



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

STANOVENÍ SILOVÝCH ÚČINKŮ NA NÁKLADNÍM PŘÍVĚSU

DETERMINATION OF FORCE CASE ON TRAILER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LUKÁŠ DRAGAN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN KUBÍN

BRNO 2010

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá stanovením silových účinků na nákladním přívěsu. Přívěs je dvounápravový a jeho celková hmotnost je 18 tun. Cílem práce je analýza základních zatížení působících na přívěs nákladní silniční dopravy. Zatěžovací stavy jsou uvažovány pro stojící a jedoucí vozidlo. Práce se zabývá stanovením základních vztahů pro stojící přívěs, přívěs jedoucí konstantní rychlostí, akceleraci, brzdění, zatáčení a boční vítr. Na závěr práce jsou použity získané vztahy pro výpočet konkrétních výsledků pro zadané a zvolené parametry.

Klíčová slova

Přívěs, brzdění přívěsu, radiální reakce kol

Annotation

This Bachelor thesis deals with the determination of forces in the truck trailer. It is a two-axle trailer and its total weight is 18 tons. The purpose of this thesis is the analysis of basic loads of goods transport by road trailer. The load cases are considered for stationary and moving vehicle. This work deals with identifying the basic relations for stationary trailer, trailer going at constant velocity, acceleration, braking, cornering and side wind. At the conclusion derived relations are used to calculate specific results for given and selected parameters.

Keywords

Trailer, trailer brakes, radial reaction wheels

Bibliografická citace

DRAGAN, L. Stanovení silových účinků na nákladním přívěsu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 29s. Vedoucím bakalářské práce Ing. Martin Kubín.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně s využitím mých poznatků, rad vedoucího bakalářské práce a odborné literatury, která mi byla poskytnuta a je uvedena v závěru práce

V Brně dne 28. 5. 2010

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

.....
Lukáš Dragan

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval zejména svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Martinu Kubínovi za rady, připomínky a trpělivost při řešení této bakalářské práce. V neposlední řadě děkuji také své rodině a blízkým za podporu po celou dobu mého studia.



Obsah

1. Úvod.....	6
2. Stojící přívěs	7
3. Přívěs jedoucí konstantní rychlostí	7
3.1. Základní pohybová rovnice přívěsu	7
3.2. Odpor přívěsu	9
3.2.1. Valivý odpor	9
3.2.2. Vzdušný odpor	11
3.2.3. Odpor stoupání.....	11
3.2.4. Odpor zrychlení.....	12
3.2.5. Celkový odpor přívěsu.....	12
4. Akcelerace	13
5. Brzdění přívěsu.....	13
5.1. Základní rozdělení brzdění	13
5.2. Brzdná síla.....	13
5.2.1. Mez přilnavosti a skutečná brzdná síla	15
5.2.2. Brzdění jízdní soupravy	17
5.3. Přívěs s centrálními nápravami	18
6. Průjezd zatáčkou	19
6.1. Pohybová rovnice	19
6.2. Směrové vlastnosti pneumatik	21
6.3. Naklápění přívěsu	23
6.4. Zatačení přívěsu s centrálními nápravami	25
7. Vliv bočního větru	26
8. Výpočet	27
Závěr	30
Seznam odborné literatury	31
Seznam použitých symbolů	32

1. Úvod

Doprava je organizovaná, záměrně provozovaná činnost, která slouží k přemísťování osob nebo věcí z místa na místo. Tuto činnost člověk provozuje již od nepaměti. Silniční doprava je v dnešní době nedílnou součástí našeho života. Neustálá potřeba přepravovat výrobky, a to i do odlehlejších částí, nás nutí, i přes nepříznivý vliv na životní prostředí a hluk touto činností způsobený, ji i nadále využívat.

Velkou výhodou přívěsů je skutečnost, že dovolují velice výhodně využít maximální objemové rozměry jízdní soupravy dané zákonem. „Konkrétně v našem případě je největší povolená délka soupravy motorového vozidla s jedním přívěsem 18,75 m, největší povolená šířka 2,55 m a největší povolená výška vozidla 4,00 m.“ [3]

Cílem této bakalářské práce je provést studii základních silových účinků působících na nákladní přívěs v silniční dopravě. Zatěžovací stavy zde budou uvažovány na stojícím a jedoucím vozidle. Vozidlo je dvounápravové o hmotnosti 18 t, což je zároveň i nejvyšší zákonem povolená hmotnost dvounápravového přívěsu.

2. Stojící přívěs

Na stojící přívěs působí pouze tíhová síla od hmotnosti přívěsu,

$$G = m \cdot g \quad (2.1)$$

kde m je hmotnost přívěsu a g je tíhové zrychlení.

S tíhovou silou je spojen i vliv síly při stání ve svahu, která je podrobněji popsána v kapitole 3.2.3.

3. Přívěs jedoucí konstantní rychlostí

Jízda konstantní rychlostí je základní stav, ve kterém se může přívěs nacházet. V tomto stavu jsou řešeny a stanovovány základní vztahy a síly na něj působící při pohybu.

3.1. Základní pohybová rovnice přívěsu

Pro odvození základní pohybové rovnice pro jedoucí přívěs použijeme schéma na obr. 3.1. Pohybová rovnice pro nastavbu v podélném směru je

$$m \cdot \ddot{x} = -O_V - G \cdot \sin \alpha + \sum_i F_{xi}, \quad (3.1)$$

kde m je hmotnost přívěsu, G je tíhová síla přívěsu, O_V je vzdušný odpor, F_{xi} jsou síly působící na jednotlivých kolech a α je úhel sklonu svahu.

Pohybové rovnice kola (translační pohyb ve směru jízdy a rotační pohyb kola), které je znázorněno na obr. 3.1c, jsou

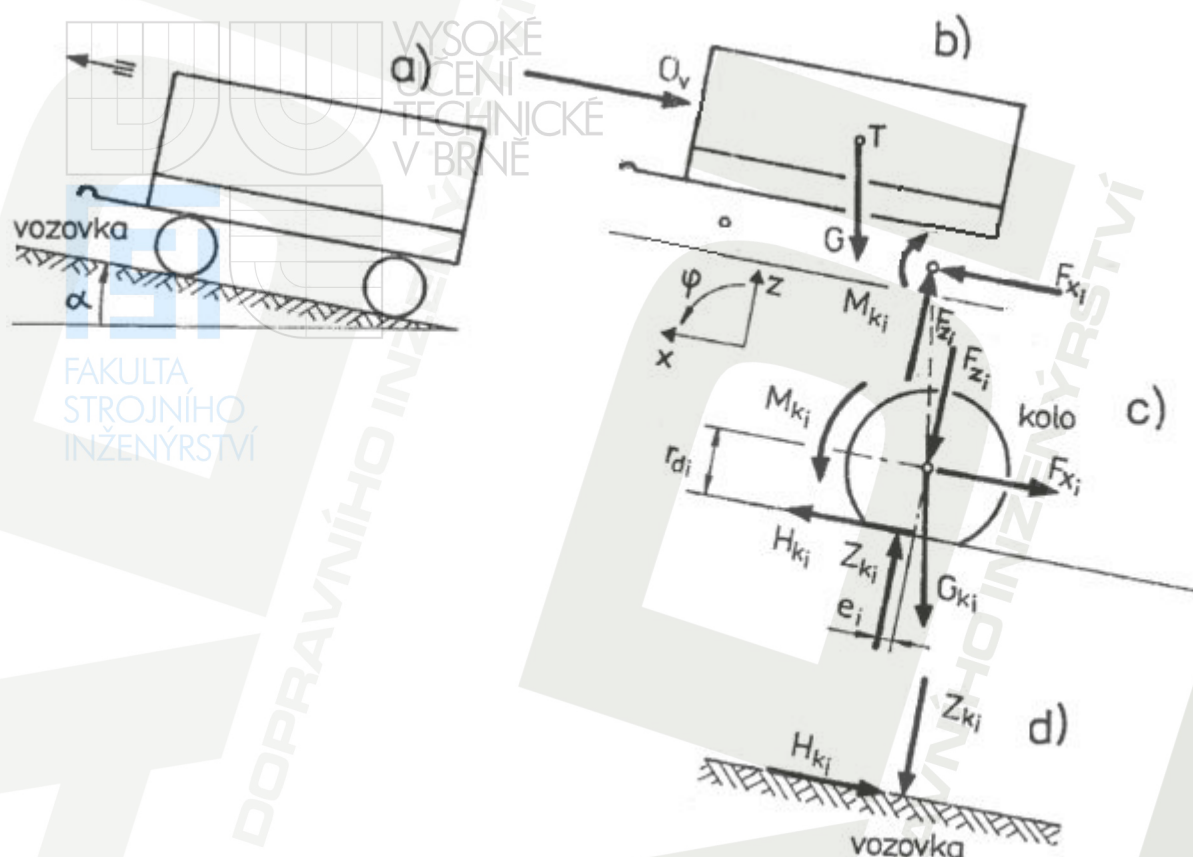
$$m_{Ki} \cdot \ddot{x}_{Ki} = -F_{xi} + H_{Ki} - G_{Ki} \cdot \sin \alpha \quad (3.2)$$

$$J_{Ki} \cdot \ddot{\phi}_{Ki} = M_{Ki} - H_{Ki} \cdot r_{di} - Z_{Ki} \cdot e_i, \quad (3.3)$$

kde m_{Ki} je hmotnost kola, $\ddot{x}_{Ki}$ je zrychlení kola, G_{Ki} je tíha kola, J_{Ki} je hmotnostní moment setrvačnosti kola a M_{Ki} je hnací moment kola.

