozidlo nepřevrátilo. Dále na výškové poloze těžiště závisí rozdělení brzdných sil na nápravy. Motorové vozidlo nesmí při brzdění v přímém směru začít rotovat. Zároveň musí být zaručeno, aby vozidlo na co nejkratší možné dráze. [13]

3.1 Měření podélné a příčné polohy těžiště

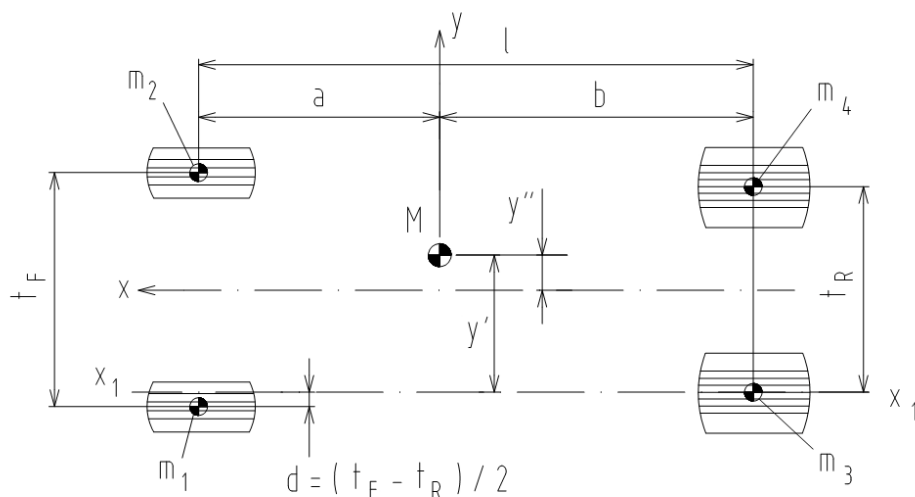
Pro zjištění podélné a příčné polohy těžiště vozidla je zapotřebí znát hmotnost připadající na jednotlivá kola. Tyto hodnoty se získávají pomocí vah umístěných pod jednotlivá kola. Při vážení musí být vozidlo ve vodorovné poloze, aby součet hmotností pod všemi koly byl roven celkové hmotnosti vozidla:

$$M = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 \quad (4)$$

Schéma výpočtu pro zjištění polohy těžiště je znázorněno na Obr.2.

Hmotnost pod přední nápravou m_F je rovna součtu hmotností pod oběma předními koly:

$$m_F = m_1 + m_2 \quad (5)$$



Obr.2 Podélná a příčná poloha těžiště [14]

Prvním krokem výpočtu je vytvoření momentu k ose zadní nápravy:

$$b = \frac{m_F \cdot l}{M} \quad (6)$$

Z Obr.2 dále vyplývá moment k ose x_I-x_I (osa paralelní k centrální ose vozidla a procházející levým zadním kolem):

$$y' = \frac{m_2}{M} \cdot (t_F - d) - \frac{m_1}{M} \cdot d + \frac{m_4 \cdot t_R}{M} \quad (7)$$

Jelikož platí rovnice:

$$y'' = y' - \frac{t_R}{2} \quad (8)$$

, je možné vypočítat příčný posun těžiště vozidla od hlavní osy x :

$$y'' = \frac{m_2}{M} \cdot (t_F - d) - \frac{m_1}{M} \cdot d + \frac{m_4 \cdot t_R}{M} - \frac{t_R}{2} \quad (9)$$

Hodnota y'' udává kladnou hodnotu. Záporná hodnota udává příčné posunutí těžiště doleva, což je zpravidla případ pro vozidla určená pro jízdu na závodním okruhu. Pokud má vozidlo stejné rozchody na přední a zadní nápravě, platí:

$$t_R = t_F = t \quad (10)$$

Rovnice (9) se redukuje na:

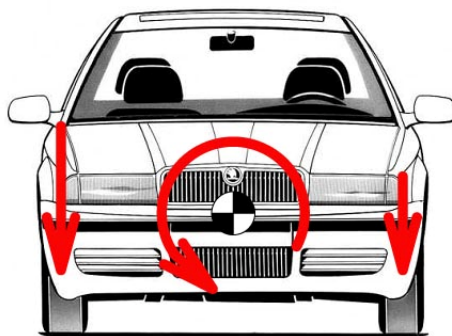
$$y'' = \frac{m_2 + m_4}{M} \cdot t - \frac{t}{2} \quad (11)$$

Jestliže hodnoty rozchodu přední a zadní nápravy jsou stejné a těžiště leží na hlavní ose (rovina $x - z$), platí následující vztah [14]:

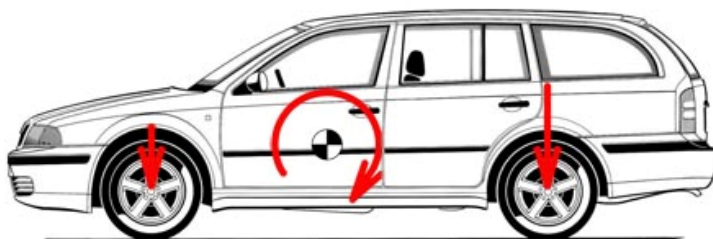
$$m_2 + m_4 = \frac{M}{2} \quad (12)$$

3.2 Měření výškové polohy těžiště vozidla

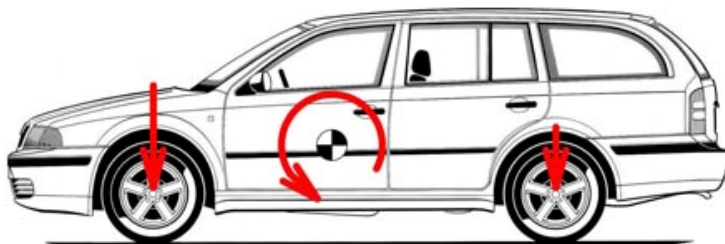
Nalezení výškové polohy je poněkud obtížnější než nalezení horizontální polohy a je důležité mu věnovat velkou pozornost. Ovlivňuje totiž stabilitu vozidla při jízdě v zatáčkách a spolu s rozchodem kol určuje okamžik ztráty kontaktu s vozovkou a následné převrácení. Z Obr.3 je patrné rozložení sil při průjezdu zatáčkou, při akceleraci a deceleraci.



Obr.3a Rozložení sil při průjezdu zatáčkou



Obr.3b Rozložení sil při akceleraci



Obr.3c Rozložení sil při deceleraci

Při měření výškové polohy těžiště je třeba zamezit posunutí karoserie vůči podvozku. Tento požadavek je zajištěn zablokováním pružin ve vodorovné poloze vozidla. Standardním způsobem zabezpečení propružení je nahrazení tlumiče tuhou tyčí, např. svařením starého tlumiče. Toto řešení ovšem není univerzální a lze jej použít pouze na malé množství vozidel. Měření výškové polohy mohou ovlivnit další faktory jako např. deformace pneumatik nebo množství paliva v nádrži. Tyto faktory budou popsány v dalším textu.

Výškovou polohu těžiště vozidla je možné určit pomocí těchto metod:

- metoda vážení vozidla při naklánění na nápravu
- metoda zavěšení celého vozidla
- metoda vážení vozidla při naklánění na bok
- metoda postupného zavěšování
- metoda zjištění úhlu překlopení
- měření polohy těžiště pomocí centrifugy

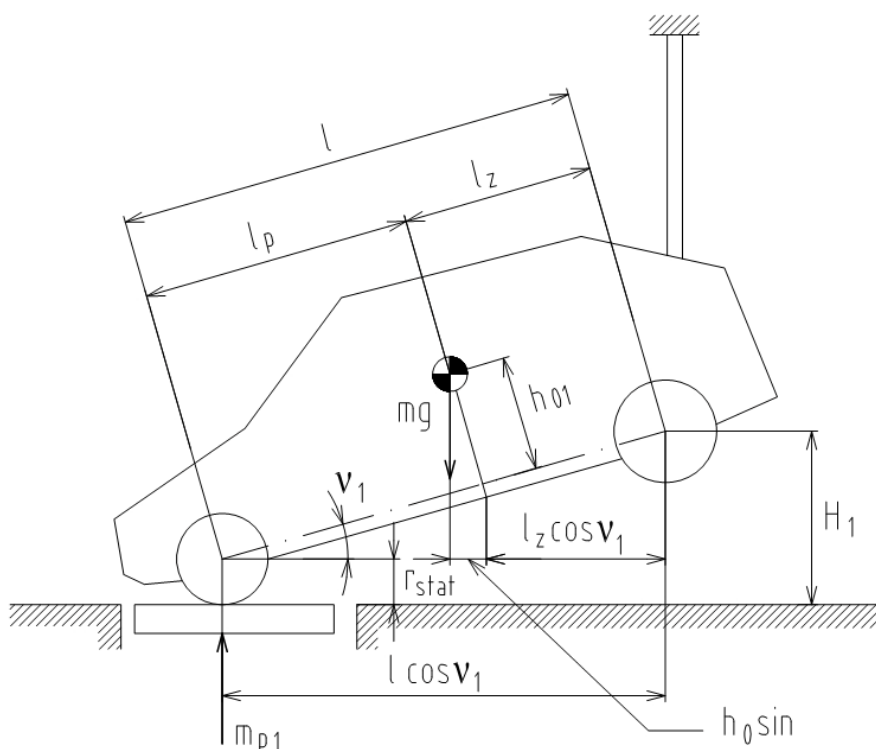
3.2.1 Metoda vážení vozidla při naklánění na nápravu

Tato metoda je nejpoužívanější pro zjištění výškové polohy. Její princip spočívá v zavěšení vozidla do určité výšky, přičemž přední nebo zadní náprava zůstává na vahách. Vozidlo se při tom nakloní o úhel ν_1 . Schéma popisující zavěšení vozidla je na Obr.4. V zavěšeném stavu platí následující statická rovnice rovnováhy momentů vzhledem k ose zadní nápravy:

$$m_{pl} \cdot l \cdot \cos \nu_1 - m \cdot (h_{01} \cdot \sin \nu_1 + l_z \cdot \cos \nu_1) = 0 \quad (13)$$

Z rovnice (13) lze vyjádřit hmotnost připadající na přední nápravu v zavěšeném stavu:

$$m_{pl} = \frac{m \cdot h_{01}}{l} \cdot \operatorname{tg} \nu_1 - m \cdot \frac{l_z}{l} = \frac{m \cdot h_{01}}{l} \cdot \operatorname{tg} \nu_1 - m_p \quad (14)$$



Obr.4 Metoda vážení vozidla při naklánění na nápravu [15]

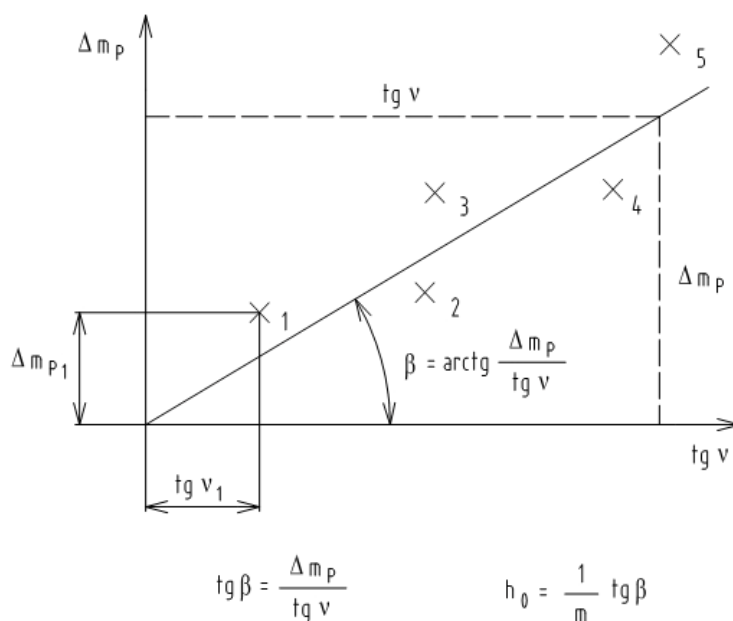
Hmotnost m_p vyjadřuje váhu vozidla na přední nápravě při vodorovné poloze. Při zvedání vozidla se zvětší hmotnost na přední nápravě oproti vodorovné poloze o hodnotu Δm_p a platí:

$$\Delta m_p = m_{p1} - m_p = \frac{m \cdot h}{l} \cdot \operatorname{tg} v_1 \quad (15)$$

Pokud je znám přírůstek hmotnosti, pak je možné z rovnice (15) vypočítat vzdálenost těžiště vozidla od spojnice středů předního a zadního kola.

$$h_{01} = \frac{\Delta m_{p1}}{m} \cdot \frac{l}{\operatorname{tg} v_1} \quad (16)$$

Při měření hmotnosti a velikosti úhlu sklonu vozidla může snadno dojít k chybám. Pro jejich minimalizaci je měření úhlu a hmotnosti několikrát opakováno. Výsledné hodnoty Δm_p a $\operatorname{tg} v_1$ jsou vyneseny do grafu na Obr.5:



Obr.5 Graf minimalizace chyb vlivem měření [15]

Získané body v grafu jsou proloženy přímkou, u které je následně zjištěna směrnice. Pomocí této směrnice je určena kolmá vzdálenost těžiště vozidla od spojnice středů přední a zadní nápravy:

$$h_{01} = \frac{\Delta m_p}{m} \cdot \frac{l}{\tan v} = \frac{l}{m} \cdot \tan \beta \quad (17)$$

Celková výška těžiště je spočítána součtem výšky těžiště od spojnice středů kol h_{01} a vzdáleností středu kola od opěrné roviny r_{stat} za předpokladu, že vzdálenosti r_{stat} jsou stejné pro přední i zadní kolo [15].

Pro výše uvedený výpočet je nutné měřit úhel v . Tento úhel je možné vyjádřit pomocí snadněji měřitelné výšky H_1 :

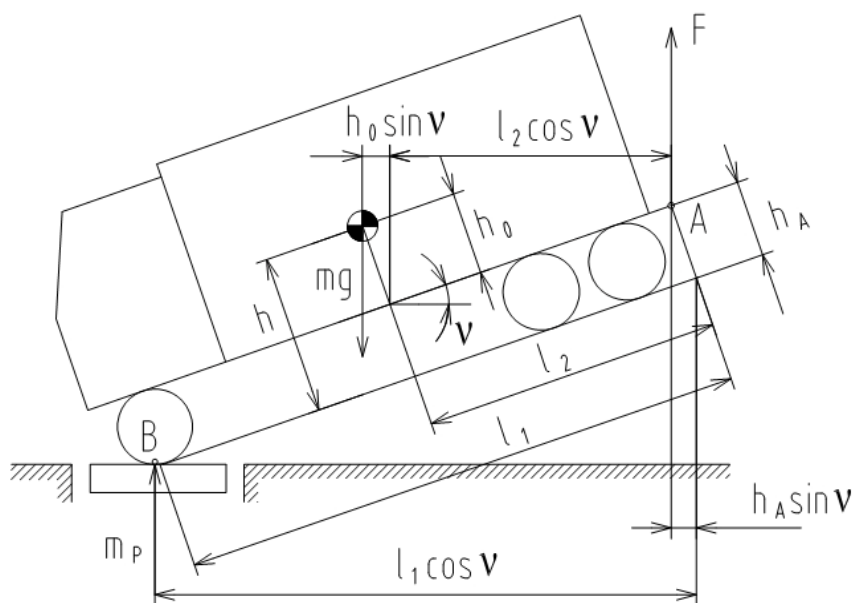
$$\sin v_1 = \frac{H_1}{l} \cdot \cot g v_1 = \frac{\sqrt{1 - \sin^2 v_1}}{\sin v_1} = \frac{\sqrt{l^2 - H_1^2}}{H_1} \quad (18)$$

Polohu těžiště od spojnice středů přední a zadní nápravy h_{01} je možné počítat dle vztahu:

$$h_{01} = \frac{\Delta m_{p1}}{m_p} \cdot \frac{l}{H_1} \cdot \sqrt{l^2 - H_1^2} \quad (19)$$

Pro tento postup je také vytvořen kontrolní diagram tak, že na svislé ose budou opět přírůstky hmotnosti Δm_p a na vodorovné ose budou hodnoty $H_1 / \sqrt{l^2 - H_1^2}$.

U nákladních automobilů se poloha těžiště zjišťuje obdobným způsobem. Přední náprava opět stojí na vahách, ale vozidlo je zvedáno za závěsné zařízení (bod A), jak je uvedeno na Obr.6:



Obr.6 Metoda vážení vozidla pro nákladní automobily [15]

Místo statického poloměru kol je pro určení výšky těžiště použita výška závěsného zařízení h_A . Měření hmotností lze nahradit měřením síly F a z rovnice momentů k bodu B určit hodnotu h_0 a následně výšku těžiště [15]. Pro výpočet jsou použity následující rovnice:

$$\sum M_A : m_p \cdot (l_1 \cos \nu - h_A \sin \nu) - m \cdot (l_2 \cos \nu + h_0 \sin \nu) = 0 \quad (20)$$

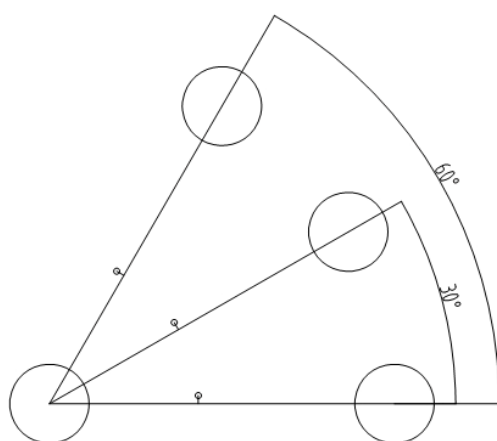
$$h_0 = \left(\frac{m_p}{m} \cdot l_1 - l_2 \right) \cdot \frac{1}{\tan \nu} - \frac{m_p}{m} \cdot h_A \quad (21)$$

$$h = h_0 + h_A \quad (22)$$

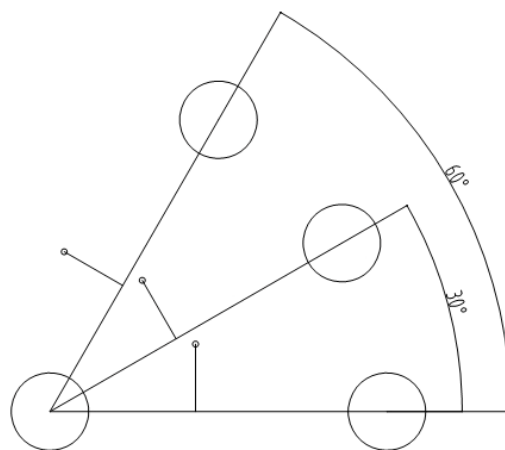
Při zvedání musí být kola na přední nápravě zajištěna proti posuvu, aby vozidlo nesjelo z váhy. Zvedání vozidla za zadní nápravu nesmí zapříčinit jeho horizontální posun. K tomu je možné využít několik postupů:

- vrchní kladkostroj – zajištění tažného lana stále ve vertikální poloze
- čtyř sloupkový zvedák – zadní kola se musí volně odvalovat na horizontální rampě

Tato metoda není vhodná pro vozidla, které mají těžiště velmi nízko. Při naklání takovýchto vozidel je přírůstek na vahách velmi malý a tím je do měření vnesená velká chyba. Pro vozidla s výše umístěným těžištěm jsou přírůstky na vahách větší. Na Obr.7a je zobrazeno vozidlo s nízko umístěným těžištěm a na Obr.7b je vozidlo s výše umístěným těžištěm. Vozidla na obou obrázcích jsou nakláněny o stejné úhly 30° a 60° .



Obr.7a Vozidlo s nízko položeným těžištěm

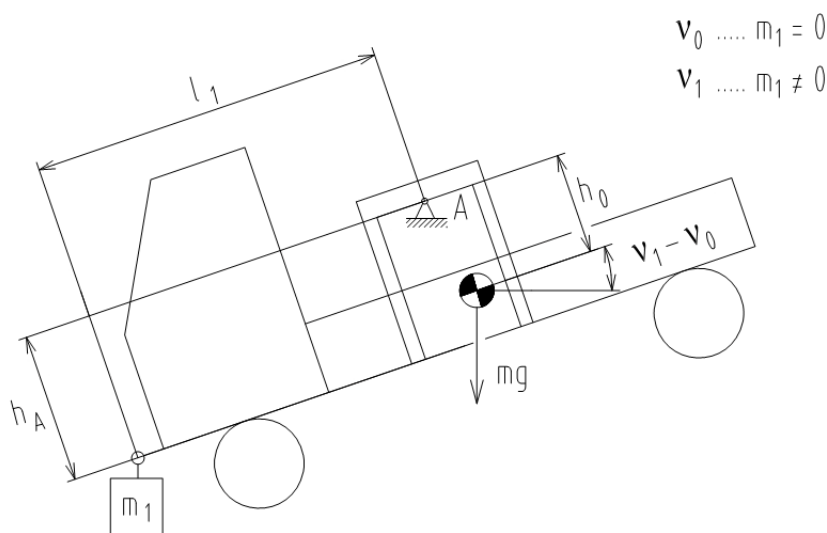


Obr.7b Vozidlo s výše položeným těžištěm

Tato metoda je často používána v případech, kdy je třeba jednoduše a rychle provést odhad polohy těžiště. Pro přesnější měření je nutné zamezit propružení tlumičů a to v tomto případě znamená demontáž kola a nahrazení tlumičů tuhou tyčí.

3.2.2 Metoda zavěšení celého vozidla

Princip této metody spočívá v zavěšení vozidla za speciální přípravek upevněný na karoserii nebo korbu. Vozidlo se natáčí kolem bodu A . Na přední část vozidla je umístěno závaží o známé hmotnosti m_1 . Tímto způsobem je možné určit přímo výšku těžiště odpružené části vozidla, protože při měření se vozidlo neopírá o plošinu a je tedy možno nápravy (neodpružené části) demontovat. Při zjišťování polohy těžiště touto metodou je měřen úhel naklonění místo zatížení kol na nápravě. Princip metody je uveden na Obr.8:



Obr.8 Metoda zavěšení celého vozidla s použitím závaží [15]

Při výpočtu se vychází ze sestavení statické rovnice rovnováhy momentů vzhledem k bodu závěsu A :

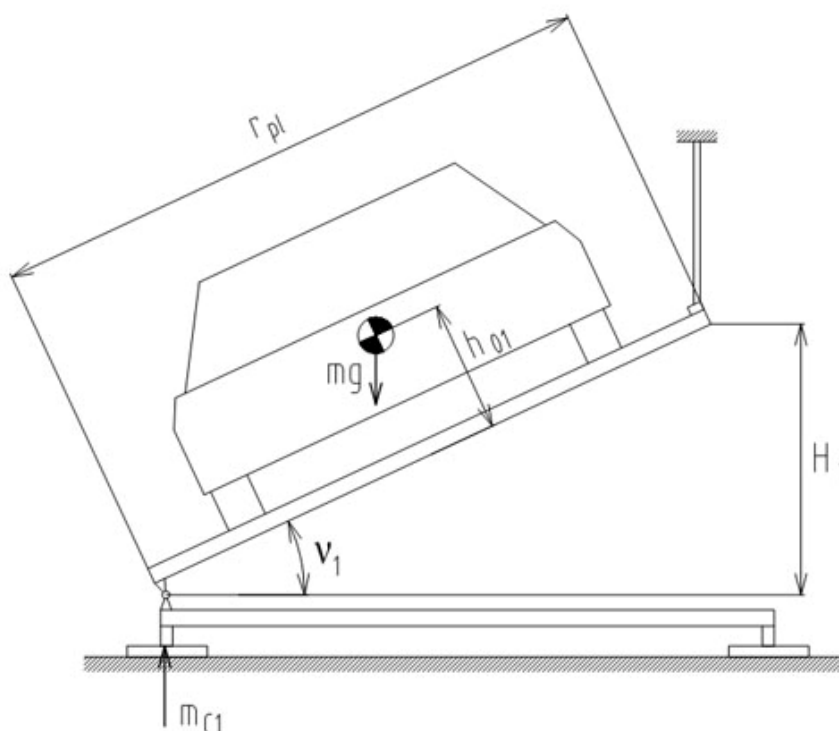
$$\sum M_A : m_1 \cdot [l_1 \cos(v_1 - v_0) - h_A \sin(v_1 - v_0)] - m h_0 \sin(v_1 - v_0) = 0 \quad (23)$$

$$h_0 = \frac{m_1}{m} \cdot [l_1 \cot g(v_1 - v_0) - h_A] \quad (24)$$

3.2.3 Metoda vážení vozidla při naklánění na bok

Princip vychází z metody vážení vozidla při naklánění na nápravu popsané v kapitole 3.2.1. Zde je ovšem vozidlo umístěno na plošinu, ke které je připevněno, aby nedošlo k posunu a následnému poškození vozidla a vnesení chyby do měření. Pomocí speciálních přípravků je zajištěno propnutí tlumičů a také bočního posunu vozidla vlivem naklánění plošiny.

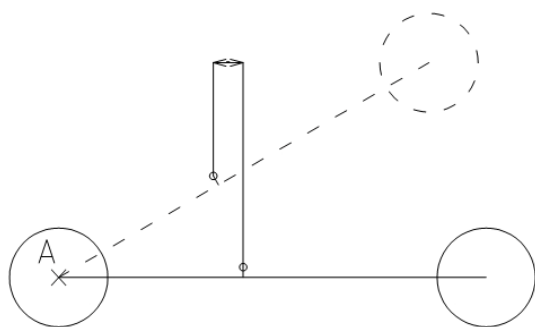
Po připevnění vozidla je jeden bok plošiny zvedán pomocí jeřábu nebo hydraulického zvedáku a plošina s vozidlem se naklání. Pod nakláněnou plošinu jsou umístěny váhy, které měří přírůstek hmotnosti. Dále je třeba změřit úhel sklonu plošiny. Princip metody je znázorněn na Obr.9:



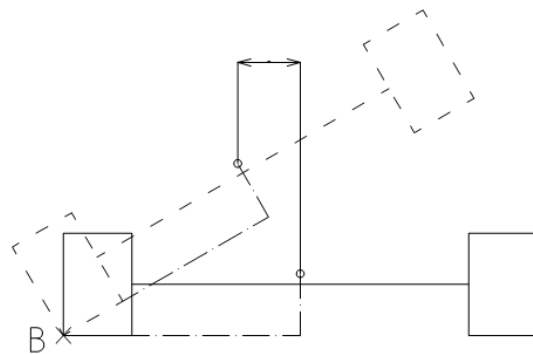
Obr.9 Metoda vážení vozidla při naklánění na bok

Před vlastním měřením výškové polohy těžiště vozidla je třeba také znát polohu těžiště celé plošiny, protože ta se stává součástí měření. Při naklánění plošiny se přesune její těžiště nad váhy a ty změří větší hmotnost. Při výpočtu těžiště vozidla je třeba odečíst těžiště plošiny. Pokud je k dispozici model měřicí plošiny vytvořený v CAD systému, je možné zjistit těžiště v tomto softwaru. V opačném případě lze polohu těžiště změřit. Pro podélnou a příčnou polohu by byla použita metoda vážení pod přední a boční hranou plošiny. Pro výškovou polohu je možné využít kteroukoli metodu popsanou v této práci.

Hlavním rozdílem této metody oproti vážení vozidla v šikmé poloze je to, že je možné měřit vozidla i s nízko položeným těžištěm. Pokud je jedna z náprav zavěšena do vzduchu a druhá zůstává na vahách, schéma je na Obr.10a, vozidlo se otáčí kolem bodu A – střed kola, které je na vahách. U vozidel s nízko umístěným těžištěm se většinou těžiště nachází blízko spojnic středů kol, a proto při naklánění nedochází k velkému přitěžování na vahách. U metody překlopení je vozidlo nakláněno na bok a otáčí se kolem bodu B , jak je znázorněno na Obr.10b. Poloha těžiště je určována vzdáleností od podložky a v porovnání s metodou vážení v šikmé poloze je větší o poloměr kola. Při naklánění vozidla je na vahách větší přitížení a tím není do měření vnášena velká chyba. Proto je tato metoda vhodná i pro vozidla formulového typu s nízko umístěným těžištěm.



