

**Česká zemědělská univerzita v Praze**

**Technická fakulta**

**Katedra vozidel a pozemní dopravy**



## **Trakční vlastnosti off-road pneumatik**

**Bakalářská práce**

**Vedoucí práce: Ing. Patrik Prikner, Ph.D**

**Autor práce: Zuzana Wiesnerová**

**Obor studia: Silniční a městská automobilová doprava**

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Zuzana Wiesnerová

Technika a technologie v dopravě a spojích  
Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

**Trakční vlastnosti off-road pneumatik**

Název anglicky

**Traction properties of off-road tyres**

---

## Cíle práce

Hlavním cílem práce je vytvořit ucelený přehled trendu vývoje off-road pneumatik a přehodnotit jejich uplatnění v praxi. Dílčí cíl práce je sofistikovaně zhodnotit základní trakční parametry terénních pneumatik pro konkrétní off-road vozidla.

## Metodika

1. Úvod
2. Cíl práce
3. Metodika práce – rozbor provozních vlastností off-road pneumatik
4. Rešeršní část – rozbor trakčních parametrů vybraných typů pneumatik
5. Výsledky a diskuze – vyhodnocení podkladů v kontextu soudobé technické úrovně off-road vozidel
6. Závěr
7. Seznam použitých zdrojů
8. Přílohy

**Doporučený rozsah práce**

35-40

**Klíčová slova**

pneumatiky, terénní vozidla, trakční vlastnosti, terramechanika

---

**Doporučené zdroje informací**

Crolla D.A. Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body. 1th. Ed. 850s. Butterworth-Heinemann 2009. ISBN: 978-3895783715.

Grečenko A. Vlastnosti Terénních Vozidel. 118s. VŠZ 1994. ISBN: 80-213-0190-2.

Karafath L.L., Nowatzki E.A. Soil Mechanics for Off-Road Vehicle Engineering. 1th Ed. 516s. Trans Tech Publications 1978. ISBN: 0-87849-020-5.

Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering, 2nd Ed: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design. 488s. Wiley 2009. ISBN: 978-0750685610.

Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles. 4th Ed. 592s. Wiley 2008. ISBN: 978-0470170380.

---

**Předběžný termín obhajoby**

2018/19 LS – TF

**Vedoucí práce**

Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

**Garantující pracoviště**

Katedra vozidel a pozemní dopravy

**Konzultant**

Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

---

Elektronicky schváleno dne 29. 1. 2018

**doc. Ing. Miroslav Růžička, CSc.**

Vedoucí katedry

---

Elektronicky schváleno dne 9. 3. 2018

**doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.**

Děkan

V Praze dne 16. 01. 2020

---

### **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: „Trakční vlastnosti off-road pneumatik“ vypracovala samostatně a použila jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědoma, že odevzdáním bakalářské práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědoma, že moje bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědoma že, na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

V Praze dne 31. 3. 2020

---

## **Poděkování**

Chtěla bych poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Patriku Priknerovi, Ph.D. za cenné rady, poskytnuté materiály a čas, který mi při konzultacích věnoval.

**Abstrakt:** Cílem práce je vytvořit ucelený přehled provozních a trakčních parametrů off-road pneumatik a následně přehodnotit jejich uplatnění v praxi. Dílčím cílem práce je zhodnotit základní trakční parametry terénních pneumatik pro off-road vozidla. První část práce se zabývá metodikou výpočtu a hodnocení parametrů terénních pneumatik.. Obsahuje rozlišení radiální a diagonální pneumatiky a dále rozbor provozních vlastností off-road pneumatik. Další část se zabývá rozbohem trakčních parametrů pneumatik, mezi které patří například tahové vlastnosti nebo prokluz kol. Následuje závěr, ve kterých jsou uvedeny poznatky, získané při zpracování této práce.

**Klíčová slova:** pneumatika; off-road; trakce; prokluz; styčná plocha

### **Traction properties of off-road tyres**

**Summary:** The goal of this thesis is to create a comprehensive overview of operating and traction parameters of off-road tyres and subsequently to evaluate their application in real world. Partial goal of this thesis is to evaluate basic traction parameters of off-road tyres. The first part of thesis deals with methodology of tyre parameters computation and evaluation of these parameters. It includes a distinction between radial and diagonal tyres and analysis operating properties of off-road tyres. Next part of thesis deals with the analysis of traction parameters of tyres, such as tensile properties or wheel slip. The thesis ends with conclusion summarizing my knowledge gained during processing information about off-road tyres.

**Key words:** tyre; off-road; traction; wheel slip; contact area

## Obsah

1. Úvod.....	1
2. Cíl práce .....	2
3. Metodika práce.....	3
3.1. Konstrukce pneumatik .....	3
3.1.1. Radiální pneumatika.....	4
3.1.2. Diagonální pneumatika.....	6
3.1.3. Rozdíly v konstrukci pneumatik.....	7
3.1.4. Výhody a nevýhody radiálních a diagonálních pneumatik .....	7
3.2. Provozní parametry off-road pneumatik.....	8
3.2.1. Tlak huštění .....	8
3.2.2. Odpor valení .....	11
3.2.3. Tuhost kostry pneumatiky .....	14
3.2.4. Deformace .....	16
3.2.5. Vliv tvaru dezénu.....	16
3.2.6. Styčná a styková plocha .....	17
4. Rozbor trakčních parametrů.....	21
4.1. Tahové vlastnosti vozidel .....	21
4.2. Prokluz kol.....	23
4.3. Součinitel záběru.....	25
4.4. Vliv parametrů terénu .....	27
4.5. Simulace FEM/ DEM .....	29
4.6. Vlastnosti s ohledem na utužení půdy .....	31
4.7. Porovnání výkonů a hmotnosti / velikost a typ pneumatik.....	32
5. Závěr.....	34
6. Seznam použitých zdrojů .....	36
7. Seznam obrázků .....	38
8. Seznam tabulek .....	39

## Nomenklatura

Veličiny:

$A$	předpokládaná kontaktní plocha, ( $\text{mm}^2$ )
$b$	šířka styčné plochy, (mm)
$c$	koeficient zohledňující druh zeminy při výpočtu styčné plochy, (-)
$C_R$	koeficient valivého odporu, (-)
$C_T$	koeficient trakce, (-)
$d_p$	průměr rozteče pneumatiky, (mm)
$D_p$	průměr pneumatiky, (mm)
$d_t$	vnější průměr pneumatiky, (mm)
$e_c$	šířka obvodových zubů, (mm)
$F_b$	boční síla, (kN)
$F_t$	tahová síla, (kN)
$F_x$	hnací síla, (kN)
$F_z$	normálová síla, (kN)
$H_{max}$	maximální tahová síla, (kN)
$k$	modul deformace půdy, (kPa)
$k_c$	modul deformace - soudržná složka, (kPa)
$K_z$	radiální tuhost, ( $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ )
$k_\Phi$	modul deformace - třecí složka, (kPa)
$l$	délka styčné plochy, (mm)
$LH$	levá řada zubů, (-)
$n$	exponent deformace, (-)
$MR$	valivý odpor, (kN)
$p_c$	obvodová rozteč zubů, (mm)
$P_e$	výkon traktoru, (kW)
$p_{gcr}$	kritický tlak, (kPa)
$p_{gr}$	průměrný tlak na zem, (kPa)
$p_i$	tlak huštění pneumatiky, (kPa)
$P_t$	tahový výkon, (kW)
$R$	celková síla valivého odporu, (kN)
$R_b$	síla v důsledku horizontálního posunutí půdy, (kN)
$R_c$	síla při vertikálním zhutnění půdy, (kN)
$r_o$	poloměr valení za nulových podmínek, (m)
$R_t$	síla v důsledku ohýbání pneumatiky, (kN)
$RH$	pravá řada zubů, (-)
$s_0$	vzdálenost při nulovém prokluzu, (m)
$s_a$	skutečná vzdálenost, (m)
$t$	výška zubu, (mm)
$TD$	hustota běhounu, (- ; %)
$v$	pracovní rychlost, ( $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ )



$v_t$	rychlost valení, ( $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ )
$v_x$	skutečná rychlost, ( $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ )
$W$	zatížení na nápravu, (kg)
$W_p$	šířka pneumatiky, (mm)
$z$	počet zubů, (-)
$z_0$	maximální deformace půdy, (mm)
$\beta$	úhel sklonění zubů, ( $^\circ$ )
$\delta$	prokluz, (-; %)
$\delta_{p1}$	maximální možný prokluz, (- ; %)
$\eta_t$	tahová účinnost, (- ; %)
$\eta_\delta$	účinnost prokluzu, (- ; %)
$\omega$	úhlová rychlost, ( $\text{s}^{-1}$ )
$\mu$	součinitel záběru, (-)
$\psi_i$	vnitřní součinitel valení, (-)

## 1. Úvod

V současné době patří k nevyhnutelným technickým prostředkům osobní automobily, nákladní automobily, traktory a další. Tato práce se zabývá konstrukcí radiálních a diagonálních pneumatik a dále pak jejich provozními a trakčními parametry.

Mezi největší současné problémy v zemědělství patří zhutňování půdy, které je způsobeno opakovanými přejezdy těžké zemědělské techniky po polích. Na zhutnělé půdě jsou menší výnosy plodin, a proto je v zemědělství nežádoucí. Zhutňování je možné zabránit pohybem zemědělské techniky po tzv. trvalých stopách (kolejových rádcích), ale ne vždy je to realizovatelné. Existují plodiny, u kterých nelze obsluhovat pole pouze z trvalých stop. V takovém případě je možné provozovat zemědělskou techniku na pneumatikách s nižším tlakem huštění. Nižší tlak v pneumatikách způsobuje větší styčnou plochu, takže se kontaktní tlak rovnoměrně rozprostře po větší ploše a díky tomu dochází k menšímu zhutnění. Lze též použít i nízkotlaké terra pneumatiky, které vynalezla firma Goodyear (1955).

U pneumatik je jedním z nejdůležitějších provozních parametrů tlak huštění. Správné tlaky huštění udává výrobce v tabulkách. Na tlaku huštění je závislá životnost pneumatiky, tlak na podloží, valivý odpor, prokluz a další. Pokud je pneumatika podhuštěná, zvětší se její styčná plocha. Pokud je v pneumatice příliš vysoký tlak, koncentruje se napětí ve středové linii pneumatiky a deformuje se běhoun. Deformací běhounu vzniká prokluz pneumatiky, který způsobuje vyšší spotřebu paliva. Ovlivnit spotřebu paliva lze i rozdílným huštěním předních a zadních pneumatik. Pokud je rozdíl v huštění předních a zadních pneumatik o 2 %, sníží se hodinová spotřeba paliva o 2,2 - 3,0 % a spotřeba na hektar klesne o 3,5 - 4,0 % (Čipliene et al., 2019).