Z rovnic (3.2) a (3.3) plyne

$$F_{xi} = -G_{Ki} \cdot \sin \alpha - m_{Ki} \cdot \ddot{x}_{Ki} + \frac{M_{Ki}}{r_{di}} - \frac{J_{Ki}}{r_{di}} \cdot \ddot{\phi}_{Ki} - Z_{Ki} \cdot \frac{e_i}{r_{di}}. \quad (3.4)$$

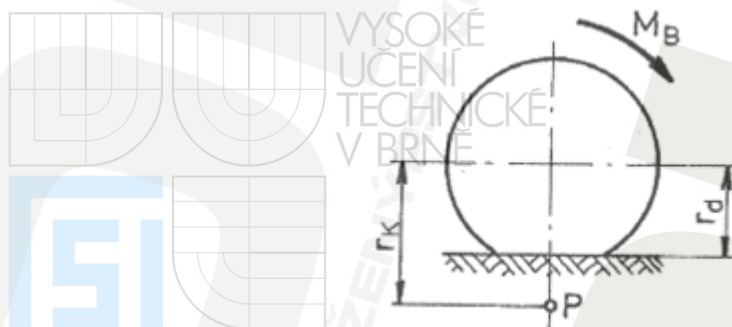


Obr. 3.1 K odvození pohybových rovnic: a) přívěs; b) síly a momenty na nástavbě; c) síly a momenty na kole; d) síly přenášené na vozovku [2]

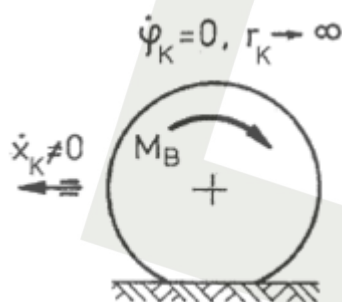
„Úhlovou dráhu otáčení kola φ určíme z translační dráhy x , pro kterou platí

$$x_K = r_K \cdot \varphi_K, \quad (3.5)$$

kde r_K je tzv. valivý poloměr kola. Valivý poloměr kola je fiktivní veličina, která udává poloměr volně se valícího kola, které má stejnou úhlovou rychlost i stejnou dopřednou rychlost jako skutečné kolo. Poloměr dynamický r_d je skutečný poloměr kola, tj. kolmá vzdálenost středu kola od opěrné plochy, který má kolo při jízdě vozidla a případně při přenosu obvodových sil. Valivý poloměr je roven poloměru dynamickému, nepřenáší-li kolo žádnou obvodovou sílu. Při přenosu hnacího momentu M_K se poloměr valení r_K zmenší oproti dynamickému r_d vlivem tečné deformace a prokluzu ve stopě. Při brzděném momentu M_B se poloměr r_K naopak zvětší, obrázek 3.2. Prokluzuje-li hnací kolo na místě, je valivý poloměr $r_K = 0$ a při prudkém brzdění, kdy dojde k blokování kol, je $r_K \rightarrow \infty$, obrázek 3.3.“ [2]



Obr. 3.2 Poloha pólu relativního ohybu kola vůči podložce [2]



Obr. 3.3 Blokování kola [2]

Dosadíme-li rovnice (3.5) a do rovnice (3.4), za podmínky $\ddot{x}_{Ki} = \ddot{x}$, dostaneme

$$\sum_i \frac{M_{Ki}}{r_d} = \left(m + \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \right) \cdot \ddot{x} + G \cdot \sin \alpha + O_v + \sum_i Z_K \cdot \frac{e_i}{r_{di}}. \quad (3.6)$$

Jednotlivé členy pravé strany rovnice jsou jednotlivé jízdní odpory. Podrobněji jsou popsány v následující kapitole. Levá strana rovnice je hnací síla vozidla (tahače).

3.2. Odpor přívěsu

Jízdní odpory jsou síly, které musí přívěs při svém pohybu překonávat. Základní jízdní odpory pohybujícího se přívěsu jsou: valivý odpor O_f , vzdušný odpor O_v , odpor stoupání O_s a odpor zrychlení O_z . Valivý a vzdušný odpor působí proti pohybu přívěsu vždy. Odpor proti zrychlení a odpor stoupání působí na přívěs pouze za určitých podmínek.

3.2.1. Valivý odpor

„Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky ve styku s vozovkou. Síla potřebná ke stlačení pneumatiky je vlivem větších tlaků v přední části styku vozovky s pneumatikou větší, a proto je působíště reakce vozovky Z_K na hmotnost na ni působící předsunuto před osu

rotace kola o hodnotu valivého odporu e , čímž vzniká moment valivého odporu kola M_{fK} , který působí proti otáčení kola.“ [2] Tento moment je vyjádřen vztahem

$$M_{fK} = Z_K \cdot e. \quad (3.7)$$

Posunutí svislé reakce vozovky do svislé osy kola vyvolá moment M_{fK} vodorovnou reakci O_{fK} , kterou nazýváme valivý odpor kola a je vyjádřen vztahem

$$M_{fK} = O_{fK} \cdot r_d = Z_K \cdot e. \quad (3.8)$$

Valivý odpor kola se tedy rovná

$$O_{fK} = Z_K \cdot \frac{e}{r_d} = Z_K \cdot f_k, \quad (3.9)$$

kde f_k je součinitel valivého odporu. Součinitel valivého odporu je závislý na povrchu vozovky, deformaci pneumatiky a rychlosti kola. Deformace pneumatiky se mění s tlakem v pneumatikách. Při nižším tlaku dochází k větší deformaci, a tím roste i velikost valivého odporu. Při vyšších rychlostech se nestačí pneumatika v oblasti za stykem s vozovkou vrátit do původního tvaru, což vede k většímu posunutí působíště síly Z_K směrem vpřed, a to také vede ke zvětšení valivého odporu. Pro rychlosti nižší než 50 km/h (u nákladních vozidel) můžeme vliv rychlosti jízdy zanedbávat.

Tab. 3.1 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek [2]

Povrch	f_k	Povrch	f_k
asfalt	0,01 – 0,02	travnatý terén	0,08 – 0,15
beton	0,015 – 0,025	hluboký sníh	0,15 – 0,30
dlažba	0,02 – 0,03	čerstvý sníh	0,20 – 0,30
makadam	0,03 – 0,04	bahnitá půda	0,20 – 0,40
polní cesta – suchá	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025
polní cesta – mokrá	0,08 – 0,20		

Valivý odpor přívěsu je roven součtu valivých odporů působících na jednotlivá kola, jak je uvedeno v rovnici

$$O_f = \sum_i O_{fKi} = \sum_i Z_{Ki} \cdot f_{Ki}. \quad (3.10)$$

3.2.2. Vzdušný odpor

Vzdušný odpor je počítán z obsahu čelní plochy vozidla S_x při promítání na projekční stěnu, obr. 3.4 nebo přímo experimentálním měřením v aerodynamickém tunelu. Pro přívěs je tato hodnota měřena společně s tahačem jako vzdušný odpor celé jízdní soustavy.

Pro nákladní vozy s přívěsem dosahují hodnoty součinitele odporu $c_x = 1,0 - 1,2[-]$ a čelní plochy $S_x = 5 - 8[m^2]$. [2]



Obr. 3.4 Zjišťování čelní plochy vozidla projekcí [2]

3.2.3. Odpor stoupání

Odpor stoupání je síla působící na přívěs při jízdě nebo stání ve svahu a je rovna složce tíhové síly rovnoběžné s vozovkou

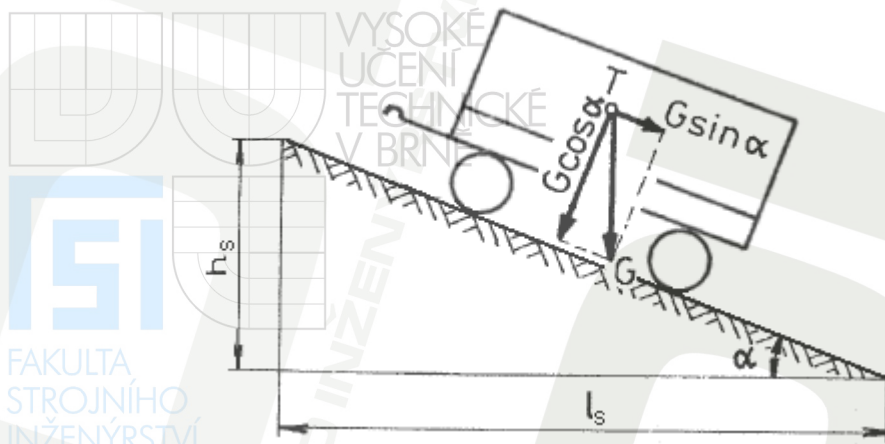
$$O_s = \pm G \cdot \cos \alpha , \quad (3.11)$$

kde G je tíha vozidla a α je úhel stoupání vozovky (úhel mezi vozovkou a vodorovnou rovinou). Kladná hodnota platí pro jízdu do svahu a záporná pro jízdu ze svahu (síla nepůsobí proti pohybu, ale naopak vozidlo pohání).

V praxi se používá namísto úhlu stoupání α , sklon stoupání s .

$$s = \frac{h_s}{l_s} = \tan \alpha . \quad (3.12)$$

Jednotlivé symboly včetně úhlu stoupání α jsou na obr. 3.5.