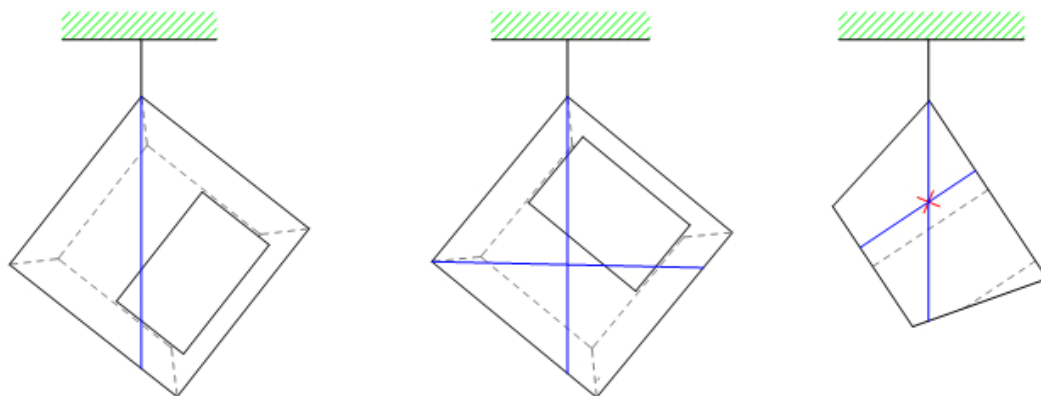
Obr.10a Vozidlo nakláněné na nápravu



Obr.10b Vozidlo nakláněné na bok

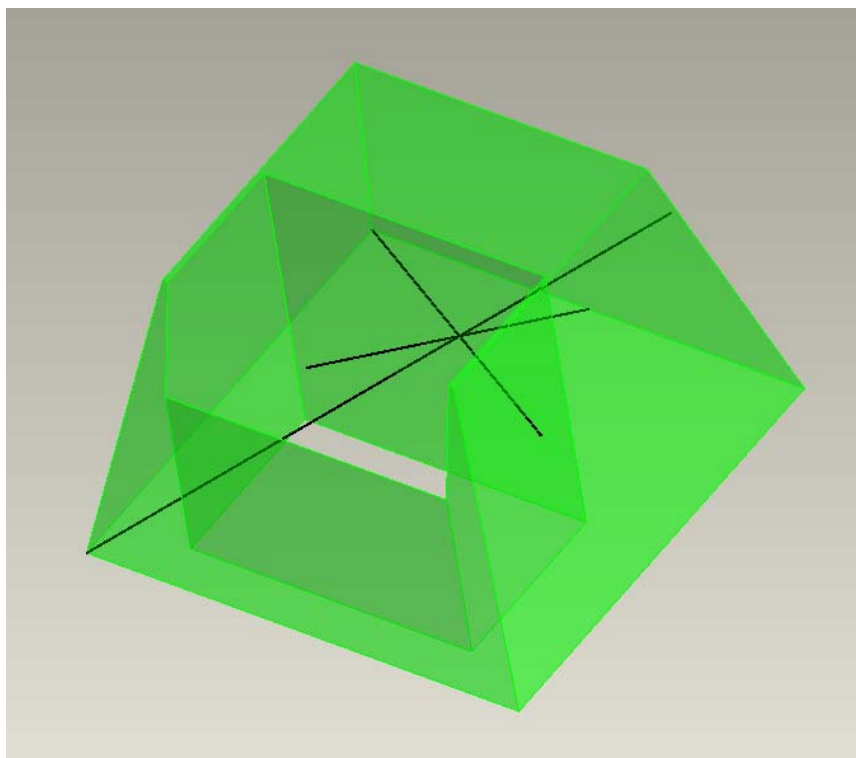
3.2.4 Metoda postupného zavěšování

Základní metodou zjišťování polohy těžiště u nepravidelných těles je jeho postupné zavěšování. Po zavěšení a ustálení tělesa v klidové poloze se těžiště nachází na svislici procházející bodem závěsu. Spojnice těžiště a závěsu se nazývá těžnice. Postupným zavěšováním v různých bodech tělesa jsou nalezeny další těžnice. Těžiště tělesa se nachází v průsečíku všech těžnic. Pro určení těžiště 2D tělesa je zapotřebí zavěšení minimálně ve dvou různých bodech. Pro prostorové těleso jsou nutné 3 zavěšení. Princip zavěšování je ukázán na Obr.11:



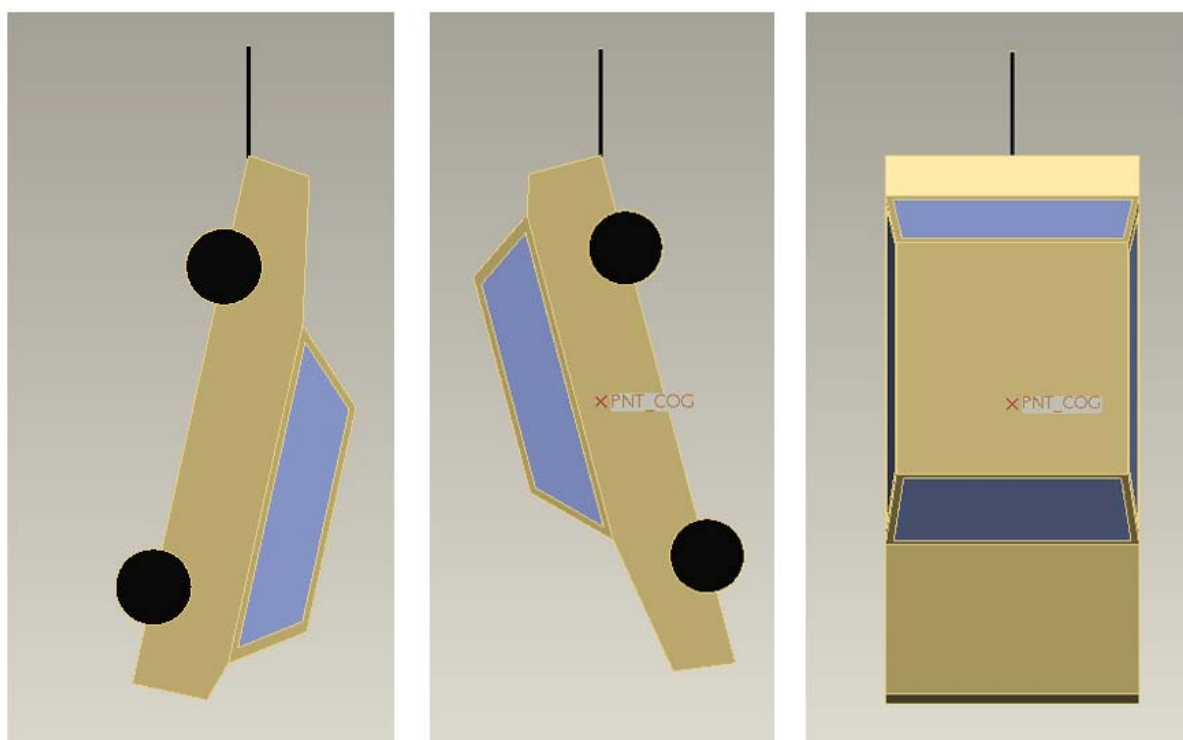
Obr.11 Princip zavěšování v rovině

Prostorový model stejného tělesa s těžnicemi je znázorněn na Obr.12:



Obr.12 Princip zavěšování v prostoru

Princip této metody lze také využít pro hledání těžiště vozidla. V počítači vytvořený model ukazuje na Obr.13 možnost použití metody postupného zavěšování v praxi.



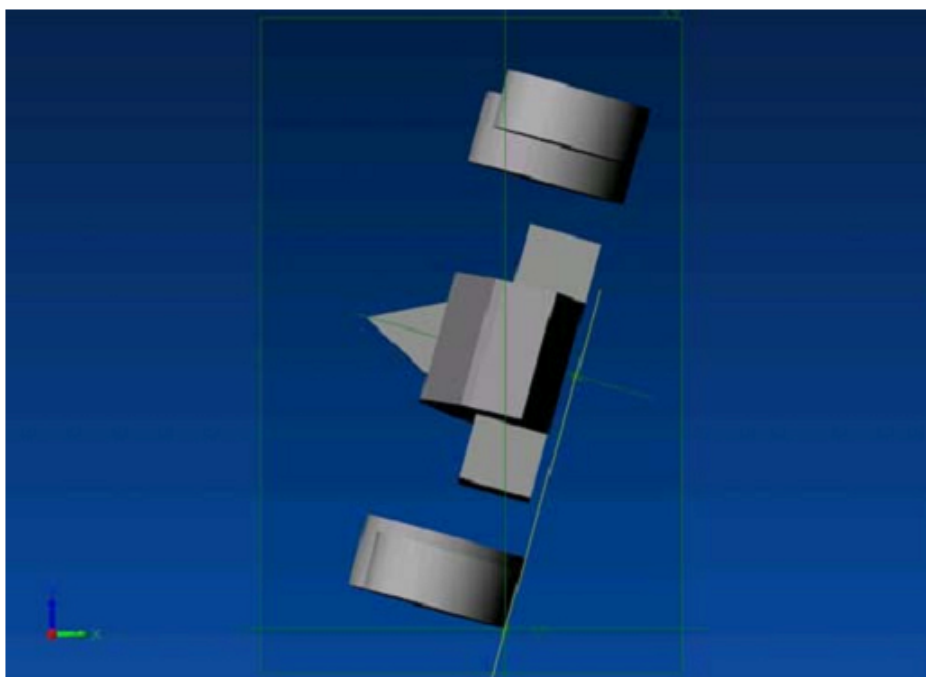
Obr.13 Použití metody postupného zavěšování v praxi

Při reálném měření je problémem u této metody nalezení vhodných bodů pro zavěšení vozidla a zajištění, aby nedošlo k jeho poškození nebo konečné destrukci. Dalším problémem je ustálení vozidla. Zjištění polohy bodu závěsu a tím i polohy těžnice je možné pomocí systému Tritop pro zaměření prostorových těles.

3.2.5 Metoda zjištění úhlu překlpení

Pro zjišťování polohy těžiště touto metodou je nejdříve potřeba zjistit horizontální polohu těžiště. To lze jednoduše zjistit pomocí metody popsané v kapitole 3.1, kdy je zjišťováno zatížení na jednotlivá kola a ze vzorců je spočítána horizontální poloha těžiště. Tímto bodem je vztyčena kolmice k horizontální rovině a na této kolmici musí ležet celkové těžiště vozidla. Zbývá tedy určit vzdálenost těžiště od horizontální roviny.

V tomto případě je vozidlo vyváženo na bočních hranách přední a zadní pneumatiky jak je uvedeno na Obr.14. Vertikální rovina vycházející z bodů dotyků pneumatik s podložkou prochází těžištěm.



Obr.14 Vyvážení vozidla na hranách pneumatik – model [1]

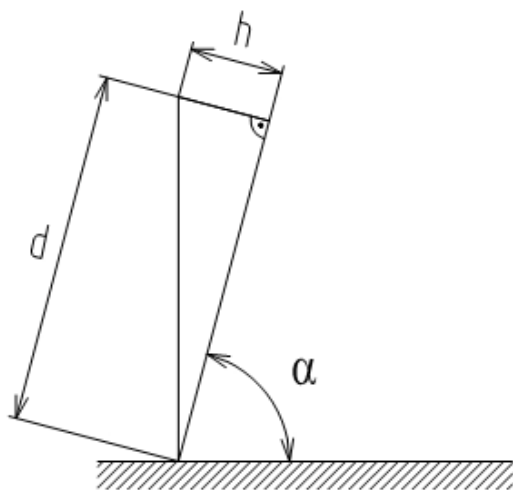
Před vyvažováním je zapotřebí nahradit tlumiče tuhou tyčí aby se zabránilo propružení a vnesení chyby do výpočtu. Při měření úhlu náklonu vozidla od vodorovné podložky by mělo být možné držet vozidlo ve vyvážené poloze pouze pomocí několika prstů.[1]

Reálný příklad měření je ukázán na Obr.15, kde je vozidlo zvednuto hydraulickým jeřábem za nosník připevněný k oběma kolům.

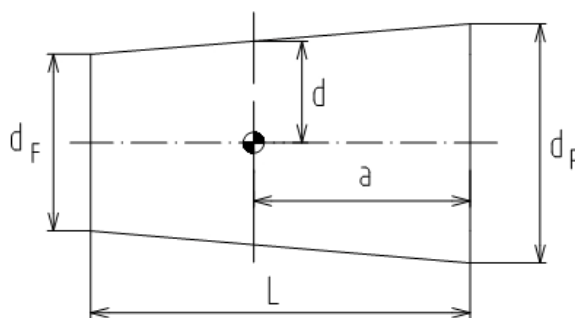


Obr.15 Vyvážení vozidla na hranách pneumatik – praxe [1]

Pokud je vozidlo v ustálené poloze, je možné změřit úhel naklonění vozidla od vodorovné podložky. Obr.16a ukazuje schéma naklonění a měřeného úhlu α .



Obr.16a Schéma naklání vozidla [1]



Obr.16b Schéma vozidla s rozdílnými Rozchody [1]

Pokud má vozidlo stejnou velikost rozchodů pro přední i zadní nápravu, provede se jednoduchý výpočet pro výšku těžiště pomocí následujícího vzorce:

$$h = d \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha) \quad (25)$$

Většina vozidel ovšem nemá stejnou velikost rozchodů. Z tohoto důvodu je třeba vypočítat šířku vozidla d v průřezu obsahující těžiště. Schéma vozidla s nestejnými rozchody je uvedeno na Obr.16b a výpočet se provádí podle následujících vztahů:

$$d = d_F + ((d_R - d_F) \cdot m_R) \quad (26)$$

$$h = \frac{d}{2} \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha) \quad (27)$$

Tato metoda je vhodná pro lehká vozidla např. formulového typu vzhledem ke své jednoduchosti. K ustálení vozidla v rovnovážné poloze lze využít lidské ruce. U těžších vozidel s hmotností nad 1 tunu už není vyvažování tak jednoduché. Je třeba zajistit jak dosažení rovnovážné polohy, tak i zabránění převrácení vozidla a jeho následná destrukce. To vede na robustní a složitou konstrukci zvedacího zařízení.

Další komplikací je zabránění propnutí tlumičů, které lze provést jejich výměnou za tuhé tyče (málo univerzální řešení) nebo speciálním přípravkem uchyceným na kolo.

3.2.6 Měření polohy těžiště pomocí centrifugy

Americká státní instituce National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), volně přeloženo jako Národní správa bezpečnosti silniční dopravy, chtěla testovat jednotlivé vlastnosti běžných a sportovních vozidel. Proto se obrátila na NASA, aby navrhla metodu a zkonstruovala zařízení pro testování vozidel.

Výšková poloha těžiště velmi ovlivňuje chování vozidla při průjezdu zatáčkou. NHTSA se v roce 2001 zabývala otázkou, proč jsou auta typu SUV a pick-up přibližně 2-krát náchylnější k nehodám, při kterých dojde k přetočení vozidla na střechnu, než obyčejná osobní auta. Takové nehody mají většinou fatální následky pro posádku vozidla. Posádka je v takovém případě odkázána na konstrukční pevnost střechny. Příklad nehody, kdy dojde k přetočení vozidla, je možné vidět na Obr.17. Náchylnost k přetočení vozidla ovlivňují dva faktory: výšková poloha těžiště a rozchod předních kol. Vozidlo s výše položeným těžištěm a malým rozchodem předních kol je více náchylné ke ztrátě stability a následnému přetočení. [17]



Obr.17 Přetočení vozidla na střechu [17]

Cílem NASA bylo vytvořit dynamickou metodu, která by zkoumala síly působící na vozidlo při průjezdu zatáčkou a náchylnost ke ztrátě stability. Použila k tomu vysokorychlostní centrifugu. Byl stanoven známkovací systém nazvaný faktor statické stability. Experimenty pro získání hodnoty faktoru zahrnují umístění vozidla na plošinu navrženou k určení ztráty stability vozidel. Podle NHTSA jedna hvězdička znamená vyšší pravděpodobnost k přetočení vozidla, zatímco 5 hvězdiček značí nízkou možnost přetočení. Tato metoda není v pravém slova smyslu dynamická. Vozidlo se sice pohybuje prostorem, ale pouze pomocí centrifugy.

Při normální jízdě není většina osobních vozidel vystavena silám, které by mohly způsobit jejich nestabilitu. Avšak při náhlé změně směru jízdy v krizových situacích na vozidlo působí velké odstředivé síly a může nastat převrácení vozidla na střechu. Proto se NHTSA obrátila na NASA, aby jí pomohla získat hodnotné informace o bezpečnosti vozidel typu SUV při převrácení. Pro zkoumání hranice převrácení jsou vozidla umístěna na plošinu vysokorychlostní centrifugy a roztáčena.

Centrifugu pohání dva elektromotory, které dokážou udělit koncovému bodu ramene obvodovou rychlost až 320 km/h. Ramena centrifugy, která váží několik tun, jsou uložena na velmi jemných ložiscích a pouze 3 dospělé osoby jsou ji schopny rozpohybovat. Při rozběhu centrifugy se spotřebovává velké množství elektrické energie, ale po roztočení se spotřeba razantně snižuje. Zpomalování ramen centrifugy je řešeno pomocí převodovky obdobně jako manuální řazení v osobním automobilu. Touto úpravou je výrazně zkrácen čas potřebný k zastavení centrifugy. Testované objekty tak nejsou vystaveny dlouho trvajícím přetížením, které by mohlo způsobit jejich poškození.

Při testu je hořlavé palivo nahrazeno netečnou kapalinou, která simuluje pohyb paliva v nádrži. Zvyšuje se tím bezpečnost experimentu. Při působení odstředivé síly se kapalina přesouvá k jedné straně palivové nádrže stejně jako v reálné situaci. Na sedadlo řidiče je umístěna figurína pro nárazové zkoušky. Na vozidlo i figurínu je umístěno mnoho senzorů,

které při testu zaznamenávají důležité informace o chování vozidla. Je předpokládáno, že pro tyto zkoušky bude potřeba na vozidlo působit boční silou o trochu větší než jedno G. Vozidlo je na plošinu centrifugy přeneseno pomocí portálového jeřábu, Obr.18. Vozidlo je jištěné, aby nedošlo k jeho převrácení a následné destrukci, Obr.19. V průběhu testu je vozidlu zamezeno naklonění přesahující 20 stupňů [16].



Obr.18 Umístění vozidla na centrifugu pomocí jeřábu [16]



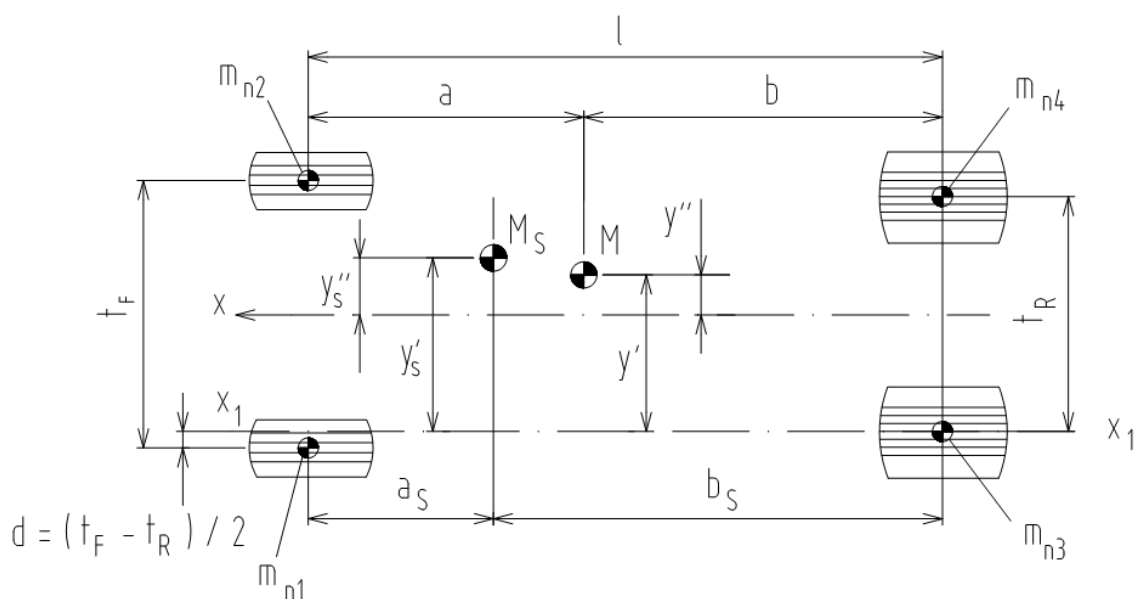
Obr.19 Detail upevnění vozidla na centrifuze [16]

3.3 Poloha těžiště odpružené hmoty vozidla

V některých případech je důležité znát polohu těžiště odpružené části vozidla (podvozek a tělo vozidla). Z výpočtů uvedených v předchozích kapitolách je již známá celková poloha těžiště. Poloha odpružené hmoty vozidla může být spočítána pouze pokud známe hmotnost neodpružené hmoty. Neodpružená hmota zahrnuje kola, pneumatiky, čepy, vnější část brzd a přibližně polovinu spojovacích součástí – těhlice, poloosy, tlumiče a pružiny. U tuhé nápravy je celá sestava nápravy neodpružená.

Obr.20 ukazuje půdorys většiny používaných aut. Celková poloha těžiště M je v podélném směru určena vzdálenostmi a a b od náprav a v příčném směru vzdálenostmi y' a y'' . Jednotlivé neodpružené hmoty jsou umístěny ve středu každého kola. Váhu odpružené hmoty M_s lze snadno spočítat odečtením neodpružené hmoty od hmotnosti celého vozidla:

$$M_s = M - (m_{n1} + m_{n2} + m_{n3} + m_{n4}) \quad (28)$$



Obr.20 Horizontální umístění těžiště odpružené hmoty [14]

Celková neodpružená hmota přední nápravy je:

$$M_{SF} = m_{n1} + m_{n2} \quad (29)$$

Celková neodpružená hmota zadní nápravy je:

$$M_{SR} = m_{n3} + m_{n4} \quad (30)$$

Podélná poloha těžiště odpružené hmoty lze spočítat z rovnice momentové rovnováhy kolem zadní nápravy:

$$b_s = \frac{M \cdot b - M_{SF} \cdot l}{M_s} \quad (31)$$

Z Obr.20 pak lze snadno odvodit vztah pro vzdálenost těžiště odpružené hmoty od přední nápravy:

$$a_s = l - b_s \quad (32)$$

Podélná poloha těžiště odpružené hmoty lze spočítat z rovnice momentové rovnováhy kolem osy x_I :

$$y'_s = \frac{M}{M_s} y' - \frac{m_{n4}}{M_s} t_R - \frac{m_{n2}}{M_s} (t_f - d) + \frac{m_{n1}}{M_s} d \quad (33)$$

Pro vzdálenost y_2'' platí rovnice:

$$y''_s = y'_s - \frac{t_R}{2} \quad (34)$$

Jestliže hmotnost neodpružené hmoty přední nápravy je na obou kolech stejná ($m_{n1} = m_{n2} = M_{SF}/2$) a hmotnost neodpružené hmoty zadní nápravy je také na obou kolech stejná ($m_{n3} = m_{n4} = M_{SR}/2$), pak se rovnice na příčnou polohu těžiště neodpružené hmoty redukuje na:

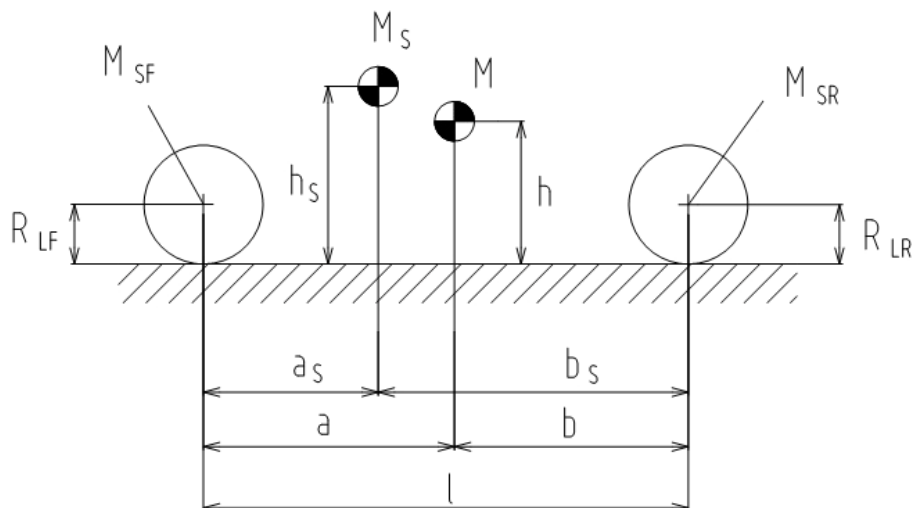
$$y'_s = \frac{M}{M_s} y' - \frac{M_{SR}}{2 \cdot M_s} t_R - \frac{M_{SF}}{2 \cdot M_s} t_F + \frac{M_{SF}}{M_s} d \quad (35)$$

Pokud jsou rozchody na přední a zadní nápravě stejné ($t_F = t_R = t$ a $d = 0$), rovnice se dále redukuje na:

$$y'_s = \frac{M}{M_s} y' - \frac{M_{SR}}{2 \cdot M_s} t - \frac{M_{SF}}{2 \cdot M_s} t \quad (36)$$

Výšková poloha těžiště odpružené hmoty je ukázána na Obr.21. Pro její výpočet je třeba znát celkovou polohu těžiště vozidla h , hmotnost odpružené hmoty přední a zadní nápravy (M_{SF} a M_{SR}) a jejich výšku nad zemí (základní přiblížení je střed kola). Výšková poloha těžiště odpružené hmoty h_s je pak spočítána z rovnice momentové rovnováhy k zemi [14]:

$$h_s = \frac{M}{M_s} h - \frac{M_{SF}}{M_s} R_{LF} - \frac{M_{SR}}{M_s} R_{LR} \quad (37)$$



Obr.21 Vertikální umístění těžiště odpružené hmoty [14]

4 Praxe v měření výškové polohy těžiště vozidla

Poloha těžiště je velmi důležitým faktorem pro chování vozidla při jízdě. Používá se například při konstrukci vozidla pro optimalizování jízdních vlastností nebo pro zjišťování trajektorií pohybů při haváriích a následném zpracování znaleckých posudků. Měření polohy těžiště v praxi ovšem není jednoduchým úkolem. Je možné využít všech výše popisovaných metod, ale ne všechny jsou konstrukčně jednoduché a dostatečně přesné. Hlavním problémem při měření je právě dosažená přesnost. Na této problematice pracují celé týmy odborníků a používají odlišné metody a postupy měření. Velmi zajímavé je proto srovnání jejich výsledků. Takovouto studii vypracoval Institut pro výzkum v dopravě na univerzitě v Michiganu.

Hlavním cílem bylo zhodnocení praxe při měření výškové polohy těžiště vozidla a stanovení rozdílů mezi metodami používanými na jednotlivých měřicích pracovištích. Do studie se zapojily laboratoře ve společnostech Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation a National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). Měření bylo provedeno na jednom referenčním objektu a třech automobilech: Chrysler mini-van, nezmenšený Ford pickup a General Motors SUV. Referenční objekt byl dodaný firmou General Motors. Jednalo se o zjednodušený podvozek automobilu (rámová konstrukce s připevněnými koly) pro porovnání výsledků měření v jednotlivých laboratořích.

Program měření byl organizovaný tak, že v každé ze zúčastněných laboratoří byla změřena výšková poloha těžiště všech tří aut a referenčního objektu. Laboratoře měřily každé vozidlo čtyři krát a referenční objekt tři krát. Po provedení měření v každé laboratoři byla vozidla odeslána na kontrolní měření zatížení jednotlivých kol do nezávislé laboratoře UMTRI, aby se zamezilo vstupu chyb při tříměsíčním trvání experimentu. Tyto referenční měření prokázaly stabilní vlastnosti všech vozidel během testů.

Opakovatelnost měření v jednotlivých laboratořích byla velmi dobrá. Vyjádříme-li opakovatelnost měření v procentech, směrodatná odchylka měření polohy těžiště podělená průměrem a vyjádřena v procentech, pak výsledky dosažené jednotlivými laboratořemi byly:

- NHTSA – 0,24%
- General Motors – 0,27%
- Ford – 0,57%
- Chrysler – 3,22%

Odpovídající směrodatná odchylka je v rozsahu 1,6 – 20 mm.

Ačkoli je opakovatelnost jednotlivých laboratoří dobrá, výsledky měření těžiště vozidla se napříč laboratořemi významně liší. Největší rozdíl nastal při měření vozidla General Motors SUV, kdy v laboratoři Chrysler bylo naměřeno 617,2 mm a v laboratoři Ford bylo naměřeno 708,7 mm. Průměrné hodnoty v milimetrech naměřené ve všech laboratořích jsou uvedeny v Tab.1:

Tab.1 Těžiště všech měřených vozidel [2]

Vozidlo	Laboratoř				Průměr
	NHTSA	GM	Ford	Chrysler	
Ford pickup	691,4	666,8	703,6	664,9	681,7
General Motors SUV	669,8	648,7	707,6	629,9	660,9
Chrysler mini-van	642,1	629,4	658,1	619,3	637,3
Referenční objekt	606,6	612,4	636,1	582,4	609,3
Průměr	655,6	641,1	678,9	623,6	649,7

Velmi malé horizontální posuny těžiště, které nastávají během měření naklonění v malých úhlech, mohou vést k chybám ve výpočtu horizontální polohy. Chyba vertikální polohy těžiště je obecně několikrát znásobená hodnota zanedbaného horizontálního pohybu. Tento princip se až na jednu výjimku objevoval ve výsledcích získaných z měření v laboratořích podílejících se na výzkumu. [2]

Tato studie poukazuje na fakt, že měření vertikální polohy těžiště není tak jednoduchou záležitostí, jak by se mohlo na první pohled zdát. I týmy profesionálů, používající propracované metody měření, se značně liší ve výsledcích. Drobné vnější chyby a odlišnosti použitých metod mohou způsobovat významné rozdíly ve výsledcích.

5 Výběr vhodné metody

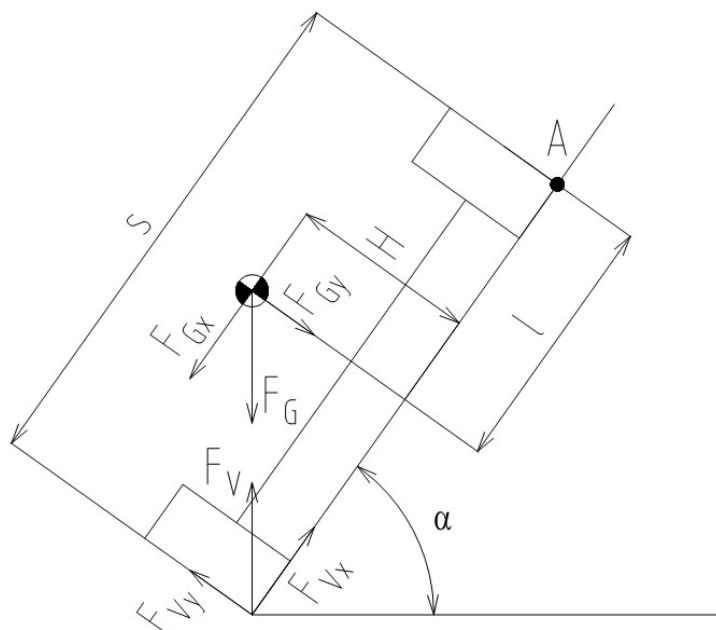
V zadání diplomové práce je uvedeno, že má být proveden konstrukční návrh zařízení pro měření výškové polohy těžiště pro potřeby Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Tento ústav vlastní několik osobních vozidel i vozidlo formulového typu, které má nízko umístěné těžiště. Na všech vozidlech jsou prováděny zkoušky jízdních vlastností a další měření. Pro ověřování jízdních vlastností analytickými výpočty a pro simulace v dalších softwarech je třeba znát přesnou polohu těžiště. Pro její změření bude navrženo zařízení, které bude dostatečně universální, aby na něm bylo možné přesně měřit i vozidla s nízko položeným těžištěm.

Z tohoto důvodu byla vybrána metoda vážení vozidla při naklápění na bok. Vozidlo bude umístěno na plošinu, která zajistí pro pružení vozidla na tlumičích. Konstrukce bude popsána v kapitole 8.1. Plošina s autem se bude naklánět na bok a bude měřen úhel naklonění a hmotnost pod příkláněnou stranou plošiny. Poloha těžiště bude určována vzdáleností od plošiny a v porovnání s metodou vážení v šikmé poloze bude větší o poloměr kola.

Další možností měření těžiště je metoda zjištění úhlu překlopení. Při této metodě se také měří poloha těžiště vzhledem k plošině, a proto je vhodnější než metoda vážení vozidla při naklápění na nápravu. Metoda zjištění úhlu překlopení je vhodnější pro vozidla formulového typu, kde je požadován větší úhel naklonění z důvodů nízko umístěného těžiště. Konstrukce plošiny pro tuto metodu je popsána v kapitole 9.1.

Důležitým faktorem je rozsah úhlů naklonění, který bude používán při měření vozidla. Při naklápění vozidla nesmí být překročen úhel překlopení. Vozidlo bude na plošině upevněno tak, aby při překročení úhlu překlopení samovolně nespadlo z plošiny a nedošlo tak k jeho destrukci. Upevnění ovšem zabraňuje pouze pádu z plošiny a neřeší zajištění vozidla proti pohybu, který by nepříznivě ovlivňoval výsledky měření.

Při výpočtu úhlu překlopení se vychází z momentové rovnováhy kolem bodu A u nakloněného vozidla Obr.22.



Obr.22 Schéma úhlu překlpení

Pro toto schéma platí následující rovnice statické rovnováhy momentů vzhledem k bodu A :

$$\sum M_A : 0 = F_{Gx} \cdot H + F_{Gy} \cdot l - F_{Vy} \cdot s \quad (38)$$

Zjednodušujícím předpokladem je fakt, že při naklonění vozidla do úhlu překlpení se těžiště přesune přímo nad váhu, jak je zřejmé z Obr.22, a hodnoty sil F_V a F_G jsou stejně velké. Po krátké úpravě, dostáváme výsledný vztah pro výpočet úhlu překlpení vozidla:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s-l}{H} \quad (39)$$

Úhel překlpení α je pro každé vozidlo odlišný, protože závisí na výšce vozidla H , vzdálenosti vnějších okrajů pneumatik s a na příčné vzdálenosti polohy těžiště od vnějšího okraje pneumatiky l .