Důležitými trakčními parametry jsou tahové vlastnosti, mezi které patří tahový výkon a tahová účinnost. Technický rádce, vydaný firmou Barum Continental, s. r. o. v roce 2003, uvádí, že tahový výkon se zvětší při zvětšení styčné plochy. Opět je tedy závislý na huštění pneumatiky. Při podhuštění se pneumatika zploští a zabírá více záběrových figur. Zvyšující se tahová účinnost znamená, že je efektivněji využita mechanická práce spalovacího motoru. Předpokládaná maximální tahová účinnost v dobrých polních podmínkách je přibližně 75 % a v extrémních podmínkách klesá až na 60 % (Ismail et al., 1981).

## **2. Cíl práce**

Hlavním cílem této práce je vytvořit ucelený přehled trendu vývoje off-road pneumatik a přehodnotit jejich uplatnění v praxi. Dílčí cíl práce je sofistikovaně zhodnotit základní trakční parametry terénních pneumatik pro off-road vozidla.

### 3. Metodika práce

V této kapitole je popsána konstrukce radiálních a diagonálních pneumatik, včetně rozdílů jejich konstrukcí a poté výhod a nevýhod obou druhů pneumatik. Dále tato kapitola obsahuje rozbor pojmů, týkajících se provozních vlastností off-road pneumatik, jako je například tlak huštění, odpor valení a další.

#### 3.1. Konstrukce pneumatik

V současné době patří k nevyhnutelným technickým prostředkům osobní automobily, nákladní automobily, traktory a další. Pro výrobu jejich kol jsou potřebné moderní konstrukční prostředky. Pneumatika byla patentována Thomsonem již v roce 1845, avšak největší rozvoj konstrukce pneumatiky zaznamenala až s vývojem elektroniky. Počítače se používají především k testování (Koutný, 2007).

Rozlišujeme dva typy pneumatik, které se liší úhlem mezi kovovými kordy kostry a rovinou pneumatiky. Dělení pneumatik je na radiální a diagonální.

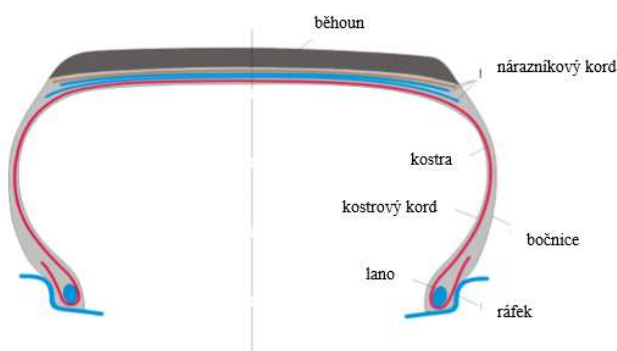
Značení pneumatik je udáváno v palcích a liší se u radiálních a diagonálních pneumatik. Značení radiálních pneumatik obsahuje písmeno R a diagonální pneumatiky mají ve značení pomlčku. V rozměru před písmenem R (pomlčkou) je udána šířka profilu pneumatiky a za písmenem R je průměr ráfku. Za tímto rozměrem lze nalézt označení profilu běhounu a popřípadě i třídu pevnosti kostry PR (ply rating). Pneumatika s vyšším PR má vyšší přípustný tlak huštění a také vyšší únosnost (Grečenko, 1994).

V prodeji je celá řada typů a velikostí pneumatik. Každý typ má svou vlastní oblast použití. Vzorek běhounu je založen na funkčních požadavcích pneumatiky a je vizuálně dobře poznatelné očekávané použití pneumatiky. Identifikace typů zemědělských pneumatik je usnadněna jednotným systémem označování kódem. Zadní zemědělské pneumatiky mají kód AS a přední mají kód AS – Front (Tijink, 1988).

Bočnice pneumatik slouží k ochraně před oděrem, nárazem a ohybovou únavou. Některé pneumatiky mají zesílené bočnice pro docílení lepší manipulace a stability. V dnešní době se vyrábí pneumatiky run-flat s vyztužením bočnic, které pomáhá udržet zatížení, když je tlak vzduchu v pneumatice nízký nebo dokonce nulový (Beach a Schroeder, 2000).

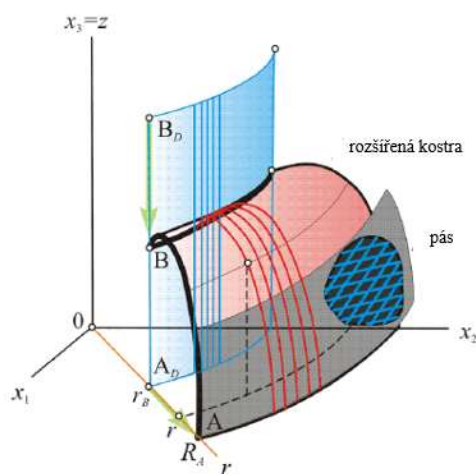
### 3.1.1. Radiální pneumatika

Bočnice radiální pneumatiky je složena ze tří součástí. První součástí je homogenní a izotropní vnější gumová vrstva, v níž se nachází běhoun se vzorovanými drážkami, bez kterých by nebyl možný přenos sil a momentů z pneumatiky na silnici. Vnější gumovou vrstvu podporuje kord, což je vlastně kostra celé pneumatiky. Kostra nese hlavní část napětí, které vzniká vnitřním přetlakem vzduchu a dynamickým zatížením, způsobeným jízdou po vozovce. Nejnižší vrstvou pneumatiky je homogenní pryžová vrstva zajišťující zachování přetlaku v pneumatice (Koutný, 2007). Schéma složení radiální pneumatiky je zobrazeno na obrázku 1 a schéma kostry radiální pneumatiky na obrázku 2.



**Obrázek 1:** Schéma složení radiální pneumatiky

Zdroj: Koutný (2007) (upraveno)



**Obrázek 2:** Schéma kostry radiální pneumatiky

Zdroj: Koutný (2007) (upraveno)

Radiální pneumatika je vyztužena ocelovými lanovými pásy, které jsou uloženy radiálně od patky k patce v úhlu 90 ° k ose běhounu. V oblasti běhounu jsou diagonálně položeny dva či více pásů, které zvyšují pevnost a stabilitu pneumatiky (Beach a Schroeder, 2000).

Pro výpočty pevnosti a konstrukce je potřeba znát křivky zatížení odpovídajících kordů pneumatik. Dále je potřeba zohlednit vychýlení běhounu při výpočtu vnějšího zatížení. Pryž je zcela deformovatelný materiál.

Systém pneumatika/vzduch je závislý na minimální energii, kterou nachází metoda konečných prvků (FEM) pomocí numerického řešení systémů rovnic, odpovídajících jednotlivým prvkům a jejich zúžení. Ke zjednodušení problému dojde při zanedbání energie stěny pneumatiky. Analytické řešení problému lze pak jednoduše vyřešit numerickými metodami.

Rhyneův regresní vzorec slouží pro výpočet radiální tuhosti v jednotkách SI:

$$K_z = 2.68 p_i \sqrt{W_p D_p} + 33.1 \quad (1)$$

, kde  $p_i$  je tlak huštění pneumatiky v [kPa],  $W_p$  a  $D_p$  je šířka a průměr pneumatiky v [mm]. Jednotkou radiální tuhosti je [ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$ ]

Poměr radiální tuhosti prázdné ( $p_i = 0$ ) pneumatiky a radiální tuhosti nafouknuté pneumatiky:

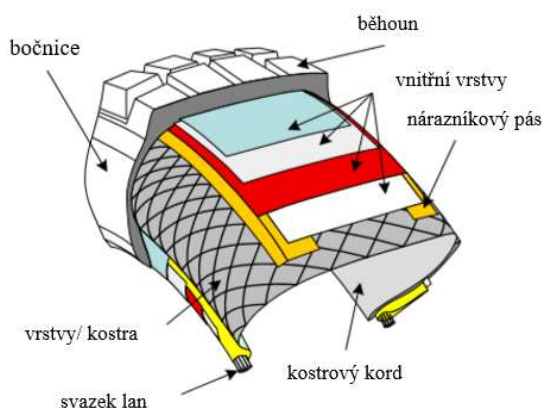
$$\frac{K_{z0}}{K_z} = \frac{33.1}{2.68 p_i \sqrt{W_p D_p} + 33.1} \quad (2)$$

Díky výše uvedeným vzorcům dokážeme předpovídat vnější chování radiální pneumatiky. Například křivky zatížení a vychýlení poloměru zakřivení (Koutný, 2007).

Na povrchu vozovky se nachází mikroskopické nerovnosti, které mohou způsobit překročení kritické úrovně pevnosti materiálu běhounu. Poté nastává opotřebení běhounu, jehož rychlost závisí na kvalitě pryžové směsi, ze které je vyroben, na kvalitě povrchu vozovky a teplotě rozhraní.

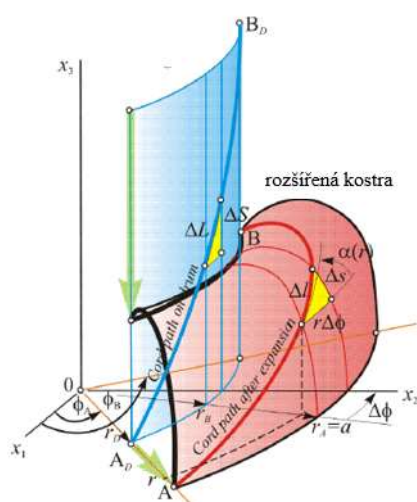
### 3.1.2. Diagonální pneumatika

Technický rádce firmy Barum Continental, s. r. o. uvádí, že diagonální pneumatika má také běhoun připevněný na kostře, jako pneumatika radiální, avšak kostra není totožná. Kostra v této pneumatice je složena z pogumovaných kordových nití, které tvoří vrstvy diagonálně umístěné v úhlech 30 - 40° k patce. Jednotlivé vrstvy se kříží. Konce vrstev se ukotvují k patkám. Počet vrstev diagonálního pláště je větší než u radiálního (Barum Continental, s.r.o, 2003). Vnitřní uspořádání diagonální pneumatiky je znázorněno na obrázku 3 a schéma kostry diagonální pneumatiky na obrázku 4.