Obr. 3.5 Určení odporu stoupání [2]

3.2.4. Odpor zrychlení

Odpor zrychlení je síla působící při zrychlování proti směru zrychlení přívěsu. Skládá se z odporu zrychlení posuvné části

$$O_{zp} = m \cdot \ddot{x} \quad (3.13)$$

a z odporu zrychlení otáčejících se částí

$$O_{zr} = \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \cdot \ddot{x} \quad (3.14)$$

Celkový odpor zrychlení je roven součtu těchto dvou odporů

$$O_z = O_{zp} + O_{zr} = \left(m + \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \right) \cdot \ddot{x} \quad (3.15)$$

3.2.5. Celkový odpor přívěsu

Celkový jízdní odpor se rovná součtu jednotlivých odporů

$$O_c = O_f + O_v + O_s + O_z$$

$$O_c = \sum_i Z_{Ki} \cdot f_{Ki} + O_v \pm G \cdot \cos \alpha + \left(m + \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \right) \cdot \ddot{x} \quad (3.16)$$

4. Akcelerace

„Nedílnou součástí sil působících na přívěs je i akcelerace jízdní soupravy. A to jak dopředné zrychlení, tak i zrychlení při couvání. Rozjezd moderních užitkových silničních vozidel a jejich souprav je v počáteční fázi prováděn se zrychlením do cca $2,5 \text{ m/s}^2$. Případné intenzivní brzdění při couvání je obvykle prováděno z malé rychlosti jízdy. Vozidlo je zpravidla zastaveno dříve, než začnou naplno působit brzdy. Z tohoto důvodu lze síly působící na přívěs při zrychlení a případném brzdění uvažovat pro hodnoty do cca $5,0 \text{ m/s}^2$.“[1]

5. Brzdění přívěsu

Brzdění a síly s ním spojené jsou vedle zrychlení závažnějším tématem, a proto se jimi budeme zabývat důkladněji.

5.1. Základní rozdělení brzdění

Brzdění je záměrné zpomalení nebo úplné zastavení pohyblivého přívěsu.

Podle účelu lze brzdění rozdělit na čtyři druhy

- a) Provozní brzdění – musí dle potřeby umožnit zpomalení nebo zastavení přívěsu v závislosti na jízdních situacích, a to za všech podmínek, které mohou při provozu daného přívěsu nastat. Nejčastěji se toho docílí přiváděním brzdícího momentu na kola přívěsu, který mezi vozovkou a koly vyvolá reakci působící proti směru pohybu vozidla.
- b) Nouzové brzdění – musí umožnit zastavení přívěsu v případě poruchy provozního brzdění
- c) Parkovací brzdění – má za úkol zamezit nechtěnému rozjezdu přívěsu při stání ve svahu
- d) Odlehčovací brzdění – umožňuje snížit nebo udržet rychlost přívěsu na požadované hodnotě při jízdě ze svahu[2]

5.2. Brzdná síla

Při brzdění je zrychlení přívěsu záporné. Aby se nemuselo uvažovat záporné znaménko, užívá se označení poměrné zpomalení, které je poměrem záporného zrychlení a tíhového zrychlení.

$$z = -\frac{\ddot{x}}{g}. \quad (5.1)$$

Brzdné síly jsou vodorovné reakce mezi koly a vozovkou a jsou rovny záporným odvodovým silám na přední a zadní nápravě

$$B_P = -H_P \quad B_Z = -H_Z \quad (5.2)$$

Součet obvodových sil na přední a zadní nápravě je

$$B_P + B_Z = G \cdot z \quad (5.3)$$

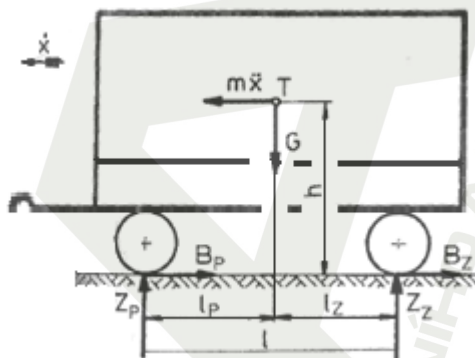
Dle obrázku 5.1 působí v těžišti vozidla setrvačná síla $m \cdot \ddot{x} = G \cdot z$ a na nápravách brzdné síly B_P a B_Z . Zanedbáme-li valivý odpor, vztlak, vzdušný odpor a setrvačné momenty rotujících kol, pak zatížení náprav je rovno

$$Z_P = G \cdot \left(\frac{l_Z}{l} + z \cdot \frac{h}{l} \right) = Z_{Pstat} + G \cdot z \cdot \frac{h}{l} \quad (5.4)$$

$$Z_Z = G \cdot \left(\frac{l_P}{l} - z \cdot \frac{h}{l} \right) = Z_{Pstat} - G \cdot z \cdot \frac{h}{l} \quad (5.5)$$

kde Z_{Pstat} je statické zatížení připadající na přední nápravu a je rovno

$$Z_{Pstat} = G \cdot \left(\frac{l_Z}{l} \cdot \cos \alpha - \frac{h}{l} \cdot \sin \alpha \right). \quad (5.6)$$



Obr. 5.1 Síly působící na přívěs při brzdění [2]

Velikosti brzdných sil působících na nápravy při známých velikostech brzdných momentů M_{BP} a M_{BZ} (jsou důsledkem brzdných sil působících v třecích brzdách) jsou

$$B_P = \frac{M_{BP}}{r_d} \quad (5.7)$$

$$B_Z = \frac{M_{BZ}}{r_d}. \quad (5.8)$$

5.2.1. Mez přilnavosti a skutečná brzdná síla

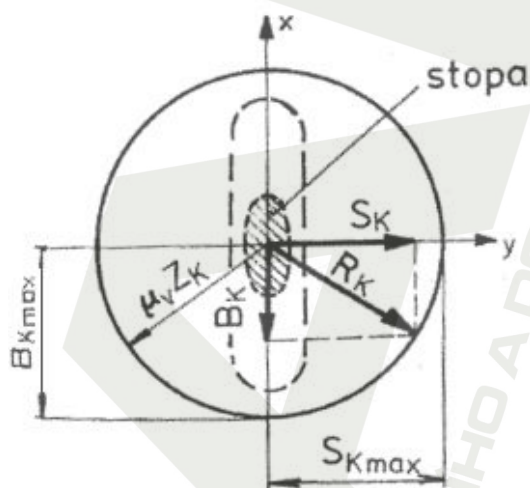
Podle experimentálních výsledků je maximální přenositelná obvodová síla, tedy i brzdná síla omezena přilnavostí mezi kolem a vozovkou, a je tedy určena vztahem

$$B_{pmax} = \mu_v \cdot Z_p \qquad B_{zmax} = \mu_v \cdot Z_z, \quad (5.9)$$

kde μ_v je tzv. součinitel valivé přilnavosti. Působí-li ve stopě pneumatiky kromě obvodové síly i síla boční, pak nemá-li dojít ke smyku kola, nesmí geometrický součet těchto sil překročit určitou hodnotu, která závisí na přilnavosti a je vyjádřena nerovnicí

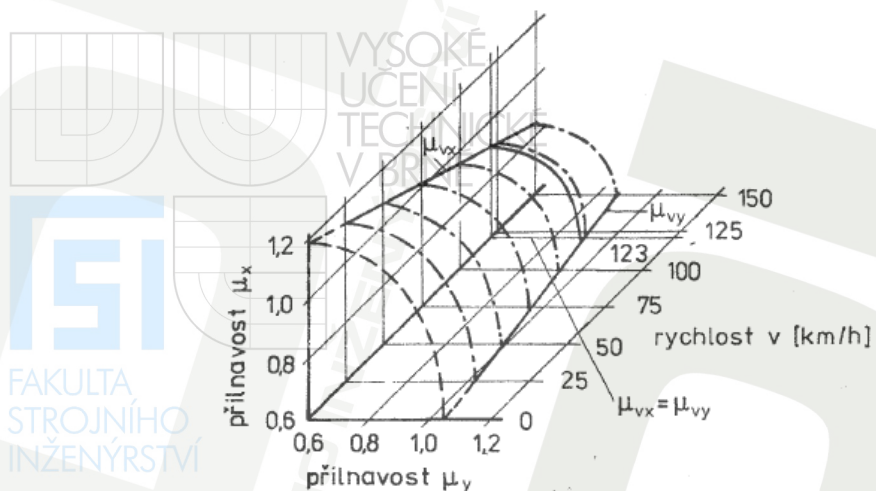
$$R_K = \sqrt{B_K^2 + S_K^2} \leq \mu_v \cdot Z_K, \quad (5.10)$$

kde B_K je brzdná síla kola, S_K je boční vodící síla kola a Z_K je radiální reakce kola. R_K je výsledná přenositelná vodorovná síla, která je znázorněna kružnicí o poloměru $\mu_v \cdot Z_K$ se středem v centru stopy pneumatiky, obr. 5.2. Bude-li brzdná síla na kole rovna maximální přenositelné síle, bude podle obrázku boční síla S_K rovna nule, kolo není bočně vedeno. Je-li brzdná síla B_K větší než B_{Kmax} , pak dochází k zablokování kola. [2]



Obr. 5.2 Kammova kružnice přilnavosti [2]

Přilnavosti v podélném μ_x a příčném směru μ_y nejsou zcela stejné (závisí na rychlosti jízdy), ale při předpokladu jejich rovnosti se příliš velké chyby nedopouštíme, viz. obr. 5.3. [2]



Obr. 5.3 Poměry přilnavostí ve stopě závislosti na rychlosti [2]

Součinitel přilnavosti se zjišťuje experimentálně.