Na ústavu ÚADI bylo již dříve provedeno měření těžiště vozidla a dalších potřebných rozměrů pro určení úhlu překlpení. Pro usnadnění výpočtu byly převzaty hodnoty z tohoto měření [3]. V protokolu nebyly uvedeny postupy ani metody měření, a proto tyto výsledky je možné brát pouze jako orientační. V tomto případě ovšem postačí i mírně nepřesné výsledky, protože cílem je vypočítat přibližný úhel převrácení vozidla. Každé vozidlo má jiné rozměry a jinou polohu těžiště, a proto i úhel překlpení bude u každého vozidla jiný. Měření bylo prováděno na Škodě Octavii 1,4 LX.

Základní informace o vozidle:

- podvozek: - bezrámová konstrukce
- nezávislá ramena
- pérování – vinuté pružiny s teleskopickými tlumiči a příčný zkrutný stabilizátor
- karoserie: samonosná, ocelová, čtyřdveřový sedan se stupňovitou záďí
- pneumatiky: 175/80 R14
- rozvor náprav: 2512 mm
- rozchod kol: - vpředu 1516 mm
- vzadu 1492 mm
- délka: 4511 mm
- šířka: 1731 mm
- výška: 1448 mm
- pohotovostní hmotnost: 1133 kg
- celková hmotnost: 1650 kg

Z výše uvedených hodnot a z měření byly vypočítány následující hodnoty:

- výška těžiště $H = 610$ mm
- vzdálenosti vnějších okrajů pneumatik $s = 1691$ mm
- příčná vzdálenost polohy těžiště od vnějšího okraje pneumatiky $l = 845,5$ mm

Uvedené hodnoty dosadíme do vztahu (39) a získáme úhel překlacení škodu Octavii 1,4 LX:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s-l}{H} = \frac{1691-845,5}{610} \Rightarrow \alpha = 54,2^\circ$$

Vezmeme-li v úvahu výsledky amerických laboratoří pro měření polohy těžiště vozidla uvedené v Tab.1, je možné očekávat výšku těžiště $H = 750$ mm. Pro získání úhlu překlacení je tato hodnota opět dosazena do vztahu (39):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s-l}{H} = \frac{1691-845,5}{750} \Rightarrow \alpha = 48,4^\circ$$

Pro vozidla formulové typu je úhel překlacení následující:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s-l}{H} = \frac{1691-845,5}{300} \Rightarrow \alpha = 70,5^\circ$$

Z výše uvedených výpočtů vyplývá, že osobní auta je možné naklánět do 45° a vozidla formulového typu mohou být nakláněna až do úhlu 65° .

6 Chyby měření

Maximální úhel naklonění je již znám, nyní je ještě potřeba určit interval úhlů, ve kterých bude probíhat měření pro metodu vážení vozidla při naklánění na bok. Při malém úhlu naklonění nedochází k velkému přitížení na vahách a tím je do výpočtu vnesena velká chyba. U vybrané metody vážení vozidla při naklánění na bok je měřen úhel naklonění a přitížení na vahách. Každé měřidlo vnáší do měření určitou chybu, která se následně projeví ve výsledné výšce těžiště. Pro zjištění chyby v konečném výsledku polohy těžiště je použit zákon přenosu chyb.

Tento zákon se zabývá případem nepřímých měření, kdy z měřených veličin je počítána jiná veličina. Zkoumaná veličina přitom může záviset na jedné přímo měřené veličině (např. zjišťování objemu koule pomocí měření průměru) nebo na více veličinách (např. měření odporu pomocí úbytku napětí a proudu protékajícího měřeným rezistorem). Nepřímo měřená veličina y závisí na n přímo měřených veličinách:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (40)$$

Pro případ měření polohy těžiště je nepřímo měřená veličina y rovna výšce těžiště H a přímo měřené veličiny x_1 a x_2 vyjadřují úhel naklonění a přitížení na vahách.

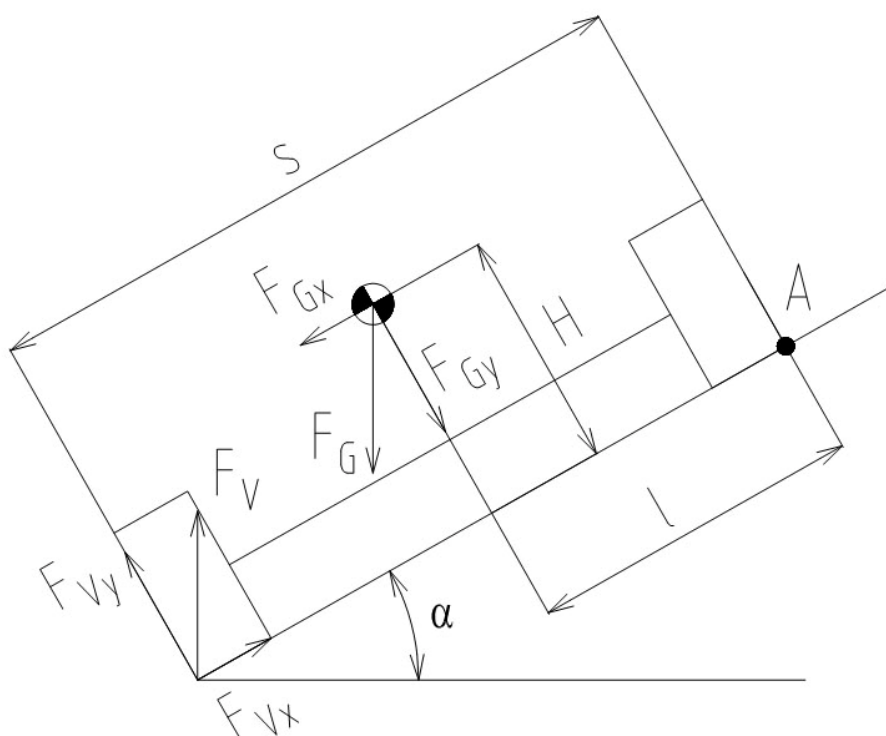
Teoretický zápis zákona přenosu chyb zní:

$$\sigma = \sqrt{\left(\left.\frac{\partial f}{\partial x_1}\right|_{\rho_1, \dots, \rho_n} \cdot \sigma_1\right)^2 + \left(\left.\frac{\partial f}{\partial x_2}\right|_{\rho_1, \dots, \rho_n} \cdot \sigma_2\right)^2 + \dots + \left(\left.\frac{\partial f}{\partial x_n}\right|_{\rho_1, \dots, \rho_n} \cdot \sigma_n\right)^2} \quad (41)$$

Uvedený vztah spojuje odhady směrodatných odchylek středních hodnot přímo měřených veličin a odhad směrodatné odchylky nepřímo měřené odchylky. Následující vztah ukazuje přepis zákona přenosu chyb pro případ měření těžiště vozidla:

$$\sigma = \sqrt{\left(\left.\frac{\partial H}{\partial m_V}\right|_{\rho_1, \dots, \rho_n} \cdot \sigma_1\right)^2 + \left(\left.\frac{\partial H}{\partial \alpha}\right|_{\rho_1, \dots, \rho_n} \cdot \sigma_2\right)^2} \quad (42)$$

Pro výpočet tohoto vztahu je třeba znát rovnici výšky těžiště H závislou na přitížení na vahách m_V a úhlu naklonění α . Dále je potřeba zjistit přesnost jednotlivých měřidel. Rovnici pro výšku těžiště H je možné získat z rovnice momentové rovnováhy nakloněného vozidla k bodu A , jehož schéma je na následujícím obrázku:



Obr.23 Schéma nakloněného vozidla

Pro toto schéma platí následující rovnice statické rovnováhy momentů vzhledem k bodu A :

$$\sum M_A : 0 = F_{Gx} \cdot H + F_{Gy} \cdot l - F_{Vy} \cdot s \quad (43)$$

Po dosazení do rovnice (43) získáváme úplnou rovnici statické rovnováhy:

$$\sum M_A : 0 = H \cdot g \cdot m_A \cdot \sin \alpha + l \cdot g \cdot m_A \cdot \cos \alpha - s \cdot g \cdot m_V \cdot \cos \alpha \quad (44)$$

Po úpravě získáváme funkci H s neznámými m_V a α :

$$H = \frac{s \cdot m_V \cdot \cos \alpha}{m_A \cdot \sin \alpha} - \frac{l \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha} \quad (45)$$

Tuto funkci je nyní třeba parciálně zderivovat podle hmotnosti m_V (vztah (46)) a podle úhlu α (vztah (47)):

$$\frac{\partial H}{\partial m_V} = \frac{s \cdot \cos \alpha}{m_A \cdot \sin \alpha} \quad (46)$$

$$\frac{\partial H}{\partial \alpha} = \frac{l \cdot m_A - s \cdot m_V}{m_A \cdot \sin^2 \alpha} \quad (47)$$

Teoretické vzorce jsou známy a nyní je třeba provést numerický výpočet. K tomu byl použit software Mathcad z důvodu jednoduchého zápisu a výpočtu složitějších vzorců. Ve vztahu (45) jsou dvě proměnné hodnoty, a to hmotnost m_V a úhel α . Jedna hodnota je zvolena a druhá se dopočítá. Protože výsledkem úlohy by měl být interval úhlů naklopení, při kterých vychází minimální chyba výšky těžiště, bude volena hodnota úhlu α a hmotnost m_V bude dopočítána. Pro zachování přesnosti a přehlednosti je úhel α volen po celých stupních. Protože je bráno v úvahu i měření vozidel formulového typu, je rozsah volen 1 - 90°. Ostatní hodnoty byly převzaty z již zmiňovaného referenčního měření těžiště vozidla Škoda Octavia 1,4 LX:

- výška těžiště $H = 610$ mm
- vzdálenosti vnějších okrajů pneumatik $s = 1691$ mm
- příčná vzdálenost polohy těžiště od vnějšího okraje pneumatiky $l = 845,5$ mm
- hmotnost vozidla $m_A = 1133$ kg

Výše uvedené hodnoty jsou dosazeny do následujícího vztahu a je spočítána hmotnost m_V na vahách pro jednotlivé úhly:

$$m_V = \frac{m_A (H \cdot \tan \alpha + l)}{s} \quad (48)$$

Získané hmotnosti m_V jsou spolu s dalšími hodnotami použity pro výpočet parciálních derivací (46) a (47). Pro výpočet odhadu směrodatné odchylky výšky těžiště vozidla je třeba ještě určit přesnost použitých měřidel, které byly převzaty od výrobce:

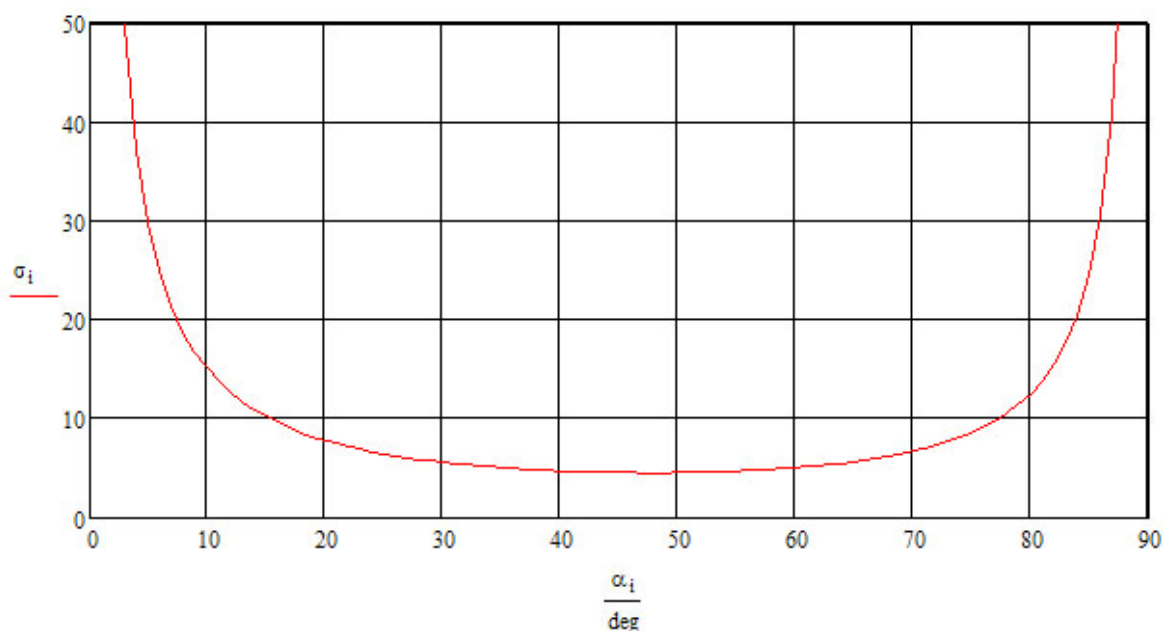
- přesnost vah $\sigma_1 = 1$ kg
- přesnost sklonoměru $\sigma_2 = 0,2^\circ$

Nyní je možné dosadit všechny hodnoty do rovnice zákona přenosu chyb (42). Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab.2 Hodnoty směrodatné odchylky těžiště vozidla

α [°]	σ [mm]	α [°]	σ [mm]	α [°]	σ [mm]	α [°]	σ [mm]	α [°]	σ [mm]
1	148.982	19	8.162	37	4.852	55	4.65	73	7.628
2	74.514	20	7.79	38	4.786	56	4.701	74	8.046
3	49.701	21	7.457	39	4.727	57	4.76	75	8.525
4	37.303	22	7.156	40	4.675	58	4.828	76	9.077
5	29.87	23	6.885	41	4.63	59	4.905	77	9.719
6	24.92	24	6.638	42	4.591	60	4.991	78	10.473
7	21.389	25	6.414	43	4.558	61	5.088	79	11.37
8	18.745	26	6.21	44	4.532	62	5.197	80	12.452
9	16.693	27	6.023	45	4.512	63	5.318	81	13.781
10	15.054	28	5.853	46	4.498	64	5.452	82	15.449
11	13.717	29	5.697	47	4.489	65	5.602	83	17.601
12	12.605	30	5.555	48	4.487	66	5.768	84	20.479
13	11.668	31	5.424	49	4.491	67	5.953	85	24.52
14	10.867	32	5.305	50	4.501	68	6.159	86	30.594
15	10.176	33	5.197	51	4.518	69	6.389	87	40.733
16	9.573	34	5.097	52	4.54	70	6.646	88	61.038
17	9.045	35	5.007	53	4.57	71	6.935	89	122.002
18	8.577	36	4.926	54	4.606	72	7.26	90	3.48E+16

Pokud by byly proměnné m_V a α nezávislé, tak by bylo nutné vytvořit 3D graf pro nalezení minimální hodnoty směrodatné odchylky. V případě měření těžiště vozidla jsou tyto dvě proměnné na sobě závislé, a proto stačí pouze vybrat minimální hodnotu z Tab.2, která je $\sigma_{\min} = 4,487$ mm při $\alpha = 48^\circ$. Z toho vyplývá, že nejlepší by bylo naklánět vozidlo do úhlu 48° , protože při měření vznikne nejmenší chyba. Při uvažování výšky těžiště $H = 610$ mm, představuje chyba měření $\sigma_{\min} = 4,487$ mm 0,74% výšky těžiště, což je přijatelná odchylka. Pro lepší názornost jsou data z Tab.2 zobrazena ještě v následujícím grafu:



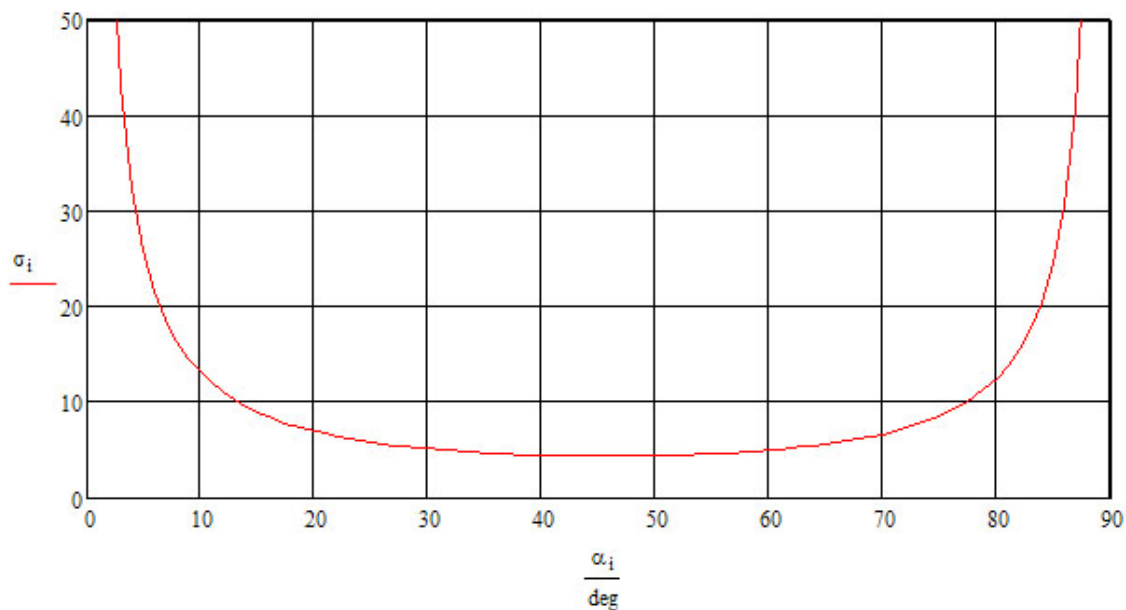
Obr.24 Směrodatná odchylka pro přesnosti $\sigma_1 = 1$ kg a $\sigma_2 = 0,2^\circ$

V grafu nejsou úmyslně zobrazeny hodnoty pro $0 - 5^\circ$ a pro $85 - 90^\circ$, protože by působily rušivě a trend křivky znázorňující směrodatnou odchylku měření těžiště by nebyl patrný v oblasti σ_{min} . Cílem výpočtů pomocí uplatnění zákona přenosu chyb bylo zjistit nejvhodnější interval úhlů naklonění pro měření těžiště vozidla. Z grafu je dobře patrné, že mezi úhly $30 - 60^\circ$ se chyba měření mění jen minimálně (± 1 mm), a proto bude v praxi vhodné naklánět vozidlo mezi $30 - 60^\circ$. Samozřejmě je nutné naklánět vozidlo maximálně do úhlu převrácení. Pro referenční vozidlo Škoda Octavia 1,4 LX to znamená naklánění v rozmezí $30 - 45^\circ$.

Pro předcházející výsledky byly použity váhy s přesností $\sigma_1 = 1$ kg a úhloměr s přesností $\sigma_2 = 0,2^\circ$. Pokud by byla požadována větší přesnost měření těžiště, budou použita přesnější měřidla. V tom případě je vhodné vědět, jak se bude měnit směrodatná odchylka těžiště vozidla vzhledem ke zpřesňování měřidel, a které měřidlo více zpřesní výsledek.

Výpočet směrodatné odchylky výšky těžiště vozidla při použití měřidel s následujícími přesnostmi:

- přesnost vah $\sigma_1 = 0,5$ kg
- přesnost sklonoměru $\sigma_2 = 0,2^\circ$

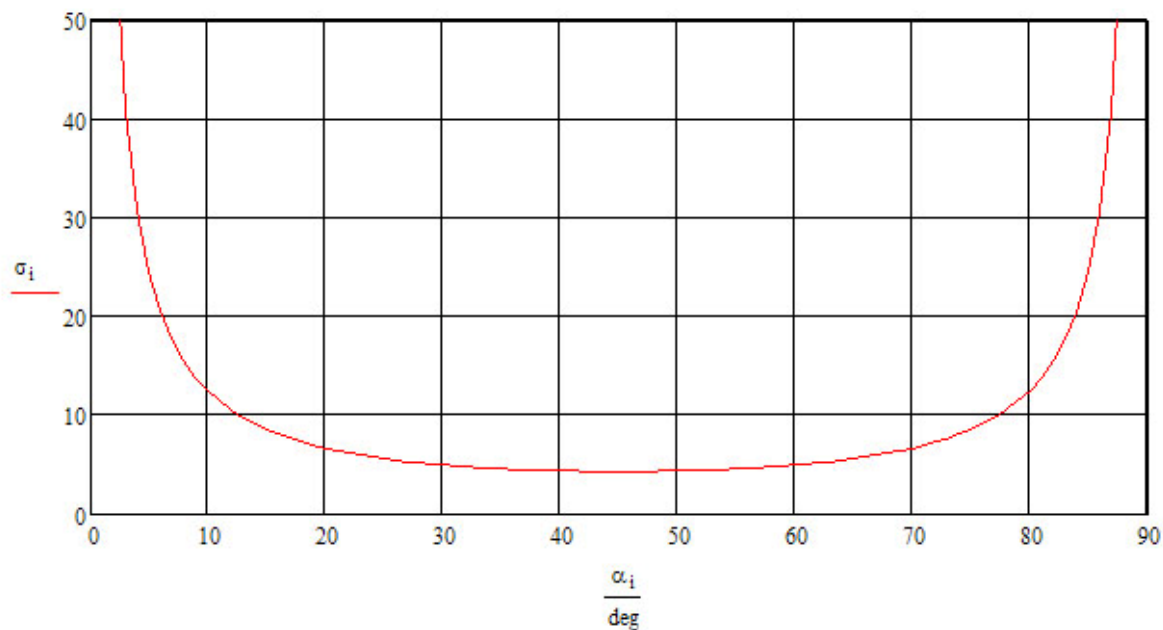


Obr.25 Směrodatná odchylka pro přesnosti $\sigma_1 = 0,5$ kg a $\sigma_2 = 0,2^\circ$

Nejmenší hodnota směrodatné odchylky $\sigma_{\min} = 4,321$ mm je při úhlu naklonění $\alpha = 46^\circ$.

Výpočet směrodatné odchylky výšky těžiště vozidla při použití měřidel s následujícími přesnostmi:

- přesnost vah $\sigma_1 = 0,1$ kg
- přesnost sklonoměru $\sigma_2 = 0,2^\circ$

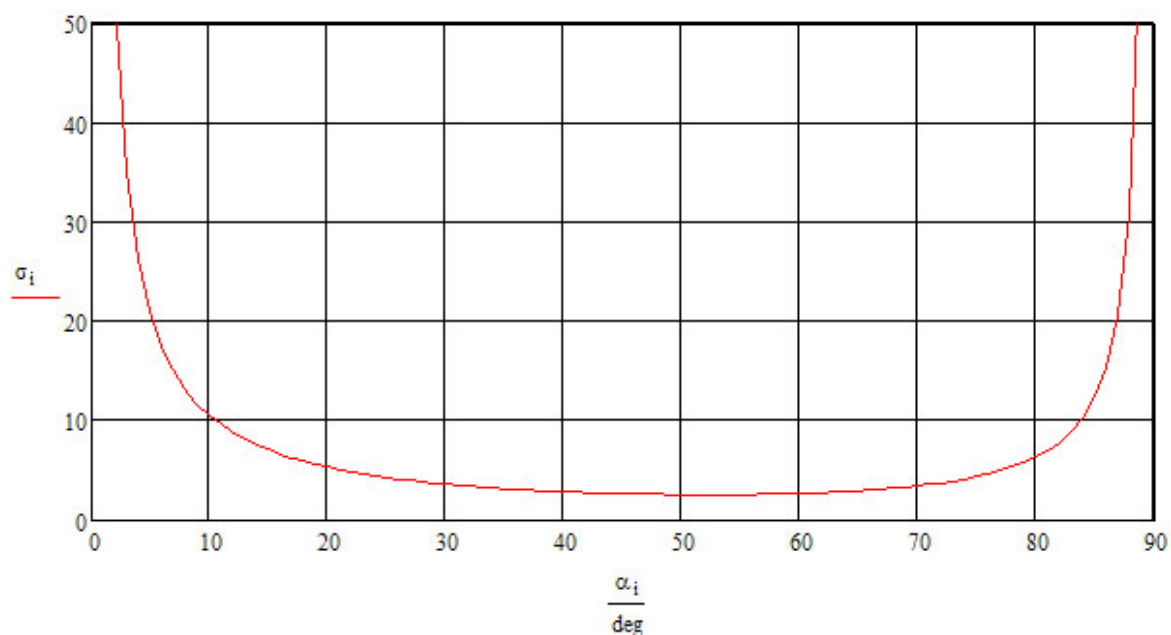


Obr.26 Směrodatná odchylka pro přesnosti $\sigma_1 = 0,1$ kg a $\sigma_2 = 0,2^\circ$

Nejmenší hodnota směrodatné odchylky $\sigma_{\min} = 4,26$ mm je při úhlu naklonění $\alpha = 45^\circ$.

Výpočet směrodatné odchylky výšky těžiště vozidla při použití měřidel s následujícími přesnostmi:

- přesnost vah $\sigma_1 = 1$ kg
- přesnost sklonoměru $\sigma_2 = 0,1^\circ$

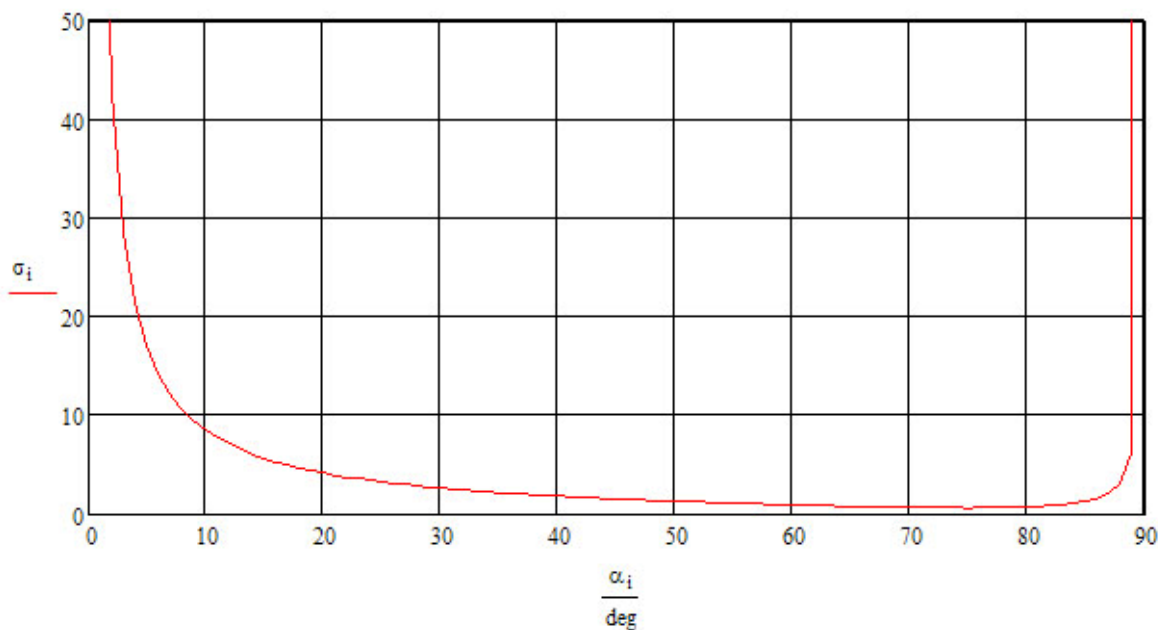


Obr.27 Směrodatná odchylka pro přesnosti $\sigma_1 = 1$ kg a $\sigma_2 = 0,1^\circ$

Nejmenší hodnota směrodatné odchylky $\sigma_{\min} = 2,506$ mm je při úhlu naklonění $\alpha = 51^\circ$.

Výpočet směrodatné odchylky výšky těžiště vozidla při použití měřidel s následujícími přesnostmi:

- přesnost vah $\sigma_1 = 1$ kg
- přesnost sklonoměru $\sigma_2 = 0,01^\circ$



Obr.28 Směrodatná odchylka pro přesnosti $\sigma_1 = 1 \text{ kg}$ a $\sigma_2 = 0,01^\circ$

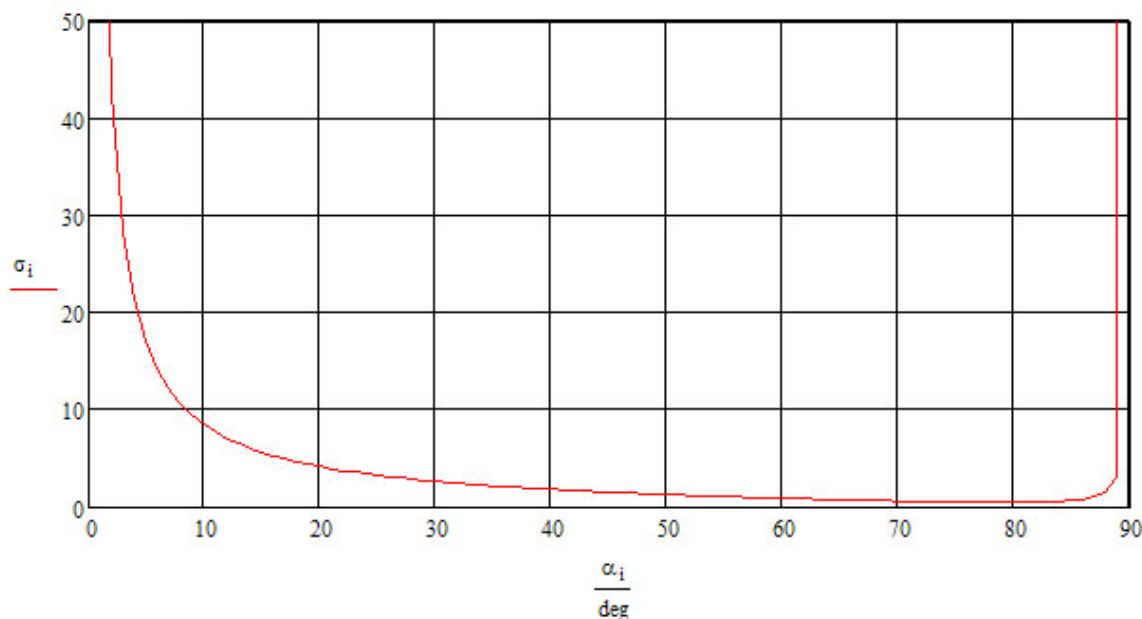
Nejmenší hodnota směrodatné odchylky $\sigma_{\min} = 0,584 \text{ mm}$ je při úhlu naklonění $\alpha = 75^\circ$.

Z uvedených grafů vyplývá, že větší vliv na směrodatnou odchylku výšky těžiště má přesnost sklonoměru. Pokud budou požadovány preciznější výsledky, bude vhodnější zakoupit přesnější sklonoměr při zachování přesnosti vah, jejichž odchylka nemá takový význam.

Pro dosavadní měření byla uvažována levnější varianta měření úhlu sklonoměrem pro laboratoře, které nemají dostatečné vybavení. ÚADI vlastní zařízení Tritop, které slouží k měření prostorové polohy bodů. Jeho přesnost měření bodů je $0,1 \text{ mm}$. Pokud jsou body od sebe vzdáleny 1 m , je chyba v měření úhlu pouze $0,005^\circ$. Zařízení Tritop je popsáno v kapitole 10.1.4.