**Obrázek 3:** Vnitřní uspořádání diagonální pneumatiky

Zdroj: Jazar (2008) (upraveno)

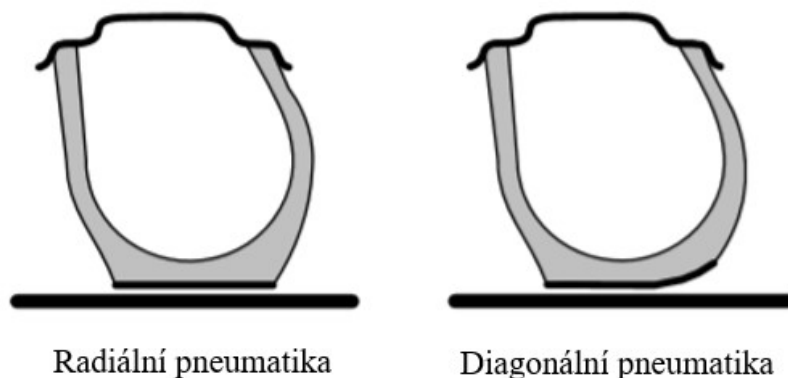


**Obrázek 4:** Schéma kostry diagonální pneumatiky

Zdroj: Koutný (2007) (upraveno)

### 3.1.3. Rozdíly v konstrukci pneumatik

Hlavním rozdílem radiálních a diagonálních pneumatik je jejich chování ve styku s podložkou, při působení boční síly při zatáčení (viz obrázek 5). Diagonální pneumatika má menší kontakt s vozovkou, protože se během i boční stěny deformují při bočním zatížení. Radiální pneumatika má proto rovnoměrnější rozložení tlaku na vozovku a nižší valivý odpor (Jazar, 2008).



**Obrázek 5:** Chování radiální a diagonální pneumatiky v kontaktu s podložkou za přítomnosti boční síly při zatáčení

Zdroj: Jazar (2008) (upraveno)

U radiální pneumatiky funguje běhoun a boční stěna nezávisle. Dochází k větší svislé výchylce. Pásky radiální pneumatiky přidržují běhoun pevně za zemi a snižují tak drhnutí dezénu. Radiální pneumatiky jsou v dnešní době nejpoužívanější, nejspíše i proto, že při jízdě v zatáčkách drží tvar a nesnižuje se trakce.

Diagonální pneumatiky, díky křížovému uspořádání kostry, mohou působit jako celek. Při zatížení pneumatiky se běhoun stlačí a zkreslí. Toto zkreslení ovlivňuje trakci. Pevnost boční stěny diagonální pneumatiky je menší než u radiální, proto je zatáčení méně efektivní. U radiálních pneumatik je o 20 - 25 % větší styčná plocha než u diagonálních (Grečenko, 1994).

### 3.1.4. Výhody a nevýhody radiálních a diagonálních pneumatik

Radiální pneumatika má širší kontaktní plochu než pneumatika diagonální z důvodu větší pružnosti. To způsobuje menší valivý odpor, nižší spotřebu minimálně o 5 %, větší přilnavost, větší záběrovou sílu, umožňuje vyšší rychlost a spoustu dalších výhod. Menší deformaci pneumatiky zajišťují pásy přímo pod běhounem. Menší deformace umožňuje větší



záběrové schopnosti a odolnosti proti průrazu. Jednou z nevýhod radiální pneumatiky je tzv. tvrdší jízda na nekvalitní vozovce. Radiální pneumatiky se používají u osobních automobilů, nákladních automobilů, traktorů a dalších strojů (Barum Continental, s.r.o, 2003).

Mezi výhody diagonálních pneumatik patří jednoduchá konstrukce, snadná výroba, méně hlučná jízda na drsném povrchu s možností převozu vyššího nákladu. Proto jsou vhodné na nákladní automobily. Další výhodou je tuhá bočnice, která je odolná proti poškození v terénu. Diagonální pneumatiky mají však spoustu nevýhod, jako jsou například nižší záběrové vlastnosti při velkých rychlostech, rychlejší opotřebení a způsobují větší spotřebu paliva. Také jsou citlivější na přehřátí a mají malé tlumení vibrací. V dnešní době již nejsou moc používané (Beach a Schroeder, 2000).

Radiální pneumatiky mají v porovnání s diagonálními při dobrých podmínkách obvykle lepší tahový výkon. V případě extrémních podmínek jsou rozdíly v tahové účinnosti malé, ale radiální pneumatika má stále vyšší tahový koeficient. Tahový výkon kvalitní radiální pneumatiky může být až o 25 % vyšší než u nekvalitní diagonální pneumatiky. Naopak u kvalitní diagonální pneumatiky může být tahový výkon až o 14 % vyšší než u nekvalitní radiální pneumatiky (Tijink, 1988).

### **3.2. Provozní parametry off-road pneumatik**

Mezi provozní parametry pneumatik patří tlak huštění, valivý odpor, deformace, tuhost, vliv tvaru dezénu a styčná plocha pneumatiky. V této kapitole jsou tyto pojmy popsány podrobněji.

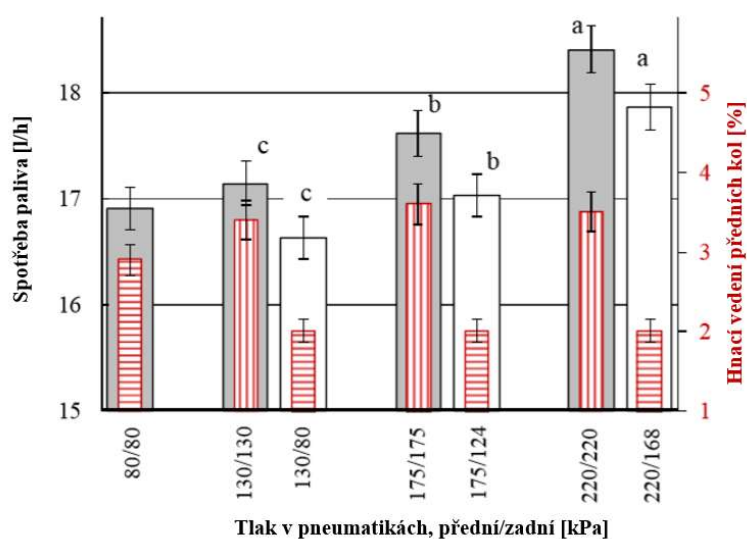
#### **3.2.1. Tlak huštění**

Se zvyšujícím se tlakem v pneumatice se zvyšuje tlak na podloží. Tlak huštění je závislý na předpokladu, na jakém terénu bude pneumatika jezdit. Pokud je pneumatika správně nahuštěná, má vyšší životnost, velký přenos trakčních sil, snížený prokluz, snížený tlak na podloží a též snížený valivý odpor. Vhodný tlak v pneumatice je závislý na rozměru pneumatiky, zatížení, maximální rychlosti a velikosti kontaktní plochy (Plackett, 1985).

Tlaky huštění a únosnosti pneumatik jsou uvedeny v technických údajích výrobců. Optimálního tlaku v pneumatikách ve vztahu k dynamickému zatížení a tažné účinnosti lze dosáhnout pomocí centrálního systému huštění pneumatik.

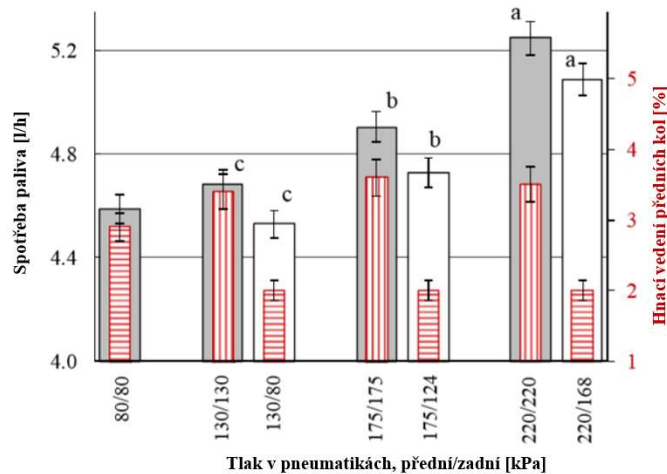
Za dobrých podmínek vytváří tlak huštění větší kontaktní plochu. Výsledkem toho je lepší výkon pneumatik. Při velkém prokluzu a extrémních podmínkách je vliv klesajícího tlaku v pneumatice menší, protože se pneumatika ve vztahu k půdě stává pevnější (Tijink, 1988).

Matematickou metodou Čipliene et al. (2019) lze vypočítat kombinace tlaku v předních a zadních pneumatikách, které tvoří vhodný náběh pro hnací kola traktoru. Kombinace tlaku huštění ovlivňují skluz traktoru a spotřebu paliva. Výsledky jejich výzkumu dokázaly, že pokud je rozdíl huštění předních a zadních pneumatik o 2 %, poté se sníží hodinová spotřeba paliva o 2,2 - 3,0 % a spotřeba na hektar klesne o 3,5 - 4,0 %, ve srovnání s případem, kdy jsou tlaky v předních i zadních pneumatikách totožné. Závislosti jsou uvedeny na obrázcích 6 a 7 a byly provedeny pro traktor se zatížením tahovou silou  $18,1 \pm 0,73$  kN.



**Obrázek 6:** Závislost hodinové spotřeby paliva a hnacího vedení předních kol traktoru na kombinacích tlaku vzduchu v předních/zadních pneumatikách.

Zdroj: Čipliene et al. (2019) (upraveno)



**Obrázek 7:** Závislost spotřeby paliva na hektar a hnacího vedení předních kol traktoru na kombinacích tlaku vzduchu v předních/zadních pneumatikách.

Zdroj: Čipliene et al. (2019) (upraveno)

Upravením tlaku v pneumatikách lze upravit například i prokluz u traktorů. Tlak v pneumatikách dále ovlivňuje vychýlení pneumatiky a vedení předních hnacích kol. Při sníženém tlaku huštění pneumatik dochází ke zvětšení kontaktní plochy, což způsobuje lepší trakční vlastnosti. U podhuštěných pneumatik však dochází k nerovnoměrnému opotřebení běhounu, snížení poloměru otáčení, zmenšení odolnosti bočnic a ztrátě tlaku vzduchu při vytržení ventilu. Vysoký tlak vzduchu v pneumatikách způsobuje deformaci běhounu a snížení tahové síly, z důvodu zmenšení styčné plochy. Objevuje se tu i velký prokluz, který znamená větší spotřebu paliva. Pokud je tlak vzduchu v pneumatice velmi vysoký a půda je velmi měkká, pneumatika působí, jako tuhé kolo a tlak v kontaktu s půdou nesouvisí s hustícím tlakem. Pokud se na pneumatice nachází šípky, může dojít ke koncentraci tlaku na povrchu šípů. Tato koncentrace tlaku se více projevuje na pevných půdách než na měkkých půdách (Antille et al., 2013).