Tab. 5.1 Součinitel přilnavosti pro různé povrchy vozovky [2]

Vozovka		Hodnota	Vozovka		Hodnota
beton	suchý	0,8 – 1,0	asfalt	suchý	0,6 – 0,9
	mokrý	0,5 – 0,8		mokrý	0,3 – 0,8
dlažba	suchá	0,6 – 0,8	makadam	suchý	0,6 – 0,8
	mokrá	0,3 – 0,5		mokrý	0,3 – 0,5
polní cesta	suchá	0,4 – 0,6	tráva	suchá	0,4 – 0,6
	mokrá	0,3 – 0,4		mokrá	0,2 – 0,5
hluboký písek, sníh		0,2 – 0,4	náledí		0,1 – 0,3

Pro skutečnou brzdnou sílu na nápravách se užívají podobné vztahy jako u přilnavosti

$$B_P = f_P \cdot Z_P \quad (5.11)$$

$$B_Z = f_Z \cdot Z_Z, \quad (5.12)$$

kde f_P a f_Z jsou součinitelé využívané přilnavosti pro přední a zadní nápravu a charakterizují právě se vyskytující poměry ve stopě. Pokud jsou součinitelé rovni a mají stejnou hodnotu jako součinitel přilnavosti

$$f_P = f_Z = \mu_V, \quad (5.13)$$

potom hovoříme o tzv. ideálním rozložení brzdných sil.

Stupeň využití přilnavosti (dříve označován jako účinnost brzdění) je roven poměru skutečného poměrného zpomalení z a ideálního $z_{id} = \mu_V$

$$\varepsilon = \frac{z}{\mu_V} = \frac{B}{\mu_V \cdot G}. \quad (5.14)$$

5.2.2. Brzdění jízdní soupravy

V této kapitole se na rozdíl od předchozích nebudeme zabývat silami na jednotlivých nápravách, nýbrž silami působícími mezi tahačem a přívěsem.

Poměrné zpomalení tahače bez přívěsu je

$$z_T = \frac{B_T}{G_T}, \quad (5.15)$$

kde B_T je součet brzdných sil tahače a G_T je tíha tahače.

Poměrné zpomalení samotného přívěsu je

$$z_{Př} = \frac{B_{Př}}{G_{Př}}, \quad (5.16)$$

kde $B_{Př}$ je součet brzdných sil přívěsu a $G_{Př}$ je tíha přívěsu.

Poměrné zpomalení celé jízdní soupravy je rovno jejich součtu

$$z = \frac{B_T + B_{Př}}{G_T + G_{Př}} = z_T \cdot \frac{G_T}{G_T + G_{Př}} + z_{Př} \cdot \frac{G_{Př}}{G_T + G_{Př}}. \quad (5.17)$$

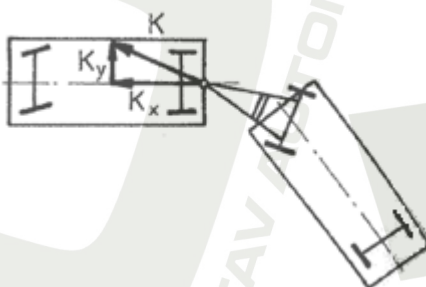
Rozdílná poměrná zpomalení tahače a přívěsu jsou nežádoucí, neboť by při brzdění došlo v tažné tyči spojující tahač a přívěs k přenášení síly K_X . Bude-li přívěs méně bržděn $z_{Př} < z_T$, dojde při brzdění k tlačení tahače a celá souprava má sklon k tzv. zlomení, obr. 5.4. Pro předejití této nežádoucí situace by měla být splněna podmínka

$$z_T = z_{Př} \quad \text{neboli} \quad \frac{B_T}{G_T} = \frac{B_{Př}}{G_{Př}}, \quad (5.18)$$

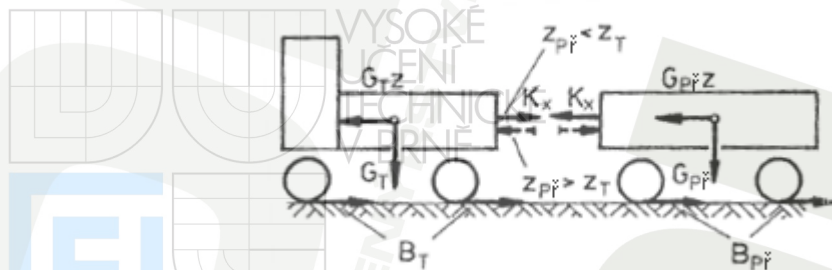
ze které vyplývá, že brzdné síly musí být rozdělovány v poměru zatížení vozidel. Pokud je přívěs více bržděn $z_{Př} > z_T$, působí v oji tažná síla. Obě tyto silové varianty jsou naznačeny na obrázku 5.5.

Sílu v oji vypočítáme podle vzorce

$$K_X = \frac{G_T \cdot G_{Př} \cdot (z_{Př} - z_T)}{G_T + G_{Př}}. \quad (5.19)$$



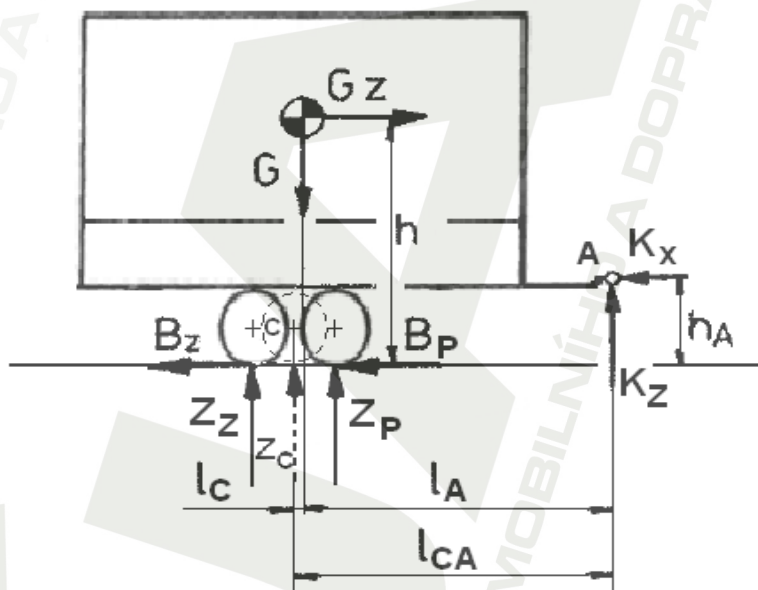
Obr. 5.4 Zlomení přívěsové soupravy [2]



Obr. 5.5 Síly v oji při brzdění přívěsové soupravy [2]

5.3. Přívěs s centrálními nápravami

Zvláštním případem dvounápravového přívěsu je přívěs s centrální nápravou, obr. 5.6. Tento přívěs je velice rozšířený. Hlavním důvodem jeho hojného používání v silniční dopravě je skutečnost, že soupravou s přívěsem s centrální nápravou se stává každý osobní automobil s připojeným přívěsným vozíkem, bez ohledu na jejich nejvyšší přípustnou celkovou hmotnost.[1]



Obr. 5.6 Síly působící na přívěs s centrálními nápravami [2]

Jelikož je těžiště částečně předsunuto před střed náprav, působí ve spojení s tahačem i síla ve svislém směru. Toto zatížení ve spojení nesmí přesáhnout 10% maximální hmotnosti přívěsu. Pro zjednodušení při počítání sil působících na přívěs při brzdění nahradíme přední a zadní nápravy náhradní nápravou, která bude umístěna mezi nimi. Na obrázku 5.6 je tato náhradní náprava zobrazena čárkovaně.

Při brzdění je brzdná síla určena součtem brzdných sil působících na jednotlivých nápravách

$$B = B_P + B_Z. \quad (5.20)$$

Horizontální síla ve spojení je rovna

$$K_x = G \cdot z - B \quad (5.21)$$

a vertikální síla ve spojení je rovna

$$K_z = G \cdot \frac{l_c}{l_{CA}} + G \cdot z \cdot \frac{h - h_A}{l_{CA}} - B \cdot \frac{h_A}{l_{CA}}, \quad (5.22)$$

kde l_c je vzdálenost náhradní nápravy od těžiště přívěsu, l_{CA} je vzdálenost náhradní nápravy od spojovacího zařízení, h je výška těžiště a h_A je výška spojovacího zařízení od vozovky.

Při brzdění působí na náhradní nápravu síla, která je rovna

$$Z_C = G \cdot \left(1 - \frac{l_c}{l_{CA}}\right) - G \cdot z \cdot \frac{h - h_A}{l_{CA}} - B \cdot \frac{h_A}{l_{CA}}. \quad (5.23)$$

Při zpětném rozložení radiálních reakcí na přední a zadní nápravu platí vztahy

$$Z_C = Z_P + Z_Z \quad Z_P > Z_Z. \quad (5.24)$$

Radiální reakce přední nápravy je větší z důvodu již zmíněného předsunutí těžiště směrem vpřed, čímž je zatížení na ni působící větší.

6. Průjezd zatáčkou

Pro zjednodušení budeme vyšetřovat pouze případ ustálené jízdy po kruhové dráze, kdy úhel naklonění karosérie ψ je konstantní.