Výpočet směrodatné odchylky výšky těžiště vozidla při použití standardních vah a zařízení Tritop:

- přesnost vah $\sigma_1 = 1 \text{ kg}$
- přesnost měření úhlu zařízením Tritop $\sigma_2 = 0,005^\circ$



Obr.29 Směrodatná odchylka pro přesnosti $\sigma_1 = 1$ kg a $\sigma_2 = 0,005^\circ$

Nejmenší hodnota směrodatné odchylky $\sigma_{\min} = 0,406$ mm je při úhlu naklonění $\alpha = 79^\circ$.

Při použití velmi přesného sklonoměru je dosahováno nejmenší chyby měření při naklonění vozidla do úhlu $\alpha = 79^\circ$. Běžná osobní vozidla ovšem nelze naklánět do tak velkých úhlů, protože by došlo k jejich překlopení. Vozidla budou sice pojištěna proti pádu z plošiny, ale při naklánění nad úhel převrácení nebude zajištěno propnutí a pohyb některých součástí a tím by byla do výsledku vnášena další chyba. Osobní vozidla je tedy nutné naklánět jen do 45° , a proto nebude dosahováno tak přesných výsledků, které byly uváděny v předchozích grafech. V následující tabulce jsou zapsány směrodatné odchylky těžiště vozidla pro interval úhlů $30 - 45^\circ$, do kterých by mělo být vozidlo v praxi nakláněno:

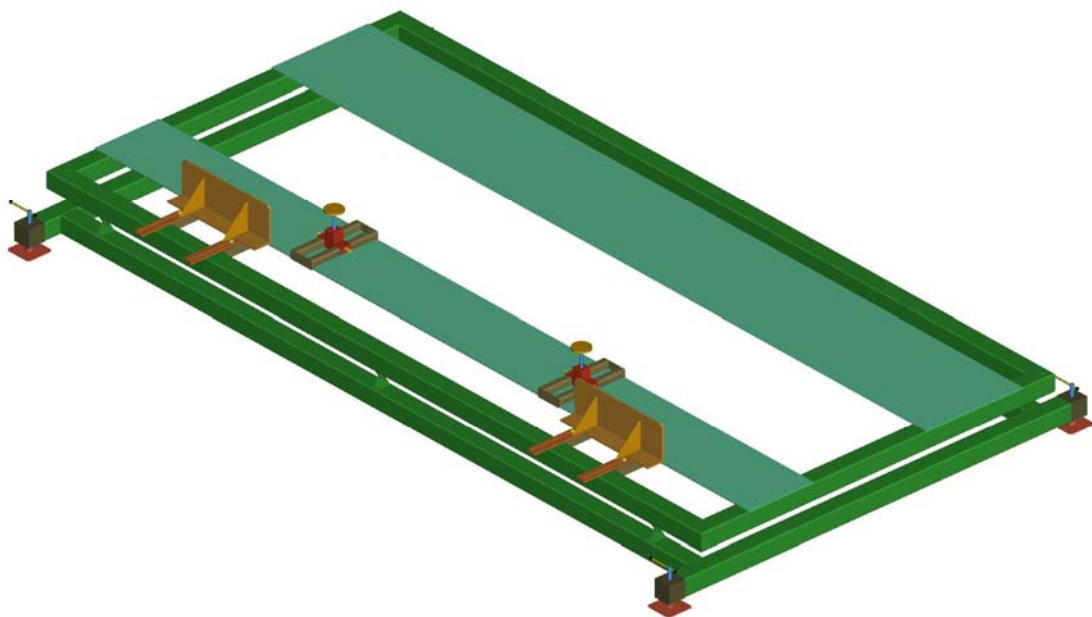
Tab.3 Hodnoty směrodatné odchylky pro interval 30 - 45°

	$\sigma_1 = 1 \text{ kg}$ $\sigma_2 = 0,2^\circ$	$\sigma_1 = 0,5 \text{ kg}$ $\sigma_2 = 0,2^\circ$	$\sigma_1 = 0,1 \text{ kg}$ $\sigma_2 = 0,2^\circ$	$\sigma_1 = 1 \text{ kg}$ $\sigma_2 = 0,1^\circ$	$\sigma_1 = 1 \text{ kg}$ $\sigma_2 = 0,01^\circ$	$\sigma_1 = 1 \text{ kg}$ $\sigma_2 = 0,005^\circ$
$\alpha [^\circ]$	$\sigma [\text{mm}]$	$\sigma [\text{mm}]$	$\sigma [\text{mm}]$	$\sigma [\text{mm}]$	$\sigma [\text{mm}]$	$\sigma [\text{mm}]$
30	5.555	5.084	4.923	3.582	2.597	2,588
31	5.424	4.98	4.829	3.476	2.496	2,487
32	5.305	4.885	4.743	3.378	2.4	2,391
33	5.197	4.8	4.666	3.287	2.31	2,301
34	5.097	4.724	4.598	3.203	2.225	2,216
35	5.007	4.655	4.536	3.125	2.144	2,135
36	4.926	4.593	4.482	3.052	2.066	2,057
37	4.852	4.539	4.434	2.985	1.993	1,984
38	4.786	4.491	4.392	2.923	1.923	1,913
39	4.727	4.449	4.357	2.866	1.856	1,846
40	4.675	4.414	4.327	2.814	1.792	1,782
41	4.63	4.385	4.303	2.766	1.73	1,72
42	4.591	4.361	4.284	2.722	1.671	1,661
43	4.558	4.343	4.271	2.682	1.615	1,604
44	4.532	4.33	4.263	2.647	1.56	1,549
45	4.512	4.323	4.26	2.615	1.508	1,496

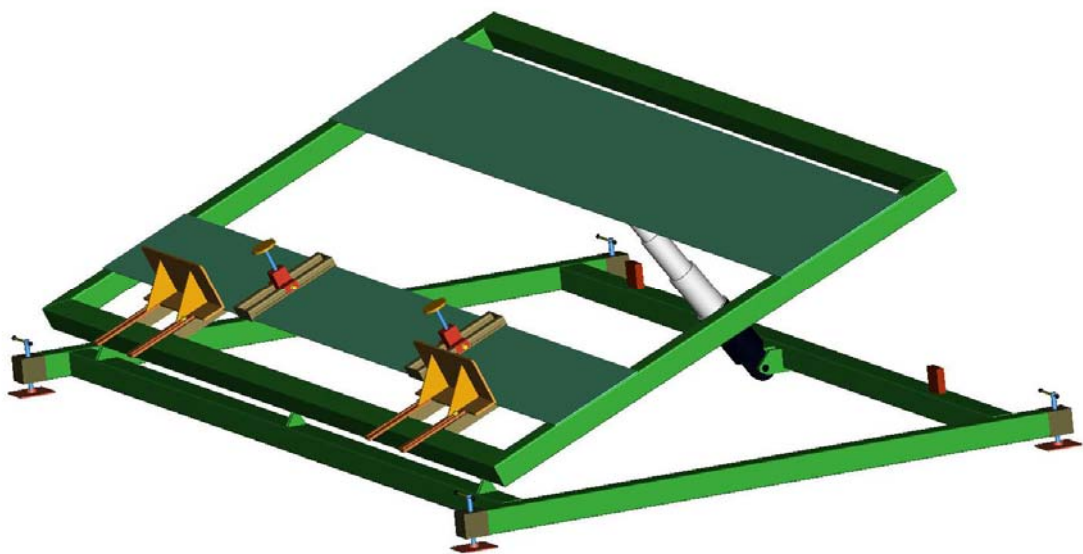
Pro měření polohy těžiště vozidla budou použity váhy s přesností $\pm 1 \text{ kg}$ a zařízení Tritop s přesností měření úhlu $\pm 0,005^\circ$. Chyba měření těžiště vozidla bude 1,5 – 2,6 mm. Všechny výpočty a výsledky chyb měření jsou uvedeny v příloze.

7 Konstrukční návrh zařízení

Jedním z cílů diplomové práce je provést konstrukční návrh zařízení pro měření výškové polohy těžiště vozidla. Dané zařízení by mělo být dostatečně univerzální, aby na něm bylo možné měřit všechny typy osobních vozidel s rozdílnými rozchody a rozvory kol. Proto byla navržena rámová konstrukce s dostatečně širokými nájezdy. Návrh zařízení je ukázán na následujících obrázcích:



Obr.30 Měřicí zařízení – vodorovný stav



Obr.31 Měřicí zařízení – nakloněný stav

Jak je patrné z Obr.31, vrchní rám plošiny spolu s automobilem je nakláněn pomocí hydraulického mechanismu. Mělo být použito teleskopického pístního válce, který umožňuje větší vysunutí. Ovšem při jeho navrhování došlo k problémům s délkou vysunutí. Plošina při vodorovné poloze vrchního rámu poskytuje pouze 350 mm pro zástavbu hydraulického válce. Pro naklonění vrchního rámu s vozidlem do úhlu 30° je požadován zdvih válce přibližně 1200 mm. Aby bylo možné tento návrh zařízení následně v praxi vyrobit, byla kontaktována firma Šafránek – hydraulika s.r.o. [4], která se zabývá konstrukčním návrhem a výrobou jednoduchých i teleskopických hydraulických válců. Z komunikace s touto firmou vyplynulo, že pro takto malou zástavbu válce, jen 350 mm, vychází zdvih 960 mm. Tento hydraulický teleskopický válec by měl 6 stupňů a jeho cena by byla přibližně 14 000 Kč. Zdvih navrhovaného válce by umožnil naklonění plošiny s automobilem do úhlu 23° . Tento konstrukční návrh lze tedy použít pro malé náklony vozidla. S přihlédnutím k výsledkům uvedeným v kapitole 6, kde je pro minimální chyby v měření doporučován interval úhlů naklonění $30 - 45^\circ$, je ovšem náklon pouze 23° nedostačující, a konstrukci plošiny spolu se systémem zvedání je třeba změnit.

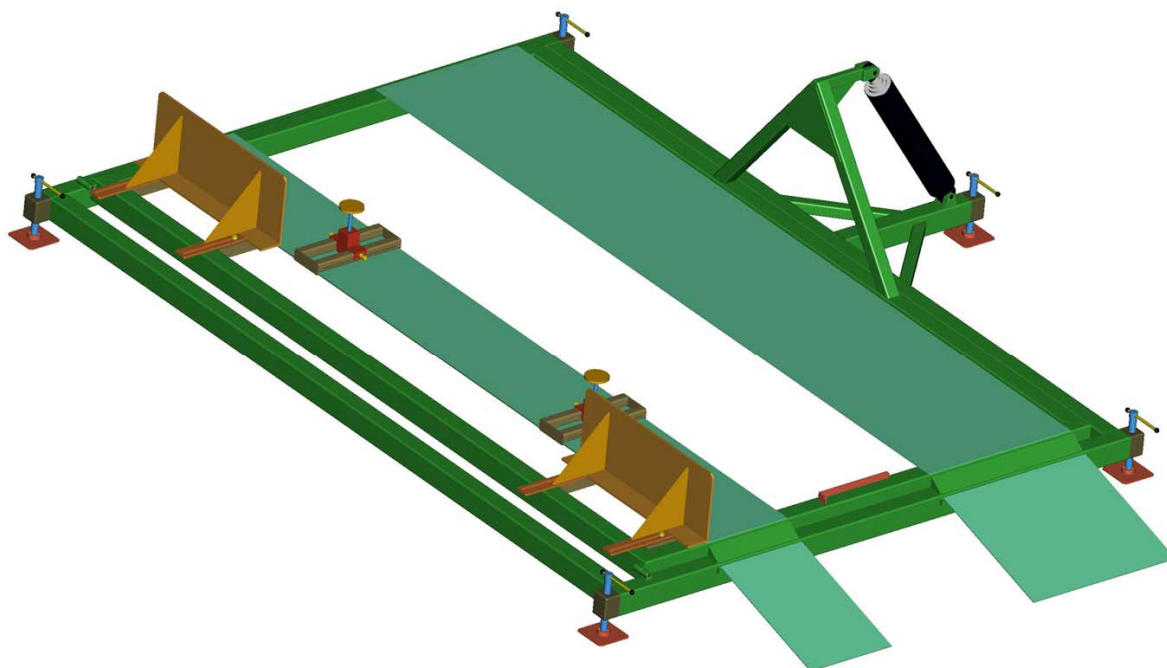
8 Konstrukční návrh zařízení využívající metodu vážení vozidla při naklánění na bok

8.1 Popis zařízení

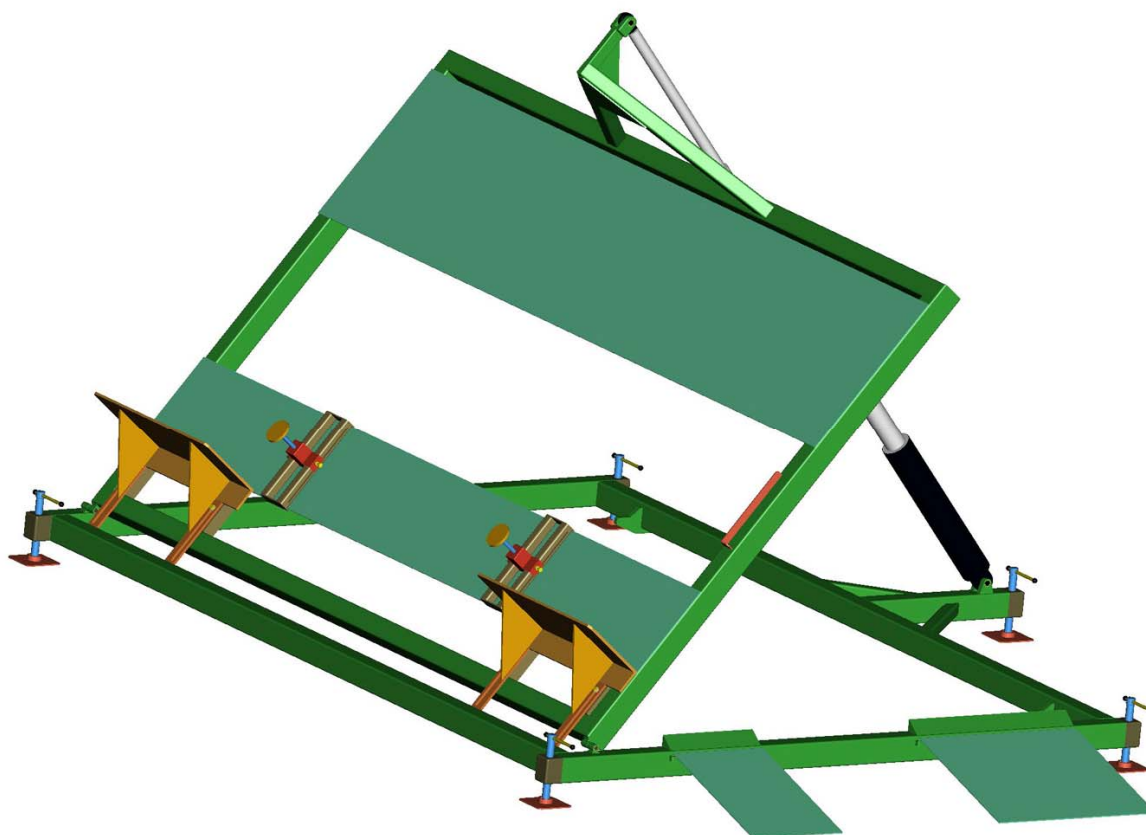
Zařízení bude pracovat na principu metody vážení vozidla při naklánění na bok. Při této metodě bude vozidlo upevněno na plošinu, která se bude naklánět. Bude se měřit úhel naklopení a velikost přetížení na vahách umístěných na přivrácenou stranu plošiny. Na tomto zařízení bude možné měřit polohu těžiště většiny osobních aut i vozidla formulového typu. Plošina bude zkonstruována pro vozidla s hmotností do 2000 kg. Zařízení bude dostatečně univerzální, aby bylo možné měřit vozidla s různými rozchody a rozvory kol.

Velmi důležitým faktorem při měření výškové polohy těžiště je samovolný pohyb karoserie vůči kolům vozidla, neboli propružení na tlumičích. Pokud není zamezeno propružení, je do výsledku vnášena velká chyba. Propuštění je možné zabránit nahrazením tlumiče a pružiny pomocí tuhého přípravku, např. dostatečně tuhá tyč. Toto řešení ovšem není ideální, protože každé vozidlo má jinou velikost tlumiče a pružiny a jejich uchycení. Dalším problémem je zbytečná demontáž kola, a tím prodlužování času potřebného na přípravu vozidla k měření. Proto byla zvolena varianta umístění vozidla na plošinu, vůči které bude zamezeno propružení pomocí univerzálního přípravku.

Měřicí plošina je složena z jednotlivých bezešvých ocelových čtvercových i obdélníkových trubek, tzv. jácklů. Ty jsou spojeny svarovými spoji. Zařízení se skládá ze dvou hlavních částí, a to spodního a vrchního rámu. Spodní rám slouží jako stabilizační prvek. Na vrchním rámu jsou přivařeny dva nájezdy vyrobené z plechu, na kterých stojí vozidlo při měření. To je k vrchnímu rámu zafixováno a společně s ním se naklání. Zařízení je navrženo v CAD systému Pro/Engineer. Měřicí plošina je ukázána na Obr.32 v základním stavu a na Obr.33 s nakloněným vrchním rámem.



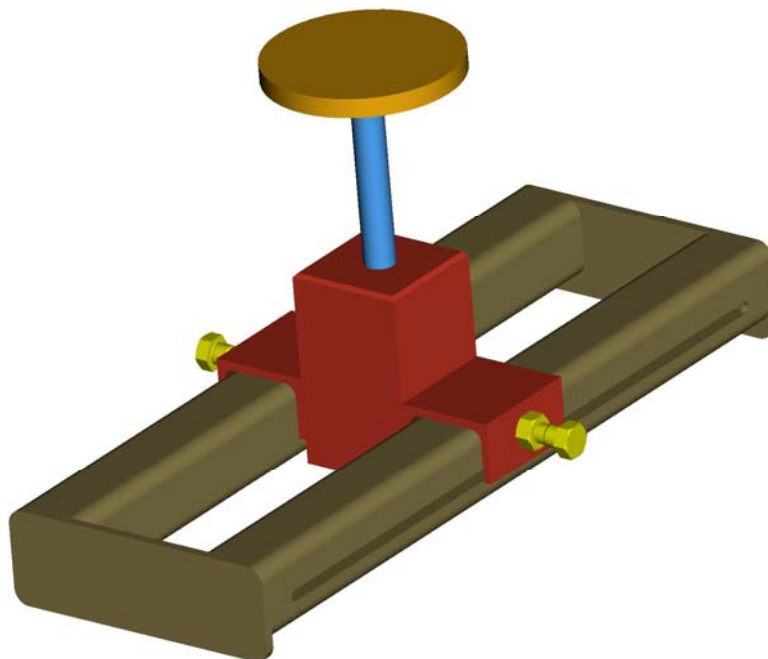
Obr.32 Měřicí zařízení – vodorovný stav



Obr.33 Měřicí zařízení – vodorovný stav

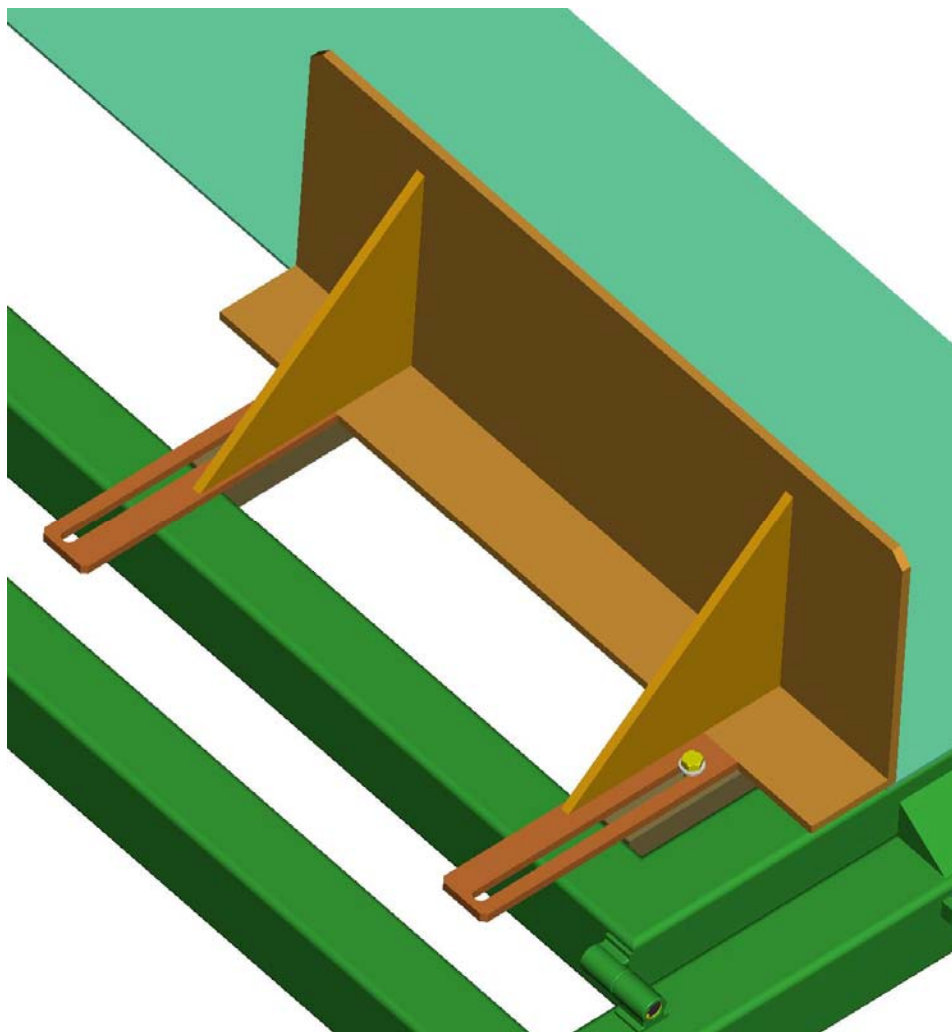
Vrchní rám je nakláněn pomocí pístu. Hydraulický agregát bude umístěn vedle pístu na zemi, aby nebylo nutné počítat s jeho hmotností při měření.

Aby do výsledku měření nebyla vnášena velká chyba, je třeba zamezit propružení na tlumičích. K tomu slouží podpěra ukázaná na Obr.34. Podpěry jsou odnímatelné, aby vozidlo mohlo pohodlně najet na plošinu. Po najetí vozidla jsou podpěry umístěny na nájezdy a došroubovány pod vyztužená místa na prahu, která slouží k zvednutí heverem, např. při výměně kola.



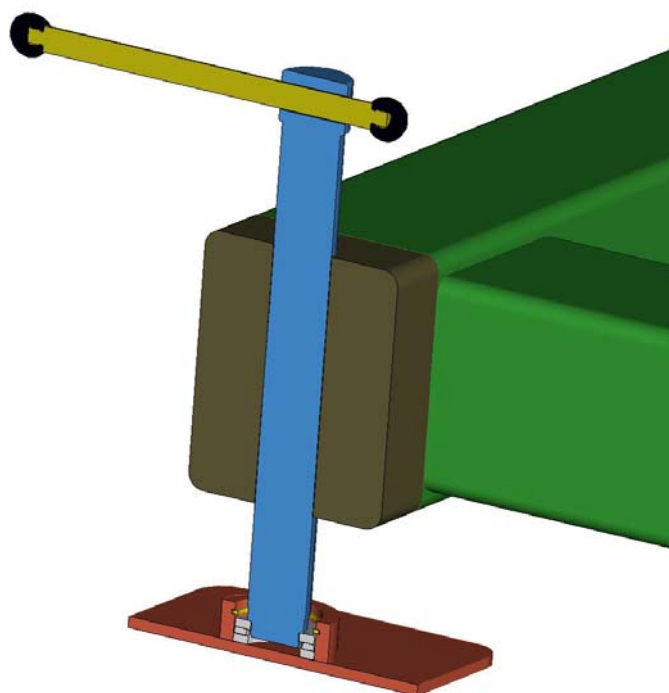
Obr.34 Podpěra pod prahy

Při naklánění vrchního rámu by vlivem gravitace docházelo ke sjíždění vozidla z nájezdů. Tomu zabrání podpěry ukázané na Obr.35. Podpěry je možné posouvat, a proto vozidlo nemusí najet přímo k podpěrám. Pomocí nastavení podpěr ke kolům je také vyřešen problém rozdílných rozchodů na přední a zadní nápravě. Vozidlo je proti pádu z plošiny pojištěno stahovacím popruhem na druhé straně vrchního rámu.



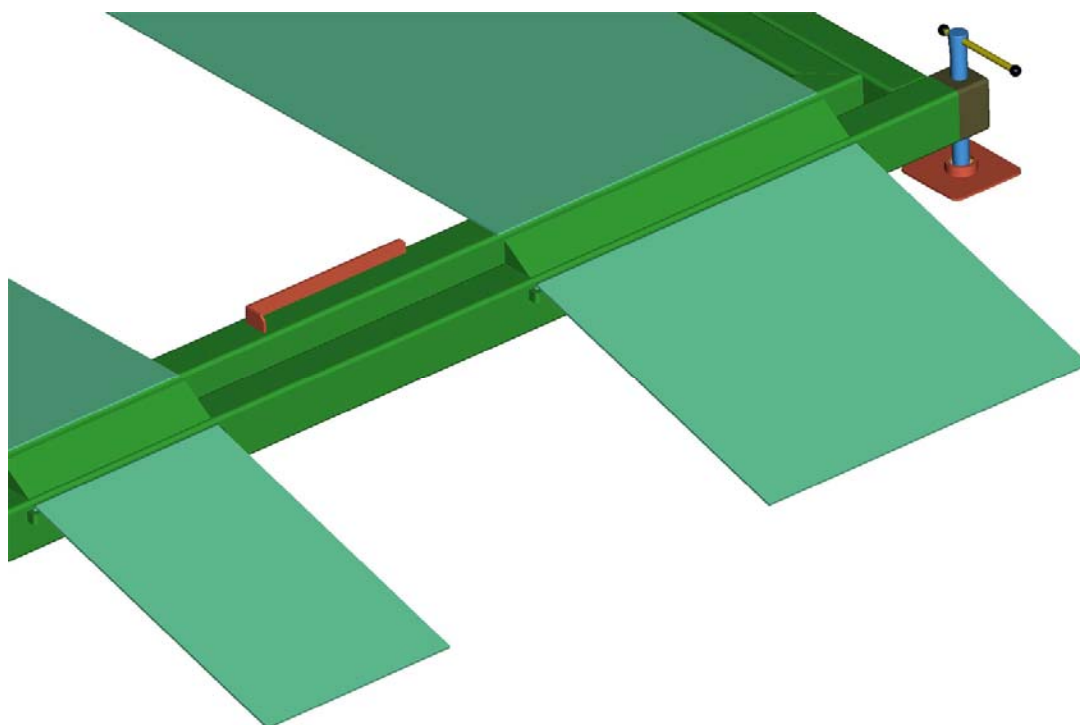
Obr.35 Podpěra pod kola

Pro měření polohy těžiště vozidla je velmi důležité, aby byl spodní rám ve vodorovné poloze. K doladění vodorovné polohy slouží stavitelné nohy, jejichž detail je ukázán na Obr.36. Stavitelné nohy k nastavení vodorovnosti jsou umístěny ve všech rozích spodního rámu. Další noha je umístěna u hydraulického válce a slouží jako opora pro píst při zvedání vrchního rámu.



Obr.36 Stavitelná noha

Pro měření úhlu naklopení je možné použít úhloměr, který bude umístěn na vrchním rámu podle Obr.37. Na stejném obrázku jsou také vidět odnímatelné nájezdy, které slouží pro pohodlné najetí vozidla na vrchní rám.



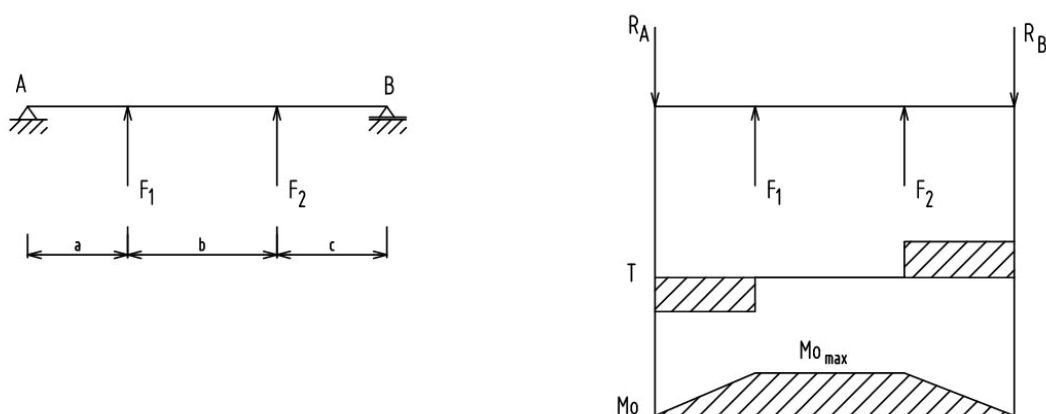
Obr.37 Umístění nájezdů a držáku úhloměru

8.2 Pevnostní kontrola

Pro pevnostní kontrolu byl vybrán podélný nosník vrchního rámu obdélníkového průřezu (jäckl), příčný nosník vrchního rámu obdélníkového průřezu a čep, který spojuje vrchní a spodní rám. Tyto součásti byly vybrány z důvodu největšího předpokládaného zatížení. Pro výpočet je uvažován rám zatížený vozidlem.

8.2.1 Pevnostní kontrola podélného nosníku vrchního rámu

Hlavní nosník je vyroben z oceli 11 523, profil je obdélníková bezešvá trubka (jäckl). Označení podle norem je TR 4HR 100x80x6 – 3085 ČSN 42 5720.00. Na následujícím obrázku je znázorněno schematické zatížení nosníku a průběhy VVÚ:



Obr.38 Zatížení nosníku a průběhy VVÚ

Silová rovnováha:

$$\sum F_i: F_1 + F_2 - R_A - R_B = 0 \Rightarrow R_A = F_1 + F_2 - R_B \quad (49)$$

Momentová rovnováha kolem bodu A:

$$\sum M_A: -F_1 \cdot a - F_2 \cdot (a+b) + R_B \cdot (a+b+c) = 0 \Rightarrow R_B = \frac{F_1 \cdot a + F_2 \cdot (a+b)}{a+b+c} \quad (50)$$

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R_A \cdot a}{W_{EL}} = \frac{6000 \cdot 1200}{51,68 \cdot 1000} = 139,3 \text{ MPa}$$

Dáno: $W_{EL} = 51,68 \text{ cm}^3$

$F_1 = F_2 = 6000 \text{ N}$

$a = c = 1,2 \text{ m}$

$b = 1,1 \text{ m}$

Dovolená mez kluzu σ_{DOV} pro tento materiál je spočítána z meze pevnosti R_m :

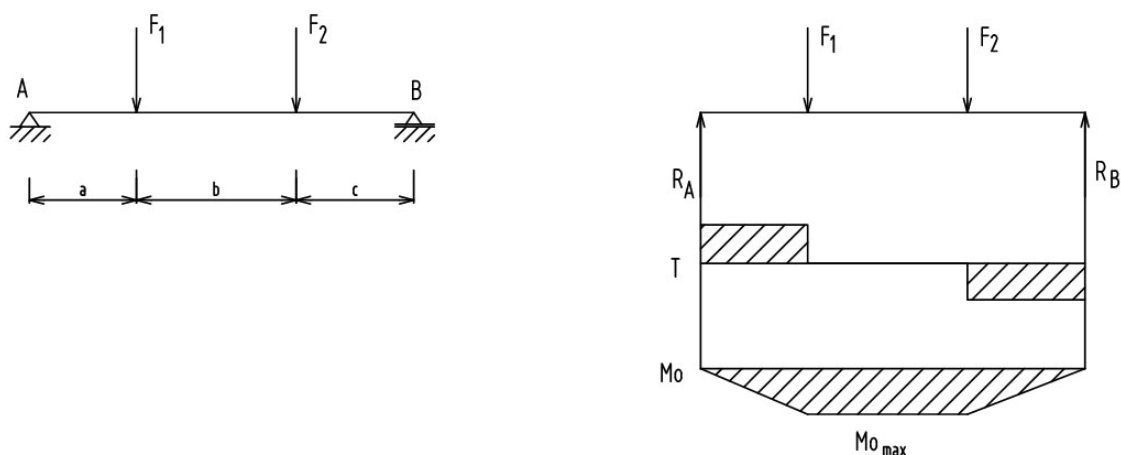
$$\sigma_{DOV} = \frac{R_m \cdot 0,6}{k} = \frac{550 \cdot 0,6}{1,5} = 220 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu k je volena 1,5.