Z měření trakčních vlastností pneumatiky Barum 14,9 - 28 TZ - 7 na syké hlinité půdě je patrné, že při prvním průjezdu způsobuje vyšší huštění lepší záběrové vlastnosti. Při druhém průjezdu jsou vlastnosti pro obě huštění vyrovnány. Nakonec při třetím a dalších průjezdech způsobuje nižší huštění lepší záběrové vlastnosti. Z toho vyplývá, že při jízdě po ztuhnutých půdách je lepší udržovat v pneumatikách nižší hustící tlak pro lepší záběrové vlastnosti (Grečenko, 1994).

Průměrný kontaktní tlak na podložku se často vyhodnocuje z tlaku huštění v pneumatice. Vztah mezi průměrným kontaktním tlakem s podložkou a tlakem huštění závisí

na tuhosti pneumatiky a podmínkách půdy. U tuhých zemědělských pneumatik nesou značnou část celkového zatížení stěny pneumatiky a na pevném povrchu v dotykové ploše je kontaktní tlak vyšší než tlak huštění pneumatiky. Burt et al. (1992) zjistili, že průměrný dynamický kontaktní tlak pod traktorovou pneumatikou 18,4R-38 na pevných půdách se blížil tlaku huštění, zatímco na nezhutněných půdách je kontaktní tlak výrazně nižší než tlak huštění pneumatiky (Tijink et al., 2003).

### 3.2.2. Odpor valení

Odpor valení působí proti pohybu kola. K překonání valivého odporu pneumatiky je potřeba relativně malá tahová síla a v důsledku nesymetrické struktury může nastat i boční síla.

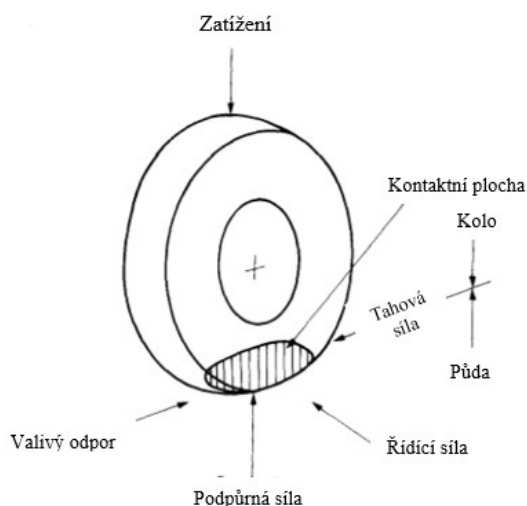
Odpor valení se dělí na vnitřní a vnější. Grečenko (1994) popisuje, že vnitřní odpor je způsoben hysterezními ztrátami při deformaci pneumatiky ve styčné ploše a jejím okolí. Síla vnitřního odporu působí na rameni valivého poloměru a je úměrná rameni valivého odporu. Vnitřní odpor valení se zmenšuje s rostoucím tlakem huštění. Pokud je tlak huštění větší než 100 kPa, hodnota vnitřního součinitele valení je  $\psi_i = 0,015 - 0,020$ . Při tlaku huštění menším než 100 kPa hodnota je  $\psi_i = 0,020 - 0,030$ . Vnitřní součinitel valení  $\psi_i$  je rozdílný pro radiální a diagonální pneumatiky. Při pomalé jízdě je u radiálních pneumatik hodnota  $\psi_i = 0,010 - 0,015$  a u diagonálních pneumatik je hodnota  $\psi_i = 0,015 - 0,020$ . Z čehož vyplývá, že vnitřní součinitel valení je nižší u radiálních pneumatik. Vnější odpor valení vzniká v případech, kdy se pneumatika pohybuje po trvalé stopě. Vnější odpor valení je ovlivňován rozměry styčné plochy, což znamená šířkou a průměrem kola. Celkový odpor valení je tedy součet vnitřního a vnějšího odporu valení.

Cílem při návrhu vozidla je, aby byl co nejmenší valivý odpor, což znamená i co nejmenší energii při překonávání sil odporu pohybu. Složky valivého odporu jsou vyjádřeny:

$$R = R_c + R_b + R_t. \quad (3)$$

Celková síla valivého odporu vůči pohybu je tvořena složkou  $R_c$ , z důvodu vertikálního zhutnění půdy,  $R_b$  složkou v důsledku horizontálního posunutí půdy a  $R_t$  složkou v důsledku ohýbaní pneumatiky. Při práci vozidla na tvrdém povrchu představuje složka  $R_t$  největší procento síly odporu vůči pohybu, což lze snížit zvýšením tlaku v pneumatice a efektivní tuhostí pneumatiky. V případě, že se jedná o terénní situaci, tvoří největší podíl síly na odpor

vůči pohybu složky  $R_c$  a  $R_b$ . Z důvodu rychle se zvětšujícího odporu  $R_b$  se zvětšující se šířkou kola je důležitý výběr kola, které má dlouhou úzkou kontaktní plochu. Bylo prokázáno, že pokud se zvyšuje valivý tlak a tuhost pneumatiky, pak se zvyšuje i valivý odpor (Plackett, 1985).



**Obrázek 8:** *Síly působící na kolo v půdě*

*Zdroj: Plackett (1985) (upraveno)*

Valivý odpor způsobuje ztrátu energie. Důvodem je odvalování pneumatiky po povrchu. Hlavním důvodem ztráty energie je plynulé vychýlení pneumatiky a deformace půdy. Valivý odpor ovlivňují různé parametry. Například tlak v pneumatice, zatížení pneumatiky, průměr a šířka pneumatiky, konstrukce pneumatiky, běhoun, rychlost, přilnavost k povrchu a posuvné a relativní mikro - klouzání mezi kontaktními povrchy (Crolla, 2009).

Tijink (1988) uvádí měření Perdoka (1978), které ukazuje, že valivý odpor na betonovém povrchu se snižuje se zvyšujícím se tlakem nahuštění. Na deformovatelné půdě má vysoký tlak huštění za následek vyšší valivý odpor. Při nižším hušticím tlaku se snižuje pronikání do podložky, zvyšuje se vychýlení pneumatiky a dochází ke ztrátě hystereze. Je důležité dodržovat optimální tlak pro konkrétní stav povrchu. Pneumatiky s nízkým nahuštěním a příliš přetížené pneumatiky mají na vozovce vyšší valivý odpor než na poli. Při větším zatížení kola se zvyšuje valivý odpor (viz obrázek 9). Valivý odpor ovlivňují i povrchové podmínky. Na tvrdém, hladkém a suchém povrchu je valivý odpor podstatně nižší než na čerstvě zoraném poli. Inns a Kilgour (1978) udávají, že při zvětšení šířky pneumatiky se stálým zatížením

a tlakem huštění se sníží valivý odpor. Na silnici je vliv průměru pneumatiky na valivý odpor zanedbatelný, ale v polních podmínkách je vliv značný.

Tiwari et al. (2010) uvádí matematické vzorce pro odhad valivého odporu a tahu valivého kola, které publikoval Bekker (1956), Yong (1984) a Wong (1989). Wong (2001) udává vzorce:

$$z_0 = \left( \frac{p_{gr}}{K_c/b + K_\Phi} \right)^{1/n} \quad (4)$$

$$MR = \frac{bp_{gr}^{(n+1)/n}}{(n+1)(K_c/b + K_\Phi)^{1/n}} \quad (5)$$

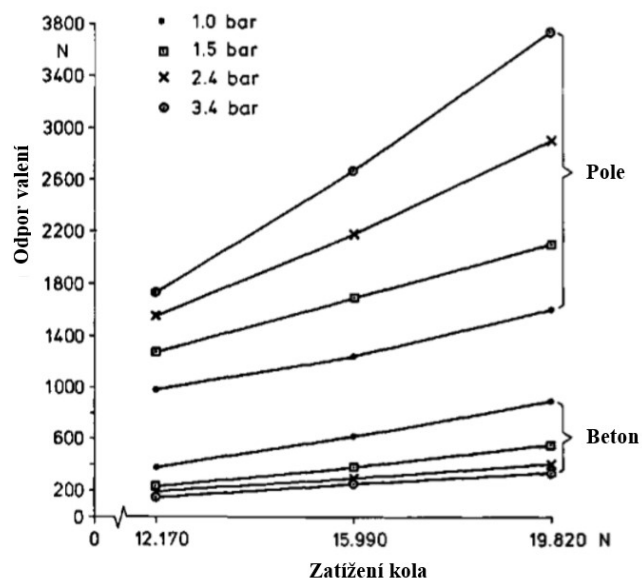
Tiwari et al. (2010) použili vzorec pro kritický tlak pneumatiky publikovaný Bekkerem (1960), nad nímž se pneumatika bude chovat, jako tuhé kolo. Vyjádření kritického tlaku je dáno:

$$p_{gcr} = [K_c/b + K_\Phi]^{1/(2n+1)} \left[ \frac{3W}{(3-n)b\sqrt{D}} \right]^{2n/(2n+1)}. \quad (6)$$

Tiwari et al. (2010) uvádí následující rovnice pro valivý odpor a tah, které publikoval Turnage (1972), pro případ, kdy je prokluz 20 %:

$$\frac{R}{W} = 0,04 + \frac{0,020}{M-2,5}, \quad (7)$$

$$\frac{D_{20}}{W} = 0,80 - \frac{1,31}{M-2,45}. \quad (8)$$



**Obrázek 9:** Valivý odpor zemědělské pneumatiky při různých tlacích a zatížení kol

Zdroj: Tijink (1988) (upraveno)

Odpor valení závisí na součiniteli valení, který je rozdílný pro různé povrchy. Hodnoty součinitele valení jsou udány v tabulce 1.

Povrch	Stav	Kolo s pneumatikou
Pevná vozovka		0,02 - 0,03
Strniště	Suché	0,07 - 0,10
	Vlhké	0,08 - 0,12
Oranice	Čerstvá	0,15 - 0,18
	Ulehlá	0,12
Louka		0,06
Písek	Suchý	0,20

**Tabulka 1:** Hodnoty součinitele valení

Zdroj: Grečenko (1994) (upraveno)

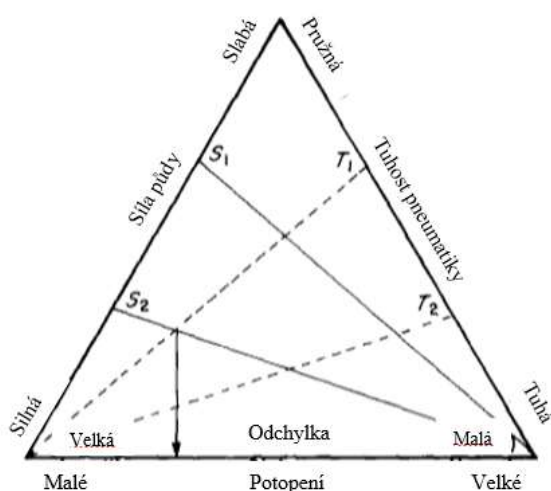
### 3.2.3. Tuhost kostry pneumatiky

Pneumatika je konstrukční nádoba, která udržuje tlak, aby podpořila svislé zatížení způsobené vozidlem. Existují dva způsoby interakce s půdou. Pokud je efektivní tuhost pneumatiky větší než maximální normálové pnutí v půdě a kolo se nevychýlí, bude se pneumatika chovat, jako tuhé kolo. Druhý způsob nastává, pokud je efektivní tuhost

pneumatiky menší než normálové napětí, pak bude pneumatika působit, jako vychýlené kolo (Plackett, 1985).

