ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA DOPRAVNÍ

Jan Vaněk

KONTROLA PARAMETRŮ PNEUMATIK

Bakalářská práce

2015

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
Fakulta dopravní
děkan
Konviktská 20, 110 00 Praha 1

K616.....Ústav dopravních prostředků

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení studenta (včetně titulů):

Jan Vaněk

Kód studijního programu a studijní obor studenta:

B 3710 – DOS – Dopravní systémy a technika

Název tématu (česky): **Kontrola parametrů pneumatik**

Název tématu (anglicky): Control of tyre parameters

Zásady pro vypracování

Při zpracování bakalářské práce se řiďte osnovou uvedenou v následujících bodech:

- Zpracujte přehled konstrukcí, typů a parametrů pneumatik automobilů
- Uveďte teorii jízdní dynamiky pneumatik v souvislostech stability
- Uveďte metody kontroly parametrů pneumatik
- Navrhněte stav pro kontrolu dynamických parametrů pneumatik

Rozsah grafických prací: Dle pokynů vedoucího bakalářské práce

Rozsah průvodní zprávy: minimálně 35 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek, které jsou součástí průvodní zprávy)

Seznam odborné literatury: Pacejka H.: Tire and vehicle dynamics. 3. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012.

VLK, F.: Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.

FIRST, Jiří a kol. Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry. Vyd. 1. Praha: S&T CZ, 2008. 348 s. ISBN 978-80-254-1805-5.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jiří First**

Datum zadání bakalářské práce: **26. června 2014**
(datum prvního zadání této práce, které musí být nejpozději 10 měsíců před datem prvního předpokládaného odevzdání této práce vyplývajícího ze standardní doby studia)

Datum odevzdání bakalářské práce: **24. srpna 2015**
a) datum prvního předpokládaného odevzdání práce vyplývající ze standardní doby studia a z doporučeného časového plánu studia
b) v případě odkladu odevzdání práce následující datum odevzdání práce vyplývající z doporučeného časového plánu studia

L. S.

doc. Ing. Petr Bouchner, Ph.D.
vedoucí
Ústavu dopravních prostředků

prof. Dr. Ing. Miroslav Svítek
děkan fakulty

Potvrzuji převzetí zadání bakalářské práce.

Jan Vaněk
jméno a podpis studenta

V Praze dne .....26. června 2014

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval všem, kteří mi poskytli podklady pro vypracování této práce. Zvláště pak děkuji Ing. Jiřímu Firstovi za odborné vedení a konzultování bakalářské práce za rady které mi poskytoval po celou dobu mého studia. V neposlední řadě je mou milou povinností poděkovat svým rodičům a blízkým za morální a materiální podporu, které se mi dostávalo po celou dobu studia.

Prohlášení

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na ČVUT v Praze, Fakultě dopravní.

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 23. srpna 2015 ……

Podpis

Abstrakt

Předmětem bakalářské práce „**Kontrola parametrů pneumatik**“ je zpracovat přehled konstrukcí, typů a parametrů pneumatik automobilů. Uvést vlastnosti pneumatik, vliv pneumatik na stabilitu vozu. Uvést metody kontroly parametrů pneumatik a navrhnou stav pro kontrolu parametrů pneumatik.

Klíčová slova: Pneumatika, dynamika vozidel, stabilita

Abstract

The subject of the bachelor thesis „**Control of tyre parameters**“ is process summary constructions, types and parameters of vehicle tyres. Introduce properties of tyres, impact of tyres on the vehicle stability. Introduce methods for control tyres parameters and propose state for control of tyre parameters.

Klíčová slova: tyre, vehicle dynamics, stability

Obsah

Obsah 4,5
Seznam použitých zkratek: 6
1.Úvod 7
2.Historie 8
3.Přehled konstrukcí disků a pneumatik 11
3.1. Konstrukce disků 11
3.1.1. Legislativa 11
3.1.2. Disky 11
3.1.2.1. Disková kola 13
3.1.2.2. Litá kola 14
3.1.2.3. Drátová kola 14
3.2. Konstrukce pneumatiky 15
3.2.1. Legislativa 15
3.2.2. Pneumatiky - konstrukce 16
3.2.3. Diagonální pneumatiky 18
3.2.4. Radiální pneumatiky 18
3.2.5. Pneumatiky smíšené konstrukce 19
3.2.6. Rozměry pneumatik 20
3.2.7. Značení pneumatik 21
4. Dynamické vlastnosti pneumatik 23
4.1. Sledované a vypočtené parametry pneumatik 23
4.1.1. Geometrické parametry kola 23
4.1.2. Součinitel přilnavosti μ 24
4.1.3. Valivý odpor 26
4.1.4. Kammova kružnice 27
4.2. Přenos hnací síly 28
4.2.1. Základní rovnice pro pohon 29
4.3. Přenos bočních sil 30
4.3.1. Destabilizující síly 30
4.3.2. Konstrukční prvky pro řízení vozidla 32
4.3.2.1. Geometrické a hmotnostní charakteristiky 32
4.3.2.2. Konstrukce náprav a jejich mechanismů 33
4.3.3. Prvky řízení 34
4.3.4. Směrové vlastnosti pneumatik 37

4.3.5. Směrová tuhost pneumatiky 39
4.3.6. Vyšetření pohybu vozidla pomocí pohybových rovnic 40
4.4. Přenos svislých sil 42
5. Metody kontroly parametrů pneumatik 43
5.1. Rozdělení zkoušek 44
5.2. Jednotlivé druhy laboratorních zkoušek 45
5.2.1. Zkoušky dynamické 45
5.2.2. Zkoušky statické 47
6. Stav pro kontrolu dynamických parametrů pneumatiky 47
6.1. Návrh dvouválcového stavu s pásem 48
6.2. Možnosti využití stavu 49
6.2.1. Součinitel valivého odporu 49
6.2.2. Součinitel přilnavosti 51
6.2.3. Dynamický poloměr kola 51
6.2.4. Směrová tuhost pneumatiky 52
6.2.5. Zkoušky životnosti 53
6.2.6. Zkoušky vývinu teplot v pneumatice 54
6.3. Části stavu 54
6.3. Výhody stavu 57
6.4. Nevýhody stavu 57
7. Závěr 58
8. Seznam použitých zdrojů 59
9. Seznam obrázků 61
10.Seznam tabulek 63
11.Seznam příloh 64

Seznam použitých zkratek:

a.s.	akciová společnost
CB	Center bore
ČSN	Česká státní norma
ECE	Economic Commission for Europe
EHK/OSN	Evropská hospodářská komise, organizace spojených národů
EHS	Evropské hospodářské společenství
EN	Evropská norma
IGTT	Institut gumárenské technologie a testování
ISO	International Organization for Standardization
KBA	Köenig & Bauer AG
PCD	pitch circle diameter
TÜV	Technischer Überwachungs-Verein

1. Úvod

Nedílnou součástí automobilů jsou kvalitní pneumatiky, ovšem ne vždy tomu tak bylo. První kola měla pouze dřevěnou či kovovou obruč, což byl z hlediska bezpečnosti, komfortu a dynamických vlastností značně nevyhovující stav.

Pneumatiky jak je známe dnes, vznikly na přelomu 19. století – 20. století. S rozvojem pneumatik vyrobených z měkké pryže a plněných vzduchem se podstatně zlepšily vlastnosti a bezpečnost vozidel a bylo možné lépe zkoumat jejich dynamické vlastnosti.

Mezi nejdůležitější dynamické vlastnosti patří vztah mezi adhezí a smýkáním, kontaktní bod vozidla s vozovkou a rozhraní dopravního prostředku s dopravní infrastrukturou. Zároveň se snažíme dosáhnout nízkého odporu valení. Další řešenou částí je dynamická stabilita pneumatik, která ovlivňuje z velké části chování automobilu na vozovce.

S pneumatikou, jako součástí dopravních prostředků, pravidelně přichází do styku většina účastníků dopravy, ale mnozí z nich nemají ani základní znalosti o její konstrukci a funkci. Z geometrického hlediska tvoří pneumatika uzavřený prstenec – toroid. Z hlediska mechanického je to tlaková nádoba, jejíž stěny tvoří pružná membrána. Strukturálně je pneumatika složitý systém s mnoha parametry. Konečně z chemického hlediska je pneumatika vyrobena především ze sítěných a nezesítěných makromolekulárních materiálů a oceli. Základní pojmy názvosloví pneumatik jsou definovány normativně na státní a mezistátní úrovni. Podle normy ČSN 64 0001, značí souborový termín pneumatika: plášť, popř. s duší a vložkou, namontovaný na ráfek a naplněný tlakovým médiem. [5]

Funkce pneumatik

- Přenos sil mezi dopravním prostředkem a dopravní infrastrukturou
- Prostředek pohybu
- Životnost a spolehlivost dopravního prostředku

2. Historie

Pokud chceme znát historii pneumatik, musíme nejdříve objasnit vznik kola samotného. Kolo vynalezli Sumerové před více jak 3000 př. n. l. První kola byla dřevěná, plná nebo paprskovitá. V průběhu dalších tisíciletí se kolo měnilo jen málo.

Při vývoji automobilu se velmi brzy ukázalo, že kola (dřevěná kola se železnou obručí) jsou prvkem, který velmi brání rozvoji automobilů. Kola limitovala zejména zvýšení rychlosti. Samozřejmě, že se na nevalných provozních parametrech podílela i provozní jednotka – parní stroj o nízkém výkonu, a také nezpevněné cesty, do nichž se kola bořila. V letech 1769 až 1862 se rychlost automobilů pohybovala od 3,5 do 16 $km.h^{-1}$, např. rychlost 16 $km.h^{-1}$ dosáhla silniční lokomotiva. [1]

K významnějším změnám u kol došlo v 19. století, kdy v roce 1839 p. Goodyear vynalezl metodu tepelné vulkanizace kaučuku sírou. Patent na první pryžovou hadici plněnou vzduchem byl udělen v roce 1845 Robertu Williamu Thomsonovi, ta se stála předchůdcem dnešní pneumatiky. V roce 1867 se objevily plné pryžové obruče, které použil Francouz Bolée v roce 1873 u svého omnibusu. [1]

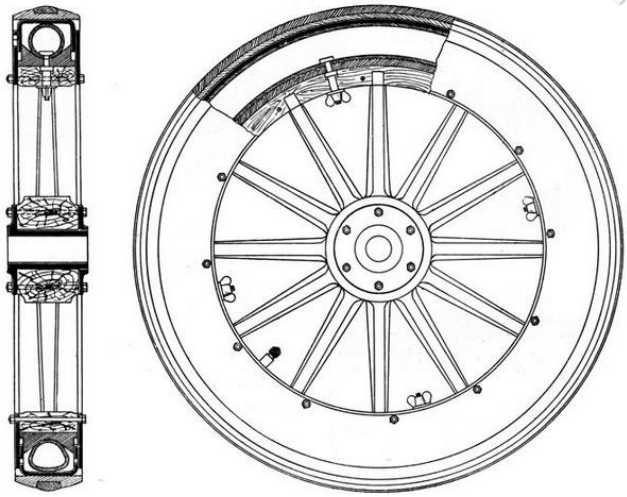
Další zlom přišel v roce 1888, kdy skotský zvěrolékař John Dunlop přišel s nápadem umístit gumové hadice naplněné vzduchem na dřevěná kola, která byla ještě v této době zcela běžná. Spojovou plochu zakryl silným plátnem a plátnem také vytvářel vzorek, tento model poté vyzkoušel na bicyklu a sklidil velký úspěch. Pak následovaly i další patenty např. v roce 1894 nechal patentovat pneumatiku, která byla u své patky zesílena ocelovým lankem.

S dalším rozvojem automobilů stoupaly také nároky na pneumatiku. V roce 1892 patentoval Palmer kordovou tkaninu jako náhradu do té doby užívaného kříženého výztužného materiálu. Tato novinka výrazně prodloužila životnost pneumatik. [5]

Při vývoji pneumatik se neexperimentovalo pouze s pryží, Dr. Brochers si na počátku 20. století nechal patentovat pružné kolo konstrukce zcela odlišné, kde užil dvojitých pružin pásových upevněných kloubovitě mezi vnitřním a vnějším věncem kola. Toto kolo pryž vůbec neužívá, jak je vidět z *obr. 1.* [2]

Obrázek 1. Borchersovo pružné kolo [2]

Dalším vědcem, který se zabýval vývojem kol, byl Američan T. W. Ranson, ten sestrojil kolo s pneumatickou gumovou obručí, která je chráněna obalem po stranách i na obvodu proti poškození. Tato ochranná vnější obruč je z lisovaného plechu a obložena dřevem, do něhož je ještě vsazena obruč z gumy. Celek pak má jistou možnost posunovat se relativně vzhledem k tělesu kola, když se vlastní pryžová pneumatická obruč mačká. [2]



Obrázek 2. Ransonovo pružné kolo [2]

Důležitou součástí pneumatik jsou výztuhy neboli kordy. Nejprve se jako materiál pro výztuhy používal irský len, později byl nahrazen bavlnou a v roce 1923 se objevil kord na bázi regenerované celulózy. V roce 1937 se pak poprvé použil ocelový kord. V Poválečném

období došlo k prudkému rozvoji spotřeby ocelových kordů. To vedlo k zavedení polyesterových výztuh v roce 1962, v roce 1967 vznikly výztuhy vyrobené ze skleněných vláken. Paralelně s rozvojem výztuží docházelo také k vývoji dalších částí pneumatik. V roce 1931 začla výroba syntetických kaučuků (do té doby se používal kaučuk přírodní). [5]

Dramatický byl další vývoj konstrukce pneumatiky. První patentovaná pneumatika byla nahuštěná hadice, v tomto stavu byla posléze použita u prvních automobilů a letadel. V roce 1904 byl poprvé zaveden plochý běhoun, který byl o rok později opatřen vzorkem zlepšujícím přenos sil mezi vozidlem a vozovkou. V roce 1935 byly zavedeny základní rozměry pneumatik, z kterých vychází i rozměry dnešní. V poválečné éře došlo k zavedení tzv. radiálních pneumatik. Dalším významným mezníkem je rok 1950, kdy byla do výroby zavedena také bezdušová pneumatika. [5]

Další významné milníky v historii pneumatik jsou vyznačeny v následující tabulce.

Tabulka 1. Milníky ve vývoji pneumatik [1]

Rok	Objev
1839	Vulkanizace přírodního kaučuku
1845	Patent na hadici plněnou vzduchem
1888	Patent na první pneumatiku
1896	První pneumatika na automobilu
1904	Zavedení plochého běhounu
1905	Zavedení protiskluzové úpravy běhounu (desén)
1924	Náhrada křížové tkaniny kordonovými vrstvami
1929	Zavedení bílých boků u pneumatik
1931	Použití syntetického kaučuku k výrobě pneumatik
1935	Změny rozměrů pneumatik
1936	Vývoj nízkoprofilové pneumatiky
1947	Použití polyamidového kordu
1948	Vývoj radiální pneumatiky
1950	Vývoj bezdušové pneumatiky
1967	Vývoj opásaných diagonálních pneumatik
1976	Pneumatika s aramidovým kordem
1978	Pneumatika TRX (Michelin)

3. Přehled konstrukcí disků a pneumatik

3.1. Konstrukce disků

3.1.1. Legislativa

Každý disk musí projít zátěžovými testy, které zjistí, zda je možné jejich použití na pozemních komunikacích. Zákon č. 56/2001 Sb. upravuje podmínky provozu vozidel na pozemních komunikacích, výkon státní správy a státního dozoru v oblasti podmínek provozu vozidel na pozemních komunikacích.

Pouze kolo se značením KBA, může být na základě typového listu a protokolu TÜV zapsáno do technického průkazu daného vozidla, aby mohly disky získat číslo schválení KBA, musí ve zkušebně TÜV úspěšně absolvovat zástavbu do vozidla, test ohybu, nárazový test a test odvalování. [20]

V Evropě se musí dále řídit předpisy EHK/OSN a směrnicemi EHS/ES.

Další normy, které musí disky splňovat, je soubor norem ISO a evropské normy EN.

V České republice musí navíc splňovat normy národní, mezi něž se řadí norma ČSN 30 3704 - Kola silničních vozidel, kuličková a pásová měřidla pro měření obvodu ráfků.