Dovolená mez kluzu σ_{DOV} je větší než maximální napětí v ohybu σ_o , a proto nosník vydrží.

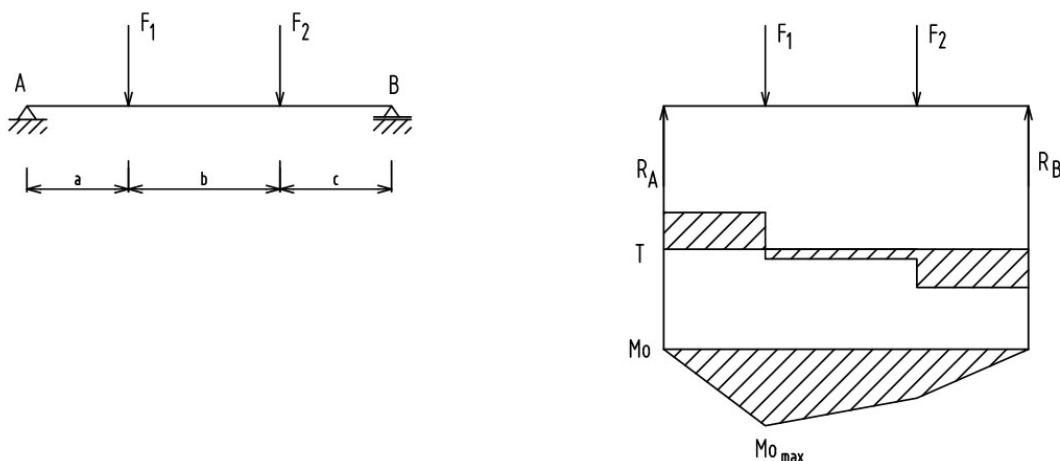
8.2.2 Pevnostní kontrola příčného nosníku vrchního rámu

Nosník je vyroben z oceli 11 523, profil je obdélníková bezešvá trubka (jäckl). Označení podle norem je TR 4HR 100x80x6 – 3085 ČSN 42 5720.00. Nosník je kontrolován ve vodorovném a nakloněném stavu. Na následujících obrázcích jsou znázorněny schematická zatížení nosníků a průběhy VVÚ:



Obr.39 Zatížení nosníku a průběhy VVÚ – vodorovný stav

Dáno pro vodorovný stav: $F_1 = F_2 = 4905 \text{ N}$
 $a = c = 0,5 \text{ m}$
 $b = 1,2 \text{ m}$



Obr.40 Zatížení nosníku a průběhy VVÚ – nakloněný stav

Dáno pro nakloněný stav: $F_1 = 6950 \text{ N}$
 $F_2 = 2860 \text{ N}$
 $a = c = 0,5 \text{ m}$
 $b = 1,2 \text{ m}$

Maximální ohybový moment pro vodorovný stav je $M_{o\max} = 2452,5 \text{ Nm}$

Maximální ohybový moment pro nakloněný stav je $M_{o\max} = 3010,5 \text{ Nm}$

Z výše uvedených hodnot pro ohybové momenty vyplývá, že více zatížený je nosník v nakloněném stavu, a proto stačí zkontrolovat na ohyb pouze tento stav.

Výpočet maximálního napětí v ohybu :

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{M_{o\max}}{W_{EL}} = \frac{3010,5}{51,68} = 58,3 \text{ MPa}$$

Pružný modul průřezu k ose x je $W_{EL} = 51,68 \text{ cm}^3$

Maximální napětí v ohybu σ_o je menší než dovolená mez kluzu $\sigma_{DOV} = 220 \text{ MPa}$, a proto nosník vydrží.

8.2.3 Pevnostní kontrola čepu

Čep spojující vrchní a spodní rám je vyroben z oceli 11 523. Jeho označení podle norem je 20x80 A ISO 2340. Mez kluzu je $Re = \sigma_K = 220 \text{ MPa}$, dovolené napětí ve smyku je $\tau_{DS} = 0,4 \cdot \sigma_K = 88 \text{ MPa}$, střižná plocha průřezu je $S = 314,2 \text{ mm}^2$.

Maximální střižná síla působící na čep:

$$F_{stř} = \frac{g \cdot (m_A + m_{pl})}{i} = \frac{9,81 \cdot (2000 + 500)}{2} = 12262,5 \text{ N}$$

Do předchozího vztahu jsou dosazovány následující hodnoty: hmotnost auta $m_A = 2000 \text{ kg}$, hmotnost plošiny $m_{PL} = 500 \text{ kg}$, počet čepů $i = 2$.

Smykové napětí v čepu:

$$\tau_s = \frac{F_{stř}}{S} = \frac{12262,5}{314,2} = 39 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči přestřižení:

$$k_s = \frac{\tau_{DS}}{\tau_s} = \frac{88}{39} = 2,3$$

Vybraný čep má dostatečnou bezpečnost vůči přestřižení a je možné jej použít.

8.3 Pevnostní analýza rámu pomocí MKP

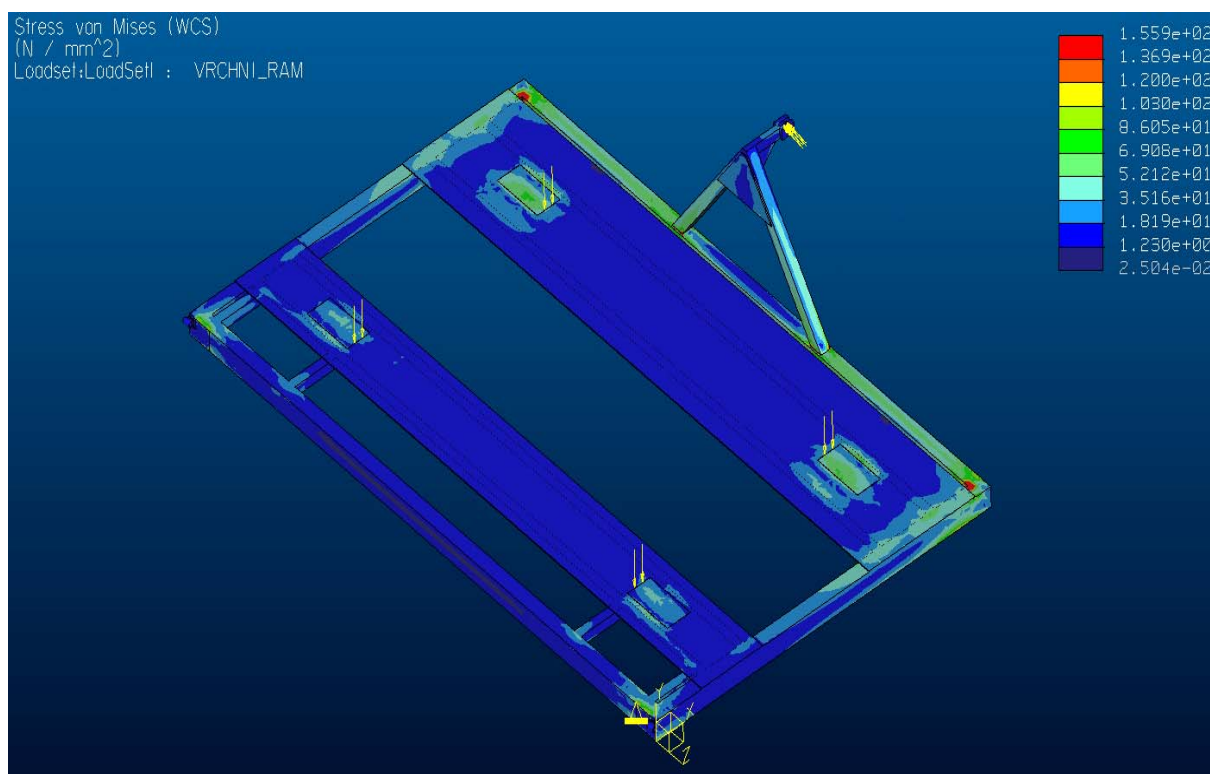
Moderní metodou napěťově deformační analýzy je metoda konečných prvků (MKP). Posuzovaná součást je rozdělena na konečný počet prvků – elementů. Ty mají definovaný tvar, např. čtyřstěn nebo trojúhelník. Zatížení těchto prvků vede v konečném důsledku na řešení soustavy rovnic popisujících model součástí, vnitřní napětí, vnější zatížení a následné vnější deformace. Metodu MKP je možné využít pro výpočty napěťově deformační analýzy při statickém i dynamickém zatěžování, vlastní i vynucené kmitání soustav, kontaktní úlohy pružnosti, analýzy vedení tepla a určení teplotní napjatosti.

Výpočty rámu byly provedeny v simulačním modulu Pro/Mechanica, který je obsažen v 3D CAD/CAM systému Pro/Engineer. Modely pro výpočty byly převedeny z návrhového modulu Pro/Engineer. V modulu Pro/Mechanica byly jednotlivé součásti spojeny dohromady a byly zadány materiálové vlastnosti: hustota oceli $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, Yangův modul pružnosti $E = 210 \text{ GPa}$, Poissonova konstanta $\mu = 0,3$. Dále byly nastaveny okrajové podmínky, vazby

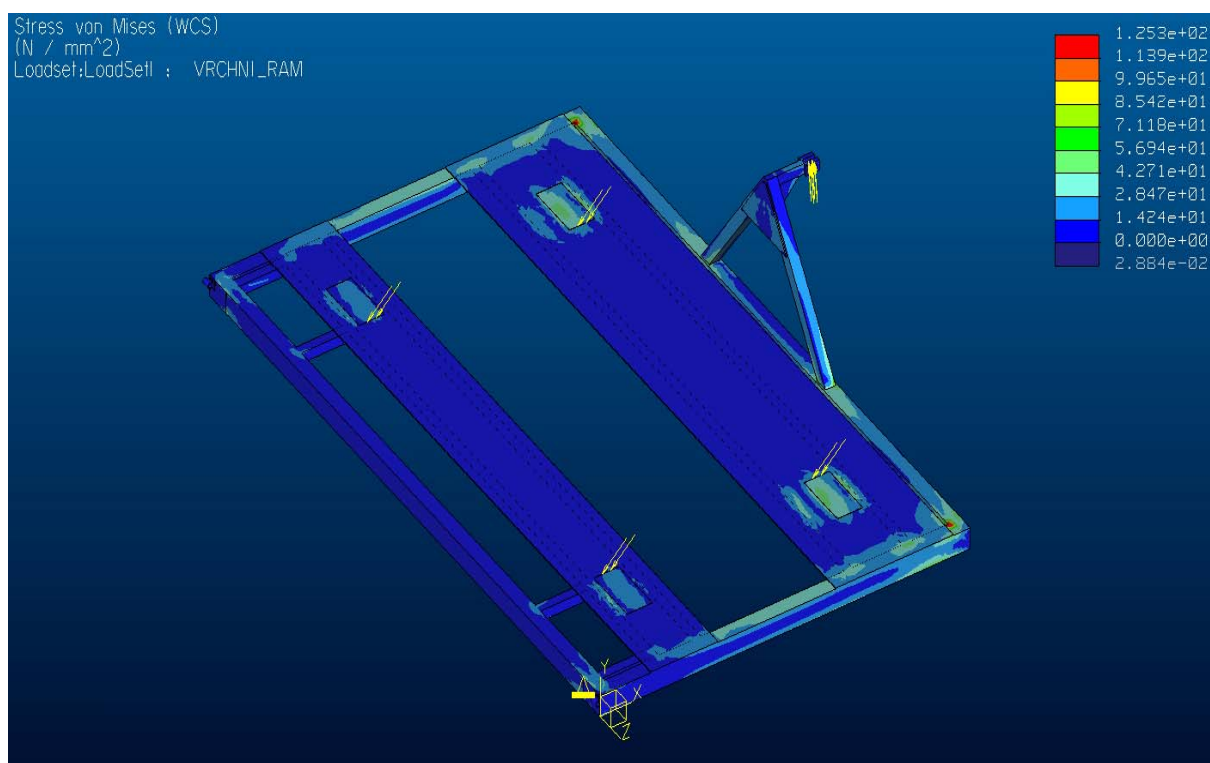
a silové zatížení, odpovídající reálným podmínkám. Měřicí zařízení je navrženo pro vozidlo o maximální hmotnosti 2000 kg, což odpovídá většině osobních vozidel. Výpočty byly provedeny na vrchním rámu, protože je více namáhaný než ostatní součásti. Vrchní rám je dvakrát zatížený, jeden stav vyjadřuje zatížení při vodorovné poloze a druhý stav vyjadřuje zatížení při naklonění rámu do 45°.

Výsledky vypočítané metodou MKP jsou uvedeny na obrázcích níže. Na obrázcích 41 a 42 jsou ukázány maximální hodnoty napětí vrchního rámu pro vodorovný stav a naklonění do 45°. Maximální napětí dosahuje hodnot $\sigma = 156 \text{ MPa}$, nepřesahuje dovolenou mez kluzu materiálu $\sigma_{DOV} = 220 \text{ MPa}$, a proto rám vydrží a je možné jej vyrobit.

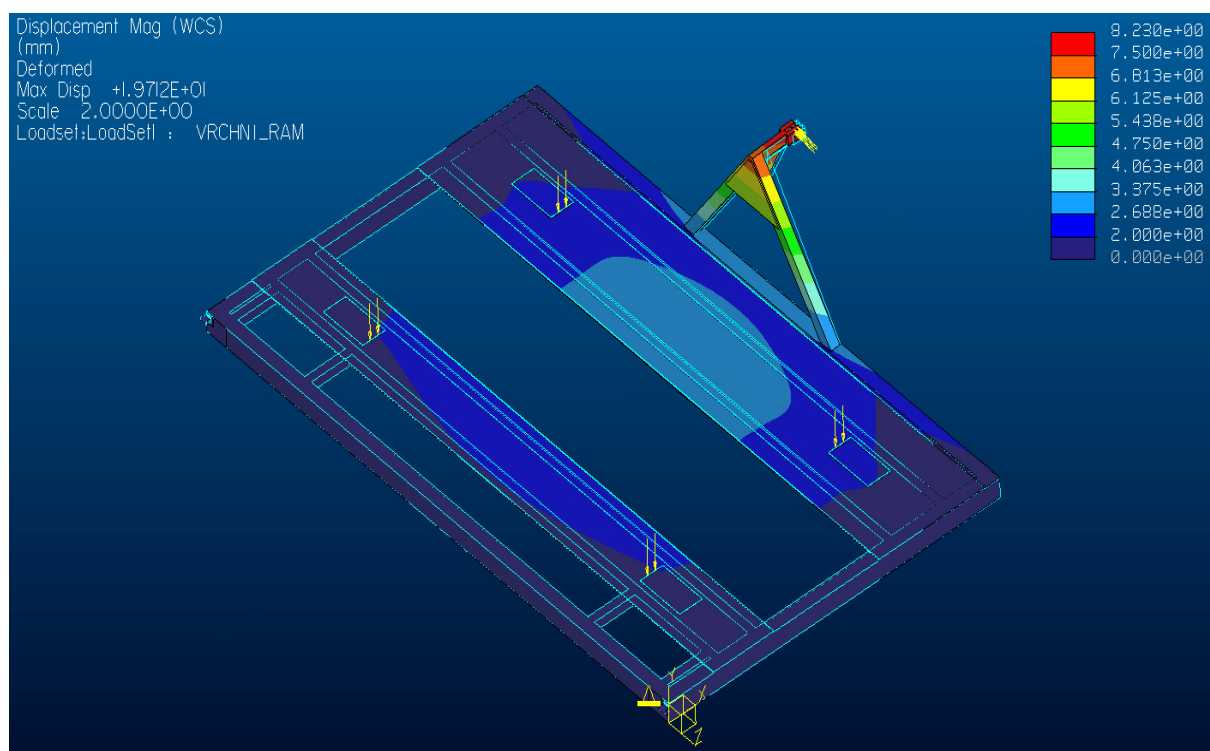
Plošina má sloužit jako měřicí zařízení, a proto je nutné ji optimalizovat také z hlediska ohybu. Přílišný ohyb by totiž do měření výškové polohy těžiště vozidla vnášel velkou chybu. Na obrázcích 43 a 44 jsou ukázány výsledné ohyby vrchního rámu vypočítané metodou MKP pro vodorovný stav a pro naklonění do 45°. Maximální ohyb je 8 mm, což představuje přibližně 1% výšky těžiště. Ohybem vrchního rámu není do výsledku měření výšky těžiště vnesena velká chyba.



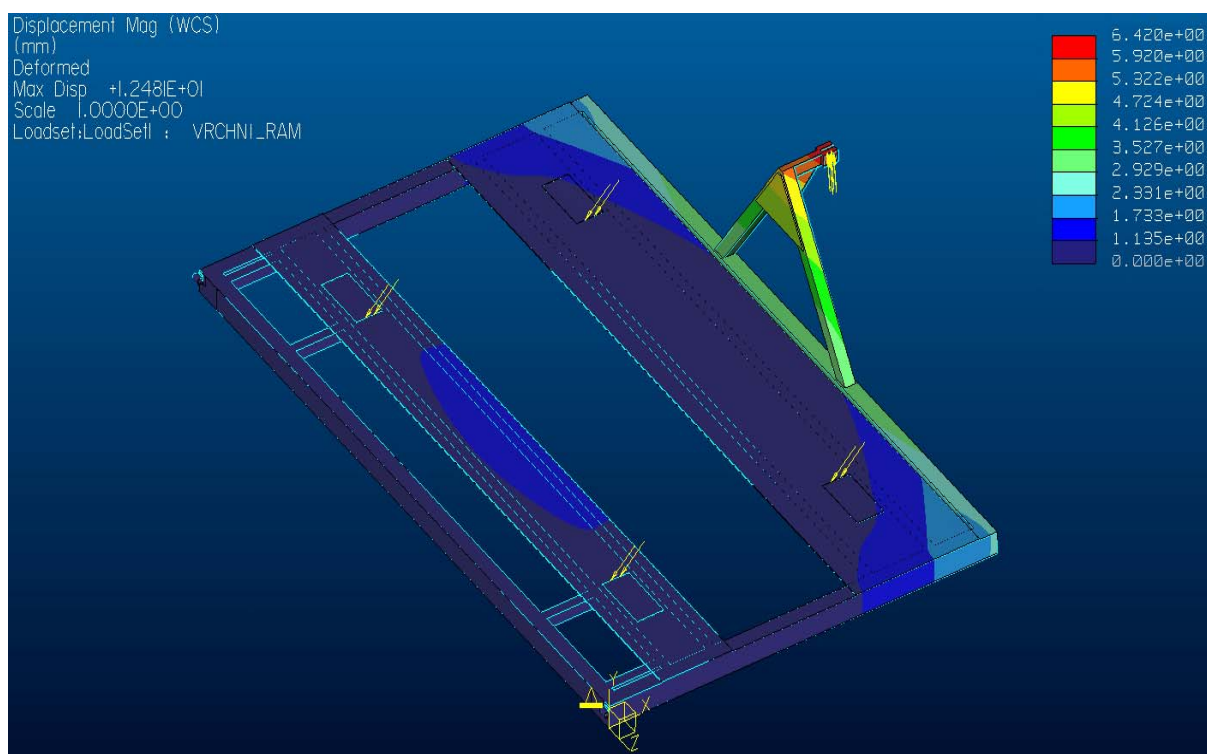
Obr.41 Napětí vrchního rámu - vodorovný stav



Obr.42 Napětí vrchního rámu - nakloněný stav



Obr.43 Posunutí vrchního rámu, vodorovný stav



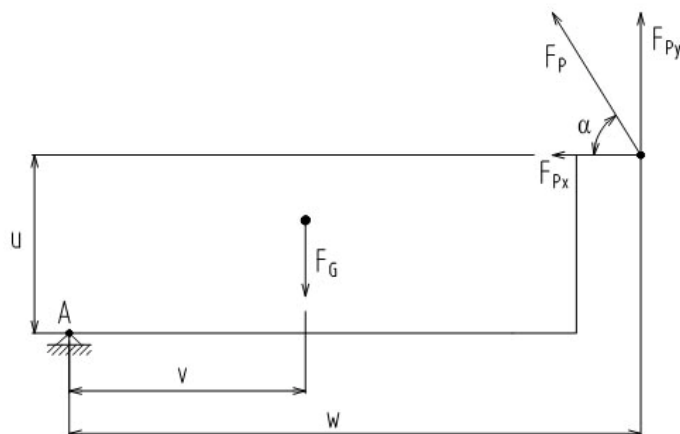
Obr.44 Posunutí vrchního rámu, nakloněný stav

8.4 Návrh hydraulického okruhu

Zvedání plošiny bude zajištěno pomocí hydraulického obvodu, který se skládá z přímočarého hydromotoru, hydraulického agregátu, hadic a oleje. Přímocharý hydromotor neboli hydraulický válec je zařízení, které přeměňuje tlakovou energii na energii mechanickou – axiální síla pístní tyče v obou směrech. Hydraulický agregát je zdroj tlaku pro hydromotor. Hydraulický agregát je komplexní zařízení, které se skládá z olejového čerpadla, zásobníku oleje, rozvodového bloku s koncovkami pro hadice a filtru oleje.

8.4.1 Výpočet zvedací síly

Pro návrh hydraulického válce je nejprve potřeba zjistit sílu, kterou musí píst vyvinout, aby zvednul plošinu. To lze snadno zjistit z rovnice statické rovnováhy momentů k bodu *A* podle následujícího schématu:



Obr.45 Schéma pro výpočet zvedací síly – vodorovný stav

Na Obr.45 je znázorněn vrchní rám plošiny zatížený zvedací silou pístu F_P a gravitační silou vrchního rámu a vozidla F_G . Bod A ukazuje pant mezi vrchním a spodním rámem. Rovnice statické rovnováhy momentů k bodu A :

$$\sum M_A : 0 = F_{Px} \cdot u + F_{Py} \cdot w - F_G \cdot v \quad (51)$$

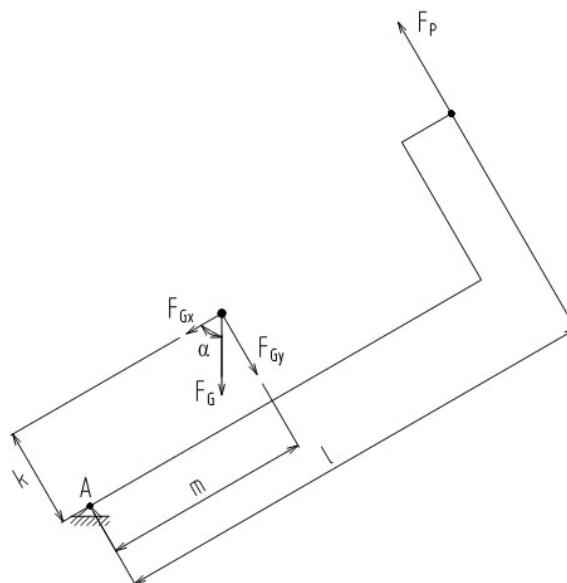
Hodnoty potřebné k vypočítání síly pístu F_P :

- $u = 0,698 \text{ m}$
- $v = 1,3 \text{ m}$
- $w = 2,424 \text{ m}$
- $F_G = 24525 \text{ N}$
- $\alpha = 54^\circ$

Po úpravě předešlé rovnice je možné do ní dosadit a vypočítat sílu F_P :

$$F_P = \frac{F_G \cdot v}{u \cdot \cos \alpha + w \cdot \sin \alpha} = \frac{24525 \cdot 1,3}{0,698 \cdot \cos 54^\circ + 2,424 \cdot \sin 54^\circ} = 13444 \text{ N}$$

Pro vodorovný stav je už síla známa, ale je třeba zjistit, jak se bude síla měnit s úhlem naklonění plošiny. Vrchní rám bude nakloněn do úhlu $\alpha = 51^\circ$ a bude proveden výpočet síly F_P . Schéma nakloněného vrchního rámu je na Obr.46:



Obr.46 Schéma pro výpočet zvedací síly – nakloněný stav

Rovnice statické rovnováhy momentů k bodu A pro nakloněný vrchní rám:

$$\sum M_A : 0 = F_P \cdot l + F_{Gx} \cdot k - F_{Gy} \cdot m \quad (52)$$

Dáno:

- $k = 0,7 \text{ m}$
- $l = 2,424 \text{ m}$
- $m = 1,3 \text{ m}$
- $F_G = 24525 \text{ N}$
- $\alpha = 51^\circ$

$$F_P = \frac{m \cdot F_G \cdot \sin \alpha - k \cdot F_G \cdot \cos \alpha}{l} = \frac{1,3 \cdot 24525 \cdot \sin 51^\circ - 0,7 \cdot 24525 \cdot \cos 51^\circ}{2,424} = \underline{5764 \text{ N}}$$

Síla F_P je v nakloněném stavu menší než ve vodorovném stavu, a proto bude pro návrh hydraulického válce použita hodnota $F_P = 13444 \text{ N}$.

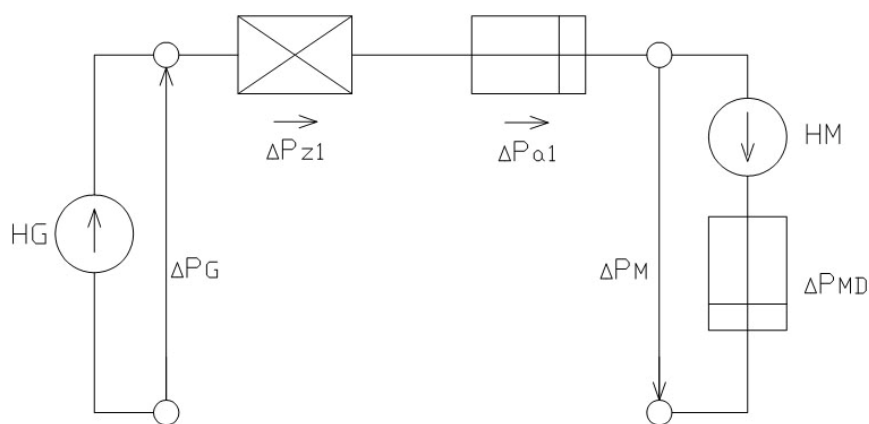
8.4.2 Návrh parametrů hydraulického válce

Pro měřicí zařízení bude použit přímočarý teleskopický hydromotor TL jednočinný s vedením od firmy Šafránek – hydraulika s.r.o. [4]. Pokud je známa potřebná zvedací síla pístu F_p , je možné podle následujícího vzorce vypočítat minimální vnitřní průměr pístu D_{min} :

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p \cdot k}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13444 \cdot 1,2}{\pi \cdot 16}} = 35,8 \text{ mm}$$

Proměnná k značí bezpečnost a standardně je volena z rozmezí 1,2 - 1,4. Proměnná p značí tlak oleje přiváděný do hydraulického válce a je volena podle výkonu hydrogenerátoru, který je 16, 25, 28 nebo 32 MPa. Pro minimální průměr $D_{min} = 35,8 \text{ mm}$ je po dohodě s výrobcem vybrán píst s označením TL 45/60/80/100x2100. Vnitřní průměry jednotlivých stupňů jsou 45, 60, 80 a 100 mm, maximální zdvih je 2100 mm. Pro naklonění vrchního rámu do úhlu 50° je třeba vysunutí pístu 2050 mm. Zdiv pístu je dostatečný a je tedy možné ho použít pro naklání plošiny.

Schéma hydraulického okruhu je ukázáno na následujícím obrázku:



Obr.47 Schéma hydraulického okruhu

Popis označení z Obr.47:

- HG – hydrogenerátor
- ΔP_G – tlak vyvinutý hydrogenerátorem
- ΔP_{z1} – odpor proti zrychlení nositele energie
- $\Delta P_{\alpha1}$ – odpor proti pohybu nositele energie
- HM – hydromotor
- ΔP_M – tlak spotřebovaný hydromotorem
- ΔP_{MD} – přeměna kinematické energie dopravovaných hmot

Výpočet průtoku Q je proveden podle následujícího vzorce, přičemž rychlost pohybu pístu je volena $v = 0,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$:

$$Q = v \cdot S = v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,05 \cdot \frac{\pi \cdot 0,071^2}{4} = 1,98 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 12 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Objem hydromotoru V :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 \cdot Z_1 + D_2^2 \cdot Z_2 + D_3^2 \cdot Z_3 + D_4^2 \cdot Z_4) = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,045^2 \cdot 0,7 + 0,06^2 \cdot 0,7 + 0,08^2 \cdot 0,7 + 0,1^2 \cdot 0,7) = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Doba zdvihu pístu t je:

$$t = \frac{V}{Q} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-4}} = 60 \text{ s}$$

Odpor proti zrychlení v potrubí H_O je vypočítán podle následujícího vztahu, kde d_p je vnitřní průměr potrubí, l_p je délka potrubí a ρ je hustota oleje:

$$H_O = \frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_p \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \right)^2} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} \cdot 3 \cdot 876}{\left(\frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} \right)^2} = 5,2 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Odpor proti zrychlení v hydraulickém válci H_Z je vypočítán podle následujícího vztahu, kde D je vnitřní průměr hydraulického válce, l_{HV} je délka válce a ρ je hustota oleje:

$$H_Z = \frac{V \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right)^2} = \frac{1,2 \cdot 10^{-2} \cdot 876}{\left(\frac{\pi \cdot 0,071^2}{4} \right)^2} = 6,7 \cdot 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Součet odporů proti zrychlení v potrubí a ve válci je:

$$H = H_O + H_Z = 5,2 \cdot 10^6 + 6,7 \cdot 10^5 = 5,86 \cdot 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Pro stanovení odporu proti pohybu sloupce kapaliny v přímém potrubí kruhového průřezu R jsou použity následující vzorce, kde λ je bezrozměrný součinitel tření, Re je Reynoldsovo číslo a ν je kinematická viskozita:

$$\lambda = \frac{83}{Re} \quad (53)$$

$$Re = \frac{v \cdot d_p}{\nu} \quad (54)$$

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_p^2} \quad (55)$$

Předchozí vztahy jsou vloženy do Weisbachova vztahu:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l_p}{d_p} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \frac{83 \cdot \nu \cdot \pi \cdot d_p}{4 \cdot Q} \cdot \frac{l_p}{d_p} \cdot \frac{\rho \cdot \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_p^2} \right)^2}{2} = \dots = \frac{166 \cdot \nu \cdot l_p \cdot \rho \cdot Q}{\pi \cdot d_p^4} \quad (56)$$

Velikost tlakového spádu při laminárním proudění kruhovou trubicí ΔP je přímo úměrné velikosti průtoku Q :

$$\Delta P = R \cdot Q \quad (57)$$

$$R \cdot Q = \frac{166 \cdot \nu \cdot l_p \cdot \rho \cdot Q}{\pi \cdot d_p^4} \Rightarrow R = \frac{166 \cdot \nu \cdot l_p \cdot \rho}{\pi \cdot d_p^4} = \frac{166 \cdot 46 \cdot 10^{-6} \cdot 3 \cdot 876}{\pi \cdot 0,0254^4} = 1,5 \cdot 10^7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kinematická viskozita při 40° je volena $\nu = 46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{s}^{-1}$.