6.1. Pohybová rovnice

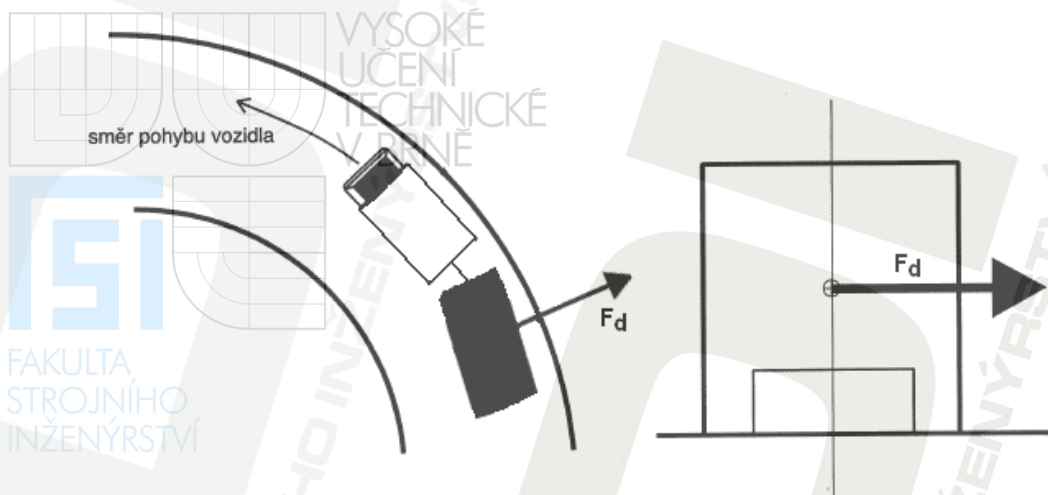
Dostředivé zrychlení při průjezdu zatáčkou konstantní rychlostí je rovno

$$a_{dstat} = \frac{v^2}{R}, \quad (6.1)$$

kde v je rychlost přívěsu a R je poloměr zatáčky. Index „stat“ udává skutečnost, že daná veličina platí pouze pro ustálený jízdní stav.

Velikost setrvačné síly v příčném směru je dána vztahem

$$F_d = m \cdot a_{dstat} = m \cdot \frac{v^2}{R}. \quad (6.2)$$



Obr. 6.1 Působení odstředivé síly při jízdě obloukem [1]

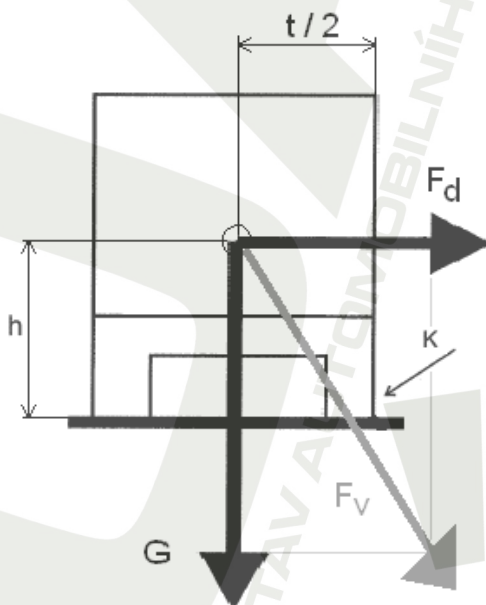
V těžišti přívěsu působí odstředivá síla F_d a tíhová síla G , jejichž výslednice je situována tak, že prochází klopnou hranou, tedy osou vnější pneumatiky, obr. 6.2. Při zanedbání pérování přívěsu a pro pružení pneumatik, platí úměrnost

$$\frac{t/2}{h} = \frac{F_d}{G}, \quad (6.3)$$

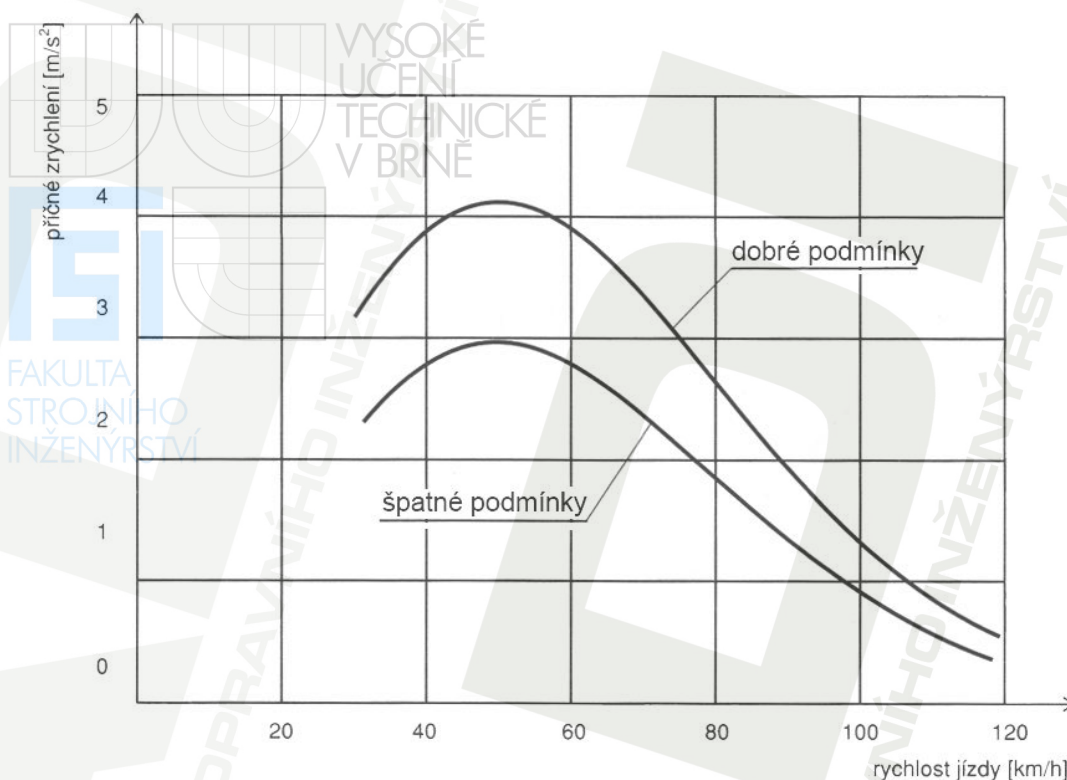
kde t je rozvor nápravy a h je výška těžiště.[1]

Dosazením rovnic (2.1) a (6.2) do rovnice (6.3) a úpravou získáme vztah pro maximální rychlost při průjezdu zatáčkou

$$v_{max} = \sqrt{\frac{g \cdot t \cdot R}{2 \cdot h}}, \quad (6.4)$$



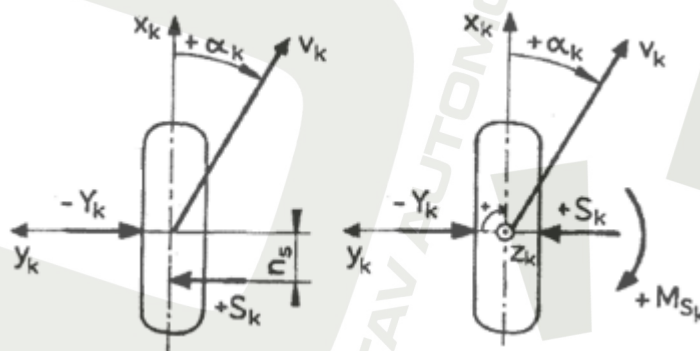
Obr. 6.2 Přívěs na mezi stability [1]



Obr. 6.3 V provozu běžně dosahovaná příčná zrychlení [1]

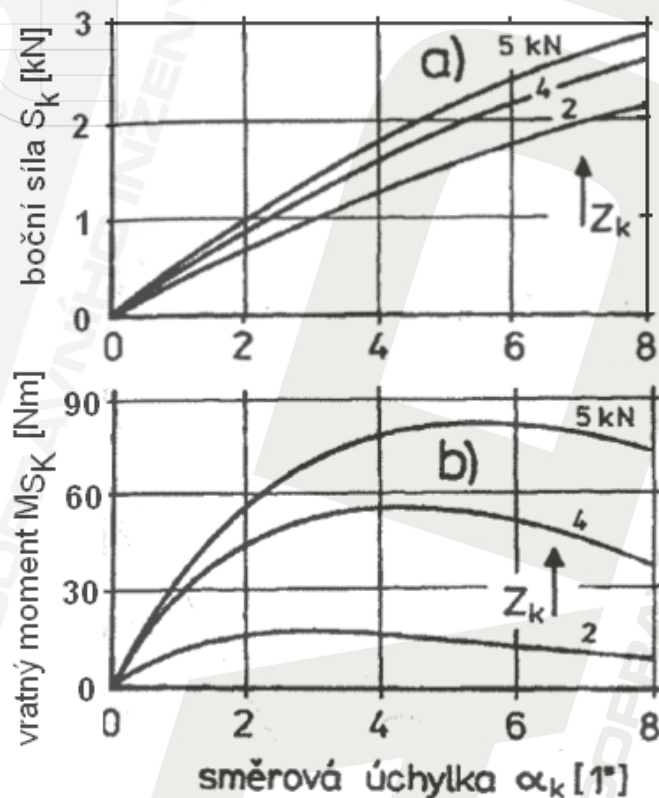
6.2. Směrové vlastnosti pneumatik

„Působí-li v ose otáčení boční síla Y_K , vznikne ve stopě vodorovná boční reakce S_K . Při otáčení kola se osa stopy vychýlí o úhel α_K . Valící se pneumatika zatížená boční silou se nepohybuje ve směru podélné osy kola. Úhel mezi vektorem rychlosti pohybu kola v_K a podélnou osou kola x_K se nazývá úhel směrové úchylky α_K . V důsledku toho boční vodící síla neleží na ose otáčení kola y_K , ale je posunuta směrem dozadu. Rameno boční vodící síly S_K vzhledem k příčné ose kola nazýváme závlek pneumatiky n_S . Tím vzniká moment $M_{SK} = S_K \cdot n_S$. Tento moment natáčí kolo kolem svislé osy do skutečného směru valení kola (do směru rychlosti v_K), a proto se nazývá vratný moment pneumatiky.“ [1]



Obr. 6.4 Vratný moment M_{SK} a závlek pneumatiky n_S na valícím se kole se směrovou úchylkou α_K [2]

Závislost boční vodící síly S_K a vratného momentu M_{SK} na úhlu směrové úchylky kola α_K se zjišťuje experimentálně buď na válcových stavech nebo na pojízdných dynamometrech. Výsledky měření se vynášejí do diagramů. Mezi nejdůležitější směrové charakteristiky pneumatiky patří diagramy $S_K = f(\alpha_K)$ a $M_{SK} = f(\alpha_K)$ v závislosti na parametru Z_K (svislé zatížení kola)



Obr. 6.5 Diagramy $S_K = f(\alpha_K)$ a $M_{SK} = f(\alpha_K)$ [2]

Při průjezdu přívěsu zatáčkou vznikne působením odstředivé síly F_O boční síla S_K popsaná v kapitole 6.1. Tato síla je rovna

$$S_K = C_{\alpha_K} \cdot \alpha_K, \quad (6.5)$$

kde

$$C_{\alpha_K} = \left(\frac{\partial S_K}{\partial \alpha_K} \right)_{\alpha_K \rightarrow 0}$$

je tzv. směrová tuhost pneumatiky.