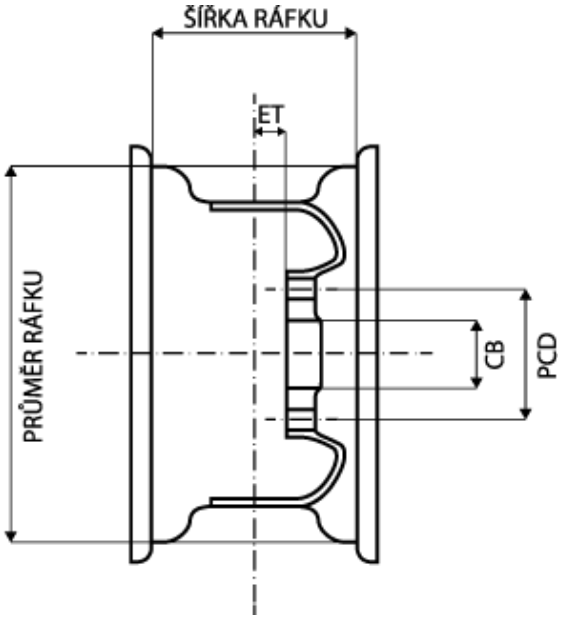
3.1.2. Disky

Dříve než se dostaneme ke konstrukci pneumatik, musíme si nejdříve popsat konstrukci kola, protože pneumatika samotná nikdy nemůže fungovat bez ráfku a disku.
Kolo samotné se skládá z disku a ráfku. Podle konstrukčního provedení můžeme rozlišovat kola:

- disková
- litá
- drátová

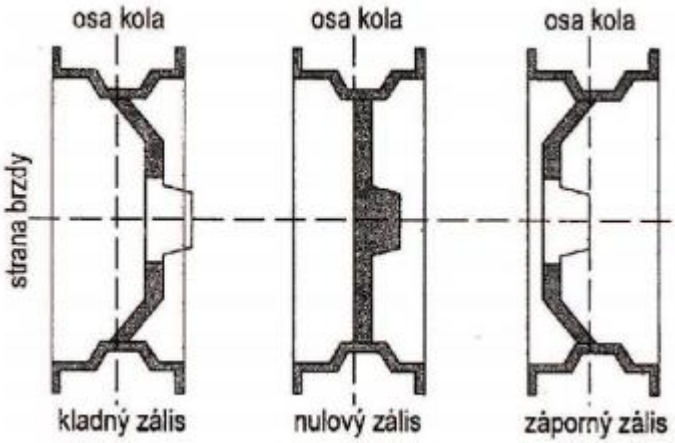
Disková kola jsou dodnes nejpoužívanějším typem. Jejich výhodou jsou nízké výrobní náklady a dobré vlastnosti. Jsou lisovány z plechu a nízkouhlíkové oceli. Ráfek je také vyráběn z ocelového plechu a k disku kola je připevněn buď svarem nebo šroubovým spojením. V disku bývají často otvory, které snižují hmotnost disku a zároveň slouží jako přístup chladného vzduchu k brzdám. [5]

Mezi nejsledovanější parametry u disků kol patří zejména šířka ráfku a průměr ráfku, kde průměr je udáván v palcích. Tyto parametry jsou nejdůležitější při výběru správné pneumatiky. Rozměr CB značí průměr středící díry disku. PCD udává rozměr roztečné kružnice upevňovacích šroubů a jejich počet. [15]



Obrázek 3. Hlavní parametry disků [15]

U konstrukce ráfku sledujeme zális disku. Zális je vzdálenost od středu ráfku diskového kola k vnitřní dosedací ploše kola. Tato míra může být kladná, záporná a nulová, rozdíly jednotlivých provedení jsou vidět na *obr. 4.*



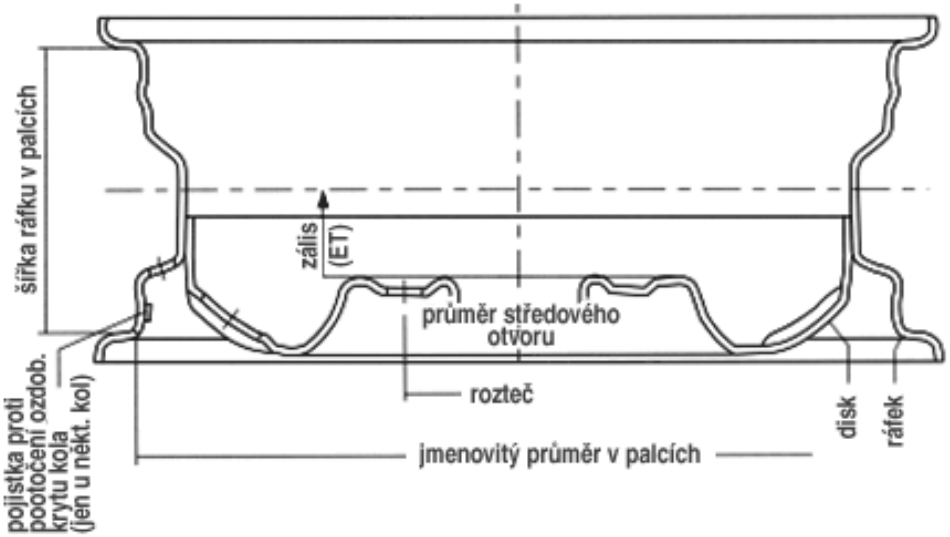
Obrázek 4. Zális diskového kola [8]

3.1.2.1. Disková kola

Disková kola jsou dnes nejpoužívanějším druhem kol. Vyznačují se zejména nízkou výrobní cenou a dlouhou životností. Jsou také součástí většiny nových automobilů, kdy zákazník nechce dražší litá kola.

Disková kola se skládají ze dvou hlavních částí a to ráfku, který nese pneumatiku a disku, který spojuje ráfek a náboj kola. Ráfek je k disku přivařen nebo připevněn šrouby. [5]

Hlavní sledované rozměry vidíme na *obr. 5*.



Obrázek 5. Sledované rozměry diskového kola [24]

3.1.2.2. Litá kola

Litá kola se za poslední dvě desetiletí rozšířila z oblasti závodních a sportovních automobilů i do mírně nadstandartní výbavy osobních automobilů. I přes vyšší cenu, ve srovnání s koly diskovými, našla oblibu zejména pro vyšší estetičnost a možnost výběru ze široké škály tvarových provedení. Vedle toho víceméně z laického pohledu, je velkou předností litých kol zejména jejich nízká hmotnost a hmotný moment setrvačnosti, snižující podíl neodpérovaných hmot na vozidle. Technologií výroby je lití z lehkých slitin v omezené míře také tvarování z moderních plastů a kompozitních materiálů. Použitá technologie umožňuje přesné a poměrně snadné tvarování kola z hlediska pevnostního, funkčního i stylistického. Ráfek i stojina kola tvoří jeden celek. [1]

Obrázek 6. Lité kolo [17]

3.1.2.3. Drátová kola

Drátová kola mají ráfek spojený s hlavou kola výpletem z ocelových drátů. Toto konstrukční řešení je opodstatněné u kol s poměrně velkým poloměrem a relativně nízkým zatížením. Je to však konstrukce poměrně drahá a nevýhodná z hlediska vyvažování. Typické je její použití u jednostopých vozidel. Ojediněle se můžeme s drátovými koly setkat i u exkluzivních malosériových automobilů ve stylu retro. Způsob výpletů drátu je zobrazen na *obr. 7.*

Obrázek 7. Drátové kolo [14]

3.2. Konstrukce pneumatiky

3.2.1. Legislativa

Tak jako všechny části automobilu i výroba pneumatik podléhá legislativě a musí splňovat určité podmínky, proto aby mohly být použity na vozidlech v Evropě nebo přímo v konkrétním státě. Základní předpis, který musí pneumatiky splňovat je Předpis EHK/OSN. Předpisy jsou shrnuty v následující tabulce. [3]

Tabulka 2. Předpisy EHK/OSN [3]

Předpis č.	Předmět
30	Pneumatiky osobních automobilů a jejich přípojných vozidel
54	Pneumatiky užitkových automobilů a jejich přípojných vozidel
88	Pneumatiky s vratným odrazem – kategorie L
108	Obnovování pneumatik osobních automobilů a jejich přípojných vozidel
109	Obnovování pneumatik nákladních vozidel, jejich přípojných vozidel a autobusů

Další legislativní podmínky, které musí pneumatiky splňovat, jsou směrnice EHS/ES. Směrnice spojené s výrobou pneumatik jsou vypsány v následující tabulce. [3]

Tabulka 3. Směrnice (dokumenty) EHS/ES [3]

Č. směrnice	Předmět
92/23	Pneumatiky a náhradní kola pro dočasné použití vozidel kategorie M_1
97/21(1)	Pneumatiky vozidel kategorie L
2001/43	Pneumatiky a náhradní kola pro dočasné použití

Další normy, které musí pneumatiky splňovat je soubor norem ISO a evropské normy EN.

V České republice musí navíc splňovat normy národní, mezi něž se řadí normy ČSN, jednotlivé normy pro zkoušení pneumatik jsou vypsány v následující tabulce.

Tabulka 4. Technické normy ČSN - zkoušení pneumatik [21]

Č. normy	Předmět
63 1502	Zkoušení pneumatik. Směrnice pro přípravu pneumatik k provádění zkoušek na laboratorních zařízeních
63 1503	Zkoušení pneumatik. Stanovení hmotnosti plášťů
63 1505	Zkoušení pneumatik. Stanovení odporu patky pláště proti sesmeknutí s ráfku
63 1506	Zkoušení pneumatik. Stanovení radiálního a axiálního házení
63 1511	Zkoušení pneumatik. Stanovení statické radiální tuhosti a statického poloměru
63 1512	Zkoušení pneumatik. Zkouška vzduchotěsnosti bezdušových pneumatik
63 1531	Zkoušení pneumatik. Zkouška pneumatiky trnem v oblasti koruny pláště
63 1535	Zkoušení pneumatik. Stanovení pevnosti pneumatik tlakovou zkouškou
63 1536	Zkoušení pneumatik. Zkouška pneumatik pro osobní automobily na bubnovém zkušebním stroji při konstantním zatížení a stupňovitém zvyšování rychlosti
63 1554	Zkoušení pneumatik. Stanovení tlaku ve stopě pneumatiky na tuhé podložce
63 1557	Zkoušení pneumatik. Měření hloubky desénových drážek a kontrola indikátorů opotřebení
63 1558	Zkoušení pneumatik. Hodnocení odolnosti pneumatik proti opotřebení při silničních zkouškách
63 1595	Duše do plášťů pro silniční vozidla a jízdní kola. Zkoušení

3.2.2. Pneumatiky - konstrukce

Pneumatiky se skládají z několika hlavních částí, které si v následující části podrobně rozebereme. Podle konstrukce dělíme pneumatiky na diagonální a radiální, kde hlavním rozdílem je rozdílná orientace kordonových vložek.

Hlavní části pneumatiky:

Pneumatika se skládá především z pláště, ten je tvořen patkami s lanky z ocelových drátů nebo plastů, kostrou kordonových vložek, nárazníkem, vlastním pryžovým obalem a běhounem *viz obr. 8.*

Běhoun - je jednou z nejpodstatnějších částí pneumatiky, je to část pneumatiky, která přichází do styku s povrchem vozovky. U běhounu je nejdůležitější hloubka dezénu, která je dána zákonem a je různá pro jednotlivé typy pneumatik. Na dezénu se nachází příčné a podélné drážky. Příčné drážky ovlivňují přenos tahové síly a podélné drážky složí k přenosu boční síly, ty ovlivňují stabilitu vozu. Dezén je nedílnou součásti odvodu vody mezi styčnou

plochou pneumatiky a vozovkou. Drážkami se odvádí voda pryč z prostoru styku s vozovkou a zabraňuje tak aquaplaningu.

Kostra – nosná část, vyrobená z textilních nebo ocelových kordů.[23]

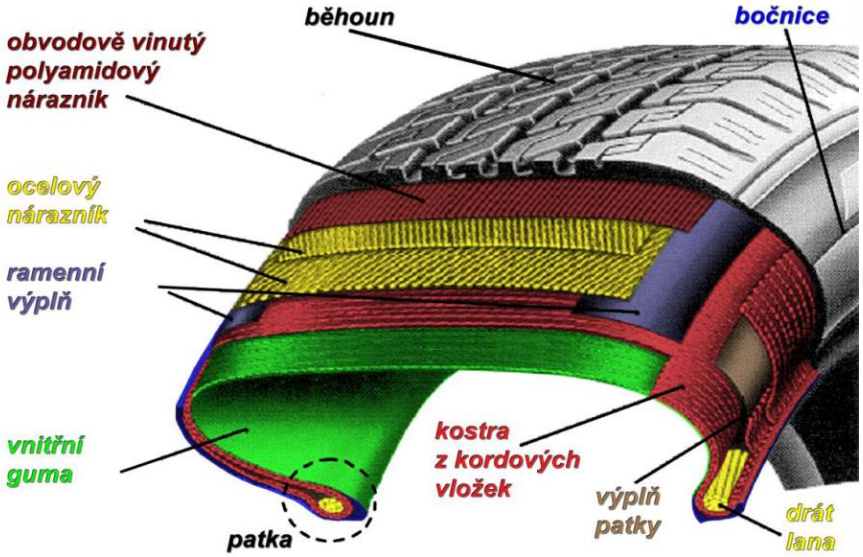
Bočnice - část pneumatiky tvořená pryží, spojuje běhoun s patkou pneumatiky a zajišťuje přenos sil od povrchu vozovky do podvozku automobilu. Výška boku pneumatiky zásadně ovlivňujeme pohodlí uvnitř vozu, které s výškou roste, naopak klesá ovladatelnost a jistota za volantem. Bočnice vytváří ochranu bočních částí kostry. Hlavně před vlivem mechanického poškození. Bočnice musí odolávat slunečním paprskům, namáhání, ale i stárnutí vlivem vzduchu v pneumatikách.

Patka – je část pláště, která dosedá na ráfek. Utvoří se ohnutím kordonových vložek. Tyto vložky bývají dnes u radiálních pneumatiky většinou ocelové a spolu s ocelovým lanem vytvářejí tuhý systém a umožňují pevné ukotvení pláště na ráfek kola. K výrobě se používá velmi kvalitní drát, který bývá zpravidla krytý mosazí nebo mědí z důvodu přilnavosti k pryži.

Nárazník - tvoří přechod mezi běhounem a kostrou pláště, zlepšuje dynamické spojení mezi kostrou a běhounem. Zvyšuje odolnost kostry proti průrazům. U radiálních pneumatik nárazník stabilizuje běhoun v obvodovém směru.

Vnitřní guma - folie nebo profil ze speciální plynonepropustné kaučukové směsi (halobutyl). Zabraňuje prostupování síry při vulkanizaci, vyrovnává nerovnosti uvnitř pláště, zajišťuje plynonepropustnost (bezdušový plášť).[23]

Další části – rameno pláště, meziguma, patní pásky, výplně.[23]



Obrázek 8. Hlavní konstrukční části pneumatiky [23]

3.2.3. Diagonální pneumatiky

Diagonální pneumatiky mají kostru tvořenou páry kordonových vložek s orientací vláken pod úhlem menším než 90° (obvykle 30° až 40°) vzhledem k podélné rovině symetrie běhounu pneumatiky. Kordonová vlákna sousedních vložek se kříží a zasahují pod patková lanka, kolem kterých je přehnuta. Lze si tedy představit, že každý bod kostry pláště je k patkám kotven dvěma vlákny se symetrickým stoupáním. Vlákna přenášejí obvodové i příčné síly přímo do patky pláště. Při zatížení pneumatiky a její deformaci se vlákna neprodlužují, ale posunují a namáhají pryž mezi nimi na střih. Tím vzniká teplo a tedy ztráty.[1]

V nezatíženém stavu má diagonální pneumatika při kontaktu se zemí kulatý mírně elipsovitý tvar. Po zatížení se postupně zplošťuje. Čím je zatížení větší, tím více jsou krajní části běhounu tlačeny k zemi, zatímco střed běhounu je naopak od povrchu oddalován. To má vliv na snížení celkové přilnavosti. Pokud dojde při jízdě po rovné silnici k chvilkovému přetížení, je styčná plocha pneumatiky velká. Jakmile se odlehčí, styčná plocha se zmenší. Tím pádem prochází diagonální pneumatika sérií větších a menších kontaktů, podle toho jaká je právě nerovnost vozovky *(obr. 9)*. Vlivem bočních sil nesedí pneumatika s diagonální konstrukcí kvůli nepružnosti bočnic na zemi celou plochou. Jeden okraj běhounu je zmáčknutý a druhý má tendenci se odlepit od země. Výsledkem je značná ztráta původního směru. [19]

Obrázek 9. Stopa diagonální pneumatiky na nerovnostech [19]

3.2.4. Radiální pneumatiky

Radiální pneumatika nemá vlákna kordonových vložek zkřížena. Jsou uložena pod úhlem blízkým 90° (+0, -5)° vzhledem k podélné rovině symetrie běhounu. Počet vložek nemusí být nutně sudý. Tato část kostry přenáší boční a radiální síly. Schopnost přenášet obvodové síly je však malá a proto je kostra stabilizována obvodově neroztažitelným pásem, tzv. nárazníkem, který roznáší obvodové síly po celém obvodu ráfku. Nárazník je tvořen vložkami s vlákny křiženými pod úhlem 15° až 20°. Boční stěny pneumatiky jsou měkčí, obvodový pás je relativně ohybově v bočním směru tuhý. Protože vývin tepla a tedy valivý odpor je

způsobován zejména podélným ohybem kordonových vláken a pryže s nimi spojené v obvodovém pásu, je u radiálních pneumatik nižší než u diagonálních. [1]

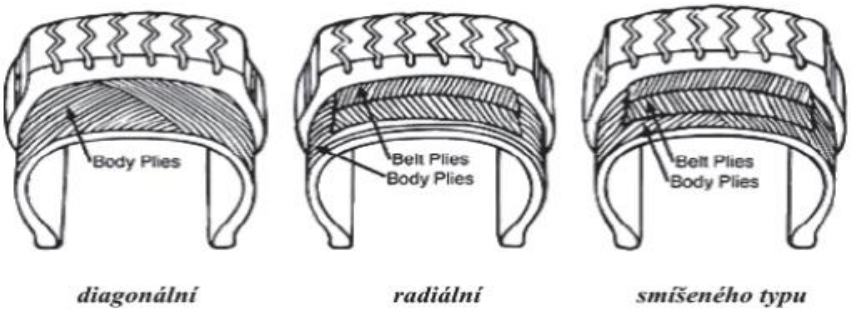
I když není pneumatika s radiální strukturou zatížena, dotýká se povrchu vozovky téměř celou plochou. Styčná plocha pneumatiky je tedy i při nulovém zatížení velká. Při zatížení pneumatiky vzroste styčná plocha pouze podélně, šířku si zachová původní. Boky běhounu jsou přitisknuty k zemi celou plochou a poskytují maximální přilnavost. Díky pružnosti bočnic je pneumatika schopna pohltit více terénních nerovností *(obr. 10).* Když je pneumatika v pohybu, šířka styčné plochy se nemění. Zatížení pneumatiky ovlivňuje pouze délku styčné plochy. Z toho vyplývá, že na šířku této plochy nemají nepravidelnosti na povrchu vozovky žádný vliv. [19]

Protože jsou bočnice s radiální strukturou mnohem pružnější, dochází u nich se vzrůstající silou ke stále většímu a většímu ohybu. Bočnice tak funguje jako kloubový závěs mezi kolem a běhounem, takže pneumatika může zůstat celou plochou běhounu na zemi. Tím pádem je žádoucí směr jízdy udržovat i v případě příčných tlaků. [19]

Obrázek 10. Stopa radiální pneumatiky na nerovnostech [19]

3.2.5. Pneumatiky smíšené konstrukce

Pneumatika smíšené konstrukce je kompromisem mezi vlastnostmi předchozích dvou typů. Kostra je podobná kostře diagonálního pláště s vlákny kříženými pod úhlem obvykle 60° a je zpevněná pásem ze dvou nebo více vrstev nárazníkového kordu uloženého pod střídavým úhlem obvykle menším než 25°. Všechny tři typy konstrukcí jsou vyobrazené na *obr. 11*. [1]



Obrázek 11. Konstrukce pneumatik dle typu [19]

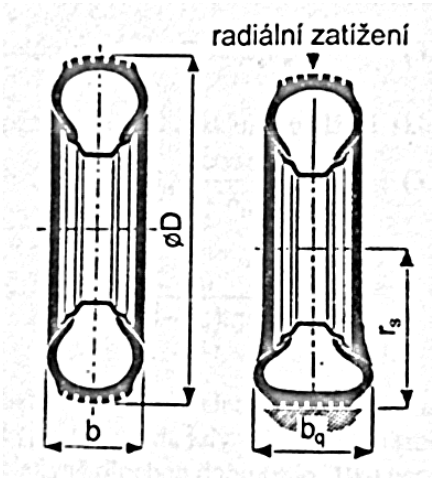
3.2.6. Rozměry pneumatik

- Vnější průměr pneumatiky (D) – je vzdálenost dvou rovnoběžných rovin dotýkajících se vnějšího povrchu nezatížené pneumatiky. Tento průměr lze stanovit z obvodu pneumatiky podle následujícího vzorce.

$$D = \frac{l_0}{\pi}\ [mm]$$

l_0 – *délka největšího obvodu vnějšího povrchu pláště v rovině kolmé k ose rotace kola*

- Odvalený obvod pneumatiky (O_k) je dráha odvalená pneumatikou na pevné a rovné vozovce při jedné otáčce.
- Šířka pneumatiky (b) je maximální vzdálenost dvou rovin kolmých k ose rotace kola, které se dotýkají vnějšího obrysu nezatížené nahuštěné pneumatiky v místech popisu a ochranných či ozdobných pásků.
- Šířka zatížené pneumatiky (b_q) je maximální vzdálenost dvou rovin kolmých k ose rotace, které se dotýkají vnějších povrchů boku nezatížené nahuštěné pneumatiky.
- Šířka profilu pneumatiky (s) je maximální vzdálenost dvou rovin kolmých k ose rotace kola, které se dotýkají vnějších povrchů boků nezatížené nahuštěné pneumatiky.
- Výška profilu pneumatiky (h) je polovina rozdílu mezi vnějším průměrem pneumatiky a jmenovitým průměrem ráfku.
- Statický poloměr pneumatiky (r_s) je vzdálenost osy rotace nepohybující se pneumatiky od opěrné rovinné podložky s osou rotace pneumatiky při předepsaném radiálním zatížení a nahuštění.