Zvýšením tuhosti pneumatiky, například zvýšením tlaku v pneumatice, se zmenšuje kontaktní plocha mezi pneumatikou a podložkou. Deformace pneumatik závisí hlavně na relativní tuhosti pneumatiky vůči půdě. Empirické modely odhadují kontaktní plochu mezi pneumatikou a deformovatelným substrátem a predikují zvětšenou kontaktní plochu v případě snížení pevnosti substrátu (Schjønning a Lamandé, 2011).

Plackett (1985) vyobrazuje schematické znázornění vztahů mezi pevností půdy a tuhostí pneumatik (viz obrázek 10). Příklad, znázorněný na obrázku 10, odpovídá pružné pneumatice pracující na relativně silné půdě. To způsobuje malou hodnotu propadnutí a velké vychýlení. Chancellor (1976) uvádí, že tlak mezi pneumatikou a povrchem je přibližně stejný, jako tlak v pneumatice. Pokud se zvětšuje svislé zatížení působící na pneumatiku a tlak nahuštění je konstantní, poté se pneumatika zploští a součin průměrného tlaku a kontaktní plochy se vyrovná svislému zatížení. Tuhé stěny kostry pneumatiky mohou přenášet určité síly na zem a tím způsobovat koncentrace tlaku na okraji oblasti kontaktu s půdou.



**Obrázek 10:** Schematické znázornění vztahů mezi tuhostí pneumatik, pevností půdy, prokluzem a dezénem pneumatik

Zdroj: Plackett (1985) (upraveno)

Běhoun pneumatiky má nízkou tuhost. Pneumatiky mají elastickou podporu, která je vyjádřena třemi koeficienty tuhosti spojenými s osami přirozeného válcového systému souřadnic. Koeficienty jsou nazvány podle sil, které na ně působí. Jejich názvy jsou koeficient



radiální tuhosti, koeficient obvodové tuhosti a koeficient axiální, boční tuhost. Koeficienty tuhosti se dají vypočítat pomocí osových symetrických posunů pásů.

Koutný (2007) uvádí, že vysoká obvodová tuhost je charakteristickou vlastností radiální pneumatiky. Lze tedy považovat radiální pás za podélně neroztažitelný. V důsledku zvyšování teploty se snižuje tuhost běhounu, proto jsou zmírněny změny tuhosti pneumatik při vyšších rychlostech.

### **3.2.4. Deformace**

Pneumatika při statickém zatížení vykazuje radiální deformaci a vyboulení bočnice, zatímco pohybující se pneumatika vykazuje tangenciální deformace kostry a šípů. Při radiální deformaci dochází k vyklenutí bočnice. Kromě vnitřní deformace kostry může dojít i k přímé deformaci. Radiální pneumatika má v tangenciálním směru tuhý pás, který rozděluje deformace po celém obvodu a je kvůli své tuhosti příčinou vnější deformace kostry. Radiální deformace se většinou měří statická a nazývá se průhyb. Vychýlení pneumatiky závisí na tlaku huštění, zatížení, konstrukci pneumatiky a na charakteru nosné plochy (Tijink, 1988).

Deformace vzniká při podhuštění pneumatiky, nastane prohnutí bočnice a vlivem přesunu napětí na vnější okraj pneumatiky se zvětší styčná plocha pneumatiky.

Antille et al. (2013) v souladu s předchozími studiemi Way et al. (1997) uvádí, že při vyšším tlaku v pneumatikách se soustředí kontaktní napětí půdy a pneumatiky na středovou linii pneumatiky. V případě snížení tlaku nastává zvýšení deformace pneumatiky, způsobené zvýšeným napětím na vnějším okraji pneumatiky. Tím se snižuje napětí ve středové linii, což způsobuje rovnoměrnější rozložení napětí pod pneumatikou.

### **3.2.5. Vliv tvaru dezénu**

Pneumatiky pro hnaná kola mají většinou dezén ve tvaru písmene V. Vzory běhounu jsou rozděleny do skupin. První skupinou je konvenční vzorek běhounu pro jízdu v terénu, který má otevřený střed běhounu zajišťující maximální samočištění. Hustota běhounu je zhruba 30 %. Tyto pneumatiky se dají sehnat i s úhlem šípů 67 % namísto běžných 40 – 45 %. Další skupinou jsou pneumatiky s běhounem, který je uzpůsoben k častému ježdění po silnici. Pneumatiky mají zvýšenou hustotu dezénu až na 50 %. Zuby jsou uprostřed širší než na okrajích běhounu. Pneumatiky jsou použitelné na nesoudržných půdách. Dále je skupina vzorků

běhounu s poloviční výškou, která byla navržena pro použití v soudržných terénech a tyto pneumatiky lze provozovat i na silnici. Další skupinou je vysokorychlostní vzorek běhounu, obsahující nízké zuby. Pneumatiky jsou využívány při jízdě traktorem rychlostí vyšší než je obvyklé maximum 40 km/h pro zemědělské pneumatiky. Jsou užitečné na nesoudržných půdách v případě potřeby nízkého tahového výkonu. Další je dezén s vysokým tahem, který má mimořádně vysoké zuby a nízkou hustotu dezénu. Použitelné jsou na velmi mokřích a soudržných terénech. Na silnici jsou tyto pneumatiky téměř nepoužitelné a dochází k nadměrnému opotřebení. Nejčastěji se používají na kombajnech. Existují i další skupiny vzorů běhounu (Tijink, 1988).

V případě pohybu na suché vozovce snižuje dezén pneumatik přilnavost, protože zmenšuje kontaktní plochu mezi pryží a vozovkou.

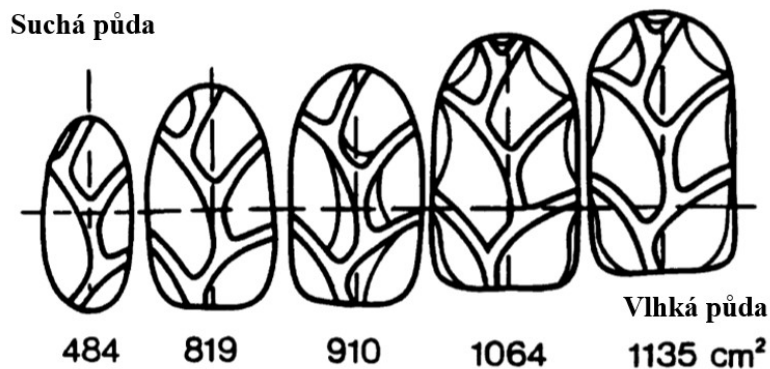
Šípové dezény mají šípy skloněny 45 - 90° k rovině pláště. Pokud se dezén správně čistí, nejsou na měkkém povrchu rozdíly v trakci. Při stoupajícím úhlu šípů se v přímém směru zhoršuje záběr a to až o 30 % (Jazar, 2008).

### **3.2.6. Styčná a styková plocha**

Styčná plocha, je plocha, ve které se stýká pneumatika a podložka. Styková plocha je plocha kontaktní.

Styčná plocha pneumatiky se zvyšuje zatížením a dynamické zatížení pneumatiky je ovlivněno závislostí na hmotnosti a přenosem hmotnosti mezi přední a zadní nápravou. Zvětšená styčná plocha sníží vertikální tlak půdy a zvýší soudržnou složku v horizontální smykové síle. Tím se zvýší hrubá trakce a sníží valivý odpor (Keen et al., 2013).

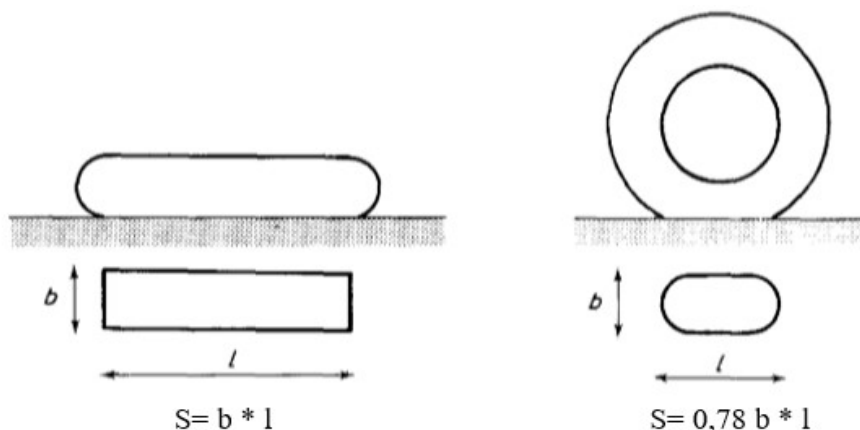
Styková plocha mezi tvrdým povrchem a pneumatikou může být popsána kruhem, zejména pokud se jedná o pneumatiku s křížovou vrstvou a vysokým tlakem nahuštění. Čím nižší je tlak nahuštění pneumatiky, tím více lze geometrii stykové oblasti považovat za eliptickou. Stejně tak, čím měkčí je podložka, tím je eliptičtější kontaktní plocha. Velikost kontaktní plochy je závislá na vlastnostech půdy, tedy i na tom, zda je půda suchá či vlhká. Söhne (1958) se zabýval stanovením kontaktní plochy v závislosti na vlhkosti půdy. Na obrázku 11 jsou uvedeny tvary a velikosti kontaktních ploch (Hallonborg, 1996).



**Obrázek 11:** Kontaktní plochy mezi pneumatikou a zemí

Zdroj: Hallonborg (1996) (upraveno)

Většina modelů predikce tahové síly, založená na teoriích původní mechaniky byla vyvinuta pro pneumatiky, které mají stykovou plochu znázorněnou na obrázku 12 vlevo. Modely se dále přizpůsobily nízkotlakým pneumatikám s přihlédnutím k předpokládané kontaktní ploše, na obrázku 12 vpravo.