Maximální přenositelná boční síla $S_{K_{max}}$ je omezena přilnavostí vozovky v bočním směru $\mu_y = \frac{S_{K_{max}}}{Z_K}$. Je-li boční síla $S_K > S_{K_{max}}$, tzn. je překročena mez boční přilnavosti, pak dochází k bočnímu smyku kola.

6.3. Naklápění přívěsu

Odstředivá síla a boční reakce pneumatik vyvolají, s těžištěm ve výšce h , moment kolem podélné osy

$$M = m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h. \quad (6.6)$$

Tento moment naklápí přívěs, čímž vyvolá změnu svislého zatížení jednotlivých kol (tj. radiální reakce kol). Svislé zatížení vnitřního předního kola se změní o hodnotu ΔZ_P a svislé zatížení vnějšího předního kola se o stejnou hodnotu zvětší. Podobně je tomu i u zadní nápravy, kde je změna svislého zatížení kola značena ΔZ_Z . Reakční moment, který takto vznikne, je

$$M = \Delta Z_P \cdot t_P + \Delta Z_Z \cdot t_Z, \quad (6.7)$$

kde t_P je rozchod předních a t_Z rozchod zadních kol. Tyto dva momenty jsou v rovnováze, a proto platí

$$m \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h = \Delta Z_P \cdot t_P + \Delta Z \cdot t_Z. \quad (6.8)$$

Statická zatížení připadající na přední a zadní nápravu jsou

$$Z_{Pstat} = m \cdot g \cdot \frac{l_Z}{l} \quad (6.9)$$

$$Z_{Zstat} = m \cdot g \cdot \frac{l_P}{l}. \quad (6.10)$$

Výsledné radiální reakce kol budou

$$Z_1 = \frac{1}{2} \cdot Z_{Pstat} - \Delta Z_P = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_Z}{l} - \Delta Z_P \quad (6.11)$$

$$Z_2 = \frac{1}{2} \cdot Z_{Pstat} + \Delta Z_P = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_Z}{l} + \Delta Z_P \quad (6.12)$$

$$Z_3 = \frac{1}{2} \cdot Z_{Zstat} - \Delta Z_Z = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_P}{l} - \Delta Z_Z \quad (6.13)$$

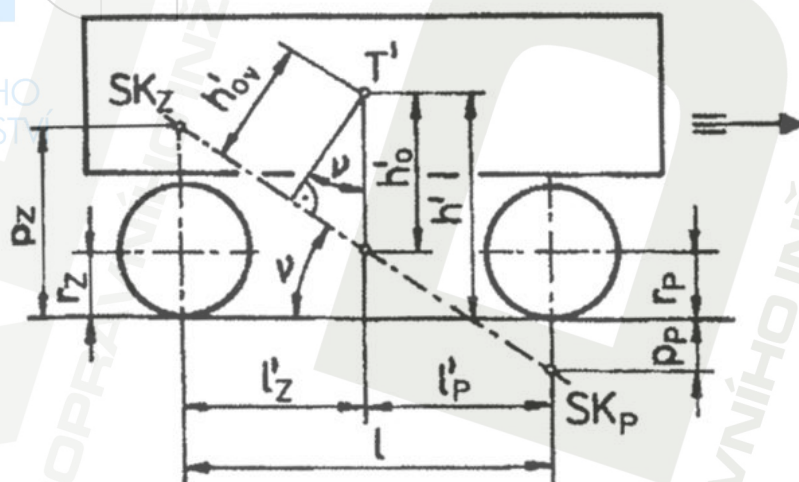
$$Z_4 = \frac{1}{2} \cdot Z_{Zstat} + \Delta Z_Z = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_P}{l} + \Delta Z_Z. \quad (6.14)$$

Změna radiálních reakcí je rovna

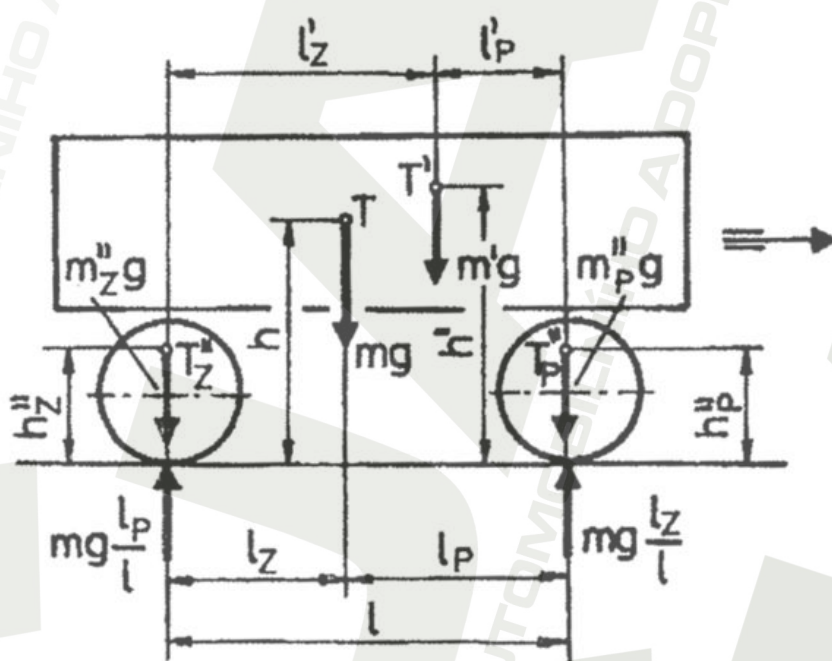
$$\Delta Z_P = m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \left[\frac{l'_Z}{l} \cdot \frac{p_P}{t_P} + \frac{C_P}{C_P + C_Z - m' \cdot g \cdot h'_0} \cdot \frac{h'_0}{t_P} - \frac{m''_P}{m'} \cdot \frac{h''_P}{t_P} \right] \quad (6.15)$$

$$\Delta Z_Z = m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \left[\frac{l'_P}{l} \cdot \frac{p_Z}{t_Z} + \frac{C_Z}{C_P + C_Z - m' \cdot g \cdot h'_0} \cdot \frac{h'_0}{t_Z} - \frac{m''_Z}{m'} \cdot \frac{h''_Z}{t_Z} \right], \quad (6.16)$$

kde m' je hmotnost odpružené části přívěsu, m''_p a m''_z jsou hmotnosti přední a zadní nápravy, C_p a C_z jsou klopné tuhosti přední a zadní nápravy, t_p a t_z jsou rozchody přední a zadní nápravy, l je rozvor přívěsu, l'_p a l'_z jsou vzdálenosti přední a zadní nápravy od těžiště odpružené části přívěsu, h'_0 je svislá vzdálenost těžiště od osy klopení, h''_p a h''_z jsou výšky těžiště přední a zadní nápravy, p_p a p_z jsou výšky středu klopení přední a zadní nápravy. Tyto veličiny se určují podle konkrétní nápravy.

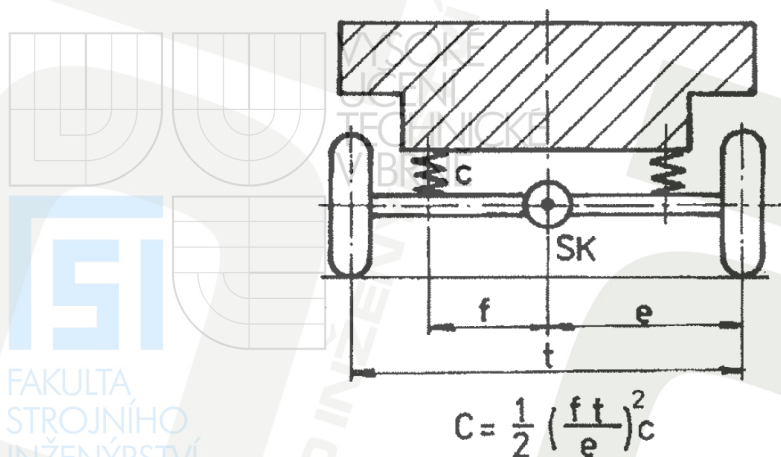


Obr. 6.6 Osa klopení karoserie [2]



Obr. 6.7 Určení polohy těžiště karoserie [2]

Klopnou tuhost náprav a polohu středu klopení pro kyvadlovou nápravu získáme z obrázku 6.8.