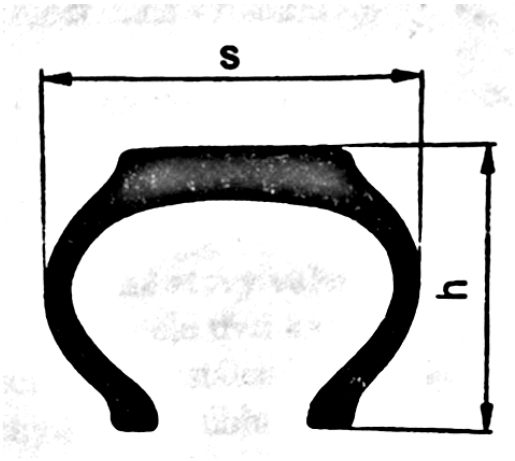
Obrázek 12. Rozměry pneumatik [1]

- Profilové číslo pneumatiky (*obr. 13*) [1]

Profilové číslo pneumatiky $= \frac{h}{s} \cdot 100$

h – je výška profilu pneumatiky

s – je šířka profilu pneumatiky

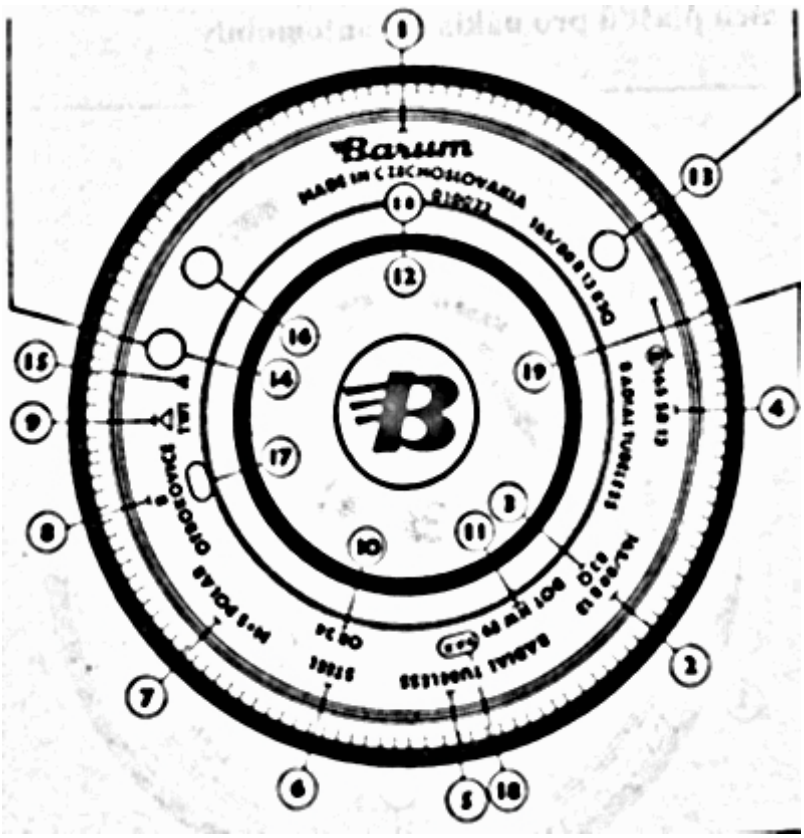


Obrázek 13. Profilové číslo pneumatiky [1]

3.2.7. Značení pneumatik

Výrobců plášťů je mnoho a jejich sortiment je velmi široký. Proto je nutné, aby základní údaje potřebné pro klasifikaci byly čitelné na boku pláště. V zásadě platí předpis ECE R 30 pro pneumatiky na osobní automobily a ECE R 54 pro nákladní automobily. [6]

V této práci popisuji značení firmy Barum (značení výrobců se může lehce lišit).



Obrázek 14. Označení radiálních plášťů pro osobní automobily [1]

1. značka pláště
2. označení rozměru pláště
   - 165 jmenovitá šířka pláště – uváděno v mm
   - 80 profilové číslo pneumatiky – uváděno v %
   - R konstrukce kostry – (R-radiální, D – diagonální)
   - 13 jmenovitý průměr ráfku – měřeno v palcích
3. index nosnosti a kategorie rychlosti 82 Q
   - 82 index nosnosti
   - Q kategorie nosnosti
4. starší označení rozměru pláště
5. TUBELESS označení bezdušové pneumatiky

   TUBE TYPE označení pláště, který musí být používán s duší
6. označení pláště s vyztuženým pásem z ocelového kordu
7. označení pláště určeného pro zimní provoz
8. označení výrobce
9. indikátor opotřebení
10. označení desénu

11. DOT označení pro vývoz do USA
12. homologační znak podle EHK 30 (E8) a pořadové schvalovací číslo homologačního protokolu
13. údaj o max. nosnosti, huštění a max. rychlosti
14. údaj o konstrukci pláště pro vývoz do USA
15. označení místa a velikosti nevývážku
16. výrobní číslo pláště
17. označení formy
18. datum výroby pláště

4. Dynamické vlastnosti pneumatik

V této kapitole bude řešen samotný pohyb vozidla po vozovce. Řešeny budou přenosy hnací síly na vozovku a dynamické vlastnosti pneumatik, jako je dynamický poloměr kola nebo součinitel přilnavosti. V další části budou rozděleny síly působící na pneumatiky.

4.1. Sledované a vypočtené parametry pneumatik

Parametry pneumatik jsou velmi důležité při výpočtu dynamických vlastností vozidla, jako jsou jízdní výkony, jízdní meze a s tím spojená stoupavost vozidla, zrychlení nebo spotřeba paliva. Důležité jsou parametry pneumatik také při brždění. Různé parametry pneumatik značně ovlivňují brzdné účinky.

4.1.1. Geometrické parametry kola

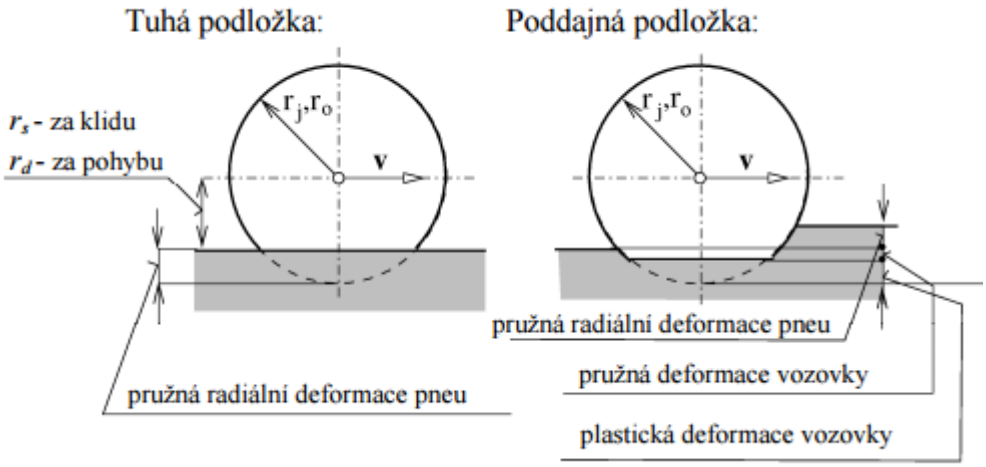
Při šetření valení kola je základním geometrickým parametrem poloměr kola. U kola opatřeného poddajnou pneumatikou není poloměr veličina jednoznačná, záleží na způsobu její definice. Definují se poloměry: [1]

- **Jmenovitý** r_j – je poloměr nezatíženého otáčející ho kola, které je nahuštěno
- **Volný** r_o – je to poloměr nezatíženého otáčejícího kola. Od jmenovitého se liší vlivem působení odstředivé síly, tím se poloměr zvětšuje.
- **Provozní statický** r_s – je vzdálenost středu radiálně zatíženého kola od rovinné podložky, kolo je v klidu.
- **Provozní dynamický** r_d – jako r_s, ale kolo se otáčí. Poloměr závisí nejvíce na radiálním zatížení kola F_z a tlaku v pneumatikách, dynamický poloměr závisí také na rychlosti jízdy v, resp. ω_k.

- **Valivý** r_v - jde o parametr **kinematický**, nikoliv již geometrický. Je konstantou úměrnosti mezi úhlovou rychlostí kola ω_k a posuvnou rychlostí ve středu kola, nebo také úměrnou mezi ujetou dráhou X posuvného pohybu a počtem otáček kola N_K k tomu vykonaných:

  $$r_v = \frac{v}{\omega_k}, \qquad resp.\ r_v = \frac{X}{2\pi N_k}$$

  Je to poloměr fiktivního kola valícího se beze skluzu stejnou posuvnou rychlostí jako kolo skutečné, je to tedy poloměr polodie relativního pohybu rovinné podložky vůči kolu, tj. vzdálenost středu kola od okamžitého středu otáčení (pólu) P. [1]



Obrázek 15. Specifikace poloměrů používaných u kola [18]

4.1.2. Součinitel přilnavosti μ

Pro maximální možnou obvodovou sílu $H_{k\,max}$, potřebujeme znát hodnotu součinitele přilnavosti μ_v a hodnotu svislého zatížení kola Z_k.

$$H_{k\,max} = \mu_v \cdot Z_k$$

Pokud hnací moment kola M_k přesáhne určitou hodnotu a obvodová síla H_k překoná velikost obvodové síly $H_{k\,max}$, dojde mezi pneumatikou a vozovkou k prokluzu, pokud hodnota skluzu σ dosáhne hodnoty 1, hodnota obvodové síly je: [7]

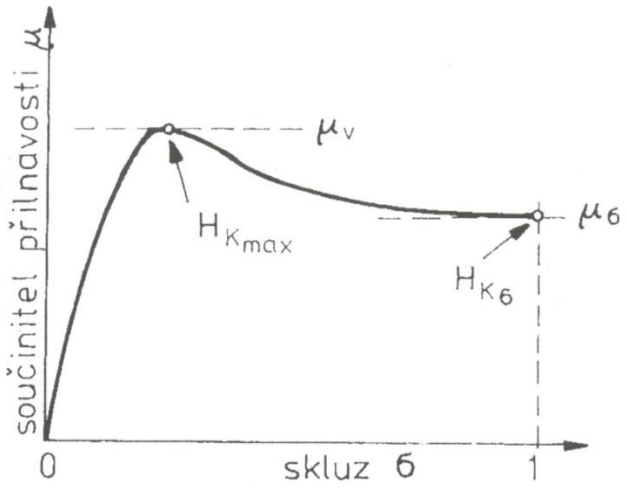
$$H_{k\sigma} = \mu_\sigma \cdot Z_k$$

kde μ_σ je součinitel skluzové přilnavosti.

Součinitel přilnavosti μ pak vyjádříme jako poměr obvodového a svislého zatížení.

$$\mu = \frac{H_k}{Z_k}.$$

Závislost součinitele μ na skluzu vidíme na *obr. 16*. Z obrázku je také patrné, že nejvyšší přilnavosti dosáhneme, pokud je hodnota skluzu 20 %.



Obrázek 16. Skluzová charakteristika pneumatiky [7]

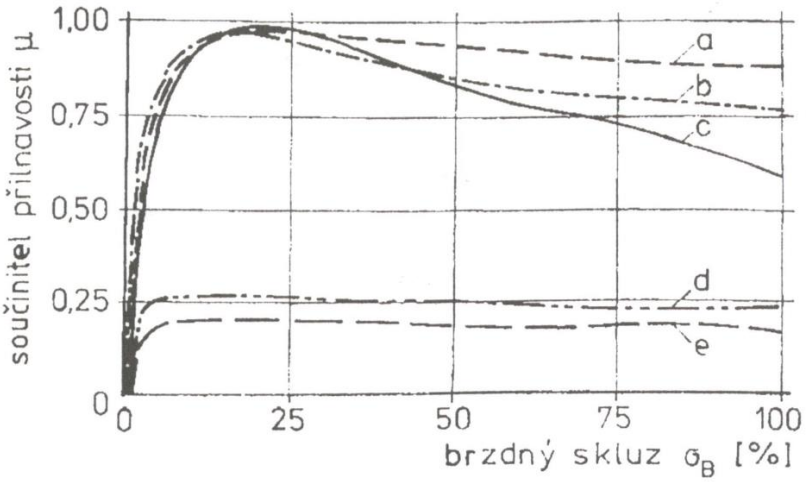
Orientační hodnoty součinitele valivé přilnavosti μ_V v závislosti na povrchu vozovky jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 5. Součinitel přilnavosti pro různé povrchy vozovky [7]

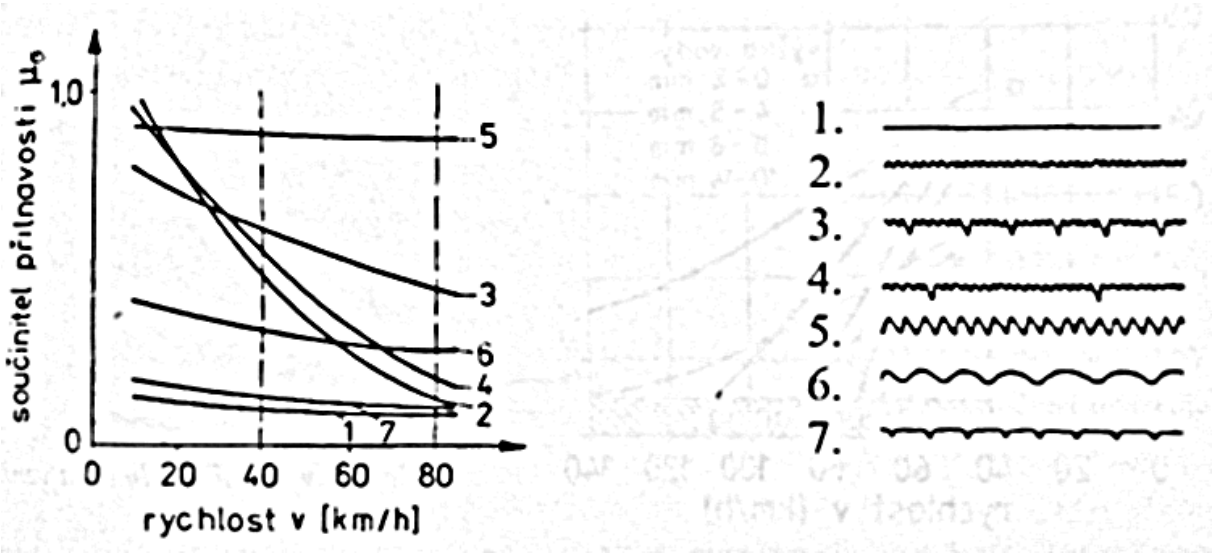
Vozovka		Hodnota	Vozovka		Hodnota
Beton	Suchý	08-1,0	Asfalt	Suchý	0,6-0,9
	Mokrý	0,5-0,8		Mokrý	0,3-0,8
Dlažba	Suchý	0,6-0,8	Makadam	Suchý	0,6-0,8
	Mokrý	0,3-0,5		Mokrý	0,3-0,5
Polní cesta	Suchý	0,4-0,6	Tráva	Suchý	0,4-0,6
	Mokrý	0,3-0,4		Mokrý	0,2-0,5
Hluboký písek, sníh		0,2-0,4	Náledí		0,1-0,3

Součinitel přilnavosti zjišťujeme experimentem. Pokud je kolo zablokováno, pak je zjišťován součinitel μ_σ, pokud kolo rotuje je zjišťována hodnota μ_V. [7]

Hodnotu součinitele přilnavosti ovlivňuje nejvíce povrch vozovky a také členitost vozovky, hodnoty, jak se hodnota součinitele přilnavosti mění, vidíme na *obr. 17 a 18.*



Obrázek 17. Vliv brzdného skluzu na součinitel přilnavosti: a - suchý beton; b - suchý asfalt; c - mokrý beton; d - uježděný sníh; e - hladký led [7]



Obrázek 18. Vliv povrchu vozovky na součinitel přilnavosti [7]

4.1.3. Valivý odpor

Aby se vozidlo mohlo pohybovat, musí překonávat síly, které na něho působí. Těmto silám říkáme jízdní odpory. Jízdních odporů je celkem pět. Čtyři jsou vnější odpory a jeden odpor je odpor vnitřního tření. Ovšem odpory nejsou podstatou této práce, pouze jeden odpor souvisí úzce s pneumatikami, a to je odpor valivý.

Valivý odpor je druh tření, který vzniká mezi pneumatikou a vozovkou. Místo styku pneumatiky s vozovkou nazýváme **stopou**. Při valení, pokud je vozovka dokonale tuhá, dochází pouze k deformaci pneumatiky. Stopa je při kontaktu s vozovkou stlačována do

roviny. Díky tomu se mění měrné tlaky v pneumatice a svislá reakce vozovky Z_K je posunuta o hodnotu e před svislou osu kola (*obr. 19a*). Jak je vidět z obrázku svislé reakce vozovky Z_K má stejnou velikost jako zatížení kola Z_K, to má za následek vznik silového momentu $M_{fk} = Z_K \cdot e$, po uplatnění tohoto momentu můžeme svislou reakci vozovky Z_K posunout do osy kola (*obr. 19b*). Působením momentu M_{fk}, vyvoláme reakci F_{xK}, a proti ní působí síla O_{fK}, kterou nazýváme valivým odporem.