**Obrázek 12:** Předpokládaná kontaktní plocha pneumatiky

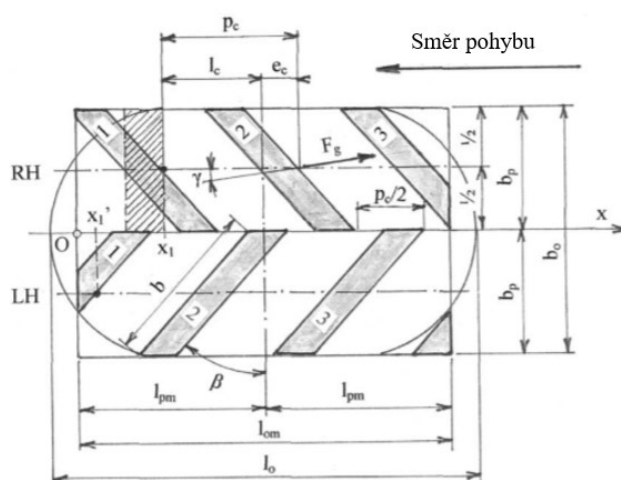
Zdroj: Plackett (1985) (upraveno)

Tijink et al. (2003) popisují kontaktní plochu, jako část pneumatiky, která je v přímém kontaktu s nosným povrchem půdy. Uvádí odhad McKyes (1985), který navrhl odhadnout kontaktní plochu pneumatik na pevném povrchu vynásobením šířky průřezu pneumatiky celkovým průměrem pneumatiky a to celé vydělit 4. Na deformovatelném povrchu je kontaktní plocha pneumatik vždy větší než na pevném povrchu.

Plackett (1985) použil původní rovnici pro výpočet maximální tahové síly vozidla publikovanou Micklethwaitem (1944). Rovnice maximální tahové síly je založena na předpokladu, že maximální udržitelné smykové napětí půdy se vynásobí styčnou plochou. Rovnici lze tedy vyjádřit jako:

$$H_{max} = blc + W \tan \Phi \quad (9)$$

, kde  $H_{max}$  je maximální tahová síla.



**Obrázek 13:** Schéma stopy pneumatiky a model kontaktní oblasti

Zdroj: Grečenko (2010) (upraveno)

Schéma stopy pneumatiky a styčné plochy modelu je na obrázku 13. Zuby o délce  $b$  a průměrné výšce  $t$  jsou uspořádány ve dvou řadách (RH a LH) a mají ustálený úhel  $\beta$  k ose kola. Jejich obvodová rozteč  $p_c$  se rovná součtu obvodových rozestupů  $l_c$  a šířky obvodových zubů  $e_c$  (Grečenko, 2010). Rozteč zubů  $p_c$  udává průměr rozteče pneumatik  $d_p \approx d_t - t$  a počet zubů  $z$ , vzorcem:

$$p_c = \frac{\pi d_p}{z}. \quad (10)$$

Dalším důležitým konstrukčním parametrem pneumatiky je hustota běhounu:

$$TD = \frac{e_c}{p_c} (\times 100 \%). \quad (11)$$

Tijink (1988) uvádí předpoklad Bekkera (1956), že předpokládaná kontaktní plocha  $A$ , může být určena jako plocha obdélníku, snižená o 15 %. Udává vzorec:

$$A = 0,85 l \cdot B \quad (12)$$

, kde  $A$  je plocha,  $l$  je délka kontaktní oblasti a  $B$  je šířka kontaktní plochy.

## 4. Rozbor trakčních parametrů

Trakci lze analyzovat několika termíny, například tahem kola, valivým odporem kola nebo tahovou silou. V této kapitole budou podrobněji rozebrány pojmy tahové vlastnosti traktorů, prokluz kol, součinitel záběru, vliv parametrů terénu a simulace FEM/ DEM.

### 4.1. Tahové vlastnosti vozidel

Tijink (1988) uvádí, že na tahový výkon má velký vliv prokluz. Koeficient tahu se zvyšuje se zvyšujícím se prokluzem. Tahová účinnost se s prokluzem nejprve zvyšuje, dokud není dosaženo maxima a pak se s dalším prokluzem již snižuje. Hodnota prokluzu, při které dochází k maximální účinnosti, je silně závislá na povrchových podmínkách. Prokluz je dle Bocka (1952) a Söhne (1952) je definován:

$$\delta = \frac{s_0 - s_a}{s_0} = 1 - \frac{s_a}{s_0} \quad (13)$$

, kde  $s_a$  je skutečná ujetá vzdálenost a  $s_0$  je ujetá vzdálenost při nulovém prokluzu.

Prokluz lze také definovat pomocí rychlostí. Balley et al. (1974) uvádí:

$$\delta = \frac{\omega - v/r_0}{\omega} \quad (14)$$

, kde  $\omega$  je úhlová rychlost,  $v$  je lineární rychlost a  $r_0$  je poloměr valení za specifikovaných nulových podmínek.

Prokluz je dle analýzy Söhne (1969) a Steiner (1979) tvořen třemi složkami:

- tangenciální kostra a deformace zubů
- tangenciální deformace půdy
- prokluz v kontaktní oblasti.

Tahová účinnost je nejvyšší na tuhém povrchu a klesá se zvyšující se deformací povrchu půdy. Koeficient tahu je závislý na povrchových podmínkách (Tijink, 1988).

Při těžké práci na poli je u traktorů potřeba velký tahový výkon. Cílem je dosažení malého prokluzu, který zajistí maximální silovou vazbu mezi pneumatikou a půdou. Technický rádce firmy Barum Continental, s. r. o. (2003) uvádí, že tahový výkon závisí na velikosti styčné

plochy, hustícím tlaku, velikosti a konstrukci pneumatik, zatížení hnací nápravy, druhu půdy a hlavně na výkonu motoru stroje. Pro zvětšení tahového výkonu je potřeba zvětšit styčnou plochu pneumatiky tím, že se sníží tlak huštění. Pneumatika se tím zploští a dochází k záběru více záběrových figur. Při vysokých tahových silách je více namáhána bočnice pneumatiky. Proto není doporučováno hustit pneumatiky pod hodnoty minimálního huštění, pak dochází k deformacím. Zlepšení tahu lze docílit i montáží zdvojených kol na nápravu, díky čemuž dochází taktéž ke snížení kontaktního tlaku na půdu.

Tahová účinnost je považována za nejdůležitější faktor agregace traktoru zejména v rostlinné výrobě. Studie ukazují, že zhruba 20 - 55 % energie přenesené na kola traktoru je využíváno při kontaktu pneumatiky a půdy. Tato energie způsobuje zhutňování půdy a mívá devastující účinek na rostlinnou výrobu. Zvyšující se tahová účinnost znamená, že je efektivněji využita mechanická práce spalovacího motoru. Vyšší účinnost spočívá ve snížení rozptylu energie. Běžná rychlost traktoru při polním provozu se pohybuje od 3 km/h do 15 km/h. V tomto rozsahu rychlosti dochází k maximálnímu prokluzu kola. Cílem je snížení prokluzu pneumatiky, což znamená zvětšení tahové účinnosti. Existují dva způsoby. První možností je zvýšení hmotnosti traktoru, například přidáním předního závaží. Druhou možností je zvětšení kontaktní plochy mezi pneumatikami a povrchem. Při zvětšení styčné plochy pneumatiky se sníží negativní účinek pohybu traktoru na poli a omezí se fyzická degradace půdy, například poškození struktury a zhutnění. Při větší styčné ploše se navíc zmenšuje valivý odpor na měkké půdě (Grečenko, 2010).

Záběrové vlastnosti pneumatiky se vyjadřují pro daný prokluz. Celková tahová síla se vypočítá součtem reakcí pro všechny plochy tvořící kontaktní plochu pneumatiky pro vybraný prokluz.

Tahová účinnost pneumatiky traktoru je nízká. Očekávaná maximální tahová účinnost v dobrých polních podmínkách je přibližně 80 %. V extrémních podmínkách teoretická účinnost klesá až na 60 % a méně. Prakticky není možné těchto hodnot dosáhnout z důvodu neprovedení úprav provozních parametrů, aby byla dosažena maximální účinnost. Tahová účinnost je vyjádřena následujícím výrazem:

$$\eta_t = \frac{C_T(1-\delta)}{C_T + C_R} \quad (15)$$

, kde  $\eta_t$  je tahová účinnost,  $C_T$  je koeficient trakce,  $C_R$  je koeficient valivého odporu a  $\delta$  je prokluz kola (Ismail et al., 1981).

Dle Grečenka (1968) lze tahovou účinnost lze spočítat i z výkonu traktoru  $P_e$ , tahové síly  $F_t$  a tahového výkonu  $P_t$  ze vzorců:

$$P_t = F_t \cdot v \quad (16)$$

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_e} \quad (17)$$

$$\eta_t = \eta_p \cdot \eta_r \cdot \eta_\delta \quad (18)$$

## 4.2. Prokluz kol

Grečenko (1994) používá vzorec pro prokluz  $\delta$ , závisující na poměrné skluzové rychlosti  $v_\delta$ . Tato rychlost je měřena při přenosu podélné síly a působí proti této síle a potom vzorec pro výpočet prokluzu má tvar:

$$\delta = \frac{v_\delta}{v_t} = \frac{v_t - v_x}{v_t} = 1 - \frac{v_x}{v_t} \quad (19)$$

, kde  $v_t = r_v \cdot \omega$  je rychlost valení a  $v_x$  skutečná rychlost.

Při prokluzu kol dochází ke ztrátě významné části energie. Ismail et al. (1981) používají prokluz k nastavení řídicího systému za účelem zlepšení využití výkonu motoru. Prokluz zadních kol vzhledem k předním kolům byl nalezen pomocí foto - tranzistorů a elektronických obvodů. Analogový výstup aktivoval 12 V motor, kdykoliv se prokluz odchýlil od nastavené úrovně. Pokusy bylo zjištěno, že požadované úrovně prokluzu lze dosáhnout regulačním systémem prokluzu. Kombinace systému řízení prokluzu se současným systémem řízení tahu zajišťuje dobrý výkon v terénu.

Grečenko (2010) uvádí výsledné tlakové křivky pneumatiky, závisující na prokluzu a tahové síle. Prokluzové křivky jsou uvedeny na obrázku 14.