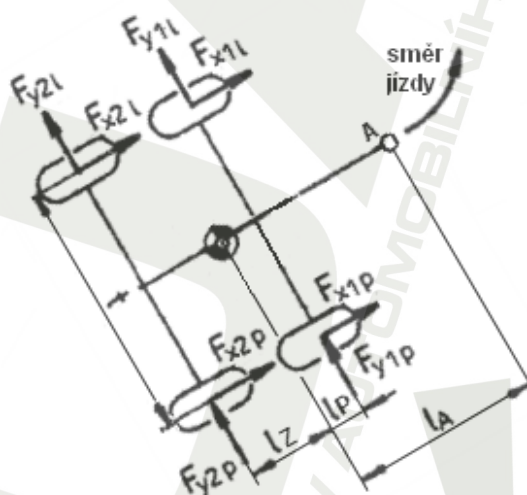
Obr. 6.8 Poloha středu klopení a klopná tuhost nápravy [2]

Dosazením rovnic (6.15) a (6.16) do rovnic (6.11) až (6.14) dostaneme výsledné radiální reakce kol.

6.4. Zatačení přívěsu s centrálními nápravami

Spojení mezi přívěsem s centrálními nápravami a tahačem je v našem případě tvořeno kuličkovou točnou. Tento druh spojení zamezuje vzniku relativních úhlových pohybů při klopení.

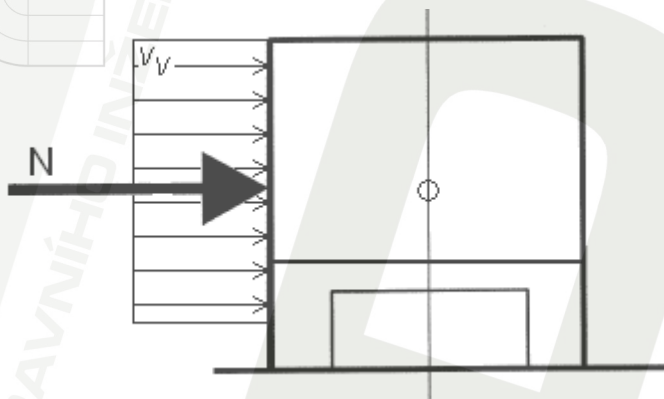
Pro přívěs s centrálními nápravami platí podobné vztahy jako v předchozích kapitolách. Je však nutné zahrnout i smykové síly F_y , působící na stopě pneumatiky. Tyto síly jsou způsobeny malou vzdáleností mezi přední a zadní nápravou. Ve většině případů je smýkána zadní náprava, neboť přední náprava je více zatížena. Toto je způsobeno již zmíněným předsunutím těžiště.



Obr. 6.9 Síly působící na přívěs s centrálními nápravami (půdorys) [2]

7. Vliv bočního větru

Vliv větru je důležitým faktorem ovlivňujícím jízdu po vozovce. Pro zjednodušení této složité problematiky budeme uvažovat pouze stojící přívěs, a to v takové pozici, kdy se vítr opírá plnou silou kolmo na přívěs, obr. 7.1. Dále budeme uvažovat nárazový vítr, při kterém má přívěs největší tendenci se převrátit.



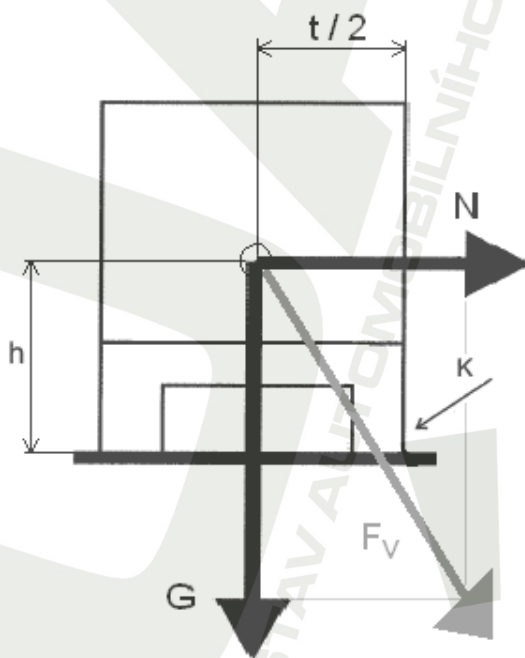
Obr. 7.1 Působení bočního větru na přívěs [1]

Vzdušná síla se vypočítá podle vztahu

$$N = c_N \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_y \cdot v_v^2, \quad (7.1)$$

kde c_N je součinitel boční vzdušné síly, ρ je měrná hmotnost vzduchu, S_y je boční plocha přívěsu a v_v je rychlost vzduchu.

Přívěs je na mezi stability (převrácení) právě tehdy, když výslednice vzdušné síly N a tíhové síly G prochází klopnou hranou, obr. 7.2. Tíhová síla se vypočítá podle rovnice 2.1.



Obr. 7.2 Mez stability přívěsu v bočním větru [1]

Těžiště přívěsu se nachází v poloze, která je charakterizována výškou těžiště h a vzdáleností $t/2$ od klopné hrany. Z obr. 7.2 jsou zřejmé geometrické závislosti pro stav na hranici stability

$$\frac{N}{G} = \frac{t/2}{h} \quad (7.2)$$

Po dosazení rovnic (2.1) a (7.1) do rovnice (7.2) a úpravě dostaneme vztah pro kritickou rychlost vzduchu

$$v_{vkrit} = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot t}{c_N \cdot \rho \cdot S_y \cdot h}} \quad (7.3)$$

8. Výpočet

Pro zjednodušení výpočtů nebudeme uvažovat přívěs s centrální nápravou.

Stojící přívěs

Tíhová síla působící na stojící přívěs je rovna

$$G = m \cdot g = 18000 \cdot 9,81 = \underline{176580 \text{ N}}, \quad (8.1)$$

kde $m = 18000 \text{ kg}$ hmotnost přívěsu

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ tíhové zrychlení.

Brzdění

Při výpočtech brzdění budeme uvažovat zpomalení $0,5g$. Z této hodnoty vypočítáme poměrné zpomalení pomocí rovnice

$$\underline{z} = -\frac{\ddot{x}}{g} = -\frac{-0,5g}{g} = \underline{0,5}. \quad (8.2)$$

U standardního přívěsu rovnoměrně zatíženého, jehož těžiště se nachází uprostřed mezi nápravami, se vypočítá statické zatížení nápravy rovnicí

$$Z_{pstat} = \frac{G}{2} = \frac{176580}{2} = \underline{88290 \text{ N}}. \quad (8.3)$$

S touto hodnotou budeme při výpočtech dále počítat.

V případě nerovnoměrného rozložení nákladu a případného stání ve svahu o sklonu α by se vypočítalo zatížení nápravy takto

$$Z_{Pstat} = G \cdot \left(\frac{l_z}{l} \cdot \cos \alpha - \frac{h}{l} \cdot \sin \alpha \right). \quad (8.4)$$

Zatížení přední nápravy je rovno

$$Z_P = Z_{Pstat} + G \cdot z \cdot \frac{h}{l} = 88290 + 176580 \cdot 0,5 \cdot \frac{2,5}{7,5} = \underline{\underline{117720 \text{ N}}} \quad (8.5)$$

a zatížení zadní nápravy je rovno

$$Z_Z = Z_{Pstat} - G \cdot z \cdot \frac{h}{l} = 88290 - 176580 \cdot 0,5 \cdot \frac{2,5}{7,5} = \underline{\underline{58860 \text{ N}}}, \quad (8.6)$$

kde volené parametry přívěsu jsou

$l = 7,5 \text{ m}$rozvor přívěsu

$h = 2,5 \text{ m}$výška těžiště.

Brzdné síly pro vypočítané zatížení náprav jsou

$$B_P = f_P \cdot Z_P = 0,75 \cdot 117720 = \underline{\underline{88290 \text{ N}}} \quad (8.7)$$

$$B_Z = f_Z \cdot Z_Z = 0,75 \cdot 58860 = \underline{\underline{44145 \text{ N}}}, \quad (8.8)$$

kde

$f_P = f_Z = \mu_V = 0,75$voleno z tabulky 5.1 pro suchý asfalt.

Průjezd zatáčkou

Maximální rychlost přívěsu při průjezdu zatáčkou je závislá na tíhovém zrychlení g , rozchodu náprav t , poloměru zatáčky R a výšce těžiště h . Výsledné hodnoty rychlosti vypočítané podle rovnice

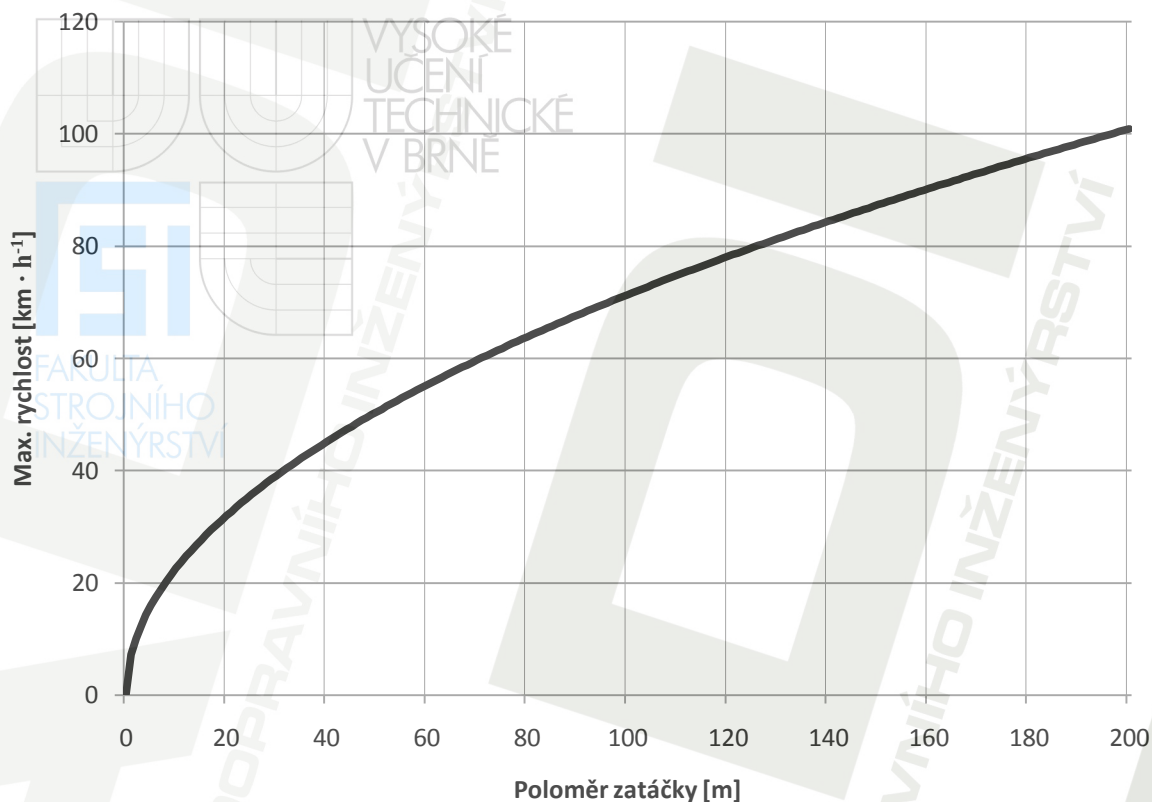
$$v_{max} = \sqrt{\frac{g \cdot t \cdot R}{2 \cdot h}}, \quad (8.9)$$