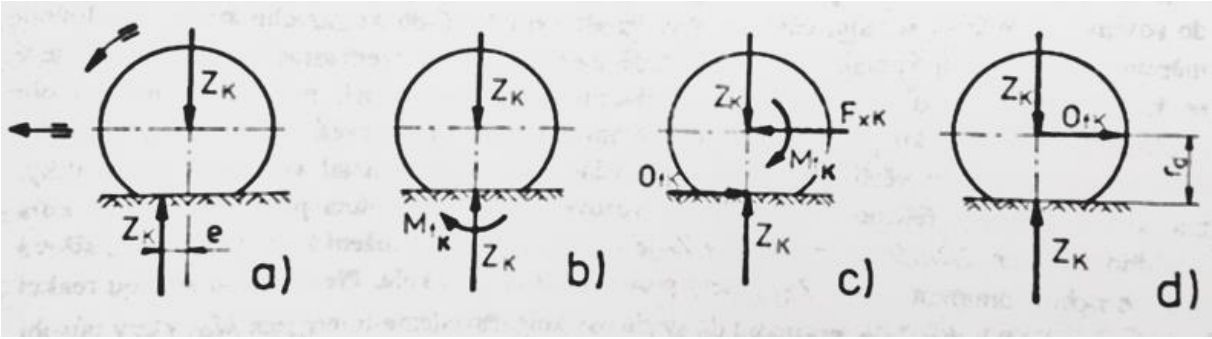
Podle *obr. 19c* platí:

$$M_{fk} = O_{fK} \cdot r_d = Z_K \cdot e$$

Valivý odpor kola je:

$$O_{fK} = Z_K \frac{e}{r_d} = Z_K f_K$$

Kde $f_K = \frac{e}{r_d}$ je součinitel valivého odporu kola.

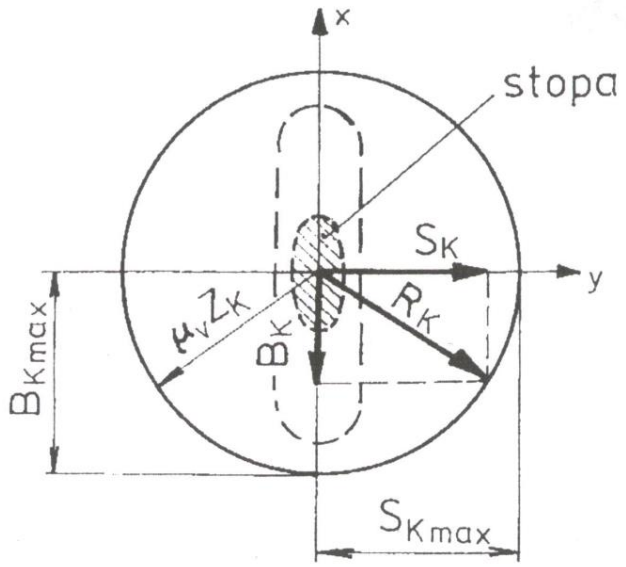


Obrázek 19. Moment valivého odporu kola a valivý odpor kola na volně valícím se kole [7]

4.1.4. Kammova kružnice

Stabilita a ovladatelnost vozidla v kritických situacích je hlavním předpokladem aktivní bezpečnosti vozidla. Podmínkou je přitom přilnavost neboli adheze. Tuto podmínku jednoduše znázorníme pomocí Kammovy kružnice. Směrová stabilita kola je zásadně ovlivňována velikostí obvodových sil, ty jsou omezeny adhezí. Maximální adheze závisí na velikosti součinu zatížení kola Z_K a součinitele přilnavosti μ_V.

$$R_K = \sqrt{B_K^2 + S_K^2} \leq \mu_V Z_K$$



Obrázek 20. Kammova kružnice [7]

Průměr Kammovy kružnice je úměrný mezi přilnavosti pneumatiky k vozovce. Pokud má vozidlo vysokou přilnavost kružnice se zvětšuje. Aby nedošlo ke ztrátě kontroly nad vozidlem, nesmí výslednice podélných a příčných sil R_K překročit poloměr Kammovy kružnice. V Kammově kružnice je B_K brzdná síla kola, S_K je boční vodící síla kola a Z_K již zmíněná radiální reakce kola.

4.2. Přenos hnací síly

V první části se budeme zabývat stanovením základních rovnic pro pohon, kde se objevují základní síly, které působí na samotné kolo. Dále stanovíme hnací sílu, kterou vozidlo potřebuje, aby překonalo všechny odpory.

4.2.1. Základní rovnice pro pohon

Dříve než uvedeme pohybovou rovnici pro osobní automobil, je nutné rozdělit automobil na jednotlivé části a to na nástavbu vozu a na jednotlivá kola. [7]

Pohybová rovnice ve směru osy nástavby:

$$m_1 \cdot \ddot{x} = -O_V - G_1 \cdot sin\alpha + \sum_i F_{xi}$$

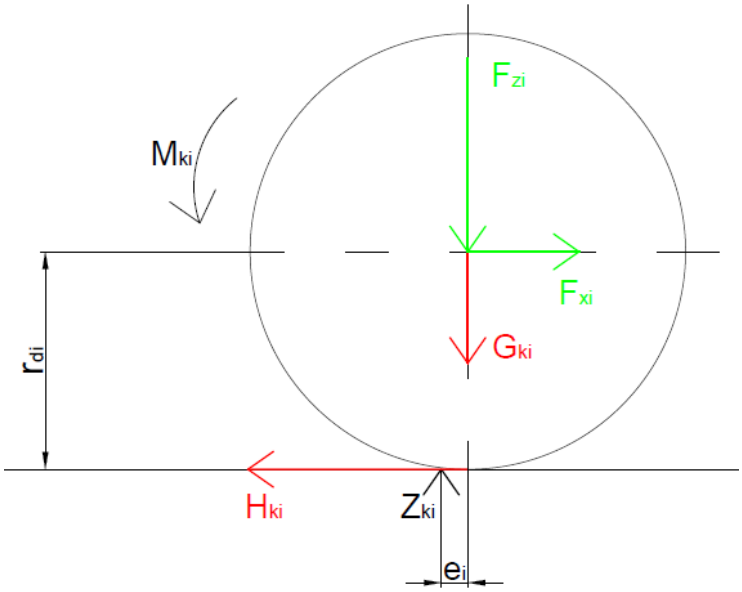
Kde m_1 je hmotnost vozidla, G_1 je tíha vozidla a O_V je vzdušný odpor, který musí vozidlo překonávat a $\ddot{x}$ je zrychlení vozidla.

Pohybové rovnice kola:

Rovnice pro pohyb vpřed: $m_{Ki}\ddot{x_{Ki}} = -F_{xi} + H_{Ki} - G_{Ki}sin\alpha$

Rovnice pro otáčení kola: $J_{Ki}\ddot{\varphi_{Ki}} = M_{Ki} - H_{Ki}r_{di} - Z_{Ki}e_i$

kde m_{Ki} je hmotnost kola a G_{Ki} je tíha kola, J_{Ki} značí hmotnostní moment setrvačnosti kola a M_{Ki} hnací moment kola.



Obrázek 21. Síly a momenty na kole

Z předchozích dvou rovnic plyne:

$$F_{xi} = -G_{Ki}sin\alpha - m_{Ki}\ddot{x_{Ki}} + \frac{M_{Ki}}{r_{di}} - \frac{J_{Ki}}{r_{di}}\varphi_{Ki} - Z_{Ki}\frac{e_i}{r_{di}}$$

Když tento výraz dosadíme do rovnice pro nástavbu vozidla dostaneme:

$$\left(m_1 + \sum m_{Ki}\right)\ddot{x} + \sum \frac{J_{Ki}}{r_{di}}\ddot{\varphi_{Ki}} = \sum \frac{M_{ki}}{r_{di}} - \left(G_1 + \sum G_{Ki}\right) sin\alpha - O_V - Z_{Ki}\frac{e_i}{r_{di}}$$

označíme-li:

$$m = m_1 + \sum m_{Ki} \;\; a \; G = G_1 + \sum G_{Ki}$$

dostaneme:

$$\sum_i \frac{M_{ki}}{r_d} = \left(m + \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} r_{Ki}}\right)\ddot{x} + Gsin\alpha + O_V + \sum_i Z_{Ki}\frac{e_i}{r_{di}}$$

Pokud sečteme jednotlivé členy pravé strany předchozí rovnice, dostaneme hnací sílu:

$$F_k = \sum \frac{M_{Ki}}{r_{di}}$$

4.3. Přenos bočních sil

Dosud jsme se zabývali pouze přenosem sil při přímé jízdě. Nyní budeme zkoumat pohyby a síly vzniklé při natáčení volantu. Dříve než se budeme věnovat směrovým vlastnostem pneumatik, musíme uvést všechny ostatní síly, které na vozidlo působí. Znát prvky řízení, které zajišťují boční stabilitu.

4.3.1. Destabilizující síly

- Síla odstředivá

  Odstředivá síla působí na vozidlo směrem od středu křivosti trajektorie, pokud se vozidlo pohybuje po kružnici, jde o střed této kružnice.

  $$F = m \cdot \frac{v^2}{r}$$

  kde m je hmotnost vozidla, v je rychlost vozidla a r je poloměr zatáčení

- Síla větru

  Boční vítr, se také podílí na boční stabilitě vozu, zejména pak u vozidel s rozměrnější boční plochou.

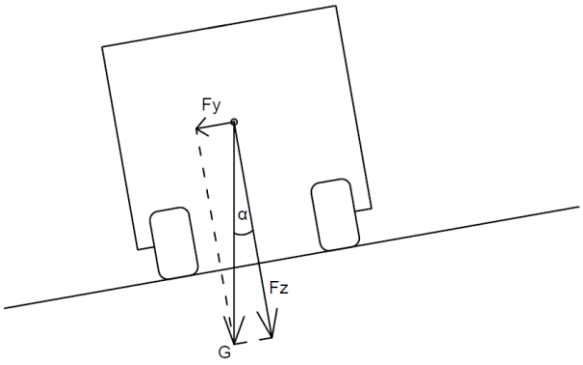
  $$F_n = \frac{1}{2} C_y \cdot S \cdot \rho \cdot v^2$$

  kde C_y aerodynamický odpor ve směru y, S je boční plocha vozidla, ρ je hustota vzduchu, v je rychlost vzduchu.

- Síla vyvolaná sklonem vozovky

  Tato síla je vyvolaná příčným sklonem vozovky, který je navrhován již při projektování silnic, a působí na vozidlo neustále.

  $F_y = G \cdot sin\alpha$



Obrázek 22. Síly vyvolané sklonem vozovky

- Jiné destabilizující síly

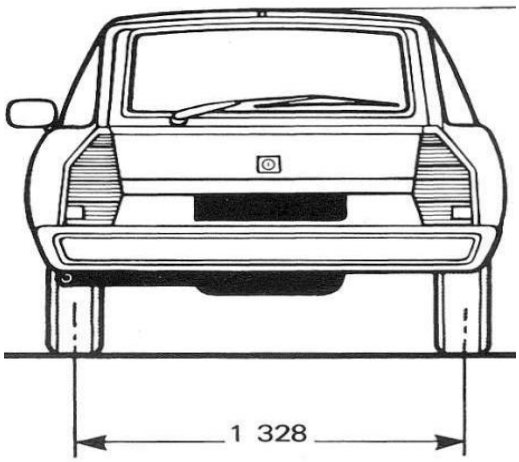
  Síla vyvolaná nerovnoměrným nákladem vozidla

4.3.2. Konstrukční prvky pro řízení vozidla

4.3.2.1. Geometrické a hmotnostní charakteristiky

- **Rozchod kol**

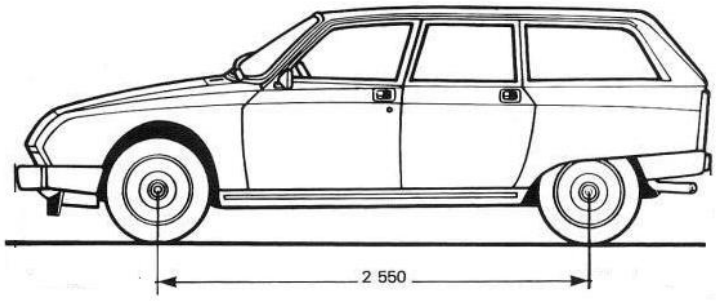
Rozchod kol je jeden ze základních rozměrů vozidla. Je to vzdálenost středů pneumatik na stejné nápravě. Určuje se při celkové přípustné hmotnosti vozidla, jelikož zatížením se může rozchod kol lehce lišit. Velikost rozchodu kol zásadně ovlivňuje stabilitu vozu. Automobily s větším rozchodem mají stabilitu vyšší. Rozchod kol na přední a zadní nápravě bývá různý, ať už vyšší na přední nebo na zadní nápravě.



Obrázek 23. Rozchod kol [16]

- **Rozvor kol**

Rozvor kol je jeden ze základních rozměrů vozidla. Je to vzdálenost kolmic spuštěných na podélnou střední rovinu vozidla ze stopníku dvou kol umístěných za sebou na téže straně vozidla. Rozvor zjišťujeme při přípustné celkové hmotnosti vozidla. Délka rozvoru zásadně ovlivňuje jízdní vlastnosti a především komfort jízdy. Čím je rozvor větší, tím je jízda komfortnější.



Obrázek 24. Rozvor kol [16]

- **Těžiště T**

Těžiště T je osa procházející středem předního kola. $T \leq y$, kde y je svislá rovina, která je menší než výška vozidla h.

- **Moment setrvačnosti kolem osy z**

Proti natáčení vozidla z původního přímého směru jízdy působí setrvačný moment $J_z\ddot{\varepsilon}$, přičemž J_z je hmotnostní moment setrvačnosti vozidla vzhledem k svislé ose z jdoucí těžištěm.

4.3.2.2. Konstrukce náprav a jejich mechanismů

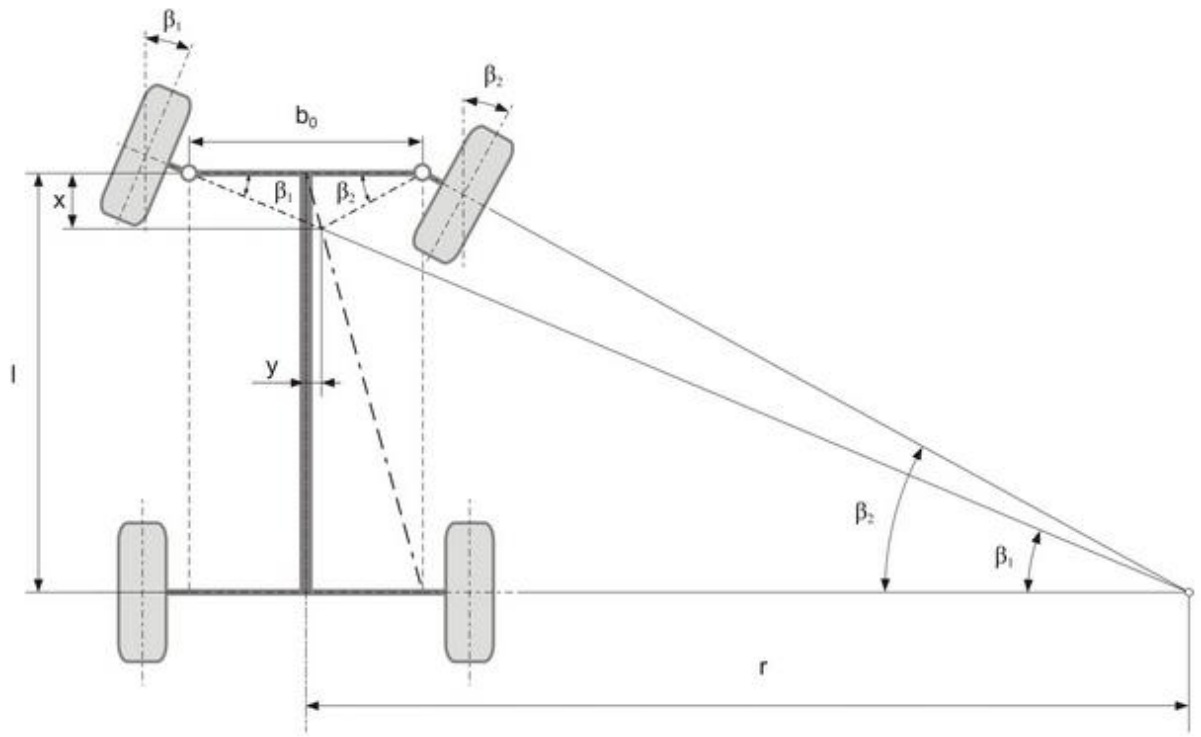
- Nápravy odpružené, nápravy tuhé
- Řiditelné, neřiditelné
- Tuhé, dělené

4.3.3. Prvky řízení

Ackermannova podmínka

Při průjezdu obloukem je pravé a levé kolo natočeno v rozdílném úhlu, to je způsobeno geometrií řídícího mechanismu. Splnění této podmínky je základním předpokladem správného odvalování řízených kol. [10]

Vnější a vnitřní kola opisují při průjezdu obloukem různé poloměry, aby se kola při průjezdu obloukem správně odvalovala a nedocházelo ke smyku, musí splňovat Ackermannovu podmínku. Pokud uvažujeme ideální případ, kdy jsou kola bočně nepoddajná. Ackermannova podmínka říká, že střed otáčení musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy. Pro splnění této podmínky se používá lichoběžník řízení, tzn. řídící páky spolu se spojovací tyčí mají tvar lichoběžníku. [10]

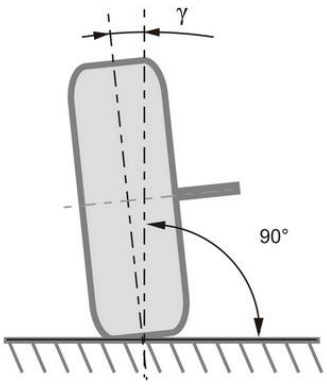


Obrázek 25. Ackermannova podmínka [10]

kde l je rozvor náprav, b_o rozchod kol, r teoretický poloměr zatáčení, β_1 úhel natočení vnějšího kola a β_2 je úhel natočení vnitřního kola.