Prokluz kol musí být regulován, aby byl v rozsahu 0,07 - 0,14, což zaručuje funkci v blízkosti bodu maximální účinnosti. Pro sledování prokluzu musí být dosaženo přesných údajů o rychlosti hnacího kola a rychlosti jízdy. Rychlost hnacího kola je snadno sledovatelná, ale sledovat rychlost jízdy vpřed je obtížnější. Lze ji sledovat optickými systémy, což jsou například Dopplerovy radarové systémy, které umožňují přesné odečítání rychlosti vpřed a to

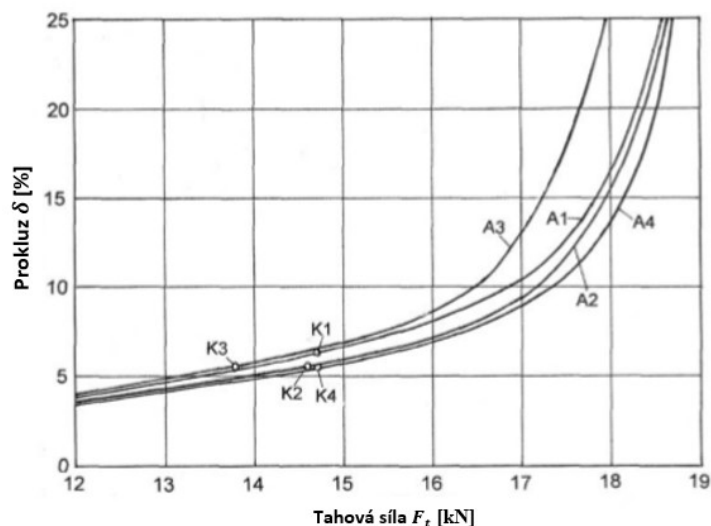


i velmi nízkých hodnot. Experimenty dokázaly, že prokluz kola může být proměnlivý v závislosti na rozměrech kol, tlaku huštění, zatížení a stavu půdy. Jako nejvhodnější systém pro automatické řízení provozních parametrů se jeví ten, který měří prokluz hnacího kola a nastavuje tah tak, aby udržel prokluz v požadovaném rozsahu.

Tijink (1988) uvádí využití Dopplerova radaru publikované Thansandote et al. (1977). Dopplerův radar slouží k měření skutečné pozemní rychlosti traktoru a obvodové rychlosti hnaného kola. Z jejich závěru je patrné, že Dopplerův prokluz se dá využít jako praktické zařízení pro využití v zemědělství. Od konce sedmdesátých let se do automatických řídicích systémů postřikovačů instalují Dopplerovy radarové senzory, které měří skutečnou rychlost jízdy. Při změně rychlosti vpřed, řídicí systém automaticky změní nastavení postřikovače tak, aby byla zachována stejná aplikační dávka. Prokluz lze měřit i při orbě. Pokud prokluz přesáhne mezní hloubku orby, zvedne se pluh, aby se snížil prokluz. Podle Hesseho (1986) tento systém šetří palivo a čas při orbě.

Prokluz lze měřit i analogově. Zoerb a Popoff (1967) vyvinuli posuvné zařízení pro měření, které využívá 2 generátory tachometrů Barber - Coleman, připojené k obvodu potenciometru. Prokluz byl vypočítán porovnáním rychlosti dvoukolového vozu, taženého traktorem, s průměrnou rychlostí otáčení hnacích kol. Analogový posuvný měřič využívá Dopplerův jev k měření skutečné rychlosti a obvodové rychlosti hnacích kol. Lyne a Meiring (1977) vyvinuli zařízení pro měření prokluzu fungující pomocí fotoelektrických pulsních signálů. K výpočtu prokluzu bylo využito rychlosti předního a zadního kola.

Pro snímání prokluzu hnacího kola byl vyvinut řídicí systém, který prostřednictvím elektromotoru a převodovky aktivoval hydrauliku traktoru, pomocí ovládací hřídele. Stroj byl automaticky zvedán nebo spouštěn v závislosti na odchylce prokluzu od nastavené úrovně. Z důvodu nízkého výkonu motoru byla reakce velmi pomalá. Občas nemohl systém okamžitě ovládat nárůst prokluzu, který způsobil zvýšený tah. Při regulaci prokluzu a tahu byly jejich průměrné odchylky 6,1 % (2,7 kN). Ke zlepšení tahové účinnosti dochází kombinovaným systémem řízení prokluzu a tahu v požadovaném rozsahu.



**Obrázek 14:** Prokluzové křivky pneumatiky 380/85 R30 s hypotetickými alternativami běhounu A1- A4 na měkké půdě; K1- K4 jsou přechodové body

Zdroj: Grečenko (2010) (upraveno)

### 4.3. Součinitel záběru

Součinitel záběru patří mezi trakční součinitele při pohybu ve směru roviny kola. Součinitel záběru dle Grečenko (1994) je poměr hnací síly  $F_x$  k normálové reakci  $F_z$ . Vzorec součinitele záběru  $\mu$ :

$$\mu = \mu_x = \frac{F_x}{F_z}. \quad (20)$$

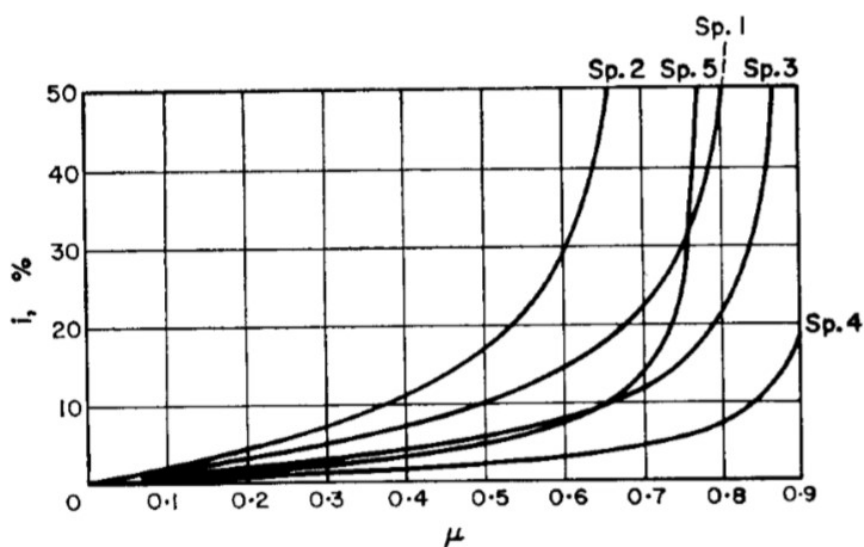
Povrch	Stav	Kolo s pneumatikou
Pevná vozovka	Suchá	0,8 - 1,0
	Mokrá	0,6 - 0,8
	Zasněžená	0,2 - 0,4
Strniště	Suché	0,75 - 0,85
	Vlhké	0,6 - 0,75
Oranice	Čerstvá	0,4 - 0,5
	Ulehlá	0,5 - 0,7
Louka	Posečená	0,6 - 0,7
Písek	Suchý	0,3 - 0,4

**Tabulka 2:** Hodnoty limitního součinitele záběru  $\mu$  při prokluzu 100 % (kolo se protáčí na místě)

Zdroj: Grečenko (1994) (upraveno)

Grečenko (1994) dále uvádí, že při vzrůstající vlhkosti půdy pod povrchem roste součinitel záběru  $\mu$  a klesá prokluz  $\delta$ . Prokluzové křivky se vyskytují ve dvou typech. U prvního typu roste součinitel záběru monotónně do prokluzu 100 % se snahou dalšího růstu a je typický pro kultivované půdy při normální vlhkosti. Součinitel záběru u druhého typu prokluzových křivek dosahuje nejvyšší hodnoty při prokluzu menším než 100 % a dále se snižuje. Typický je pro travnaté povrchy se zvýšenou vlhkostí, pole po sklizni cukrové řepy s vysokou vlhkostí, slatiny a betonové vozovky.

Grečenko (1967) uvádí pět standardních křivek prokluzu (Sp) vyobrazených na obrázku 15 a jejich vlastnosti jsou vyobrazeny v tabulce 3. Experimentální důkazy ukázaly, že průměrný výkon kolového traktoru na měkké půdě lze očekávat v mezích Sp. 1 a Sp. 2. Konkrétní standardní křivky prokluzu byly použity jako základ pro predikci výkonu traktorů s různými rozměry hnacího mechanismu.



**Obrázek 15:** Standardní prokluzové křivky

Zdroj: Grečenko (1967) (upraveno)

Standardní prokluz	k	$\mu_m$	Druh traktoru	Typ povrchu	Poznámky
Sp. 1	0,19	0,89	Kolový	Strniště, hustá hlína	Velmi dobrý tah
Sp. 2	0,27	0,74	Kolový	Kultivovaná půda	
Sp. 3	0,11	0,92	Kolový	Suchý beton	
Sp. 4	0,046	0,96	Pásový	Strniště, hustá hlína	Odpovídá přibližně Sp. 1
Sp. 5	0,086	0,82	Pásový	Kultivovaná půda	Odpovídá přibližně Sp. 2

**Tabulka 3:** Charakteristika standardních prokluzových podmínek

Zdroj: Grečenko (1967) (upraveno)

#### 4.4. Vliv parametrů terénu

Výška dezénu je závislá na předpokladu, na jakém terénu bude pneumatika využívána. Pokud jsou pneumatiky určeny na měkký terén, mají vysoký dezén. Nejvyšší dezén je možné nalézt u pneumatik určených na obdělávání rýžovišť. Při používání pneumatik s vysokým dezénem na tvrdém povrchu dochází k výraznému snižování trakce (až o 20 %) oproti pneumatikám s normálním dezénem. Na měkkém povrchu není žádný rozdíl mezi záběrem radiálních a diagonálních pneumatik, ale na tvrdém povrchu zabírají lépe pneumatiky radiální (Grečenko, 1994).

Grečenko (1969) vyslovil hypotézu týkající se měřených vlastností půdy s boční silou působící na pneumatiku. Jeho hypotéza je založena na třech principech:

- a) posun půdy pod kontaktní oblastí se zvyšuje úměrně jeho vzdálenosti od předního konce kontaktní oblasti;
- b) rychlost změny posunu je konstanta a
- c) směr posunu půdy se shoduje se směrem výsledné síly.