Časová konstanta T je vypočítána podle následujícího vztahu:

$$T = \frac{H}{R} = \frac{5,86 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 10^7} = 0,4 \text{ s}$$

Doba rozběhu hydraulického mechanismu:

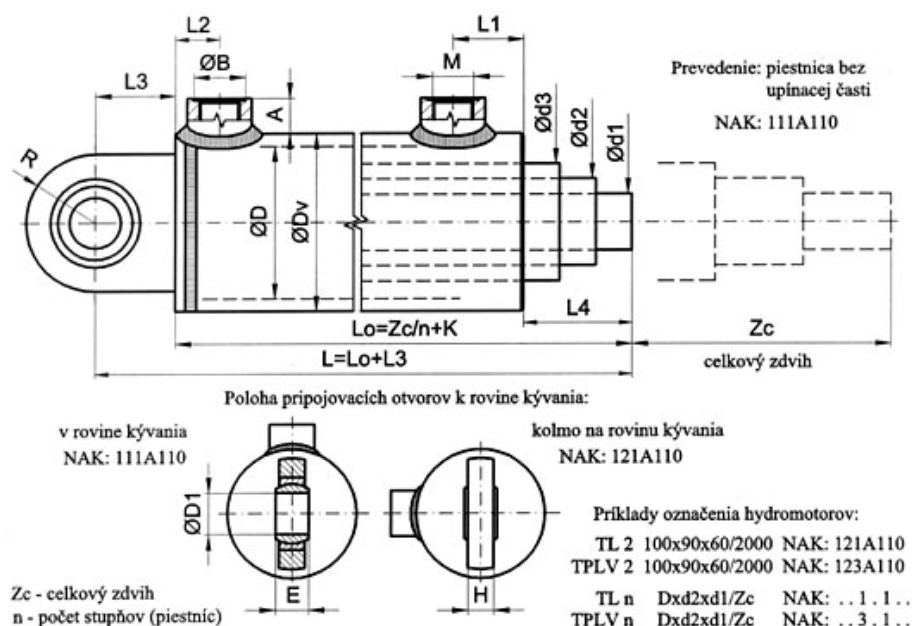
$$t_{\text{rozb}} = 3 \text{ až } 4 \cdot T$$

$$t_{\text{rozb}} = 3 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ s}$$

Rychlost proudícího oleje v potrubí v_p je:

$$v_p = \frac{Q}{S_p} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{4 \cdot 1,98 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,0254^2} = 0,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rozměry použitého hydraulického válce jsou ukázány na následujícím obrázku:



Obr.48 Rozměry použitého hydraulického válce [4]

Konstrukční rozměry hydraulického válce:

- vnitřní průměr 1. stupně $\varnothing D_1 = 80 \text{ mm}$
- vnitřní průměr 2. stupně $\varnothing D_2 = 80 \text{ mm}$
- vnitřní průměr 3. stupně $\varnothing D_3 = 80 \text{ mm}$
- vnitřní průměr válce $\varnothing D_4 = 80 \text{ mm}$
- vnější průměr válce $\varnothing D_v = 115 \text{ mm}$
- maximální zdvih $Z = 2100 \text{ mm}$
- vzdálenost ok $L = 800 \text{ mm}$

8.4.3 Návrh hydraulického agregátu

Agregát slouží jako zdroj tlaku, který dodává tlakový olej do hydraulického válce a ten s jeho pomocí vykonává posuvný pohyb. Pro zařízení na měření výškové polohy těžiště byl zvolen kompaktní hydraulický agregát BHA-040-005-1 od firmy Baseko s.r.o. [5]. Maximální tlak vyvinutý agregátem je $p = 16 \text{ MPa}$ a maximální průtok je $Q = 15 \text{ l/min}$.

Agregát obsahuje následující součásti:

- Elektromotor o příkonu 4,0 kW, vstupní napětí 380 V (3 fáze), otáčky 1450 min^{-1}
- Ocelová olejová nádrž s objemem 40 litrů
- Zubové čerpadlo XV2P/11 s přítokem 15 l/min, smysl otáčení je doprava, maximální tlak je 30 MPa
- Spojka čerpadla a el. motoru, příruba na uchycení el. Motoru
- Rozvodný blok s vestavěným, nastavitelným pojistným tlakovým ventilem 4 – 21 MPa. Blok obsahuje následující řídicí prvky:
 - elektricky ovládaný šoupátkový hydraulický rozvaděč (možno zvolit napětí 24 V DC, 12 V DC, 230 V AC, 110 V AC)
 - škrticí ventil na nastavení rychlosti pohybu hydraulického válce
 - nepřímý řazený hydraulický zámek pro uzamknutí polohy hydraulického válce
- Výstupy pro větve A a B hydraulického spotřebiče (válec, hydromotor) na hadici s koncovkou M 18x1,5
- Manometr, průměr 63 mm, glycerín, rozsah 0 – 25 MPa
- Odpadní filtr MPF030
- Nalévací hrdlo se vzduchovým filtrem
- Olejovník na stěně nádrže



Obr.49 Hydraulický agregát [5]

8.4.4 Návrh oleje

Jako pracovní médium pro hydraulický obvod byl vybrán hydraulický olej Esso Nuto H 46 od firmy Lubstar a.s. [6]. Řada Esso Nuto H představuje vysoce kvalitní hydraulické

oleje určené do průmyslových a mobilních provozních aplikací, které vyžadují ochranu proti opotřebení. Oleje této řady mají široké použití od mírných až po velmi náročné provozní podmínky. Vysoká odolnost vůči oxidaci a chemická stabilita omezují tvorbu usazenin a snižují tím riziko zadírávání. Oleje jsou dobře filtrovatelné a mají dlouhou životnost. Poskytují dobrou antikorozi ochranu, snadno odlučují vodu. Dále umožňují vysoký výkon a plynulý provoz hydraulické soustavy související s rychlým odlučováním vzduchu, nízkou pěnivostí a dobrou odlučitelností vody.

Olej Esso Nuto H 46 je vhodné použít pro soustavy s lamelovými, zubovými, radiálními a axiálními pístovými čerpadly, do kterých jsou doporučovány oleje s ochranou proti opotřebení. Další využití je u hydraulických aplikací, u kterých nelze zabránit netěsnostem a znečištění, nebo u kterých je výhodou ochrana proti korozi tenkou vrstvou oleje, např. soustavy s obsahem vody.

Vybrané vlastnosti oleje Esso Nuto H 46:

- Viskozita při 40°C $\nu = 46 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$
- Viskozita při 100°C $\nu = 6,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$
- Koroze měděného proužku 1A
- Antikorozi ochrana splňuje
- Bod tuhnutí $T_t = -24^\circ \text{C}$
- Bod vzplanutí $T_v = 226^\circ \text{C}$
- Hustota při 15°C $\rho = 876 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

8.4.5 Návrh hydraulických hadic

Hadice slouží pro přepravu tlakového oleje z hydraulického agregátu do hydraulického válce. Pro měřicí zařízení byly vybrány středotlaké hydraulické hadice typu 301SN od firmy Kovaz s.r.o. [7]. Hadice se skládá z vnitřní nitrilové pryže, na ní jsou dva vysokopevnostní ocelové oplety a vnější plášť je tvořen syntetickou pryží.

Vybrané konstrukční vlastnosti hadice:

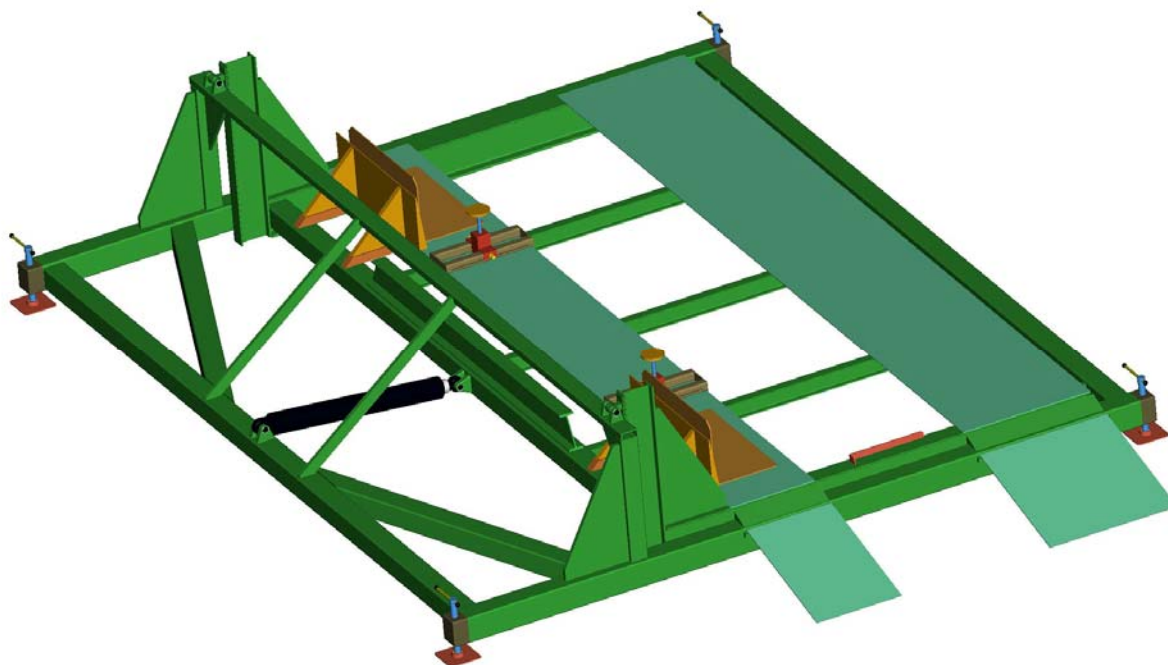
- Rozsah pracovních teplot -40 až 100°C
- Vnitřní průměr hadice $d_p = 25,4 \text{ mm}$
- Vnější průměr hadice $d_v = 38,1 \text{ mm}$
- Maximální pracovní tlak $p = 16,5 \text{ MPa}$
- Minimální tlak na roztržení $p_r = 66 \text{ MPa}$
- Minimální poloměr ohybu $o = 300 \text{ mm}$

9 Konstrukční návrh zařízení využívající metodu zjištění úhlu překlopení

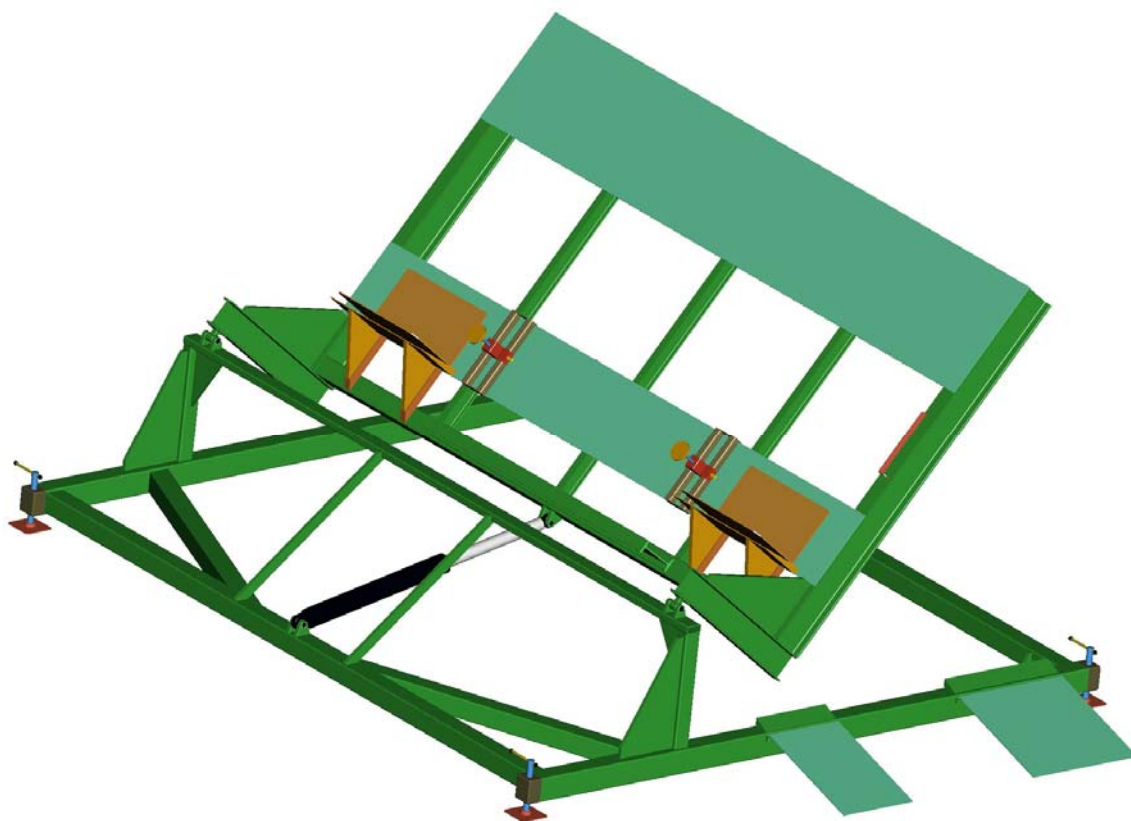
9.1 Popis zařízení

Zařízení bude pracovat na principu metody zjištění úhlu překlopení. Pro tuto metodu je zapotřebí změřit úhel překlopení, pomocí kterého bude jednoduchým výpočtem vyjádřena výšková poloha těžiště. Bude možné měřit polohu těžiště většiny osobních aut i vozidla formulového typu. Hlavním omezujícím faktorem je hmotnost vozidla, která nesmí překročit 2000 kg. Také bude zamezeno propružení vozidla na tlumičích pomocí univerzálního přípravku.

Měřicí zařízení je navrženo jako rámová konstrukce svařená z jednotlivých profilů. Zařízení je možné rozdělit do dvou částí: spodní a vrchní rám. Ty jsou spojeny čepy, které zajišťují možnost natočení plošiny o požadovaný úhel. Nosná konstrukce spodního rámu je složená z různých velikostí bezešvých ocelových čtvercových i obdélníkových trubek, tzv. jácklů. Z důvodu většího zatížení vrchního rámu jsou na jeho konstrukci použity převážně tyče průřezu I. Pro spojení jednotlivých tyčí a jácklů je použito svarových spojů. Na vrchním rámu jsou připevněny dva nájezdy vyrobené z plechu, na kterých stojí vozidlo při měření. Měřicí plošina je ukázána na obrázcích 50 a 51.



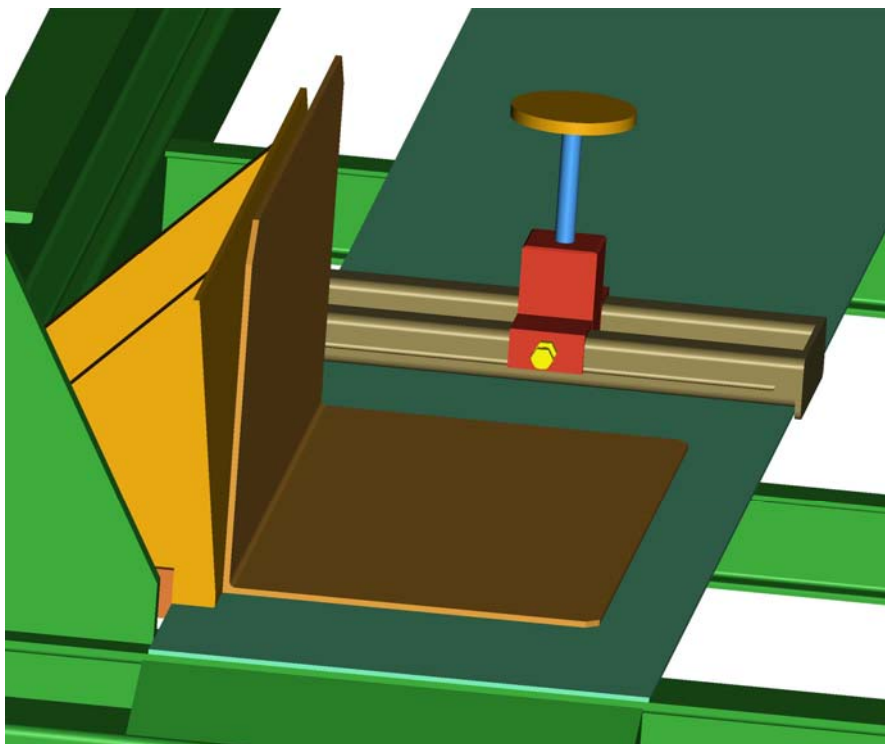
Obr.50 Měřicí zařízení – vodorovný stav



Obr.51Měřicí zařízení – nakloněný stav

Naklonění vrchního rámu, a tedy i vozidla, do požadovaného úhlu je zajištěno pomocí hydraulického válce, jehož umístění je zřejmé z předchozích obrázků. Ostatní části hydraulického okruhu, kterými jsou hydraulický agregát a přívodní hadice, nejsou na obrázcích uvedeny z důvodu přehlednosti konstrukce plošiny. Hydraulický agregát bude umístěn na zemi vedle pístu.

K získání přesného momentu překlopení vozidla slouží přípravek umístěný pod kola, který je ukázán na Obr.52. Přípravek má na vnější straně ostrou hranu, která se při malých náklonech zarazí o malou kolmou část podložky a tím se zamezí pohybu vozidla. Při dosažení úhlu překlopení se vozidlo i s přípravkem překlopí a zarazí se o 5° odkloněnou podložku. Vozidlo je proti pádu pojištěno stahovacím popruhem na druhé straně vozidla. Na obrázku je také možno vidět podpěru pod prahy, která zabrání propružení tlumičů.



Obr.52 Přípravek pro přesné určení momentu překlopení

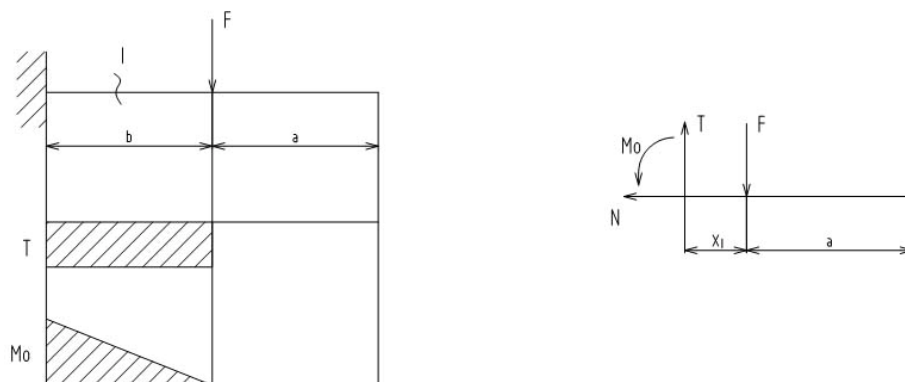
Tato plošina je také vybavena stavitelnými nohami pro seřízení vodorovnosti, jejichž detail je na Obr.36. Umístění sklonoměru je stejné jako u předchozí plošiny. Také je použito stejných nájezdů pro pohodlné najetí vozidla na plošinu, Obr.37.

9.2 Pevnostní kontrola

Pro pevnostní kontrolu byl vybrán hlavní nosník vrchního rámu s profilem I, příčný nosník spodního rámu obdélníkového průřezu (jäckl) a čep, který spojuje vrchní a spodní rám. Tyto součásti byly vybrány z důvodu největšího předpokládaného zatížení. Pro výpočet je uvažován rám zatížený vozidlem a vodorovný stav vrchního rámu.

9.2.1 Pevnostní kontrola nosníku vrchního rámu

Hlavní nosník je vyroben z profilu I 180/B ČSN 42 5550.0. Materiálem je ocel 11 523. Následující obrázek ukazuje schematické zatížení nosníku, výsledné vnitřní účinky (VVÚ) a řez v bodě I:



Obr.53 Zatížení nosníku a průběhy VVÚ

Z řezu v bodě I jsou vyjádřeny následující rovnice:

$$N = 0 \quad (58)$$

$$T = F \quad (59)$$

$$M_o = x_I \cdot F \quad (60)$$

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{b \cdot F}{W_x} = \frac{1500 \cdot 19620}{161 \cdot 1000} = 182,8 \text{ MPa}$$

Dáno: $W_{EL} = 161 \text{ cm}^3$

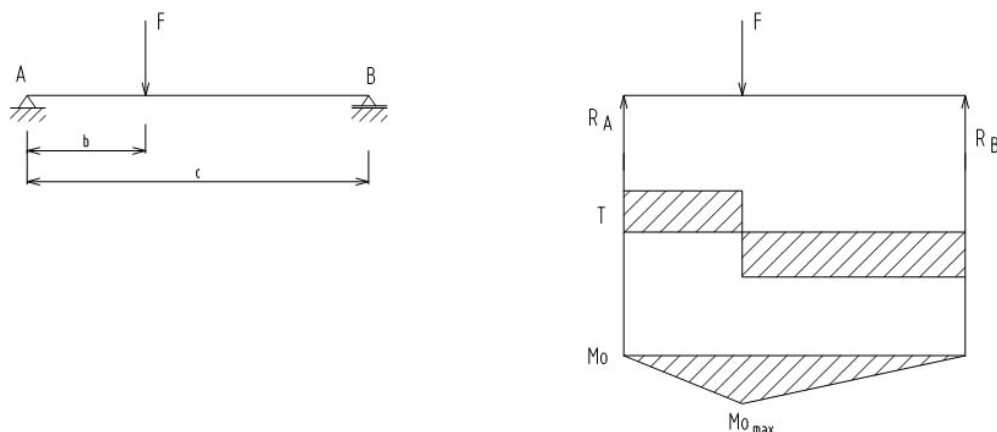
$F = 19620 \text{ N}$

$b = 1500 \text{ mm}$.

Dovolená mez kluzu σ_{DOV} je větší než maximální napětí v ohybu σ_o , a proto nosník vydrží.

9.2.2 Pevnostní kontrola nosníku spodního rámu

Nosník je vyroben z oceli 11 523, profil je obdélníková bezešvá trubka (jäckl). Označení podle norem je TR 4HR 120x100x8 – 3085 ČSN 42 5720.00. na následujícím obrázku je znázorněno schematické zatížení nosníku a průběhy VVÚ:



Obr.54 Zatížení nosníku a průběhy VVÚ

Ze zatížení nosníku vyplývá silová rovnováha $\sum F_i$ a momentová rovnováha $\sum M_{Ai}$:

$$\begin{aligned} \sum F_i &= 0 \\ R_A - F + R_B &= 0 \Rightarrow R_A = F - R_B \end{aligned} \quad (61)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Ai} &= 0 \\ F \cdot a - R_B \cdot c &= 0 \Rightarrow R_B = \frac{F \cdot a}{c} \end{aligned} \quad (62)$$

Maximální hodnota ohybového momentu:

$$M_{O_{\max}} = R_A \cdot a \quad (63)$$

Maximální napětí v ohybu:

$$\sigma_O = \frac{M_{O_{\max}}}{W_O} = \frac{R_A \cdot a}{W_{EL}} = \frac{F \cdot a \cdot c - F \cdot a^2}{c \cdot W_{EL}} = \frac{34227 \cdot 755 \cdot 3085 - 34227 \cdot 755^2}{3085 \cdot 108,54 \cdot 1000} = 179,8 \text{ MPa}$$

Dáno: $F = 34227 \text{ N}$

$a = 0,755 \text{ m}$

$c = 3,085 \text{ m}$

$W_{EL} = 108,54 \text{ cm}^3$

Maximální napětí v ohybu σ_O je menší než dovolená mez kluzu, a proto nosník vydrží.

9.2.3 Pevnostní kontrola čepu

Čep spojující vrchní a spodní rám je vyroben z oceli 11 523. Jeho označení podle norem je 30x90 A ISO 2340.

Střížná síla působící na čep:

$$F_{stř} = \frac{g \cdot (m_A + m_{pl})}{i} = \frac{9,81 \cdot (2000 + 500)}{2} = 12262,5 \text{ N}$$

Smykové napětí v čepu:

$$\tau_s = \frac{F_{stř}}{S} = \frac{12262,5}{706} = 17,4 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči přestřižení:

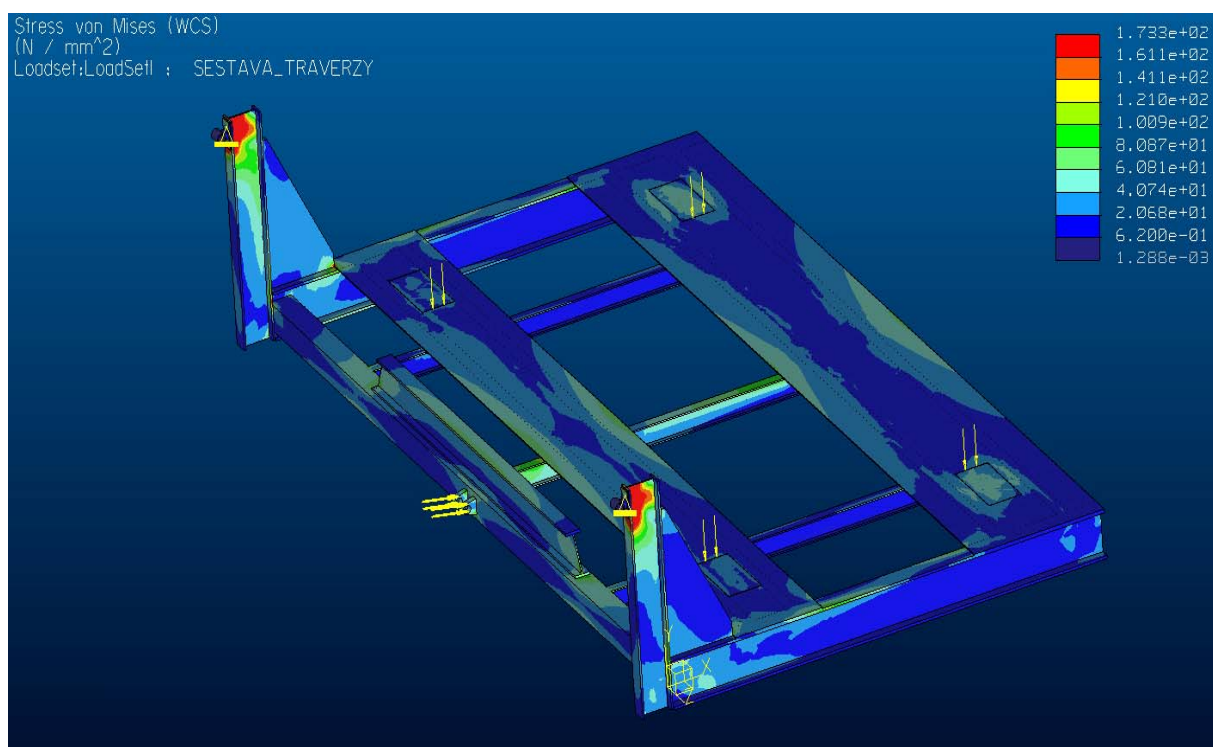
$$k_s = \frac{\tau_{DS}}{\tau_s} = \frac{88}{17,4} = 5,1$$

Vybraný čep má dostatečnou bezpečnost vůči přestřižení a je možné jej použít.

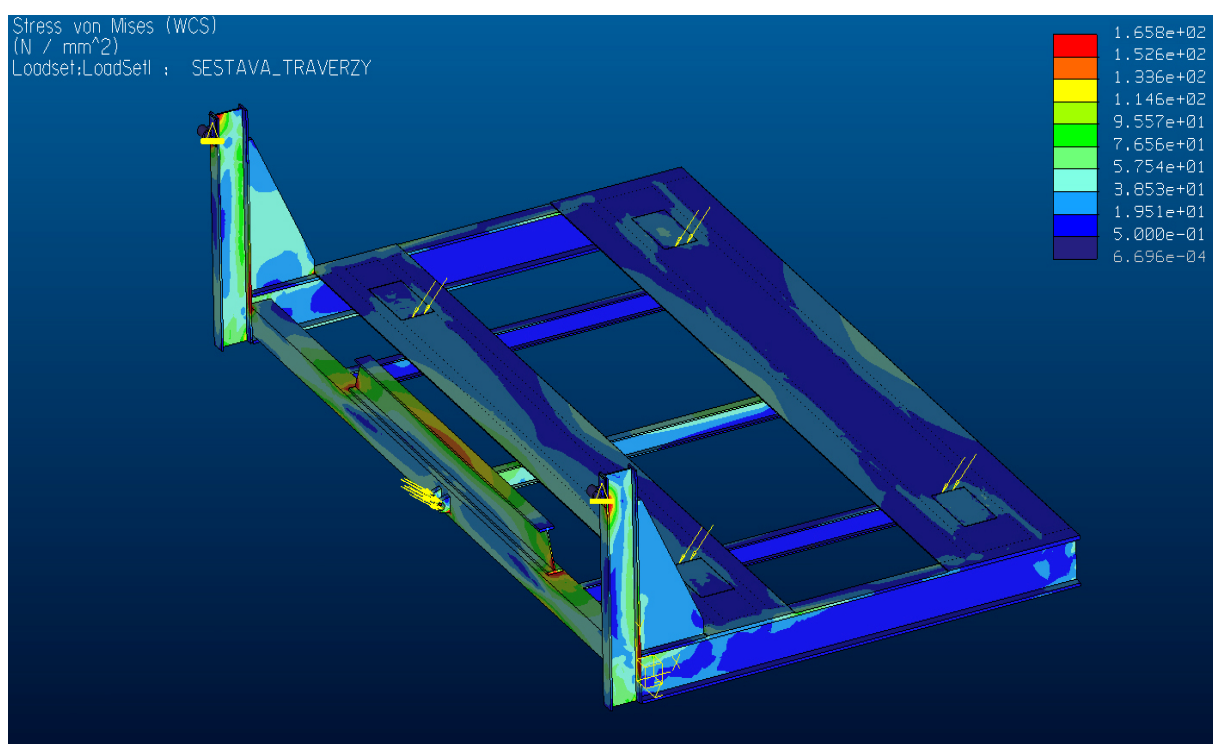
9.3 Pevnostní analýza rámu pomocí MKP

Výpočty metodou MKP byly provedeny na spodním a vrchním rámu. Každý z rámu je dvakrát zatížen, jeden stav vyjadřuje zatížení při vodorovné poloze vrchního rámu a druhý stav vyjadřuje zatížení při naklonění rámu do 45°. Výsledky jsou uvedeny na obrázcích níže. Na obrázcích 55, 56, 57 a 58 jsou ukázány maximální hodnoty napětí spodního a vrchního rámu pro vodorovný stav a naklonění do 45°. Maximální napětí dosahuje hodnot $\sigma = 176 \text{ MPa}$, nepřesahuje dovolenou mez kluzu materiálu $\sigma_{DOV} = 220 \text{ MPa}$, a proto rám vydrží a je možné jej vyrobit.