Odklon kola

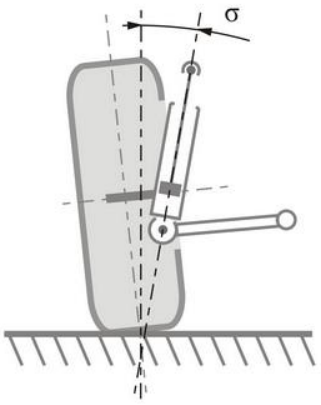
Úhel odklonu kola y je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Naklání-li se kolo vrchem vně vozidla, je uvažován odklon kladný, jestliže se naklání dovnitř, odklon je záporný. U nezávisle zavěšených kol dochází při propružení ke změnám úhlu odklonu a vlivem gyroskopického účinku tak vzniká klopný moment, který je zachycen v řízení. Měnící se odklon kola při propružení tak vnáší namáhání a neklid do řízení. Proto by změna odklonu kola měla být při propružení co nejmenší. [11]



Obrázek 26. Odklon kola [11]

Příklon rejdového čepu

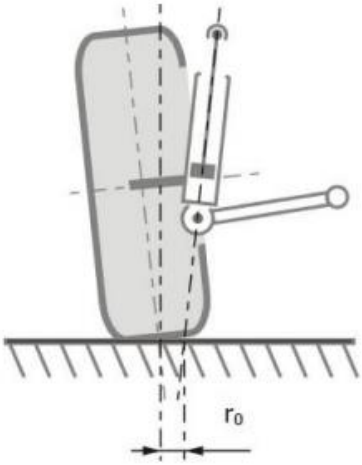
Příklon rejdového čepu σ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Příčný sklon rejdového čepu zajišťuje klopný moment, který navrací kola do polohy pro přímou jízdu. Při natáčení řídicích kol dochází k jejich relativnímu poklesu a tím k nadzvednutí auta. Síla k tomu potřebná je dodávána natáčením volantu, tedy od řidiče. Při propružení dochází ke změně velikosti příklonu rejdového čepu v závislosti na zdvihu kola. [12]



Obrázek 27. Příklon rejdového čepu [12]

Rameno rejdu

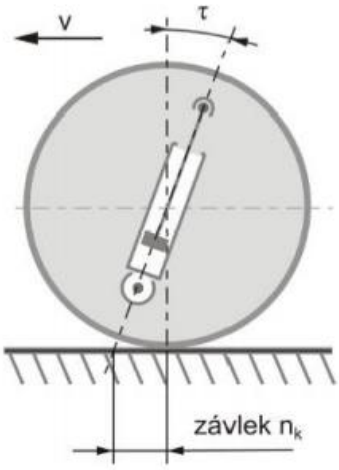
Na velikosti ramena rejdu závisí velikost vratného momentu – větší kladné hodnoty zvyšují tento moment. Čím je rameno rejdu větší, tím více je přední náprava citlivější na podélné síly. [9]



Obrázek 28. Rameno rejdu [9]

Záklon řídicího čepu

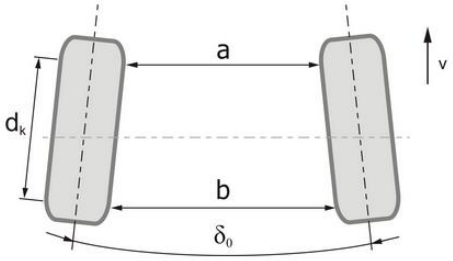
Záklon řídicího čepu má stabilizační účinky a navrací kola do přímé polohy. Příliš velká hodnota záklonu ale způsobuje, spolu se zvýšením stabilizace kol, také zvýšení potřebné síly na volant. [9]



Obrázek 29. Závlek řídicího čepu [9]

Sbíhavost kol

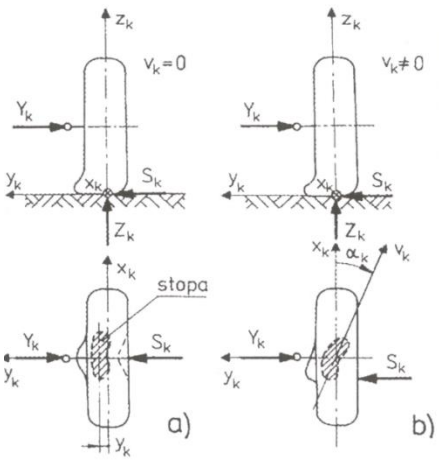
Sbíhavost kol δ je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Je-li přední část kola přikloněna k podélné ose vozidla, je kolo sbíhavé. Vlivem sbíhavosti předních kol vznikají na kolech malé boční síly. Tyto síly vyvolávají silové momenty vzhledem k rejdovým osám. [13]



Obrázek 30. Sbíhavost kol [13]

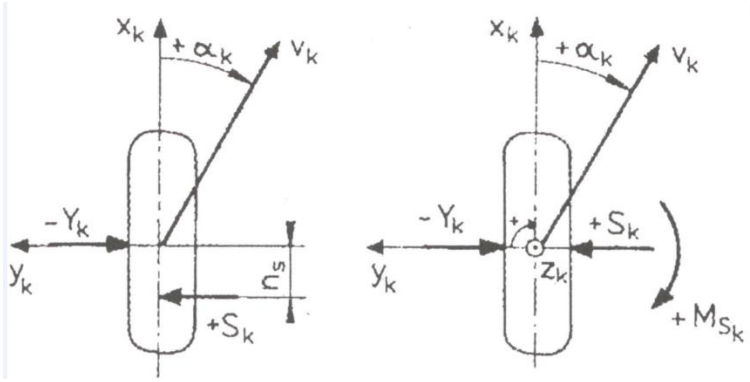
4.3.4. Směrové vlastnosti pneumatik

Jednou z nejdůležitějších vlastností pneumatik jsou jejich směrové vlastnosti, které vyvoláme otáčením volantu. Začneme-li otáčet volantem (*obr. 31a*) začne působit na pneumatiku boční síla Y_K, která zároveň vyvolá boční vodící sílu kola S_K. Jelikož pneumatika je vyrobena z pružné pryže, stopa se částečně vychýlí. Hodnotu vychýlení ovlivňuje velikost boční síly a také tuhost pneumatiky. Pokud se kolo navíc odvaluje (*obr.31b*), jednotlivé části běhounu pneumatiky jsou při prvním kontaktu s vozovkou bočně vysunuty, na rozdíl od části, které v kontaktu už jsou. To má za následek to, že osa stopy se vychýlí o úhel α_K. [7]



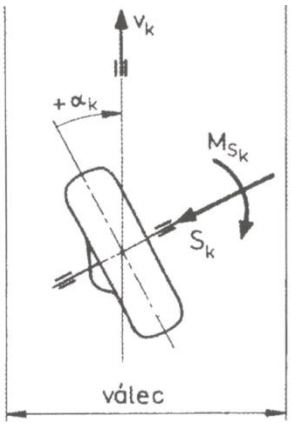
Obrázek 31. Vznik boční vodící síly kola S_K a směrové úchylky α_K.[7]

Pohybující se vozidlo v oblouku, na které působí boční síly Y_K, se nepohybuje ve směru osy kola. Jak je vidět následujícího obrázku (*obr. 32*), mezi vektory v_K a podélnou osou kola X_K vzniká úhel směrové úchylky α_K. Pokud bereme v potaz tento úhel, pak v zadní části stopy vznikají síly, které mají za následek posunutí boční vodící síly kola směrem dozadu a vzniká tak závlek pneumatiky n_S. Chceme-li, aby boční vodící síla působila v ose kola musíme zavést vratný silový moment $M_{S_K} = S_K n_S$. Vratný silový moment má za následek, že se kola natáčí do směru rychlosti v_K. [7]



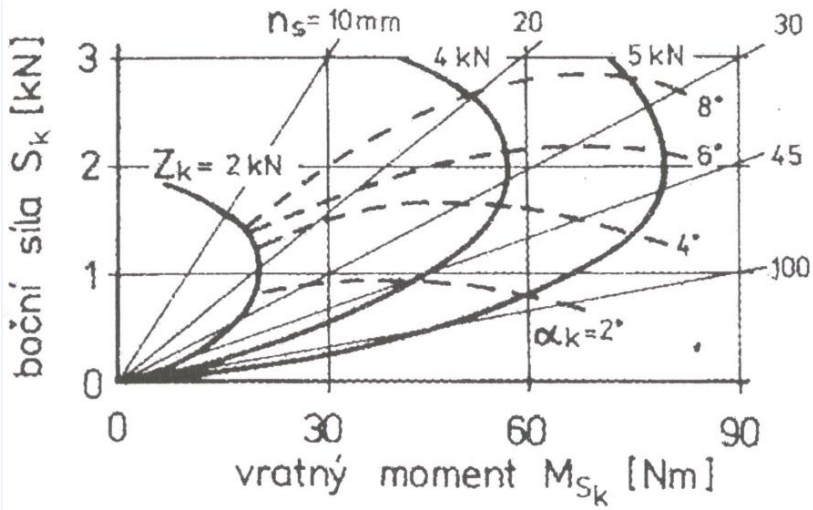
Obrázek 32. Vratný moment M_{S_K} a závlek pneumatiky n_S na valícím se kole se směrovou úchylkou [7]

Chceme-li znát závislost mezi boční vodící silou kola a vratným silovým momentem M_{S_K} musíme pneumatiku podrobit zkouškám na válcových stavech u akreditovaných společností. Při experimentu jsou pneumatiky zatěžovány svislou a boční silou. Boční síla je vyvolána natáčením pneumatiky kolem své svislé osy. Otáčením kolen svislé osy docílíme různých hodnot směrové úchylky α_K a pomocí siloměrů umístěných na měřících zařízeních zjišťujeme hodnoty boční vodící síly kola S_K a vratného momentu M_{S_K}. Výstupy z experimentu vynášíme do diagramů. Diagramy nazýváme směrovými charakteristikami pneumatik. [7]



Obrázek 33. Měření boční síly a vratného momentu na válci. [7]

Úplnou představu o směrových vlastnostech volně se valícího kola poskytuje Goughův diagram. Zde jsou vynášeny dva parametry, a to směrová úchylka kola α_K a svislé zatížení Z_K. Závlek pneumatiky $n_S = M_{S_K}/S_K$ je znázorněn přímkami. [7]



Obrázek 34. Goughův diagram [7]

Směrové vlastnosti pneumatik nejlépe popisuje Goughův diagram, který na svislé ose zobrazuje boční sílu S_K a na vodorovné ose vratný moment M_{S_K}. V diagramu je znázorněna směrová tuhost pneumatiky α_K a svislé zatížení, které na pneumatiku během experimentu působí. [7]

4.3.5. Směrová tuhost pneumatiky

Při otáčení volantem v reálném provozu nedochází k velkému natáčení pneumatik. Díky tomu úhel α_K nenabývá velkých hodnot. Pro tyto hodnoty ($\alpha_K = 0° - 3°$) můžeme vyjádřit velikost boční síly vztahem: $S_K = C_{\alpha_K}\,\alpha_K$. [7]

kde

$C_{\alpha_K} = \left(\frac{\partial S_K}{\partial \alpha_K}\right)_{\alpha_K \to 0}$ [N/rad]

Je směrová tuhost pneumatiky. Závlek pneumatiky n_S je pro malé úhly α_K při stejném zatížení kola konstantní, pro vratný moment pneumatiky můžeme napsat:

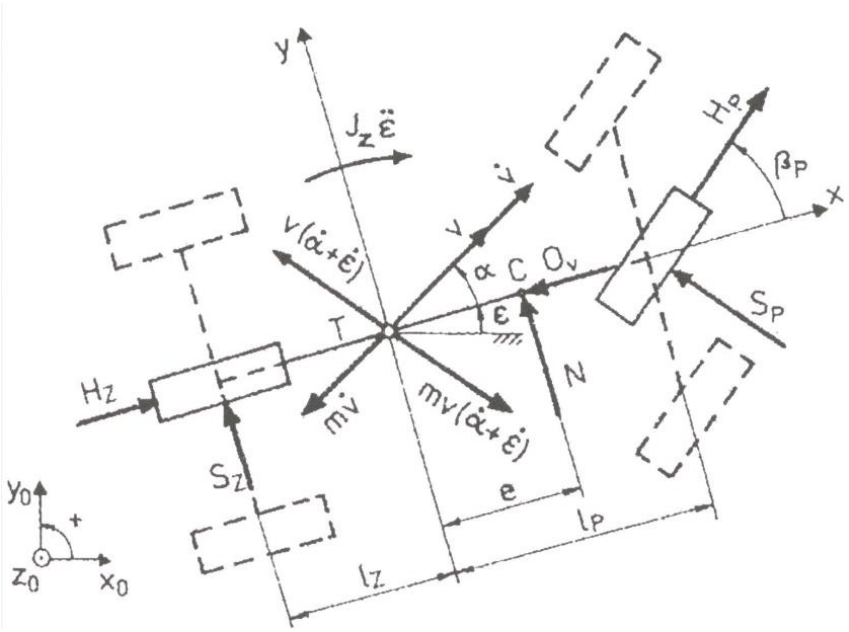
$M_{S_K} = S_K n_S = C_{\alpha_K} n_S \alpha_K = C_{M_{\alpha K}} \alpha_K$

kde $C_{M\alpha_K} = \left(\partial M_{S_K} / \partial \alpha_K\right)_{\alpha K \to 0}$ [Nm/rad] je vratná tuhost pneumatiky. [7]

Směrové vlastnosti pneumatik můžeme ovlivňovat mnoho faktory. Zásadní vliv na směrovou tuhost má tlak vzduchu v pneumatikách. Pokud je tlak vyšší, směrová tuhost C_{α_K} roste, zároveň ale snižuje vratnou tuhost $C_{M\alpha_K}$. [7]

4.3.6. Vyšetření pohybu vozidla pomocí pohybových rovnic

Pro vyšetření pohybu vozidla v podélném i bočním směru se používá lineární rovinný model, konkrétně jednostopý rovinný dynamický model automobilu, který dle *obr. 35* má na přední nápravě boční vodící sílu pouze jednu a to $S_P = S_1 + S_2$, podobně je to i se zadní nápravou, obvodovou silou H_P a H_Z. Valivé odpory zanedbáváme stejně tak vratné momenty kol. [7]



Obrázek 35. Jednostopý rovinný dynamický model automobilu [7]

kde

x je směr jízdy

y je směr boční jízdy

T je těžiště

H_P, H_Z jsou hnací síly na kolech

S_P, S_Z jsou boční síly

l_p, l_z jsou vzdálenosti těžiště od přední či zadní osy

β_P je úhel natočení řídicích kol

α_K je úhel směrové úchylky těžiště

ϵ je úhel stáčení vozidla

$\dot{\alpha}$ je úhlová rychlost

$\dot{\epsilon}$ je úhlová rychlost stáčení vozidla

v je rychlost vozidla

$\dot{v}$ je zrychlení

J_z je moment setrvačnosti ke svislé ose z

O_v je aerodynamický odpor

N je boční vzdušná síla

e je vzdálenost působení boční vzdušné síly od těžiště

dle *obr. 35* můžeme sestavit tři pohybové rovnice

$$-m\dot{v}\cos\alpha + mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha})\sin\alpha - S_P\sin\beta_P + H_P\cos\beta_P + H_Z - O_V = 0$$

$$-m\dot{v}\sin\alpha - mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha})\cos\alpha + S_P\cos\beta_P + S_Z + H_P\sin\beta_P + N = 0$$

$$-J_Z\ddot{\epsilon} + S_P l_p\cos\beta_P - S_Z l_Z + H_P l_P\sin\beta_P + Ne = 0$$

Linearizací těchto tří rovnic, tzn dosadíme $\sin x \approx 0, \cos x \approx 1$, dostaneme tři lineární diferenciální rovnice:

$$-m\dot{v} + H_P + H_Z - O_V = 0$$

$$-mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) + S_P + S_Z + N = 0$$

$$-J_Z\ddot{\epsilon} + S_P l_p - S_Z l_Z + Ne = 0$$

Boční síly na nápravách vyjádříme dle předchozích rovnic

$$S_P = C_{\alpha P}\alpha_P;\ S_Z = C_{\alpha Z}\alpha_Z$$

kde $C_{\alpha P}$ je směrová tuhost obou pneumatik přední nápravy a $C_{\alpha Z}$ je směrová tuhost zadní nápravy. [7]

Úhly směrových úchylek přední nápravy α_P a zadní nápravy α_Z definujeme takto:

$$\alpha_P = -\alpha - \frac{l_p}{v}\dot{\epsilon} + \beta_P$$

$$\alpha_Z = -\alpha - \frac{l_Z}{v}\dot{\epsilon} + \beta_Z$$

Pokud vyšetřujeme pouze jízdu stálou rychlostí, bude $\dot{v} = 0$. Pohyby vozidla, pak budou popsány pouze dvěmi lineárními nehomogenními diferenciálními rovnicemi:

$$\frac{1}{v}\left(mv^2 + C'_{\alpha P} l_P - C_{\alpha Z} l_Z\right)\dot{\epsilon} + mv\dot{\alpha} + \left(C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z}\right)\alpha - C_{\alpha Z}\beta_Z - k_n v w_y = C'_{\alpha P}\beta_V^*$$

$$J_Z\ddot{\epsilon} + \frac{1}{v}\left(C'_{\alpha P} l_P^2 + C_{\alpha Z} l_Z^2\right)\dot{\epsilon} + \left(C'_{\alpha P} l_p - C_{\alpha Z} l_Z\right)\alpha + C_{\alpha Z} l_Z \beta_Z - k_n e v w_y = C'_{\alpha P} l_P \beta_V^*$$

Pokud nebudeme uvažovat vliv bočního větru ($w_y = 0$) a vliv řízení zadních kol ($\beta_Z = 0$), pak pohybové rovnice pro jednostopý model mají tvar:

$$\left(mv + \frac{C'_{\alpha P} l_p - C_{\alpha Z} l_Z}{v}\right)\dot{\epsilon} + mv\dot{\alpha} + \left(C'_{\alpha P} + C_{\alpha Z}\right) = C'_{\alpha P}\beta_V^*$$

$$J_Z\ddot{\epsilon} + \frac{C'_{\alpha P} l_P^2 + C_{\alpha Z} l_Z^2}{v}\dot{\epsilon} + \left(C'_{\alpha P} l_p - C_{\alpha Z} l_Z\right)\alpha = C'_{\alpha P} l_P \beta_V^*$$

kde $\dot{\alpha}$ a α je vybočování vozidla

$\dot{\epsilon}$ je úhlová rychlost stáčení vozidla

$C'_{\alpha P}$ je směrová tuhost obou pneumatik přední nápravy při zohlednění vlivu tuhosti řízení

$C_{\alpha Z}$ je směrová tuhost obou pneumatik zadní nápravy

β_V^* je vztažný úhel natočení volantu

4.4. Přenos svislých sil

Pneumatika přenáší mimo příčných sil, také síly svislé. Pneumatika je také významným prvkem pérování, který vytváří pružné spojení mezi vozidlem a vozovkou. Účelem tlumení je minimalizovat rázy do karoserie, udržet adhezi a stéle zatěžovat kola stejnou silou. Dalšími prvky tlumení jsou:

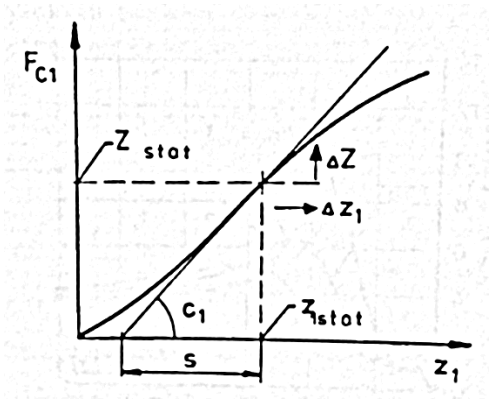
- Tlumiče
- Pružné pružiny
- Pružná sedadla

Nejdůležitějším parametrem při přenosu svislých sil na pneumatice je radiální tuhost pneumatik. Radiální tuhost pneumatik není konstantní (viz *obr. 36*), protože závislost mezi zatížením kola a svislým stlačováním kola je nelineární. Konstantní tuhost c_1, lze uvažovat jen jako přiblížení pro určitou oblast pružící charakteristiky pneumatiky. Praktický význam má oblast při zatížení nápravy Z_{stat} a stlačení pneumatiky $Z_{1_{Stat}}$, kdy tuhost je: [7]

$$c_1 = \left(\frac{\partial Z}{\partial z_1}\right)_{Z_1 = Z_{1_{stat}}}$$

Pokud bude stlačení pneumatiky zvětšeno nebo zmenšeno o hodnotu Δz_1, pak se pružící síla mění takto:

$$\Delta Z = c_1 \Delta z_1$$



Obrázek 36. Vysvětlení radiální tuhosti pneumatiky [7]