kde volené parametry jsou

$t = 2 \text{ m}$ rozchod nápravy

$h = 2,5 \text{ m}$výška těžiště,

jsou vyneseny v grafu 8.1.



Graf. 8.1 Maximální rychlost průjezdu zatáčkou

Vliv bočního větru

Kritická rychlost bočního větru na mezi převrácení se vypočítá podle vztahu

$$v_{v \text{ krit}} = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot t}{c_N \cdot \rho \cdot S_y \cdot h}} = \sqrt{\frac{18000 \cdot 9,81 \cdot 2}{1,12 \cdot 1,29 \cdot 36 \cdot 2,5}} = 52,11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \\ = \underline{\underline{187,596 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}}}, \quad (8.10)$$

kde volené parametry jsou

$t = 2 \text{ m}$rozchod nápravy

$c_N = 1,12$součinitel boční vzdušné síly

$\rho = 1,29 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$hustota vzduchu při teplotě 0 °C a tlaku 101,325 kPa

$S_y = l_{\text{přívěsu}} \cdot h_{\text{přívěsu}} = 9 \cdot 4 = 36 \text{ m}^2$boční plocha přívěsu

$h = 2,5 \text{ m}$výška těžiště.

9. Závěr

Tato bakalářská práce byla zaměřena na studii silových účinků působících na dvounápravový přívěs. Řešily se především stavy konstantní jízdy v přímém směru, akcelerace s konstantním zrychlením, brzdění s konstantním zpomalením, průjezd zatáčkou konstantní rychlostí o konstantním poloměru a vliv bočního větru působícího na stojící přívěs.

Byly stanoveny vztahy pro odpory působící při přímé jízdě konstantní rychlostí, změna zatížení náprav při brzdění, maximální brzdná síla, podmínka pro brzdění jízdní soupravy a změna zatížení jednotlivých kol při průjezdu zatáčkou. Dále se určila maximální rychlost při průjezdu zatáčkou a kritická rychlost bočního větru. Pomocí stanovených vztahů byly vypočítány základní hodnoty pro daný přívěs.

Seznam odborné literatury

- [1] PTÁČEK, P., KAPLÁNEK, A.: Přeprava nákladu v silniční dopravě, CERN, Brno, 2002, ISBN 80-7204-257-2
- [2] VLK, F.: Automobilová technická příručka, VLK, Brno, 2002, ISBN 80-2389-681-4
- [3] Zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, Ministerstvo dopravy a spojů, 10. leden 2001

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Seznam použitých symbolů

symbol	jednotka	význam
α	[°]	úhel sklonu svahu
α_K	[°]	úhel směrové úchylky kola
ψ	[°]	úhel naklopení karosérie
h	[m]	výška těžiště
h_A	[m]	výška spojovacího zařízení nad vozovkou
$h_{\text{přívěsu}}$	[m]	výška přívěsu
l	[m]	rozvor přívěsu
l_Z, l_P	[m]	vzdálenost náprav od těžiště
l_C	[m]	vzdálenost středu centrálních náprav od těžiště
l_A	[m]	vzdálenost náhradní nápravy od těžiště přívěsu
l_{CA}	[m]	vzdálenost náhradní nápravy od spojovacího zařízení
$l_{\text{přívěsu}}$	[m]	délka přívěsu
t	[m]	rozchod nápravy
t_P, t_Z	[m]	rozchod náprav
l'_P, l'_Z	[m]	vzdálenost náprav od těžiště odpružené části přívěsu
h'_0	[m]	svislá vzdálenost těžiště od osy klopení
h''_P, h''_Z	[m]	výška těžiště náprav
p_P, p_Z	[m]	výška středu klopení náprav
R	[m]	poloměr zatáčky
n_S	[m]	závlek pneumatiky
k	[m]	vzdálenost těžiště od klopné hrany přívěsu
h_s, l_s	[m]	parametry sklonu svahu
r_d	[m]	dynamický poloměr kola
r_K	[m]	valivý poloměr kola
e	[m]	rameno valivého odporu
x_K	[m]	translační dráha kola
φ_K	[rad]	úhlová dráha otáčení kola
m	[kg]	hmotnost přívěsu
m_{Ki}	[kg]	hmotnost kola
m'	[kg]	hmotnost odpružené části přívěsu
m''_P, m''_Z	[kg]	hmotnost náprav
G	[N]	tíhová síla
G_{Ki}	[N]	tíha kola

$G_T, G_{př}$	[N]	tíhové síly členů soupravy
F_{xi}	[N]	podélná síla působící na jednotlivé kolo
F_{xip}, F_{xil}	[N]	podélné síly kol na pravé a levé straně přívěsu
F_y	[N]	smyková síla kola v příčném směru
F_{yip}, F_{yil}	[N]	smykové síly kol na pravé a levé straně přívěsu
F_d	[N]	setrvačná síla v příčném směru
H_p, H_z	[N]	obvodové síly na jednotlivých nápravách
H_{Ki}	[N]	obvodová síla na kole
Z_K	[N]	svislé zatížení kola
B	[N]	celková brzdná síla
B_p, B_z	[N]	brzdné síly na jednotlivých nápravách
B_{pmax}, B_{zmax}	[N]	maximální brzdná síla
$B_T, B_{př}$	[N]	brzdné síly členů soupravy
Z_p, Z_z	[N]	zatížení náprav
Z_c	[N]	zatížení náhradní nápravy
Z_{pstat}, Z_{zstat}	[N]	zatížení náprav v klidu
R_K	[N]	výsledná přenositelná vodorovná síla kola
B_K	[N]	brzdná síla kola
S_K	[N]	boční vodící síla kola
O_c	[N]	celkový odpor přívěsu
O_f	[N]	valivý odpor přívěsu
O_{fK}	[N]	valivý odpor kola
O_s	[N]	odpor stoupání přívěsu
O_z	[N]	odpor zrychlení přívěsu
O_{zp}	[N]	odpor zrychlení posuvných částí
O_{zr}	[N]	odpor zrychlení rotačních částí
K_X	[N]	síla v oji
K_z	[N]	svislá síla v oji
$\Delta Z_p, \Delta Z_z$	[N]	změna zatížení náprav
Z_1, Z_2, Z_3, Z_4	[N]	radiální reakce kol
Y_K	[N]	boční síla v ose otáčení kola
S_K	[N]	boční vodící síla kola
N	[N]	vzdušná síla větru
S_x	[m ²]	obsah čelní plochy vozidla
S_y	[m ²]	boční plocha přívěsu
v	[m·s ⁻¹]	rychlost přívěsu
v_K	[m·s ⁻¹]	rychlost pohybu kola
v_v	[m·s ⁻¹]	rychlost větru

$v_{v\text{ krit}}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	kritický rychlost vzduchu
v_{max}	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	maximální rychlost průjezdu zatáčky
g	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	tíhové zrychlení
$\ddot{x}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	zrychlení
$\ddot{x}_{Ki}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	zrychlení kola
$a_{d\text{stat}}$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	dostředivé zrychlení
$\ddot{\phi}_{Ki}$	$[\text{rad}\cdot\text{s}^{-2}]$	Úhlové zrychlení
M	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	moment od naklopení přívěsu
M_{SK}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	vratný moment pneumatiky
M_{Ki}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	hnací moment kola
M_{fK}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	moment valivého odporu kola
M_{BP}, M_{BZ}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	brzdné momenty
ρ	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	měrná hmotnost vzduchu
J_{Ki}	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$	moment setrvačnosti kola
C_P, C_Z	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	klopná tuhost náprav
C_{aK}	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	směrová tuhost pneumatiky
s	$[-]$	sklon stoupání
z	$[-]$	poměrné zpomalení
$z_T, z_{Př}$	$[-]$	poměrné zpomalení tahače, přívěsu
μ_V	$[-]$	součinitel valivé přilnavosti
μ_y	$[-]$	součinitel přilnavosti příčném směru
μ_x	$[-]$	součinitel přilnavosti podélném směru
f_k	$[-]$	součinitel valivého odporu
f_P, f_Z	$[-]$	součinitel využívané přilnavosti pro nápravy
ε	$[-]$	stupeň využití přilnavosti
c_x	$[-]$	součinitel odporu vzduchu
c_N	$[-]$	součinitel boční vzdušné síly