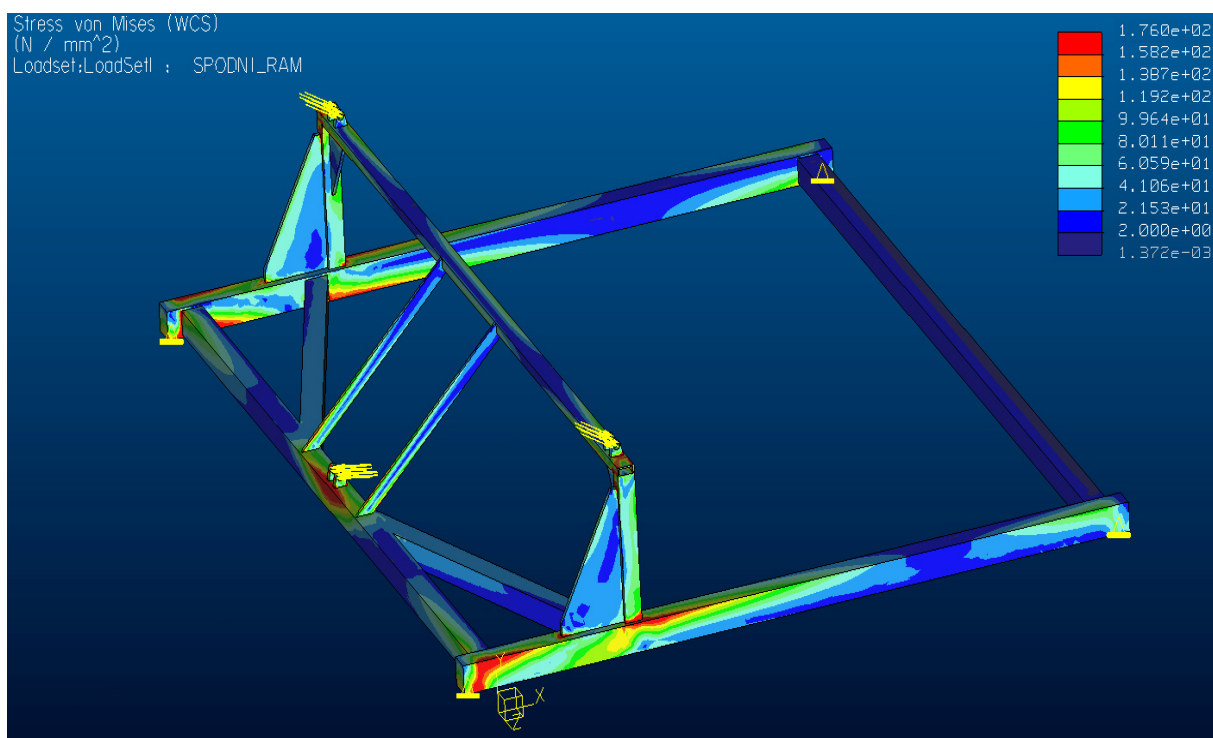
Na obrázcích 59 a 60 jsou ukázány výsledné ohyby vrchního rámu pro vodorovný stav a pro naklonění do 45°. Maximální ohyb je 9 mm, což představuje přibližně 1% výšky těžiště. Ohybem vrchního rámu není do výsledku měření výšky těžiště vnesena velká chyba.



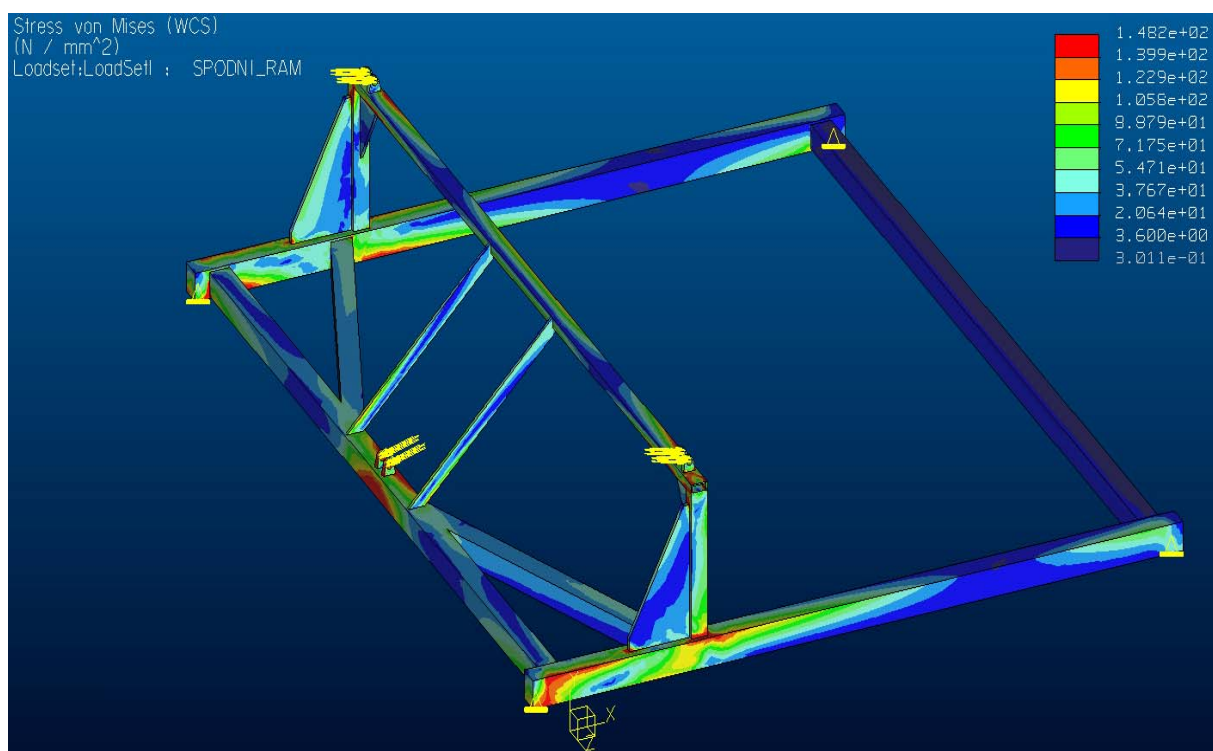
Obr.55 Napětí vrchního rámu - vodorovný stav



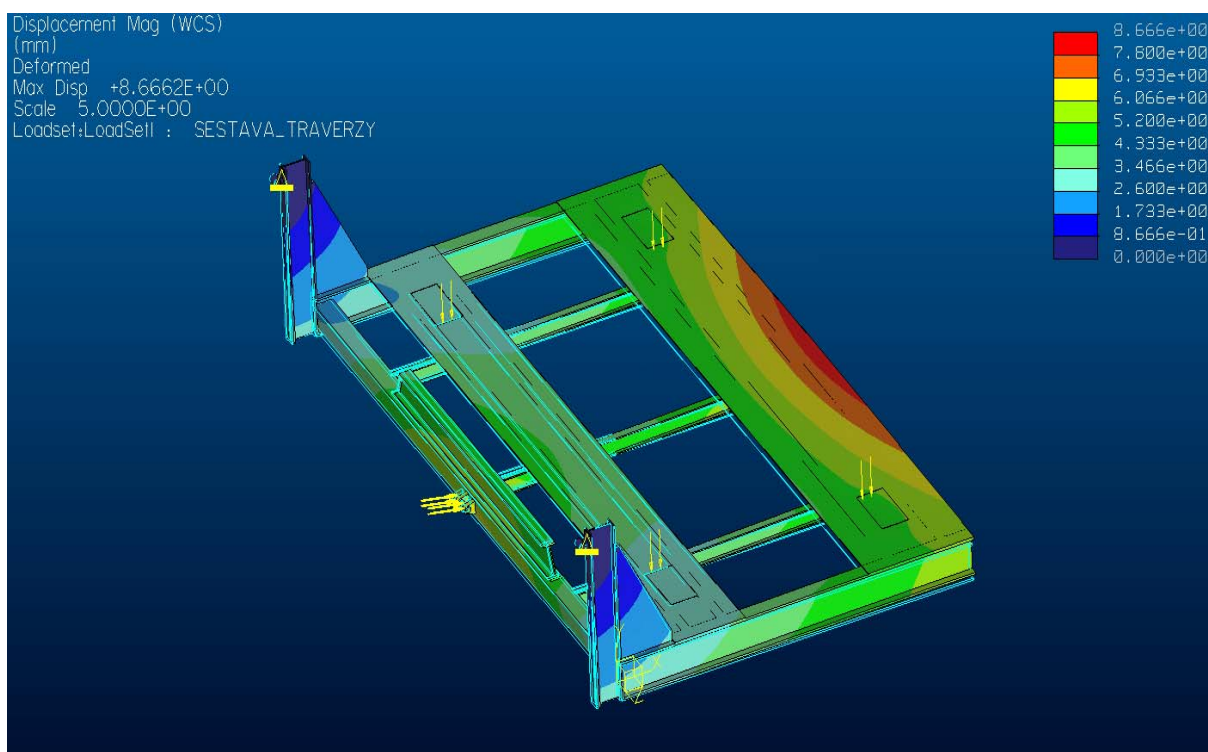
Obr.56 Napětí vrchního rámu - nakloněný stav



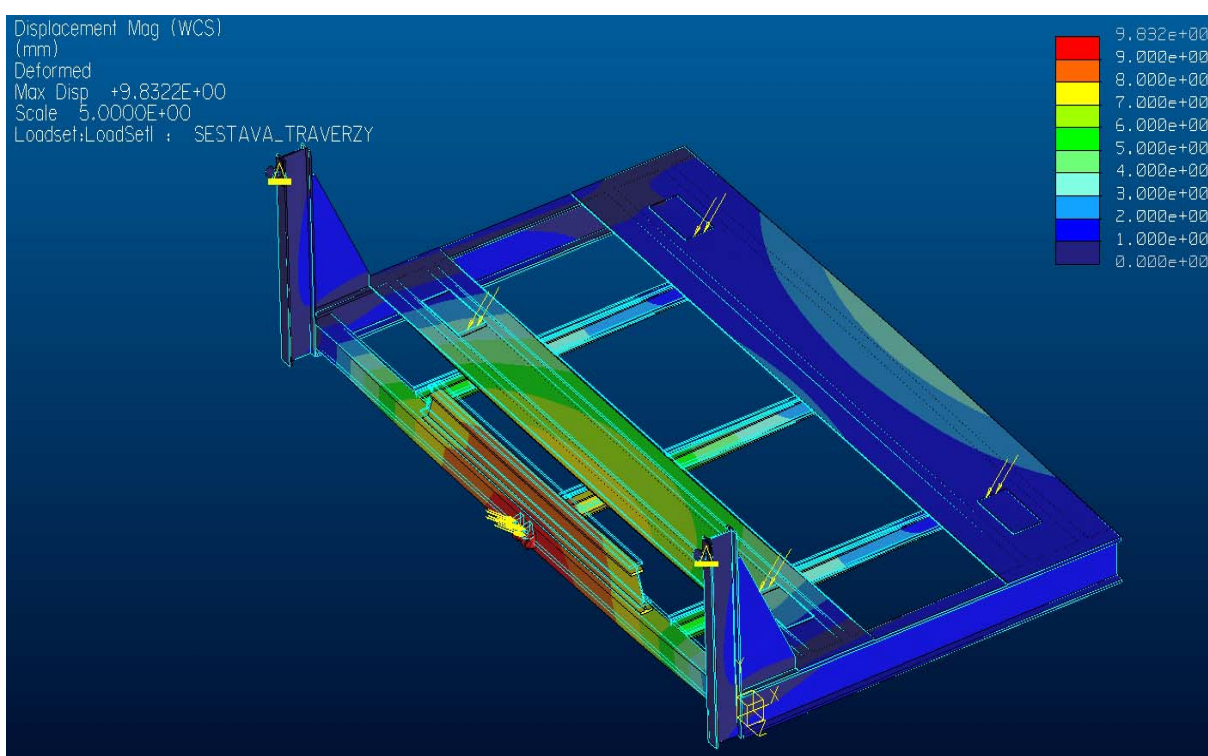
Obr.57 Napětí spodního rámu - vodorovný stav



Obr.58 Napětí spodního rámu - nakloněný stav



Obr.59 Posunutí vrchního rámu - vodorovný stav



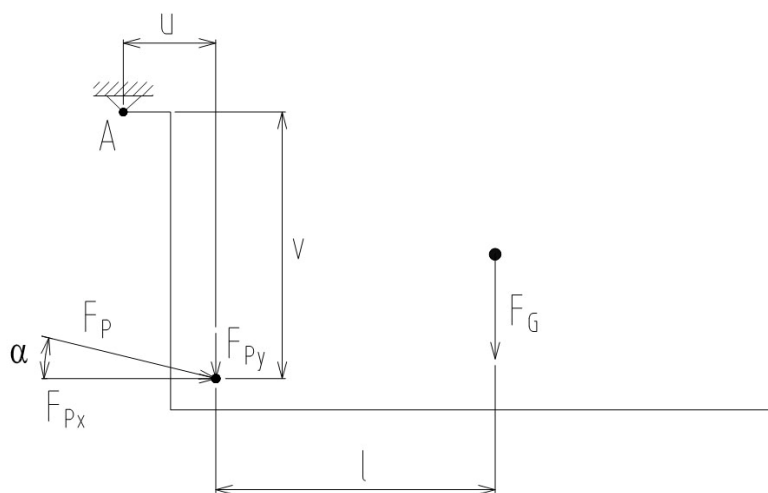
Obr.60 Posunutí vrchního rámu - nakloněný stav

9.4 Návrh hydraulického okruhu

Zvedání plošiny bude zajištěno pomocí hydraulického obvodu složeného z pístu, agregátu, hadic a oleje.

9.4.1 Výpočet zvedací síly

Na následujícím obrázku je ukázáno schéma vrchního rámu plošiny ve vodorovném stavu potřebné pro výpočet síly pístu:



Obr.61 Schéma pro výpočet zvedací síly – vodorovný stav

Rovnice statické rovnováhy momentů k bodu A:

$$\sum M_A : 0 = F_{Px} \cdot v - F_{Py} \cdot u - F_G \cdot l \quad (64)$$

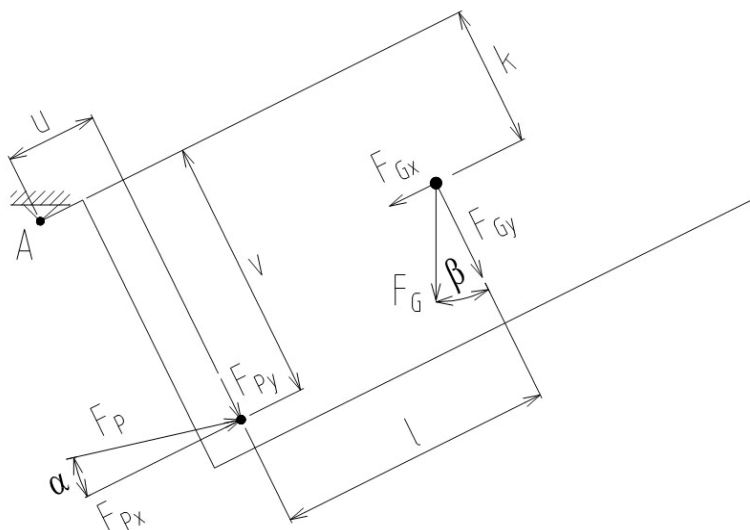
Hodnoty potřebné k vypočítání síly pístu F_P :

- $l = 1,54 \text{ m}$
- $v = 0,735 \text{ m}$
- $m = 2714 \text{ kg}$
- $u = 0,146 \text{ m}$
- $\alpha = 9,5^\circ$

Po úpravě předešlé rovnice je možné do ní dosadit a vypočítat sílu F_P :

$$F_P = \frac{F_G \cdot l}{v \cdot \cos \alpha - u \cdot \sin \alpha} = \frac{2714 \cdot 9,81 \cdot 1,54}{0,735 \cdot \cos 9,5^\circ - 0,146 \cdot \sin 9,5^\circ} = \underline{58505 \text{ N}}$$

Schéma nakloněného vrchního rámu pro ověření průběhu síly pístu při naklonění plošiny je ukázáno na následujícím obrázku:



Obr.62 Schéma pro výpočet zvedací síly – nakloněný stav

Rovnice statické rovnováhy momentů k bodu A pro nakloněný vrchní rám:

$$\sum M_A : 0 = F_{Px} \cdot v - F_{Py} \cdot u - F_{Gy} \cdot l - F_{Gx} \cdot k \quad (65)$$

Dáno: $\alpha = 32,9^\circ$

$\beta = 45^\circ$

$k = 0,071 \text{ m}$

$$F_P = \frac{m \cdot g(l \cdot \cos \beta + k \cdot \sin \beta)}{v \cdot \cos \alpha - u \cdot \sin \alpha} = \frac{2714 \cdot 9,81(1,54 \cdot \cos 45^\circ + 0,071 \cdot \sin 45^\circ)}{0,735 \cdot \cos 32,9^\circ - 0,146 \cdot \sin 32,9^\circ} = 56393 \text{ N}$$

Síla F_P je v nakloněném stavu menší než ve vodorovném stavu, a proto bude pro návrh hydraulického válce použita hodnota $F_P = 58505 \text{ N}$.

9.4.2 Návrh parametrů hydraulického válce

Pro měřicí zařízení bude použit přímočarý hydromotor PLV jednočinný s vedením od firmy Šafránek – hydraulika s.r.o. [4].

Výpočet minimálního vnitřního průměru pístu D_{min} :

$$D_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P \cdot k}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 58505 \cdot 1,2}{\pi \cdot 16}} = 74,7 \text{ mm}$$

Pro minimální průměr $D_{\min} = 74,4$ mm je vybrán podle výrobních tabulek nejbližší vyšší průměr $D = 80$ mm. Pro naklonění vrchního rámu do úhlu 80° je třeba vysunutí pístu 700 mm. Hydraulický válec s vnitřním průměrem $D = 80$ mm vyhovuje na vzpěr při maximálním vysunutí 900 mm a je tedy možné ho použít pro naklání plošiny.

Schéma hydraulického okruhu je stejné jako u předchozího návrhu pístu a je ukázáno na Obr.47.

Výpočet průtoku Q válcem:

$$Q = v \cdot S = v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,05 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = 2,51 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 15 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

Při zdvihu $Z = 630$ mm je objem hydromotoru V :

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,7 = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Doba zdvihu pístu t je:

$$t = \frac{V}{Q} = \frac{3,5 \cdot 10^{-3}}{2,5 \cdot 10^{-4}} = 14 \text{ s}$$

Odpor proti zrychlení v potrubí H_O je vypočítán podle následujícího vztahu:

$$H_O = \frac{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \cdot l_p \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}\right)^2} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} \cdot 3 \cdot 876}{\left(\frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4}\right)^2} = 5186424,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Odpor proti zrychlení v hydraulickém válci H_Z :

$$H_Z = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot l_{HV} \cdot \rho}{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4}\right)^2} = \frac{\frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,7 \cdot 876}{\left(\frac{\pi \cdot 0,08^2}{4}\right)^2} = 121992,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Součet odporů proti zrychlení v potrubí a ve válci je:

$$H = H_o + H_z = 5186424,3 + 121992,3 = 5308416,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4}$$

Stanovení odporu proti pohybu sloupce kapaliny v přímém potrubí kruhového průřezu R :

$$R = \frac{166 \cdot \nu \cdot l_p \cdot \rho}{\pi \cdot d_p^4} = \frac{166 \cdot 46 \cdot 10^{-6} \cdot 3 \cdot 876}{\pi \cdot 0,0254^4} = 15346400,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-4} \cdot \text{s}^{-1}$$

Časová konstanta T je vypočítána podle následujícího vztahu:

$$T = \frac{H}{R} = \frac{5308416,6}{15346400,9} = 0,35 \text{ s}$$

Doba rozběhu hydraulického mechanismu:

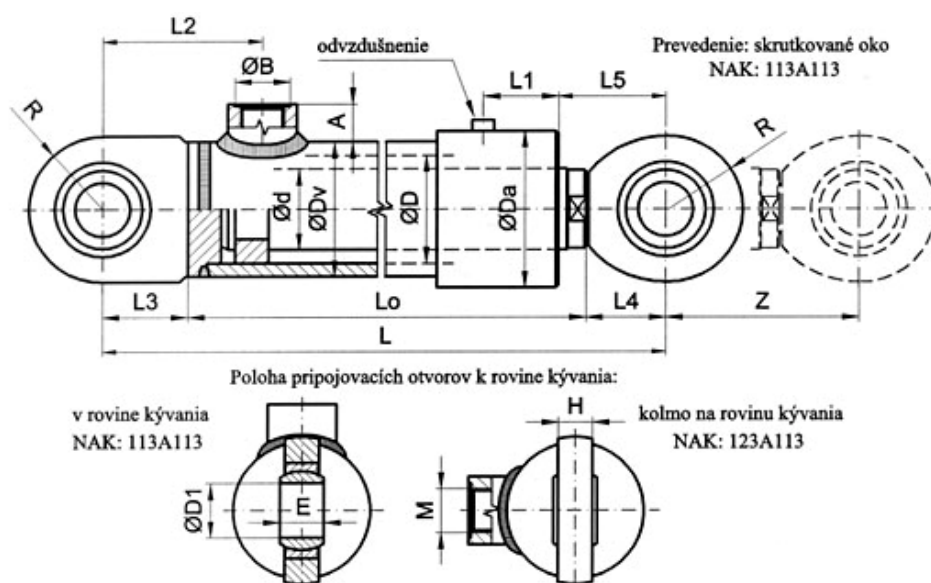
$$t_{\text{rozb}} = 3 \text{ až } 4 \cdot T$$

$$t_{\text{rozb}} = 3 \cdot 0,35 = 1,04 \text{ s}$$

Rychlost proudícího oleje v potrubí v_p je:

$$v_p = \frac{Q}{S_p} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{4 \cdot 2,51 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,0254^2} = 0,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rozměry použitého hydraulického válce jsou ukázány na následujícím obrázku:



Obr.63 Rozměry použitého hydraulického válce [4]

Konstrukční rozměry hydraulického válce:

- vnitřní průměr válce $\varnothing D = 80 \text{ mm}$
- průměr pístnice $\varnothing d = 60 \text{ mm}$
- vnější průměr válce $\varnothing D_v = 95 \text{ mm}$
- maximální zdvih $Z = 700 \text{ mm}$
- vzdálenost ok $L = 915 \text{ mm}$

9.4.3 Návrh hydraulického agregátu, oleje a hadic

Vzhledem k podobným požadavkům na hydraulickou soustavu je možné použít agregát, olej i hadice stejné jako pro plošinu využívající metodu vážení vozidla při naklánění na bok.

10 Metodika měření

V této kapitole jsou popsány postupy měření pro metodu vážení vozidla při naklánění na bok i pro metodu zjištění úhlu překlopení, použitá měřidla i příprava měřeného vozidla.

10.1 Použitá měřidla

10.1.1 Váhy

Hmotnost vozidla a plošiny je měřena nízkoprofilovými automobilovými vahami, které jsou již zakoupeny a používány na ÚADI. Označení vah je Longacre AccuSet 72594 [8]. Sada se skládá ze čtyř vah a řídicí jednotky s displejem pro zobrazení hmotností na jednotlivých vahách.

Vybrané vlastnosti:

- maximální hmotnost na jednu váhu: 1500 kg
- celková maximální hmotnost: 6000 kg
- přesnost vah: ± 1 kg
- rozměry jedné váhy: 380x380x70 mm
- napájení: 9V baterie
- zobrazení váhy na displeji: kg, lb, %



Obr.64 Tenzometrické váhy [8]

10.1.2 Sklonoměr

Pro měření úhlu překlopení vozidla je využito elektronického sklonoměru S-DIGIT mini [9]. Měření úhlu je možné ve stupních nebo v procentech. Sklonoměr obsahuje funkci HOLD pro nastavení počátku měření. Kovový obal sklonoměru obsahuje závit pro upevnění na stativ a zabudovaný magnet pro uchycení na kovové předměty.

Vybrané vlastnosti:

- pracovní rozsah měření: $4 \times 90^\circ$
- přesnost při 0° a 90° : $\pm 0,1^\circ$
- přesnost v rozmezí $2^\circ - 89^\circ$: $\pm 0,2^\circ$
- rozměry: 156x56x31 mm
- napájení: 3 x 1,5 V AA baterie
- cena: cca 4000 Kč



Obr.65 Digitální sklonoměr [9]

10.1.3 Clinotronic

Další variantou pro měření úhlu naklonění je elektronický sklonoměr s názvem Fowler/Wyler Clinotronic Plus [10]. Tento moderní sklonoměr používá speciální senzory a vestavěný mikroprocesor k velmi přesnému měření úhlu. Je možné zvolit zobrazení výsledků v několika obvyklých jednotkách. Princip měření je založený na disku s hmotností menší než 1 gram, který se otáčí bez tření. Z každé strany disku je elektroda. Disk a elektrody dohromady představují kondenzátor. Změny v kapacitním odporu při pohybu disku jsou přepočítány v mikroprocesoru na požadované jednotky úhlu a zobrazeny na displeji.

Vybrané vlastnosti:

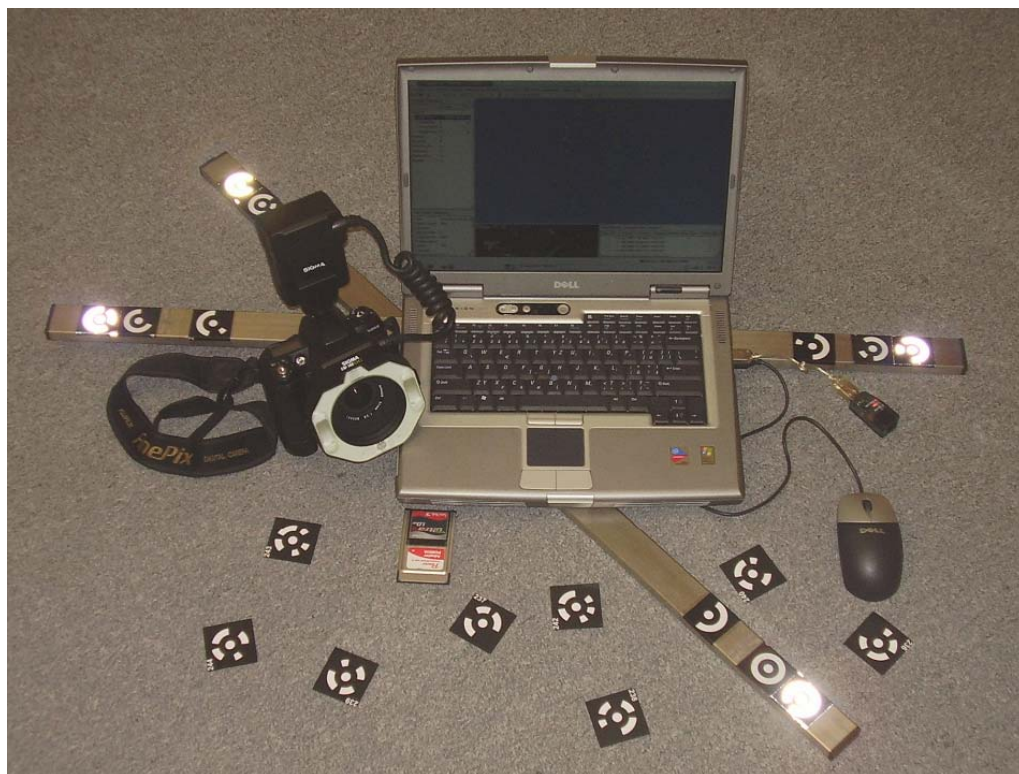
- přesnost: $\pm 0,01^\circ$
- funkce ZERO pro nastavení počátku měření
- čas odezvy: do 5 vteřin
- napájení: 1,5 V AA baterie
- rozměry: 100x75x30 mm
- cena: cca 40 000 Kč



Obr.66 Clinotronic [10]

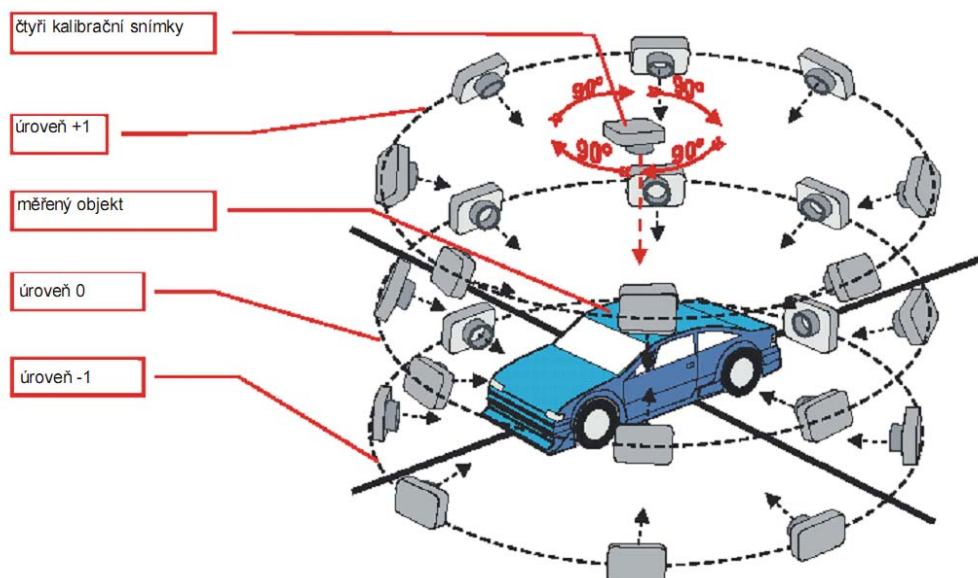
10.1.4 Tritop

Měřicí zařízení Tritop slouží k měření prostorové polohy bodů. Vzhledem k jeho principu založeném na optickém snímání, je možné měřit bezkontaktně. Toho lze využít pro měření geometrie zahřátých těles na vysokou teplotu, protože nedochází ke zkreslení výsledků vlivem dilatace měřidla. Ve srovnání s mechanickými zařízeními je Tritop levnější, rychlejší a přesnější. Celé zařízení se skládá z digitálního fotoaparátu s vysokým rozlišením, notebooku, samolepících značek a kalibračních tyčí. Díky tomu je celý systém snadno přenosný. Z dat získaných při měření je pomocí speciálního softwaru vypočítaná přesná geometrie snímaného modelu. Výsledná data je možné využít pro reversní inženýrství nebo pro porovnání měření s CAD modelem.