Pro výpočty se místo radiální tuhosti c_1 obvykle používá hodnota subtangenty s, pro kterou podle *obr. 36* platí

$$s = \frac{Z_{stat}}{c_1}\ .$$

5. Metody kontroly parametrů pneumatik

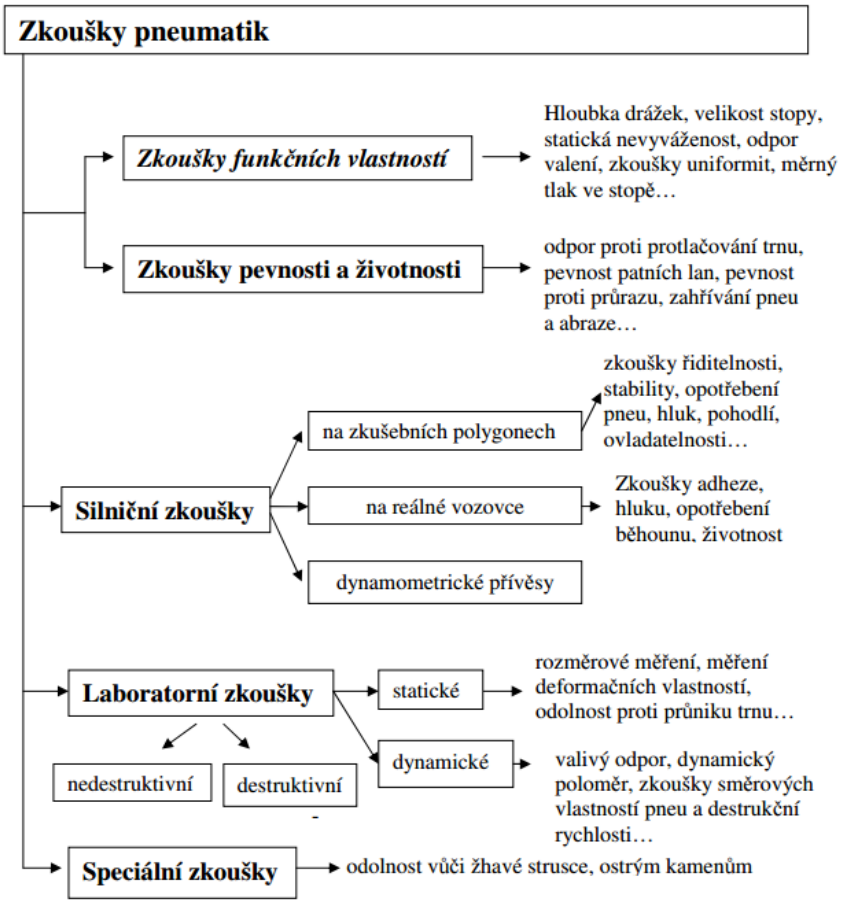
Pneumatika je jednou z nejdůležitějších částí automobilu. Pneumatiky proto podléhají důkladným bezpečnostním zkouškám. V akreditovaných zkušebnách se také zjišťují důležité parametry pneumatik.

Nejvhodnějším způsobem zjišťování kvality a životnosti pneumatiky je zkouška v podmínkách budoucího využití tohoto výrobku v praxi. Časový interval praktických zkoušek je však dlouhý, protože pneumatiky mají podstatně delší životnost než jiné průmyslové výrobky. [5]

U pneumatik se komplexně hodnotí zejména geometrické veličiny: volný obvod a průměr pláště, šířka a zakřivení běžné plochy, poloměr zakřivení, hloubka dezénu, celkový tvar obrysu nezatíženého pláště, tloušťka pláště v koruně a boku, tloušťka a průměr patky pláště, vnitřní obvod příčného řezu pláště a vnitřní objem pneumatiky. Měří se ve zkušebně běžnými měřícími metodami. Při měření statických hodnot se zjišťují dále uvedené veličiny. [5]

- Poloměr nezatížené pneumatiky - je vzdálenost osy rotace pneumatiky od opěrné rovné podložky, rovnoběžné s osou rotace a dotýkající se pneumatiky tak, že vzniká radiální síla, působící na pneumatiku, která není větší než 50 N.
- Poloměr zatížené pneumatiky – je vzdálenost osy rotace radiálně zatížené pneumatiky od opěrné rovné podložky, rovnoběžné s osou rotace.
- Radiální deformace – je rozdíl mezi poloměrem nezatížené pneumatiky a poloměrem zatížené pneumatiky zjišťovaných v tomtéž radiálním řezu kola. [5]
- Statický poloměr – viz kapitola 4.
- Statická radiální tuhost – viz kapitola 4.

5.1. Rozdělení zkoušek



Obrázek 37. Zkoušky pneumatik [4]

Mezi nejvíce rozdílné patří zkoušky laboratorní a zkoušky silniční. Obě zkoušky jsou velmi rozdílné a zkoumají rozdílné parametry. Tyto zkoušky mají za cíl zvyšovat bezpečnost, životnost a získávat data pro další vývoj. V této práci se budu zaměřovat na zkoušky laboratorní a v následující kapitole teoreticky navrhnu stav pro kontrolu dynamických parametrů pneumatik.

Silniční zkoušky probíhají přímo na silnicích, kdy jsou pneumatiky zkoušeny přímo na zkušebních vozech nebo na dynamometrických přívěsech. Zkoušky jsou nejdříve prováděny na speciálních polygonech určených pro tyto zkoušky a posléze i v silničním provozu.

Laboratorní zkoušky probíhají v akreditovaných zkušebnách, kdy největší zkušebnou v České republice je společnost IGTT a.s. sídlící ve Zlíně, která se více než 30 let zabývá praktickými zkouškami všech typů pneumatik, rovněž může provádět tzv. homologaci neboli vystavovat potvrzení, že zkoušené pneumatiky splňují požadavky Evropské hospodářské komise a mohou být uvedeny na evropský trh. Zkušebna musí také splňovat mnoho evropských i národních norem viz kapitola 3.

Dělení laboratorních zkoušek:

- Zkoušky dynamické
    - Zkouška funkčních vlastností bez porušení
    - Zkouška provozních, funkčních vlastností a vytrvalostní zkouška do porušení
- Zkoušky statické
    - Zkoušky elastomerů
    - Zkoušky textilních a ocelových kordů
    - Zkoušky účelově oddělených částí pneumatik
    - Zkoušky pneumatik jako celku

5.2. Jednotlivé druhy laboratorních zkoušek

5.2.1. Zkoušky dynamické

Dynamické zkoušky jsou prováděny na různých zkušebních strojích za **rotace**, kdy je pneumatika nahuštěná na předepsaný tlak přitlačována na ocelový buben, který se otáčí a nahrazuje vozovku. Mezi tyto zkoušky můžeme řadit: [1]

- Zkouška valivého poloměru pneumatiky
- Zkouška destrukční rychlosti
- Zkouška životnosti na bubnové zkušebně (s překážkami nebo bez)
- Zkouška funkčních vlastností na stroji s pětikomponentní hlavou
- Zkouška valivého odporu

- Zkouška obvodové nerovnoměrnosti
- Zkouška hluku
- Zkouška vývinu teplot v pneumatice
- Zkouška tuhosti pneumatiky za rotace v radiálním směru
- Zkouška útlumu pneumatiky [2]

Většina zkoušek pneumatik je standardizována a provádějí se na zařízeních, která jsou vyráběna pouze několika výrobci na světě, takže výsledky zkoušek jsou navzájem srovnatelné. Zejména jsou standardizovány průměry bubnů zkušebních strojů, kde v minulosti byl používán průměr bubnu 1591,6 mm proto, aby odvalený obvod byl ekvivalentní ujeté dráze o délce 5 m. Dnes, kdy měříme pomocí digitálních zařízení, se používá buben o průměru 2000 mm. [1]

Obrázek 38. Válcový zkušební stav s průměrem 3m. [25]

Pneumatika při zkoušce na bubnovém zkušebním stroji má podstatně odlišné podmínky pro svou práci v oblasti styku s bubnem. Na rozdíl od styku s vozovkou, kde dosedá na rovinnou plochu, dosedá na bubnu na konkávní válcovou plochu, a proto se silové poměry od styku s vozovkou podstatně liší. Z toho důvodu byly vytvořeny bubnové zkušební stroje s velkým průměrem bubnu, kde styková plocha pro pneumatiku byla vytvořena uvnitř válcovou plochou, čímž se délka styku pneumatiky s bubnem prodloužila. Avšak ani tato úprava nezajišťovala porovnatelnost výsledků se zkouškami na vozovce a proto byly prováděny další úpravy – např. nalepení smirkového plátna na povrch bubnu, nebo redukce huštění a zatížení tak, aby délka styku s vozovkou odpovídala délce styku pneumatiky s povrchem bubnu na zkušebním stroji. Dalším problémem na bubnových strojích je to, že při vysokých

rychlostech dochází k degeneraci pryže běhounu ve styku s ocelovým bubnem a výsledky zkoušek jsou nepřesné a nereprodukovatelné. [1]

5.2.2. Zkoušky statické

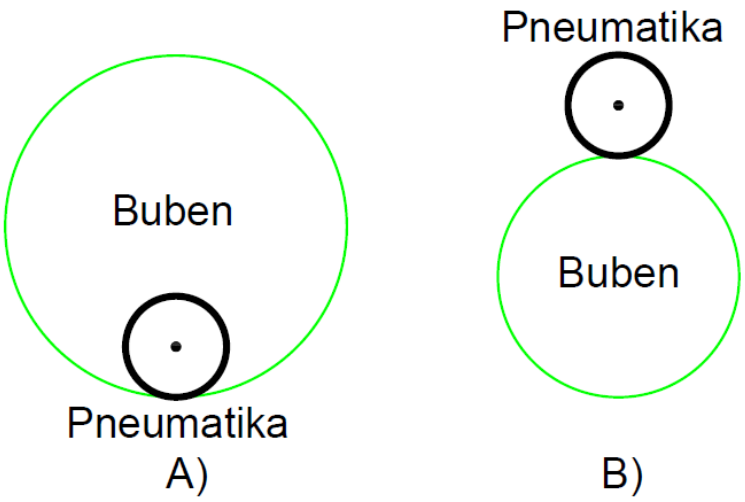
U statických zkoušek nedochází k rotačnímu pohybu pneumatiky. Posuzují se pevnostní a deformační vlastnosti v závislosti na zatěžující síle vůči pevné podložce. Mezi zkoušky statické můžeme řadit následující: [1]

- Zkouška hmotnosti
- Zkouška rozměrů
- Zkouška vnitřního objemu pneumatiky
- Zkouška otisku
- Zkouška radiální tuhosti
- Zkouška boční tuhosti
- Zkouška obvodové tuhosti
- Zkouška torzní tuhosti
- Zkouška průniku trnu
- Zkouška absolutní pevnosti vodním tlakem [1]

Výsledkem těchto zkoušek jsou určité charakteristiky, které slouží k porovnání různých konstrukcí pneumatik, popř. k odhadu chování pneumatiky v běžném provozu. [1]

6. Stav pro kontrolu dynamických parametrů pneumatiky

Při zkoumání dynamických parametrů pneumatiky na bubnových zkušebních strojích, ať už s vnější nebo s vnitřní válcovou plochou, dochází k rozdílným silovým poměrům na rozdíl od kontaktu mezi vozovkou a pneumatikou. Největším problémem je průměr bubnových zkušebních strojů, který může dosahovat až 5 metrů, zejména pak u zkušebních strojů s vnitřní válcovou plochou. Konstruktéři se tak snaží eliminovat zejména vliv obloukové plochy, který s poloměrem klesá. Pokud se jedná o bubnový zkušební stroj s vnější válcovou plochou, pneumatika se pohybuje na konkávní ploše viz *obr. 39b*, jedná-li se o bubnový zkušební stroj s vnitřní válcovou plochou. Pneumatika se pohybuje po konvexní ploše viz *obr. 39a*.



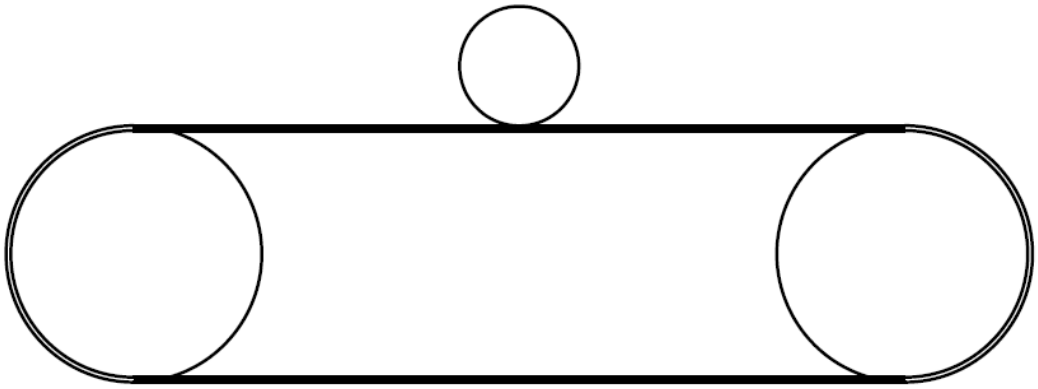
Obrázek 39. A) Zkušební bubem s konvexní plochou; B) buben s konkávní plochou

Nejvíce je tímto způsobem ovlivněno měření směrových vlastností pneumatik. Působíme-li tedy na pneumatiku boční silou Y_K, pak ve stopě vznikne vodorovná boční reakce S_K, tato reakce se nazývá boční vodící síla kola. Právě tato síla společně s vratným momentem M_{S_K} jsou nejvíce ovlivněny, protože je právě tímto experimentem na válcových strojích zjišťujeme.

Proto je vhodné, aby se pneumatika valila po rovné ploše. Toho dosáhneme tak, že použijeme dva válce ve vhodné vzdálenosti, které budou spojeny pojížděným pásem. Tento stav, pak nebude ovlivněn zakřivenou plochou, jak je tomu u válcových zkušebních stavů.

6.1. Návrh dvouválcového stavu s pásem

Hlavními částmi řešení jsou dva válce shodného rozměru a pás, který tyto válce spojuje viz *obr. 40.*



Obrázek 40. Schéma navrhovaného stavu

Navrhovaný stav bude určený pro pneumatiky osobních automobilů běžných rozměrů. Tímto zařízením budeme schopni měřit dynamické, skluzové a záběrové charakteristiky pneumatik. Zkoušená pneumatika je upevněna na náboji, který obsahuje siloměry. Siloměry jsou schopny měřit síly v osách F_x, F_y, F_z, momenty v osách M_x, M_y, M_z. Informace ze siloměrů jsou dále převáděny na elektronické signály, a ty pak následně zpracovávat. Pneumatika je ve styku s pásem, který je poháněn dvěma válci s elektromotory. Zkušební zařízení umožňuje natáčení kola ve svislé ose a zkoumat tak boční síly působící na pneumatiku. Svislé zatížení je možné měnit pro měření radiálních sil nebo ponechat na konstantní hodnotě a zajistit tak stejné podmínky po celou dobu měření. Pneumatiku bude také možno brzdit a simulovat tak podmínky v reálném provozu.

6.2. Možnosti využití stavu

Navrhovaný zkušební stav s pásem bude moci zkoumat a měřit následující parametry pneumatik.

6.2.1. Součinitel valivého odporu

Na zkušebním stavu budeme moci zkoumat velikost valivého odporu pneumatiky. O valivém odporu více v odstavci 4.1.3.

Při valení pneumatiky dochází k deformacím jak pneumatiky, tak vozovky. Při vyšetřování odporu proti valení musíme čelit určitým problémům:

- Velikost odporu proti valení nabývá velmi malých hodnot, pokud je porovnáme s ostatními silami, které na pneumatiku působí.
- Součástí valivého odporu jsou také ztráty v ložiscích kol a aerodynamický odpor valících se kol. Tyto dvě ztráty musíme od valivého odporu oddělit.
- Nové pneumatiky se vyznačují vnitřní neregulérností. Tyto neregularity je nutné odstranit a to tak, že s pneumatikou ujedeme zhruba 100 km. To je nutné před každou zkouškou nové pneumatiky.
- Při měření se pneumatika volně valí, nesmí docházet k žádnému skluzu, tím docílíme vysoké přesnosti.
- Při zkoušce se snažíme docílit stálé teploty, protože valivý odpor teplota značně ovlivňuje.

Při měření v laboratoři na pásovém stavu, získáme přesnější hodnoty než při zkoumání na vozovce.

Metody měření valivého odporu

- Měření podélné síly ve středu kola F_X
- Určení minimálního potřebného momentu na hnacím válci
- Síla mezi bubnem a pneumatikou
- Určení minimálního potřebného momentu na měřeném kole
- Postupné zpomalování
- Měření dodávané energie

Ovšem pro určení síly odporu proti valení na stavu s pohyblivým pásem nehodí. Síla odporu je získávána z podélné síly, která působí v ose kola. Díky podpůrnému kolu uprostřed pásu nedochází k vychýlení pásu z vodorovné polohy. Pokud je tedy plocha, po které se pneumatika valí rovná, nedochází ke zkreslování valivých ztrát. Malou nevýhodou tedy zůstává, že valivý odpor měříme na hřídeli pneumatiky.

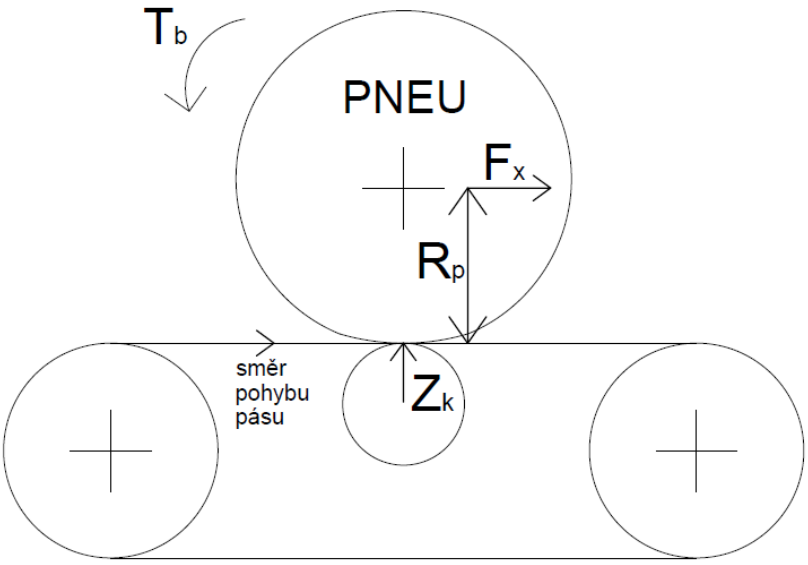
Valivou ztrátu pneumatiky zjišťujeme pomocí rovnice:

$$f_k = -\left(F_x - \frac{T_b}{R_p}\right)$$

kde T_b je třecí moment ložisek na hřídeli pneumatiky

F_x je hnací síla v ose pneumatiky

R_p je poloměr testované pneumatiky



Obrázek 41. Průběh zkoušky valivého odporu

Součinitel valivého odporu závisí především na povrchu vozovky viz následující tabulka. Z dalších vlivů je nejdůležitější vliv deformace pneumatiky a vliv rychlosti kola.

Tabulka 6. Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek

Povrch	f_k	Povrch	f_k
Asfalt	0,01 – 0,02	Travnatý terén	0,081 – 0,015
Beton	0,015 – 0,025	Hluboký písek	0,15 – 0,30
Dlažba	0,02 – 0,03	Čerstvý sníh	0,20 – 0,30
Polní cesta - suchá	0,04 – 0,15	Bahnitá půda	0,20 – 0,40
Polní cesta - mokrá	0,08 – 0,20	Náledí	0,01 – 0,025

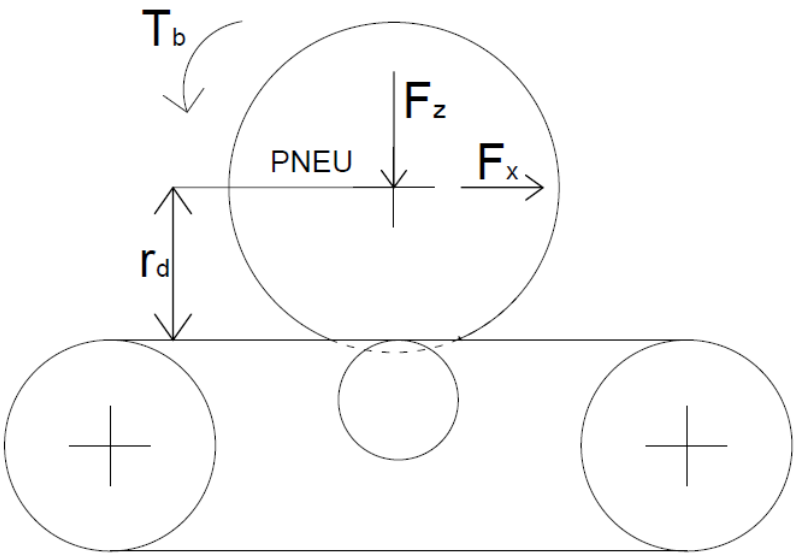
6.2.2. Součinitel přilnavosti

Při zjišťování velikosti součinitele přilnavosti rozdělujeme experiment na dvě části. V první části je pneumatika valena po pásu a zjišťujeme tak součinitel valivé přilnavosti. V druhé části experimentu je kolo zablokováno a my sledujeme velikost součinitele skluzové přilnavosti. O možnosti získání hodnoty součinitele přilnavosti více v odstavci 4.1.2. Metodika zjišťování součinitele přilnavosti není součástí bakalářské práce.

6.2.3. Dynamický poloměr kola

Dynamický poloměr kola je reálný poloměr kola při valení po vozovce, kdy v místě styku s vozovkou dochází k deformaci běhounu. Dynamický poloměr kola je vždy menší než skutečný poloměr kola. Velikost dynamického poloměru ovlivňuje radiální zatížení kala F_Z a tlak v pneumatikách.

Metodika měření na pásovém stavu je následující. Valící se pneumatiku začneme zatěžovat svislou silou F_Z, která bude tlačit na pneumatiku a tím bude docházet k deformaci v oblasti bočnice a běhounu pneumatiky. Poloměr pak zjistíme laserovým měřícím zařízením, umístěným v měřicím zařízení.



Obrázek 42. Princip zjištění dynamického poloměru

6.2.4. Směrová tuhost pneumatiky

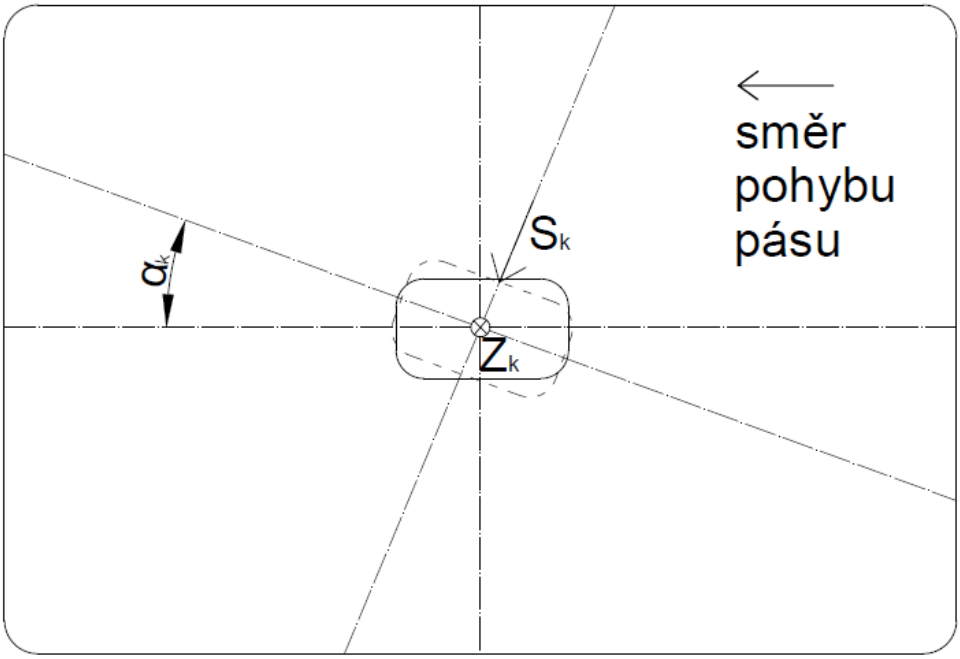
Směrová tuhost pneumatiky je jedním z nejdůležitějších dynamických parametrů pneumatiky. Závisí zejména na boční síle S_K, kterou vyvoláme natočením kola o úhel α_K. To nám umožní mechanismus na náboji kola, který zároveň obsahuje siloměry, pomocí kterých závislosti zjišťujeme.

Způsob zjišťování směrové tuhosti pneumatiky na pásovém stavu spočívá v natáčení pneumatiky kolem svislé osy o úhel α_K, tento úhel můžeme sledovat pomocí měřícího zařízení a sami ho měnit. Pokud natáčíme pneumatiku, začne v ose kola působit boční síla Y_K, která vyvolá na rozhraní vozovka – pneumatika boční sílu S_K.

Směrovou tuhost pak můžeme vyjádřit takto:

$$C_{\alpha_K} = \left(\frac{\partial S_K}{\partial \alpha_K}\right)_{\alpha_K \to 0} \text{[N/rad]}$$

Velikost Boční síly S_K získáme pomocí siloměrů umístěných v náboji kola.



Obrázek 43. Princip určení směrové tuhosti

Po celou dobu měření se pás pohybuje konstantní rychlostí a pneumatika je zatížena konstantní silou F_Z.

6.2.5. Zkoušky životnosti

Na zkušebním stavu budeme moci ověřovat životnost pneumatik. Zkoušky by mohly být jak destruktivní (zkouška do porušení), tak zkoušky spolehlivosti.

Zkouška životnosti a opotřebení běhounu – Zkouška probíhá na různých druzích povrchu pásu.

Zkouška destrukčních rychlostí – Každý výrobce pneumatik udává pro každou pneumatiku kategorii rychlosti. Cílem této zkoušky bude, aby válcový stav roztočil pneumatiku na takovou rychlost, při které dojde k destrukci pneumatiky.

Program zkoušky životnosti pneumatiky bude zjištěn z reálného provozu. Pomocí spektrální analýzy reálného provozu bude sestaven program zkoušky. Zjišťovat budeme:

- Opotřebení *x* počet ujetých kilometrů
- Změnu vlastností C_{α_K} *x* počet ujetých kilometrů

6.2.6. Zkoušky vývinu teplot v pneumatice

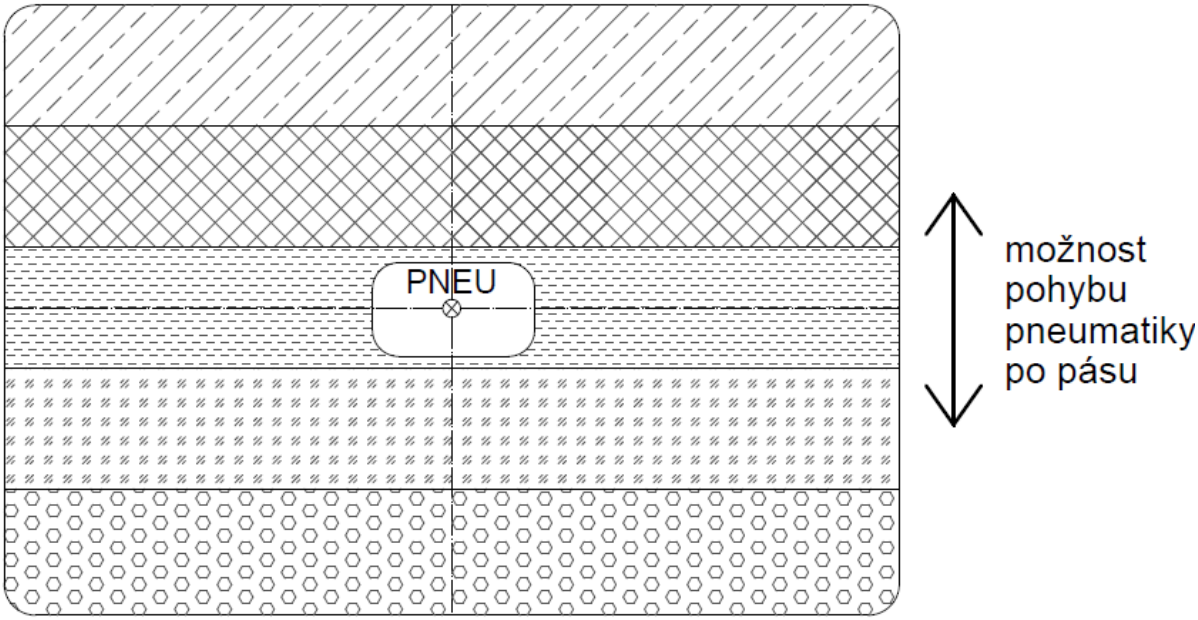
Součástí zkušebního stavu jsou i termokamery. Pomocí termokamer můžeme sledovat vývin teplot v pneumatice při různých situacích.

6.3. Části stavu

1. Pojízdný pás

Pojízdný pás je základní součástí zkušebního stavu. Jako jediná část stavu bude v přímém kontaktu se zkoumanou pneumatikou.

Součástí jediného pojízdného pásu bude několik druhů povrchů o různém koeficientu tření. Budeme tak během jediné zkoušky zkoumat chování pneumatiky na různých druzích povrchů o různé drsnosti. Další možností je sledovat chování pneumatiky na mokrém pásu, za předpokladu, že na pás přivedeme dostatečné množství vody.



Obrázek 44. Různé druhy povrchu na pojízdném pásu

Tenký ocelový pás můžeme snadno měnit za jiný a rozšířit tak počet povrchů.

Drsnost

Drsnost je definována jako velikost a tvar drobných prohlubní a výstupků v povrchu vozovky resp. pásu. Změnou drsnosti docílíme rozdílných podmínek pro zkoušení a lépe pak simulujeme adhezní síly, které drsnost povrchu ovlivňuje nejvíce. Jak drsnost povrchu ovlivní přilnavost, vidíme na *obr. 18.*

Aquaplaning

Na zkušební válec může být také přiváděna voda, pomocí které můžeme simulovat chování pneumatiky při aquaplaningu. K aquaplaningu dochází, pokud běhoun pneumatiky již nestačí odvádět vrstvu vody mezi pneumatikou a vozovkou, pneumatika se pak začne valit místo po vozovce, po tenké vrstvě vody a ztrácí tak adhezi.

2. Elektromotor

Součástí stavu budou dva shodné elektromotory, které budou pohánět válce s pásem a vytvářet tak podmínky simulující valení pneumatiky po vozovce.

Tabulka 7. Parametry elektromotoru

Parametry motoru	
Výkon	90 kW
Otáčky	2975 min^{-1}
Napětí	400/690V, 50 Hz

3. Válec

Součástí stavu budou dva shodné válce vyrobené z lehkých slitin. Válce budou vytvářet plochu, po které se bude pohybovat pás

4. Stojiny

Celý stav bude udržován na čtyřech kovových stojinách, které budou zaručovat stabilitu celého zařízení

5. Podpůrné kolo

Podpůrné kolo má za cíl zabránit prohýbání pásu mezi válci.

6. Měřící zařízení

Měřícím zařízením měříme několik důležitých veličin, které jsou v následujícím odstavci představeny a rozvedeny.

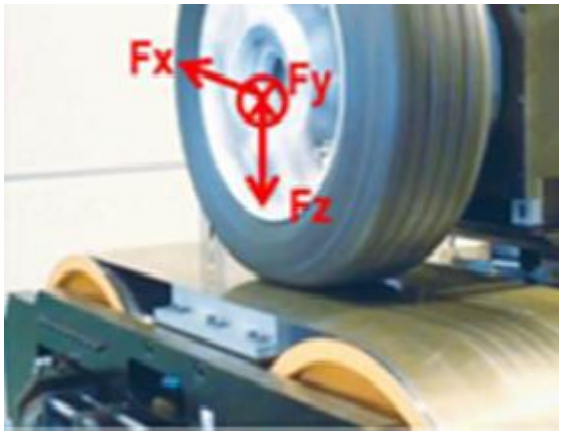
Teplota

Tabulka 8. Měření teploty pneumatiky

Způsob měření	Jednotky	Rozsah	Citlivost
Termokamera	$°C$	$-20°C$ až $250°C$	$\leq 0{,}15°C$
Teploměr		$-30°C$ až $130°C$	$= 0{,}5°C$

Síla

Sílu, kterou budeme na pneumatiku působit během zkoušky měříme siloměry nebo tenzometry. Rozsah zatížení se v jednotlivých osách mění: $\pm\, 6{,}6\ kN\ (F_x, F_y)$, $\pm 12 kN\ (F_z)$.



Obrázek 45. Směry zatížení

Rychlost

Rychlost pneumatiky na pásu měříme pomocí digitálního tachometru. Princip spočívá v měření otáček dané pneumatiky.

Tabulka 9. Měření rychlosti

Způsob měření	Jednotky	Rozsah	Citlivost
Digitální tachometr	$km \cdot h^{-1}$	$0\ až\ 300\ km \cdot h^{-1}$	$\leq 0{,}1 km \cdot h^{-1}$

Zrychlení

Zrychlení měříme pomocí akcelerometrů. Nejvhodnější akcelerometry jsou piezoelektrické akcelerometry. Zrychlení měříme v $m \cdot s^{-2}$.

Čas

Čas měříme pomocí digitálních stopek s přesností $0{,}01 s$.

Dráha

Dráhu, kterou pneumatika ujede po pásu, zjistíme pomocí délky pásu vynásobenou počtem otáček tohoto pásu. Ujetou dráhu měříme v metrech.

6.4. Výhody stavu

- Menší rozměry zejména na výšku oproti válcovým stavům
- Možnost vyměnit pás a tím změnit povrch
- Eliminace odchylek díky vodorovnému pásu

6.5. Nevýhody stavu

- Omezená maximální rychlost
- Průhyb pásu

Vlastní návrh dvouválcového stavu s pásem se nachází v příloze.

7. Závěr

Tato bakalářská práce je věnována faktorům ovlivňujícím dynamiku automobilu a problematice vlivů těchto faktorů na konstrukci pneumatiky. Dále také pojednává o metodách kontroly a zkoušení zejména dynamických parametrů pneumatik.

V úvodu práce jsem se zaměřil na určení základních funkcí pneumatik, mezi které řadíme: přenos sil mezi dopravním prostředkem a dopravní infrastrukturou, pneumatika slouží jako prostředek pohybu a zároveň u pneumatiky sledujeme její životnost a spolehlivost. Dále jsem se zabýval historickým vývojem konstrukcí kol a pneumatik. Jak směřoval vývoj od dřevěného kola až po dnešní moderní bezdušové pneumatiky. V první části je řešena konstrukce disků a pneumatik, kde hraje důležitou roli legislativa. Pneumatiky a disky musí splňovat řadu předpisů, směrnic a norem. V první části jsou řešeny rozměry a značení pneumatik, které jsou důležité zejména pro použití správného typu pneumatik.

Další část bakalářské práce je zaměřena na řešení pohybu vozidla po vozovce. Je zde řešen přenos hnacích sil na vozovku, kde hraje pneumatika důležitou roli. Obsahuje také výčet sledovaných geometrických parametrů pneumatik, Kammovu kružnici, základní pohybové rovnice vozidla a směrové vlastnosti pneumatik, kde nás nejvíce zajímá parametr směrová tuhost pneumatiky.

V závěru zkoumám metody kontroly parametrů pneumatik. Jsou zde zmíněny jednotlivé zkoušky pneumatik, kdy mezi nejdůležitější zkoušky patří zkoušky silniční a zkoušky laboratorní, kde zkoumáme dynamické parametry pneumatik. Laboratorní zkoušky se ve většině případů provádí na válcových stavech s ne zcela rovnou plochou, kdy se pneumatika pohybuje buď po konkávní nebo konvexní ploše a dochází tak k negativnímu ovlivňování parametrů pneumatik, proto jsem v poslední části teoreticky zkonstruoval dvouválcový stav s pásem, který umožní, aby se pneumatiky odvalovaly po rovné ploše a lépe tak simulovaly kontakt pneumatiky s vozovkou.

8. Seznam použitých zdrojů

Knižní zdroje:

[1] DOČKAL, Vladimír, Jan KOVANDA a František HRUBEC. *Pneumatiky*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1998, 71 s. ISBN 80-01-01882-2

[2] *Epocha*. Praha: E.WEINFURTER, 1912, **9**(15).

[3] FIRST, Jiří. *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*. Vyd. 1. Praha: S, 2008, 348 s. ISBN 978-80-254-1850-5.

[4] KRMELA, Jan. *Systémový přístup k výpočtovému modelování pneumatik I.* 1. vydání. Brno: Tribun EU, 2008. ISBN 978-80-7399-365-8

[5] MARCÍN, Jiří a Petr ZÍTEK. *Pneumatiky*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985, 492 s. Gumárenské výroby.

[6] NOVÁK, Bohumír a David NOVÁK. *Úvod do problematiky kol a pneumatik automobilů*. Rychnov nad Kněžnou, 1998.

[7] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory : hnací charakteristika : brzdění : odpruženost : řiditelnost, ovladatelnost : stabilita*. 1. vyd. Brno: VLK, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.