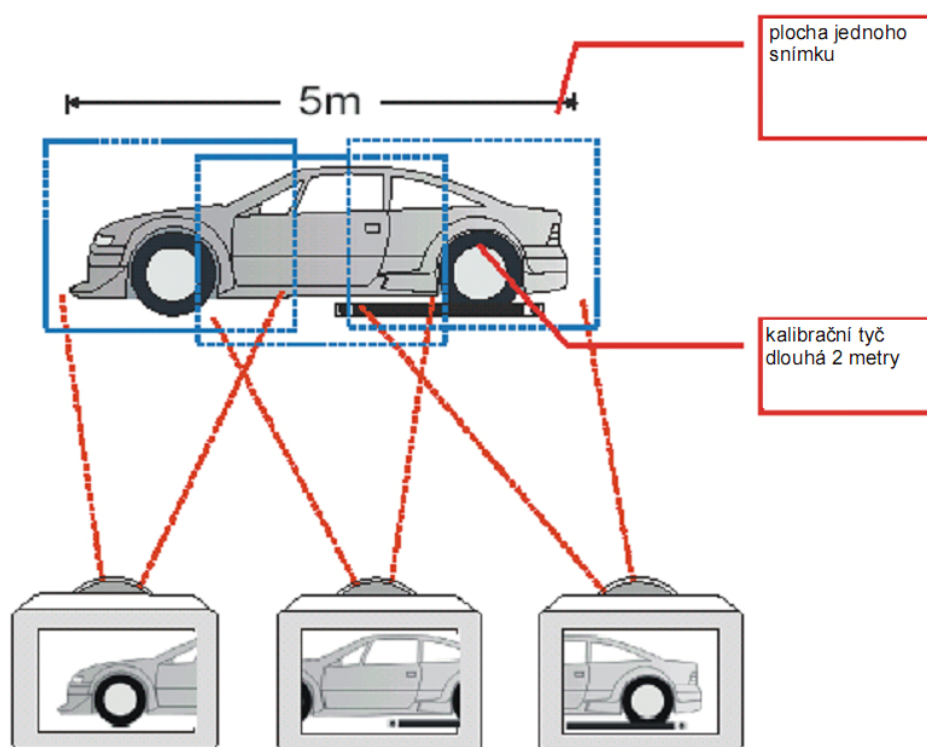


Obr.67 Součásti systému Tritop [11]

Před měřením geometrie jsou na měřený objekt připevněny kódované i nekódované speciální kruhové značky. Měření začíná čtyřmi kalibračními snímky pootočenými o 90° kolem optické osy, většinou z horní pozice. Na těchto snímcích musí být vidět kalibrační tyče a co největší počet kódovaných bodů. Následně je objekt několikrát vyfocen ve třech úrovních z různých stran. Počet snímků je libovolný, ale všechny body musí být vyfoceny minimálně 3 krát. K snímanému objektu je nutné přiložit kalibrační tyče, které slouží k určení měřítka objektu. Na jejich umístění přesně nezáleží, je ovšem vhodné, aby byly viděny na co největším počtu snímků. Pořízené fotografie jsou nahrány do počítače a jsou zpracovány speciálním programem. Ten ze snímků vyhodnotí prostorové souřadnice bodů a podle kalibračních tyčí přiřadí správné vzdálenosti jednotlivých bodů [11].



Obr.68 Postup snímání objektu [11]



Obr.69 Snímání velkorozměrného objektu [11]

Při snímání objektu je nutné udržet stálou teplotu, světelnost prostředí a nastavení fotoaparátu. Porušením těchto zásad významně klesá přesnost výsledků. Při dodržení postupu je standardní přesnost systému Tritop 0,1 mm.

10.2 Příprava měřeného vozidla

Před započítím měření výškové polohy těžiště vozidla je zapotřebí připravit vozidlo, zkontrolovat a zajistit všechny vlivy, které by mohly ovlivnit výsledky měření. Všechny sledované parametry popsané v následujícím textu by měly být zapsány do protokolu, aby byla zaručena co nejlepší opakovatelnost měření.

Požadavky:

- plocha pod měřicí plošinou musí být dostatečně pevná, aby při naklánění vozidla nedocházelo k jejímu posunu
- v nádržích pro olejovou náplň, chladicí kapalina a ostřikovače musí být předepsané množství tekutiny
- palivová nádrž musí být prázdná nebo plná, aby nedocházelo k ovlivnění výsledků pohybem paliva v nádrži
- vozidlo musí být čisté a ve stavu jako při používání na komunikacích
- povinná výbava vozidla, např. náhradní pneumatika, nářadí a lékárnička, musí být obsažena ve vozidle a umístěna na předepsaných místech
- ve vozidle musí být všechny předměty upevněné, aby nedocházelo k jejich posunu
- pneumatiky musí být nahuštěny na tlak předepsaný výrobcem. Je-li povolen rozsah tlaků, bude použit nejvyšší dovolený tlak
- podle důvodu měření těžiště může být do vozidla umístěna figurína simulující přítomnost řidiče

Tyto parametry je možné upravit s ohledem na zvláštní případy provozu vozidla, aby se měření co nejvíce přiblížilo požadovanému stavu. Příkladem je zjišťování těžiště nehavarovaného vozidla pro soudně inženýrskou praxi a zjišťování příčiny dopravní nehody stejného vozidla.

10.3 Postup měření pro metodu vážení při naklánění na bok

Ještě před započítím měření těžiště vozidla je třeba znát těžiště vrchní rámu. To je možné získat z 3D modelu v programu Pro/Engineer. Pokud není model k dispozici, musí být těžiště vrchního rámu změřeno. Příčná a podélná poloha těžiště je změřena metodou uvedenou v kapitole 3.1. Pod oba čepy jsou umístěny váhy, na druhé straně je vrchní rám podepřen, aby byla dodržena vodorovná poloha. Rám je zvážen a je spočítána příčná poloha těžiště rámu. Potom jsou váhy umístěny pod příčný nosník a na druhé straně jsou opět podepřeny do vodorovné polohy. Po zvážení je dopočítána podélná poloha těžiště. Vzhledem k úzkému profilu vrchního rámu je pro změření výškové polohy vybrána metoda zjištění úhlu

překlopení popsaná v kapitole 3.2.5. Vrchní rám je postaven na čepy na vodorovnou podložku, úhel překlopení je změřen např. sklonoměrem a je dopočítána výšková poloha těžiště. Pokud již byla poloha těžiště vrchního rámu jednou zjištěna, je možné ji použít i pro další měření.

Nyní je možné začít s měřením polohy těžiště vozidla. Spodní rám je položen na váhy a pomocí klíček na nohách je ustaven do vodorovné polohy. K ověření vodorovnosti slouží sklonoměr. Auto najede na plošinu pomocí nájezdů připevněných k spodnímu rámu. Zde je ustaveno přibližně na prostředek plošiny, aby byla hmotnost rovnoměrně rozdělena na obě váhy. Vozidlo se zabrzdí ruční brzdou a zařadí se libovolný rychlostní stupeň, aby nedocházelo k podélnému posunu vozidla. Kola na říditelné nápravě jsou natočena do směru jízdy.

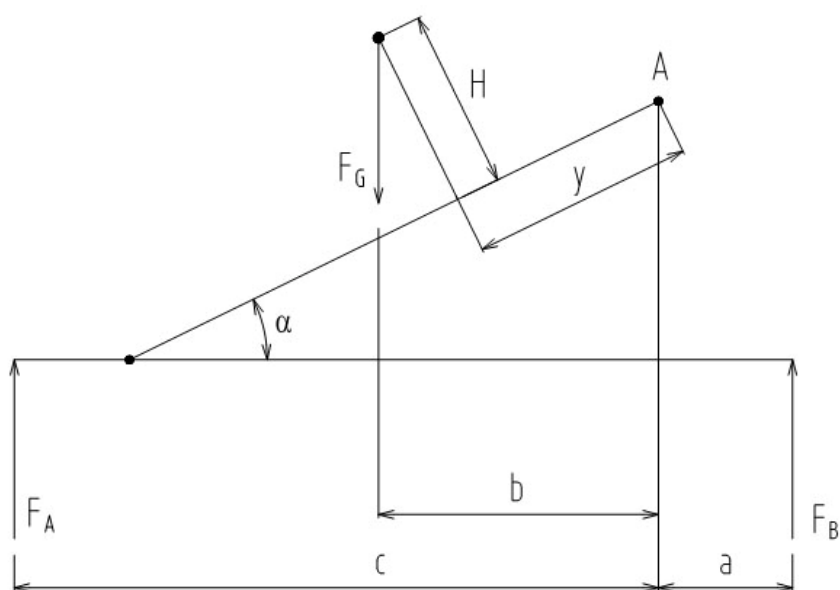
Po ustavení a zajištění vozidla v podélném směru jsou k levému přednímu a zadnímu kolu přisunuty boční podpěry a zajištěny šrouby, Obr.35. Tyto podpěry slouží k zabránění sesouvání vozidla z plošiny během naklánění vrchního rámu. Mezi kolo a podpěru je vložena textilie nebo molitan, aby nedošlo k poškození disku kola. Vozidlo je na pravé straně přichyceno k vrchnímu rámu pomocí stahovacích popruhů, které zabrání pádu vozidla z plošiny při nadměrném naklonění. Tyto popruhy jsou zavlečeny za uchycení kol a neovlivňují propružení na tlumičích. Popruhy také částečně zamezují podélnému posunu vozidla.

Důležitým faktorem při měření je zabránění propružení. To je zajištěno podpěrami pod prahu, Obr.34. Po najetí a upevnění vozidla stahovacími popruhy jsou mezi kola na příkláněné straně umístěny podpěry pod prahu. Podpěra je v zašroubovaném stavu položena na nájezd a následně vyšroubována k místu na prahu sloužící k vyheverování vozidla. Podpěra je pouze přišroubována k prahu, nesmí dojít k přizvednutí vozidla. Podpěra je proti pohybu zajištěna šrouby na obou stranách. Před umístěním podpěr musí být vozidlo ve vodorovném stavu. Vozidlo je nyní dostatečně připevněno k vrchnímu rámu a je možné začít samotné měření.

Úhel naklonění je měřen systémem Tritop, a proto musí být plošina označena referenčními body podle návodu v kapitole 10.1.4. Referenční značky jsou umístěny i na středy kol, aby byla zaznamenána podélná poloha, rovné nebo křivé najetí na plošinu. Nyní je vrchní rám nakloněn hydraulickým válcem do úhlu 30 - 45°. V ustáleném stavu jsou odečteny hodnoty na vahách a změřen úhel naklonění.

Podle Obr.70 je sestavena následující rovnice rovnováhy momentů k bodu A:

$$\sum M_A: 0 = F_B \cdot a + F_G \cdot b - F_A \cdot c \quad (66)$$



Obr.70 Schéma nakloněného vrchního rámu s vozidlem

Rovnice rovnováhy momentů lze upravit do tvaru:

$$H = \frac{m_A \cdot c - m_B \cdot a - m \cdot y \cdot \cos \alpha}{m \cdot \sin \alpha} \quad (67)$$

H – výška těžiště

m_A – součet hmotností na vahách na příkláněné straně

m_B – součet hmotností na vahách na odkláněné straně

m – hmotnost vozidla

α – úhel naklonění

a – vzdálenost působíště síly F_B od bodu A

b – vzdálenost působíště gravitační síly F_G od bodu A

c – vzdálenost působíště síly F_A od bodu A

y – příčná poloha těžiště vozidla

Hodnoty m a y jsou známy z měření horizontální polohy těžiště, vzdálenosti a a c jsou změřeny systémem Tritop. Všechny hodnoty jsou dosazeny do předchozí rovnice a je spočítána výška těžiště H . Pro zpřesnění je vhodné měření několikrát opakovat při naklonění do jiných úhlů, ovšem stále v rozmezí 30 - 45°. Ze získaných hodnot pro výšku těžišť H je vypočítán aritmetický průměr.

Hodnota H je výška těžiště vozidla a vrchního rámu. Proto je třeba tyto hodnoty odečíst. To je provedeno vektorovým počtem:

$$\mathbf{r}_1 = (x, y, ?) \quad (68)$$

$$\mathbf{r}_2 = (?, ?, z) \quad (69)$$

$$\mathbf{r}_3 = (x, y, z) \quad (70)$$

$\mathbf{r}_1$ – poloha těžiště vozidla od středu otáčení

$\mathbf{r}_2$ – poloha těžiště vozidla a plošiny od středu otáčení

$\mathbf{r}_3$ – poloha těžiště plošiny od středu otáčení

Poloha těžiště vozidla je vypočítána podle vzorců:

$$\mathbf{r}_1 = \mathbf{r}_2 - \mathbf{r}_3 \quad (71)$$

$$z_{r1} = z_{r2} - z_{r3} \quad (72)$$

Stejným způsobem je možné dopočítat i zbývající souřadnice pro polohu těžiště plošiny a vozidla.

10.4 Postup měření pro metodu zjištění úhlu překlopení

Rám navržený pro tuto metodu v kapitole 9 je umístěn na tvrdou podložku, aby nedocházelo k jeho posunu během měření. Pomocí stavitelných noh je seřizována vodorovná poloha spodního rámu, která je ověřena sklonoměrem. Na vrchní rám jsou k podpěrám položeny plechy, na kterých bude vozidlo stát při měření. To najede na plošinu po nájezdech připevněných ke spodnímu rámu. Je důležité, aby vozidlo najelo přesně k boční straně plechů a podpěr, aby nedošlo k ovlivnění měření předčasným překlopením. Mezi plechy a kolo je umístěna tenká vrstva textilie nebo molitanu, aby nedošlo k poškození disku. Vozidlo se zabrzdí ruční brzdou a zařadí se libovolný rychlostní stupeň, aby nedocházelo k podélnému posunu vozidla. Na druhé straně je vozidlo připevněno k vrchnímu rámu pomocí stahovacích popruhů. Protože je třeba umožnit malé překlopení vozidla, zůstanou popruhy přibližně 12 cm volné, což představuje odklon vozidla od plošiny cca 5°. Tento úhel je dostatečný pro zjištění momentu převrácení a zároveň není příliš velký na to, aby vozidlo při převrácení získalo velkou rychlost a spadlo z plošiny.

Pod příkláněnou stranu vozidla jsou usazeny podpěry pod prahy, aby nedošlo k posunu karoserie vůči kolům. Způsob a umístění je stejné jako pro metodu vážení vozidla při naklánění na bok popsané v kapitole 10.3.

Nyní je možné přistoupit k samotnému měření. Při naklánění do malých úhlů se vnější ostrá hrana plechu pod koly vozidla zarazí o malou kolmou část podložky a tím se zamezí pohybu vozidla a předčasnému překlopení. Při dosažení úhlu překlopení se vozidlo i s plechem překlopí a zarazí se o 5° odkloněnou podložku. Pro pojištění pádu vozidla slouží stahovací popruhy na druhé straně, které umožňují odklon o stejný úhel.

Vrchní rám i s vozidlem je nakláněn pomocí hydraulického mechanismu. V malých úhlech lze postupovat rychlými kroky. Při očekávání momentu překlopení je třeba vozidlo naklánět pomalu, aby bylo možné přesně určit úhel překlopení α . K tomu slouží škrticí ventil na hydraulickém agregátu pro nastavení rychlosti pohybu pístu. V okamžiku překlopení vozidla je zastaveno naklánění vrchního rámu a je odečtena hodnota úhlu na sklonoměru. Nalezení úhlu překlopení je opakováno 5 krát, aby se zmírnila chyba vzniklá měřením. Ze zjištěných hodnot je vypočten aritmetický průměr úhlu překlopení α .

Pokud má vozidlo stejnou velikost rozchodů pro přední i zadní nápravu, provede se jednoduchý výpočet pro výšku těžiště h podle následujícího vzorce, kde α je úhel překlopení a d je vzdálenost těžiště od hran pneumatik:

$$h = d \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha)$$

Většina vozidel ovšem nemá stejnou velikost rozchodů. Z tohoto důvodu je třeba vypočítat šířku vozidla d v průřezu obsahující těžiště. Pro výpočty jsou použity obrázky 15a a 15b v kapitole 3.2.5. Výpočet se provádí podle následujících vztahů:

$$d = d_F + ((d_R - d_F) \cdot m_R)$$

$$h = \frac{d}{2} \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha)$$

d_F – rozchod přední nápravy

d_R – rozchod zadní nápravy

m_R – hmotnost připadající na zadní nápravu

11 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo provést konstrukční návrh zařízení pro měření výškové polohy těžiště vozidla pro potřeby ÚADI. Poloha těžiště je totiž velmi důležitým faktorem chování vozidla při jízdě v zatáčkách, pro rozdělení zatížení na nápravy při brzdění a pro moment překlopení. Při analytickém optimalizování těchto vlastností je třeba znát polohu těžiště, protože se vyskytuje v matematických rovnicích. Proto je tato hodnota tak důležitá při návrhu dynamiky vozidel a její optimalizace. Výšková poloha těžiště vozidla byla dosud na ÚADI pouze odhadována.

Z metod popsaných v rešeršní části byly vybrány dvě, které jsou realizovatelné v podmínkách ÚADI. Je to metoda vážení vozidla při naklánění na bok a metoda zjištění úhlu překlopení.

Pro metodu vážení vozidla při naklánění je důležitým faktorem úhel překlopení, kterého nesmí být při měření dosaženo. Výpočtem byla zjištěna přibližná hodnota úhlu překlopení 54° . S ohledem na různorodost vozidel byl zvolen maximální úhel naklonění 45° . Pro výpočet intervalu úhlu naklonění bylo použito zákona o přenosu chyb, který bere v úvahu přesnosti použitých měřidel a závislosti měřených veličin na výsledné funkci. Bylo zjištěno, že větší vliv na určení výškové polohy vozidla má přesnost měření úhlu naklonění než měření hmotnosti. Pro levnější variantu, která používá váhy s přesností 1 kg a sklonoměr s přesností $0,2^\circ$, je výšková poloha těžiště změřena s přesností 4,5 mm. Druhá varianta používá stejné váhy, ale úhel je měřen systémem Tritop s přesností $0,005^\circ$. Odchylka měření těžiště vozidla je pro tento případ 1,5 mm.

V programu Pro/Engineer byla navržena rámová konstrukce pro měření těžiště pracující na principu metody vážení vozidla při naklánění na bok. Plošina je dostatečně univerzální, aby bylo možné měřit osobní auta i vozidlo formulového typu. Na vrchním rámu jsou dva široké nájezdy, které umožňují měření vozidel s rozdílnými rozchody i rozvory kol. Vzájemnému posunutí těžišť odpružené a neodpružené části vozidla je zabráněno speciálním přípravkem vkládaným pod prahy vozidla. Pro naklánění vrchního rámu měřicí plošiny je navržen hydraulický okruh, který obsahuje doporučení válce, agregátu, oleje a hadic.

Dále je provedena pevnostní analýza navrženého měřicího zařízení. Ta byla provedena metodou konečných prvků v programu Pro/Mechanica. Plošina je navržena pro vozidlo o maximální hmotnosti 2000 kg. Při odpovídajícím zatížení bylo zjištěno maximální napětí 156 MPa a maximální průhyb 8 mm. Rám je tedy dostatečně tuhý a vlivem průhybu není do výsledku vnesena velká chyba. Součásti s předpokládaným největším zatížením byly analyticky ověřeny a výsledky se shodují s metodou MKP.

Dále byl proveden konstrukční návrh plošiny pracující na principu metody zjištění úhlu překlopení. Plošina byla navržena se stejnými požadavky jako u předchozí metody. Vrchní rám je nakláněn pomocí stejného hydraulického okruhu, pouze rozměry hydraulického válce byly uzpůsobeny požadované síle. Metodou MKP bylo zjištěno maximální napětí

176 MPa a maximální ohyb 9 mm. Konstrukce je dostatečně pevná a ohyb výrazně neovlivňuje výsledky měření.

V závěru práce jsou popsány postupy měření pro obě metody včetně vzorců, podle kterých je z naměřených hodnot vypočítaná výšková poloha těžiště. Dále jsou zde uvedeny vlivy, které by mohly způsobit nepřesnost měření.

Jako další postup k realizaci měření výškové polohy těžiště vozidla by měla následovat výroba měřicí plošiny. Pro její odzkoušení v praxi by mělo být provedeno několik měření a vyhodnocení těchto výsledků. Pozornost by měla být také věnována opakovatelnosti měření. Takto zjištěné poznatky by měly posloužit k případným úpravám a vylepšení měřicí plošiny.

12 Seznam použitých zdrojů

- [1] HAKEWILL, James Measuring centre-of-gravity height on a Formula Car. In *Measuring centre-of-gravity height on a Formula Car* [online]. 2007. [s.l.] : [s.n.], 2007 [cit. 2010-05-26]. Dostupné z WWW: <<http://www.jameshakewill.com/cg-height.pdf>>.
- [2] WINKLER, C.B.; CAMPBELL, K.L.; MINK, C.E. Center of Gravity Height : A Round-Robin Measurement Program. In [online]. The University of Michigan : [s.n.], 1,1991 [cit. 2010-05-26]. Dostupné z WWW: <<http://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/2027.42/913/2/80554.0001.001.pdf>>.
- [3] KOPECKÝ, Petr. *Zjištění těžiště u vozidla ŠKODA OCTAVIA 1,4 LX : ZKOUŠENÍ MOTOROVÝCH VOZIDEL*. Brno, 2001. 9 s. Protokol. Vysoké Učení Technické, FSI, Katedra ÚADI.
- [4] *Safranek-hydraulika.wz.cz* [online]. 1993 [cit. 2010-05-26]. ŠAFRÁNEK - hydraulika. Dostupné z WWW: <<http://safranek-hydraulika.wz.cz/>>.
- [5] *Ehydraulika.eu* [online]. 2001 [cit. 2010-05-26]. Kompaktní hydraulický agregát. Dostupné z WWW: <<http://www.ehydraulika.eu/hydraulika/eshop/14-1-Kompaktny-hydraulicky-agregaty/0/5/175-Kompaktny-hydraulicky-agregat>>.
- [6] *Lubstar.cz* [online]. 2008-2010 [cit. 2010-05-26]. Průmyslová maziva - Hydraulické oleje. Dostupné z WWW: <<http://www.lubstar.info/cz/technicke-listy/Esso%20Nuto%20H%20rada%20new.pdf>>.
- [7] *Kovaz.cz* [online]. 2007 [cit. 2010-05-26]. Středotlaké hydraulické hadice - 301SN. Dostupné z WWW: <<http://www.kovaz.cz/stredotlake-hydraulicke-hadice/301sn.htm>>.
- [8] *Pitstopusa.com* [online]. c2009 [cit. 2010-05-26]. Longacre Scales. Dostupné z WWW: <<http://www.pitstopusa.com/SearchResult.aspx?CategoryID=4372>>.
- [9] *Geoserver.cz* [online]. 2007 [cit. 2010-05-26]. Malý elektronický sklonoměr S-DIGIT mini. Dostupné z WWW: <<http://www.geoserver.cz/geo/dd-428-maly-elektronicky-sklonomer-s-digit-mini.html>>.
- [10] *Auto-met.com* [online]. c1987 - 2009 [cit. 2010-05-26]. Automation and Metrology Inc. Dostupné z WWW: <<http://www.auto-met.com/fowler/pdf/457.pdf>>.
- [11] *Robo.hyperlink.cz* [online]. leden.2000 [cit. 2010-05-26]. Optické 3D skenery. Dostupné z WWW: <<http://robo.hyperlink.cz/3dskenery/main05.html>>.
- [12] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 1. vydání. Brno : Vlk, 2000. 433 s. ISBN 80-238-5273-6.
- [13] SKOPALÍK, Adam. *ZJIŠTNÍ POLOHY TŽIŠT OSOBNÍCH MOTOROVÝCH VOZIDEL*. Brno, 2004. 5 s. Referát. Vysoké Učení Technické, FSI, Katedra ÚSI. Dostupné z WWW: <http://www.fce.vutbr.cz/veda/dk2004texty/pdf/07_Soudni%20inzenyrstvi/7_01_Soudni%20inzenyrstvi/Skopalik_Adam.pdf>.
- [14] MILLIKEN, William; MILLIKEN, Douglas. *Race Car Vehicle Dynamics*. Vyd.2. Warrendale : [s.n.], 1995. 890 s. ISBN 1-56091-526-9.
- [15] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. 1. vydání. Brno : Vlk, 2001. 576 s. ISBN 80-238-6573-0.
- [16] NASA Takes the Family Car Out for a Spin TABLE OF CONTENTS. In *NASA Takes the Family Car Out for a Spin TABLE OF CONTENTS* [online]. [s.l.] : [s.n.], 2003 [cit. 2010-05-26]. Dostupné z WWW: <<http://www.nasa.gov/centers/goddard/news/topstory/2003/0212suv.html>>.
- [17] Death In Fatal Chula Vista Roll-Over Accident. In [online]. [s.l.] : [s.n.], 24.8.2009 [cit. 2010-05-26]. Dostupné z WWW: <<http://www.seriousaccidents.com/accident-blog/car-auto-accidents/wrongful-death-in-fatal-chula-vista-roll-over-accident/>>.

13 Seznam použitých symbolů a zkratek

a	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
a	[m]	vzdálenost síly od reakce
a _S	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od přední nápravy
b	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
b	[m]	vzdálenost síly od reakce
b _S	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od zadní nápravy
c	[m]	vzdálenost síly od reakce
d	[m]	šířka vozidla v průřezu obsahující těžiště
D	[m]	průměr pístu
d _F	[m]	rozchod předních kol
D _{min}	[m]	minimální vnitřní průměr pístu
d _P	[m]	průměr potrubí
d _R	[m]	rozchod zadních kol
F	[N]	síla působící v závěsu
F ₁	[N]	zatěžující síla
F ₂	[N]	zatěžující síla
F _A	[N]	síla působící na váze A
F _B	[N]	síla působící na váze B
F _G	[N]	gravitační síla
F _P	[N]	síla pístu
F _{stř}	[N]	střižná síla
F _V	[N]	síla působící na váze
G	[N]	gravitační síla
h	[m]	těžiště vozidla nad vozovkou
H	[m]	výška těžiště od vozovky
H	[kg/m ⁴]	součet odporů proti zrychlení ve válci a v potrubí
H ₀	[kg/m ⁴]	odpor proti zrychlení v potrubí
h ₀₁	[m]	výška těžiště od spojnice středů kol
H ₁	[m]	výška zvednutí vozidla
h _A	[m]	výška závěsu od vozovky
h _S	[m]	výška těžiště neodpružené hmoty
H _Z	[kg/m ⁴]	odpor proti zrychlení v hydraulickém válci
i	[-]	počet čepů
k	[-]	bezpečnost
k	[m]	vzdálenost
k _S	[-]	bezpečnost vůči přestřižení
l	[m]	rozvor kol
l	[-]	součinitel tření
L	[m]	vzdálenost ok pístu
l ₁	[m]	vzdálenost závěsu od středu předního kola
l ₂	[m]	vzdálenost závěsu od těžiště
l _P	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
l _P	[m]	délka potrubí
l _Z	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
M	[Nm]	moment kolem podélné osy

m	[kg]	hmotnost vozidla
M	[kg]	celková hmotnost vozidla
m	[kg]	hmotnost vozidla
m_1	[kg]	hmotnost 1. kola
m_1	[kg]	hmotnost závaží
m_2	[kg]	hmotnost 2. kola
m_3	[kg]	hmotnost 3. kola
m_4	[kg]	hmotnost 4. kola
M_A	[Nm]	moment kolem bodu A
m_A	[kg]	hmotnost vozidla
m_F	[kg]	hmotnost na přední nápravě
m_{n1}	[kg]	neodpružená hmota 1. kola
m_{n2}	[kg]	neodpružená hmota 2. kola
m_{n3}	[kg]	neodpružená hmota 3. kola
m_{n4}	[kg]	neodpružená hmota 4. kola
M_O	[Nm]	ohybový moment
M_{Omax}	[Nm]	maximální ohybový moment
m_P	[kg]	váha vozidla připadající na přední nápravu při vodorovné poloze
m_{PL}	[kg]	hmotnost změřená na váze
m_R	[kg]	hmotnost na zadní nápravě
M_S	[kg]	váha odpružené hmoty
M_{SF}	[kg]	neodpružená hmota přední nápravy
M_{SR}	[kg]	neodpružená hmota zadní nápravy
m_V	[kg]	hmotnost přetížení na vahách
p	[MPa]	tlak oleje
Q	[m ³ /s]	průtok
R	[m]	poloměr zatáčky
r_1	[-]	poloha těžiště vozidla od středu otáčení
r_2	[-]	poloha těžiště vozidla a plošiny od středu otáčení
r_3	[-]	poloha těžiště plošiny od středu otáčení
R_A	[N]	reakce ve vazbě A
R_B	[N]	reakce ve vazbě B
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_{LF}	[m]	statický poloměr předního kola
R_{LR}	[m]	statický poloměr zadního kola
R_m	[MPa]	mez pevnosti
r_{stat}	[m]	poloměr kola
s	[m]	vzdálenost vnějších krajů pneumatik
S	[m ²]	plocha průřezu
S_1	[N]	boční reakce levého předního kola
S_2	[N]	boční reakce pravého předního kola
S_3	[N]	boční reakce levého zadního kola
S_4	[N]	boční reakce pravého zadního kola
S_P	[N]	boční reakce pneumatik na přední nápravě
S_Z	[N]	boční reakce pneumatik na zadní nápravě
t	[s]	doba zdvihu pístu
T	[s]	časová konstanta
t_F	[m]	rozchod předních kol

t_R	[m]	rozchod zadních kol
t_{roz}	[s]	doba rozběhu systému
u	[m]	vzdálenost
v	[km/h]	rychlost vozidla
v	[m]	vzdálenost
V	[m ³]	objem hydraulického válce
v_P	[m/s]	rychlost oleje
w	[m]	vzdálenost
W_{EL}	[m ³]	pružný modul průřezu
y'	[m]	vzdálenost těžiště od středu zadního kola
y''	[m]	vzdálenost těžiště od podélné osy
$y_{s''}$	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od podélné osy
$y_{s'}$	[m]	vzdálenost těžiště odpružené hmoty od zadního kola
z	[-]	poměrné zpomalení
Z	[m]	zdvih
Z_P	[N]	svislé zatížení přední nápravy
Z_Z	[N]	svislé zatížení zadní nápravy
α	[°]	úhel naklonění vozidla
β	[°]	úhel směrnice přímky
ρ	[kg/m ³]	hustota oleje
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
ν_1	[°]	úhel naklonění vozidla
σ	[m]	přesnost výšky těžiště vozidla
σ_1	[kg]	přesnost vah
σ_2	[°]	přesnost sklonoměru
σ_{DOV}	[MPa]	dovolená mez kluzu
σ_O	[MPa]	maximální napětí v ohybu
τ_{DS}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku
τ_S	[MPa]	smykové napětí v čepu

Seznam použitých zkratk

MKP – Metoda konečných prvků

NHTSA - Národní správa bezpečnosti silniční dopravy

NASA – Národní úřad pro letectví a kosmonautiku

HG – hydrogenerátor

ΔP_G – tlak vyvinutý hydrogenerátorem

ΔP_{Z1} – odpor proti zrychlení nositele energie

ΔP_{a1} – odpor proti pohybu nositele energie

HM – hydromotor

ΔP_M – tlak spotřebovaný hydromotorem