[8] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. vydání Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2006. 464 s. ISBN 80-239-6464-X.

Internetové zdroje:

[9] BRABEC, Pavel. Směrové řízení vozidla. *Technická univerzita v Liberci* [online]. 2012 [cit. 2015-07-23]. Dostupné z: www.fm.tul.cz/esf0247/index.php?download=860

[10] SAIDL, Jan. Ackermannova podmínka. *Autolexicon* [online]. 2011 [cit. 2015-07-22]. Dostupné z: http://www.autolexicon.net/cs/articles/ackermannova-podminka/

[11] SAIDL, Jan. Odklon kola. *Autolexicon.com* [online]. 2011 [cit. 2015-07-24]. Dostupné z: http://www.autolexicon.net/cs/articles/odklon-kola/

[12] SAIDL, Jan. Příklon rejdového čepu. *Autolexicon.com* [online]. 2011 [cit. 2015-07-24]. Dostupné z: http://www.autolexicon.net/cs/articles/priklon-rejdoveho-cepu-s/

[13] SAIDL, Jan. Sbíhavost kol. *Autolexicon.net* [online]. 2011 [cit. 2015-08-04]. Dostupné z: http://www.autolexicon.net/cs/articles/sbihavost-kol-d/

[14] *Drátové kolo* [online]. [cit. 2015-07-07]. Dostupné z: http://www.motohanz.cz/motohanz/eshop/41-1-RAZENI-DLE-DILU-podrobne/309-2-Kola-rafky-draty/5/287-Dratove-kolo

[15] *Hlavní parametry ALU disků* [online]. [cit. 2015-07-13]. Dostupné z: http://www.elektrony.cz/cs/podpora/technicke-info

[16] Karosérie. *Citroen GS/GSA* [online]. 2009 [cit. 2015-07-22]. Dostupné z: http://citroengs.netstranky.cz/mechanika/karoserie.html

[17] *Lité kolo* [online]. [cit. 2015-07-07]. Dostupné z: http://www.hothatchshop.cz/nezarazene-zbozi/3sdm-0-05-alu-kola-8-5x18-5x100-et35-stribrne-2107.html

[18] Mechanika vozidel. *Katedra mechaniky* [online]. 2013 [cit. 2015-07-14]. Dostupné z: http://www.kme.zcu.cz/download/predmety/468-mechanika-vozidel.pdf

[19] *Pneumatika - konstrukce* [online]. [cit. 2015-07-08]. Dostupné z: http://autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/12-pneumatiky-konstrukce.html

[20] Litá kola - Legislativa [online prezentace], 2011. [cit. 2015-08-10]. Dostupné z WWW: http://www.ifleet.cz/files/ifleet/events/prezentace/136429685037.pdf

[21] Technické normy - kategorie: 63 - PRŮMYSL GUMÁRENSKÝ, PRYŽOVÉ VÝROBKY 6315 - Zkoušení pneumatik. *TECHNOR* [online]. [cit. 2015-07-13]. Dostupné z: http://www.technicke-normy-csn.cz/technicke-normy/prumysl-gumarensky-pryzove-vyrobky-63/zkouseni-pneumatik-6315?do[]=setOffset&offset=20

[22] *Typy konstrukcí pneumatik* [online]. [cit. 2015-07-08]. Dostupné z: http://www.vutbr.cz/usi/dokumenty/dokumenty-ke-stazeni-f23776/bezpecnost-vozidel-silnicniho-provozu-materialy-k-predmetu-d75943/03-pneumatiky-p70451

[23] *Základní části pneumatiky* [online]. [cit. 2015-07-07]. Dostupné z: http://www.bezpecnenasilnicich.cz/page/115/zimni_pneu_a_hlavni_rozdili.html

[24] *Značení ocelových disků* [online]. [cit. 2015-07-07]. Dostupné z: http://www.ipneu.cz/dokumenty/znaceni-ocelovych-disku

[25] Zkoušky pneumatik. *Institut gumárenské technologie a testování* [online]. 2015 [cit. 2015-07-28]. Dostupné z: http://www.igtt.cz/zkusebnictvi/

9. Seznam obrázků

Obrázek 1. Borchesovo pružné kolo
Obrázek 2. Ransonovo pružné kolo
Obrázek 3. Hlavní parametry disku
Obrázek 4. Zális diskového kola
Obrázek 5. Sledované rozměry diskového kola
Obrázek 6. Lité kolo
Obrázek 7. Drátové kolo
Obrázek 8. Hlavní konstrukční části pneumatiky
Obrázek 9. Stopa diagonální pneumatiky na nerovnostech
Obrázek 10. Stopa radiální pneumatiky na nerovnostech
Obrázek 11. Konstrukce pneumatik dle typu
Obrázek 12. Rozměry pneumatik
Obrázek 13. Profilové číslo pneumatiky
Obrázek 14. Označení radiálních plášťů pro osobní automobily
Obrázek 15. Specifikace poloměrů používaných u kola
Obrázek 16. Skluzová charakteristika pneumatiky
Obrázek 17. Vliv brzdného skluzu na součinitel přilnavosti: a-suchý beton; b-suchý asfalt; c-mokrý beton; d-uježděný sníh; e-hladký led
Obrázek 18. Vliv povrchu vozovky na součinitel přilnavosti
Obrázek 19. Moment valivého odporu kola a valivý odpor kola na volně valícím se kole
Obrázek 20. Kammova kružnice
Obrázek 21. Síly a momenty na kole
Obrázek 22. Síly vyvolané sklonem vozovky
Obrázek 23. Rozchod kol
Obrázek 24. Rozvor kol
Obrázek 25. Ackermannova podmínka
Obrázek 26. Odklon kola
Obrázek 27. Příklon rejdového čepu
Obrázek 28. Rameno rejdu
Obrázek 29. Závlek řídicího čepu
Obrázek 30. Sbíhavost kol
Obrázek 31. Vznik boční vodící síly kola S_K a směrové úchylky α_K.

Obrázek 32. Vratný moment M_{S_K} a závlek pneumatiky n_S na valícím se kole se směrovou úchylkou

Obrázek 33. Měření boční síly a vratného momentu na válci

Obrázek 34. Goughův diagram

Obrázek 35. Jednostopý rovinný dynamický model automobilu

Obrázek 36. Vysvětlení radiální tuhosti pneumatiky

Obrázek 37. Zkoušky pneumatik

Obrázek 38. Válcový zkušební stav s průměrem 3 m

Obrázek 39. a) Zkušební buben s konvexní plochou; b) buben s konkávní plochou

Obrázek 40. Schéma navrhovaného stavu

Obrázek 41. Průběh zkoušky valivého odporu

Obrázek 42. Princip zjištění dynamického poloměru

Obrázek 43. Princip určení směrové tuhosti

Obrázek 44. Různé druhy povrchu na pojízdném pásu

Obrázek 45. Směry zatížení

,

10. Seznam tabulek

Tabulka 1. Milníky ve vývoji pneumatik

Tabulka 2. Předpisy EHK/OSN

Tabulka 3. Směrnice (dokumenty) EHS/ES

Tabulka 4. Technické normy ČSN – zkoušení pneumatik

Tabulka 5. Součinitel přilnavosti pro různé povrchy vozovky

Tabulka 6. Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek

Tabulka 7. Parametry elektromotoru

Tabulka 8. Měření teploty pneumatiky

Tabulka 9. Měření rychlosti

11. Seznam příloh

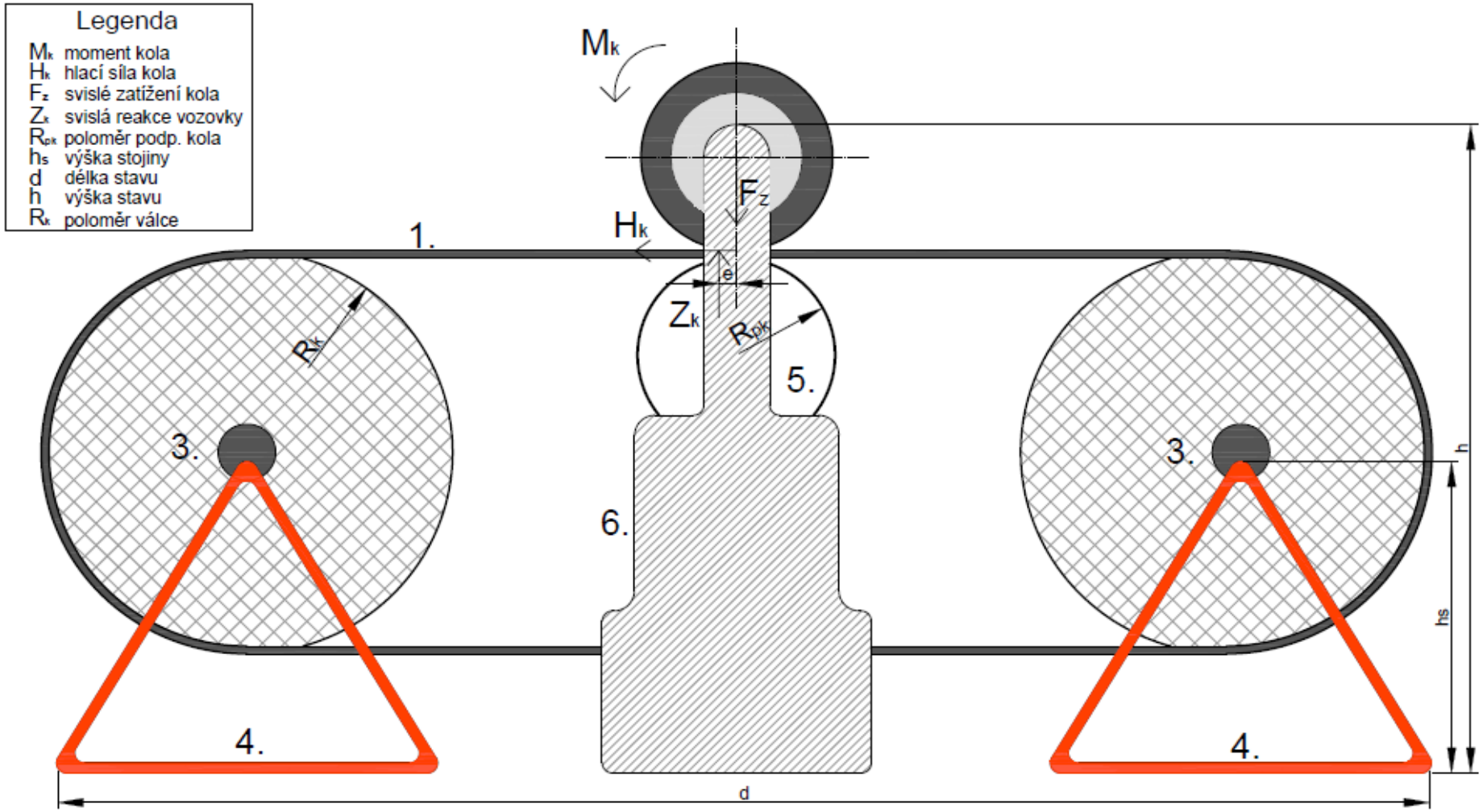
Příloha 1. Bokorys – dvouválcový stav s pásem

Příloha 2. Nárys – dvouválcový stav s pásem

Příloha 3. Půdorys – Dvouválcový stav s pásem

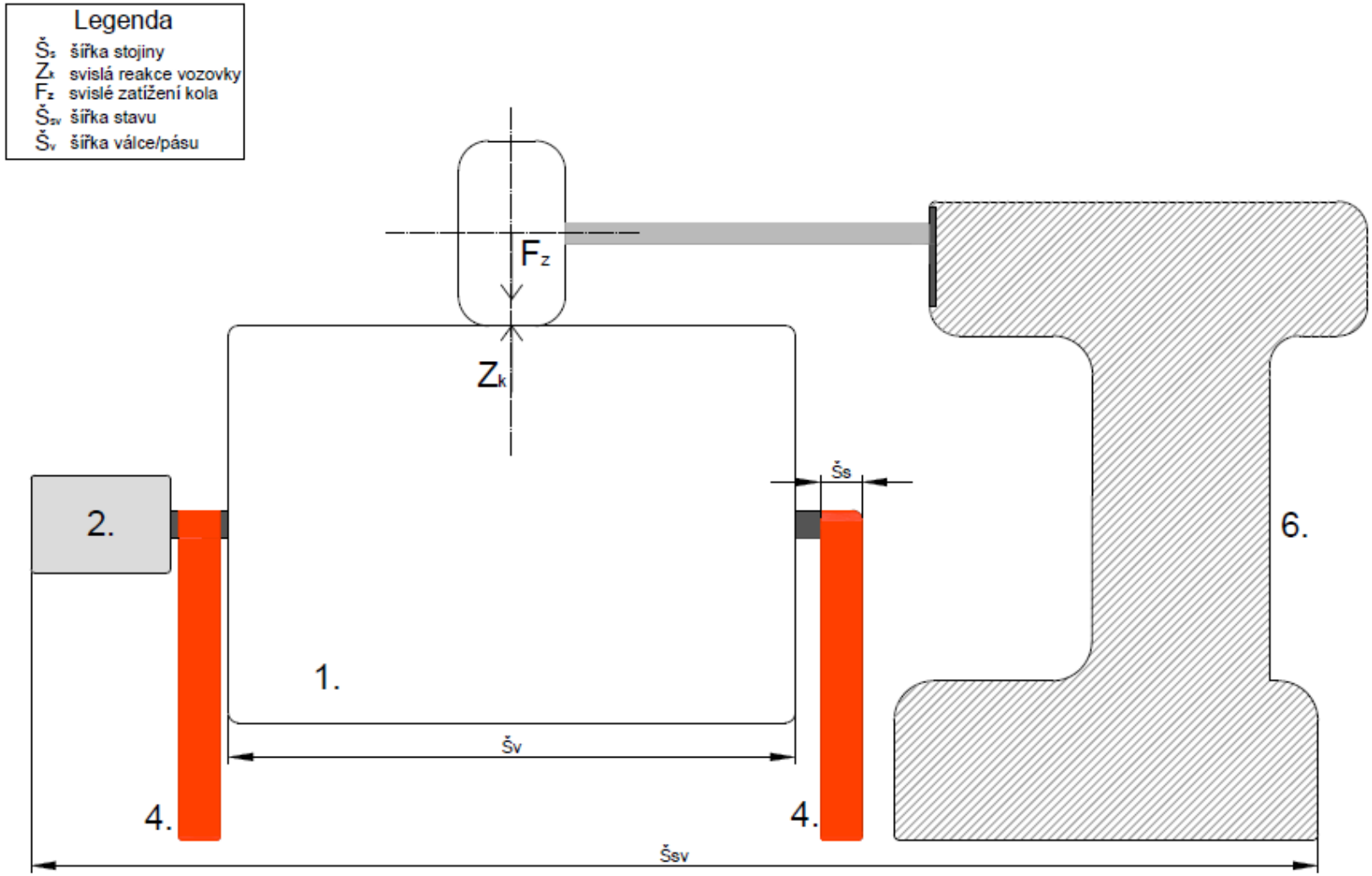
Příloha 1

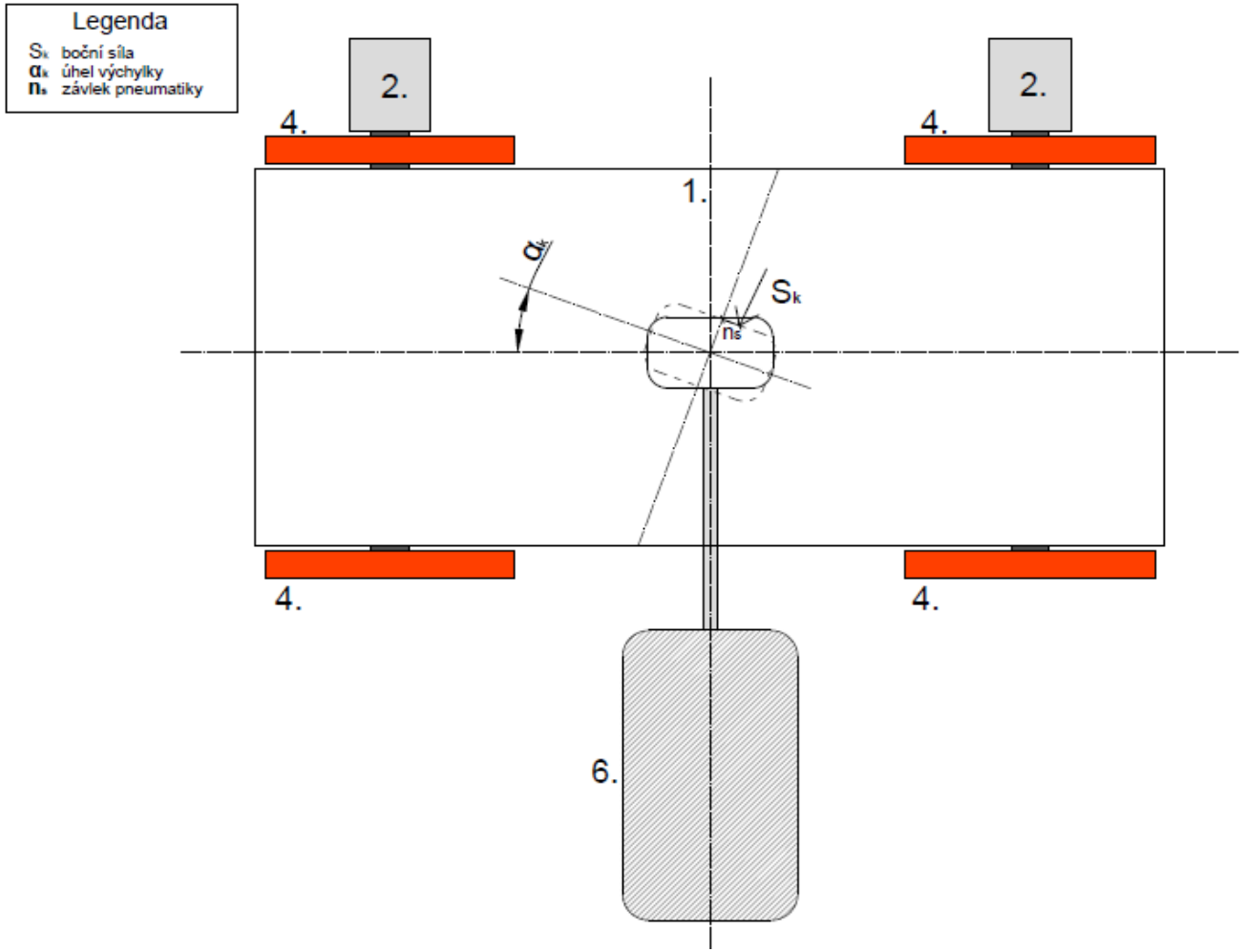
Bokorys – dvouválcový stav s pásem



Příloha 2

Nárys – dvouválcový stav s pásem



Příloha 3

Půdorys – Dvouválcový stav s pásem