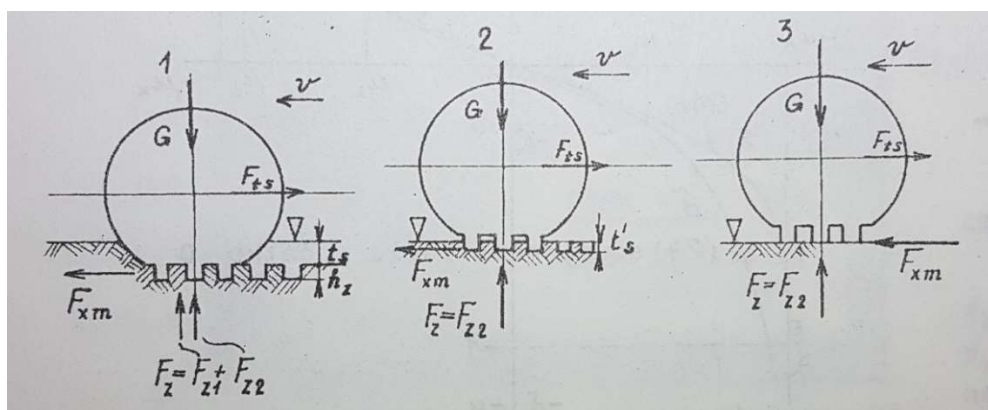
V závislosti na terénu se mění kontaktní tlak pneumatiky. Při pohybu po tvrdé podložce se u valícího se kola posouvá maximální kontaktní tlak ze středu kola ve směru pohybu. V centrálním řezu příčně je kontaktní tlak závislý na huštění pneumatiky. Při přehuštění je

maximální kontaktní tlak uprostřed pneumatiky a při podhuštění je maximální kontaktní tlak na okrajích a uprostřed je minimální.

Na měkké podložce je maximální kontaktní tlak v blízkosti osy kola. Čím více je půda sypká, tím hlubší stopu pneumatika zanechává. Proto je nutné volit správný tlak huštění, který hloubku stopy pneumatiky zmenší.

Na měkké půdě se mění plocha otisku pneumatiky s hloubkou stopy. Před osou kola se délka otisku prodlužuje a za osou kola se zmenšuje. S hloubkou stopy se zvětšuje i šířka. Z šířky dezénu (tvrdá podložka) až na šířku celé pneumatiky (Plackett, 1985).

Zaboření pneumatiky ovlivňuje taktéž zhutnění půdy. Grečenko (1994) rozlišuje tři stupně zaboření. Prvním stupněm je měkká půda, druhým zhutnělá půda a třetím tvrdá podložka. Na obrázku 16 jsou vyobrazeny všechny tři stupně zaboření. V prvním případě dochází k úplnému zaboření na měkké podložce. Tíhovou sílu přenášejí temena zubů i plášť pneumatiky a smyková plocha se vytváří pod temeny zubů. U druhého stupně nastává částečné zaboření a tíhovou sílu přenášejí jen temena zubů. Mezi zuby dochází ke stlačování a smýkání půdy. Třetí stupeň nemá žádné zaboření a objevuje se zde jen tření.



**Obrázek 16:** Tři stupně zaboření hnacího kola v závislosti na půdě

Zdroj: Grečenko (1994) (upraveno)

Pro průjezdnost terénem je důležité, aby prokluz nepřesáhl hodnotu  $\delta_{p1}$  za určitých podmínek. Pokud dojde k vyššímu prokluzu, hrozí zahrabání kol na měkké půdě a na trávě vytržení drnu. Přípustné hodnoty prokluzu dle Grečenka (1994):

Provlhlý, měkký terén ...	$\delta_{p1} = 30 \%$
Suchý, sypký terén ...	$\delta_{p1} = 40 \%$
Tuhá půda, drn ...	$\delta_{p1} = 50 \%$

## 4.5. Simulace FEM/ DEM

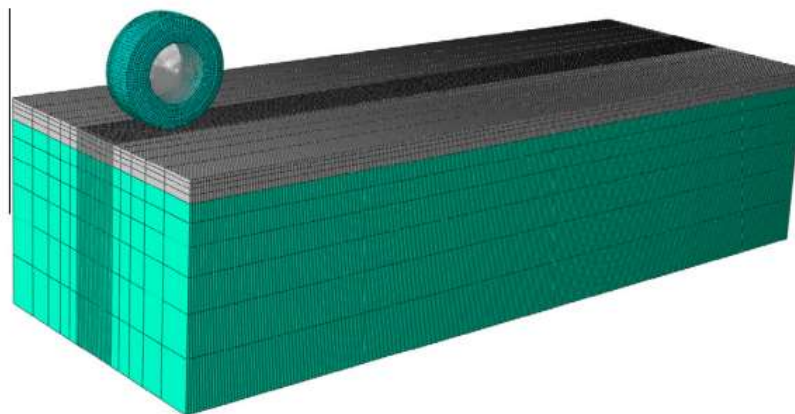
Pomocí metody konečných prvků FEM lze předpovídat 3D stopy pneumatik.

Analýza interakce pneumatiky s pískem má ten problém, že písek má nespojitě zrnité vlastnosti a pneumatika má nelineární spojité znaky. Bylo potřeba najít efektivní numerický nástroj (Rubinstein et al., 2018).

Mnoho vědců se zabývalo studiem metody konečného prvku (FEM). Metodu diskretních prvků (DEM) navrhl Cundall (1971). Jednalo se o simulaci běhu tuhého kola na zrnitých půdách. Obě metody mají určité výhody, proto se používá kombinace FEM/DEM (Zhao a Zang, 2017).

Pohyby diskretního prvku (DE) a konečných uzlů prvku (FE) se řídí druhým Newtonovým zákonem.

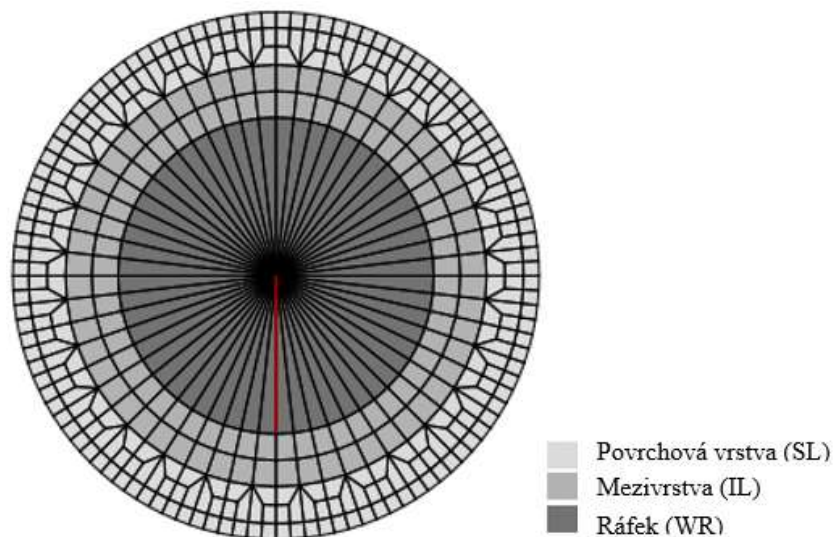
Na obrázku 17 je trojrozměrný model konečných prvků pro interakci pneumatika/terén. Autorem modelu je Xia (2011) a je vytvořen čistě pro výzkumné účely. Průměr pneumatiky je 981 mm a šířka dezénu 327 mm. Velikost prvku pneumatiky je zhruba 30 mm. Model pneumatiky obsahuje tři hlavní konstrukční parametry, kterými jsou ráfek, bočnice a běhoun. Běhoun a bočnice jsou vyrobeny z pryže a jsou vyztuženy vlákny. Při modelování se kaučuk považuje za nestlačitelný a vyztužující vlákna jsou modelována, jako lineární elastický materiál. Ráfek je modelován jako nestlačitelný pomocí kinematické vazby, která se používá k udržování konstantní vzdálenosti mezi středem pneumatiky a oblastí patek. Zatížení vozidla je aplikováno na náboj pneumatiky a působí jen ve svislém směru. Předpokládá se, že půda je relativně tuhá a elasticky se deformuje. Modelování terénu probíhá pomocí 8 uzlových šestihranných prvků. Z důvodu snížení počtu prvků se využívá v oblasti interakce jemného pletiva a mimo kontaktní oblast se nachází relativně hrubá síťovina. Simulace se provádí pomocí dvou kroků. Prvním krokem je simulované působení zatížení na nápravu bez valení. Druhým je převalení pneumatiky přes deformovatelnou zeminu a na osu pneumatiky působí úhlová rychlost.



**Obrázek 17:** Model konečných prvků interakce pneumatika/terén

Zdroj: Xia (2011) (upraveno)

Nishiyama et al. (2017) provedli studii, ve které bylo zkoumáno normální a tangenciální kontaktní napětí pneumatiky, pohybující se na suchém pískovém terénu. Na obrázku 18 je výsledná konfigurace 2D FE sítě pneumatiky. Komponenty pneumatiky jsou ráfek (WR), mezivrstva (IL) a povrchová vrstva (SL). Celkový počet prvků FE je 448 a uzlů 447. Důvodem konstrukce jemné sítě v části běhounu je zvýšení přesnosti detekce kontaktu. V případě 2D numerické analýzy se data šířky používají výhradně pro výpočet kontaktní plochy.



**Obrázek 18:** Konfigurace 2D FE sítě pneumatiky

Zdroj: Nishiyama et al. (2017) (upraveno)

#### 4.6. Vlastnosti s ohledem na utužení půdy

Utužení neboli zhutnění půdy znamená, že dochází ke stlačování půdy při opakovaném zatěžování zemědělskými stroji. Jemnozrnné provlhlé půdy někdy mění i půdní strukturu. Pokud půda obsahuje póry, které nejsou zcela vyplněny vodou, může být zhutnitelná. Po přejezdu vozidla na této půdě jsou vytlačeny stopy pouze do hloubky. Pokud je půda málo zhutnitelná, vytvářejí se po bocích stopy hřebeny. Zhutněná půda zemědělcům ztěžuje obdělávací práce. Zhutňování se rozděluje na primární a druhotné. Primární vzniká vlastní hmotností zeminy a nepříznivým složením půdy. Druhotné zhutňování způsobuje zemědělská činnost. Ať už mechanicky (doprava po půdě) nebo špatným hnojením půd. Stlačení půdy ovlivňuje kontaktní tlak a na něm závisící velikost styčné plochy. Dále je ovlivněno i kvalitou a stavem půdy a jejím celkovým zatížením (Grečenko, 1994).

Musse et al. (1992) numericky simulovali výkony terénních pneumatik s ohledem na rovnováhu mezi půdou a prvky pneumatik. Do charakteristik deformace půdy ve smyku zahrnuli i rychlostní účinek a zjistili, že při předpovídání výkonu terénních pneumatik nelze tento rychlostní účinek zanedbat.

Gaultney et al. (1982) zjistili, že s těžkým zhutněním půdy dochází k 50% snížení výnosu kukuřice a s mírným zhutněním k 25% snížení výnosu. Proto je důležitý výzkum nalezení optimálních provozních parametrů, které zlepší poměr čisté trakce a také trakční účinnost. Bylo zjištěno, že huštění pneumatik je jedním z nejdůležitějších faktorů, které trakci ovlivňují.

Grečenko (1994) udává, že při zatěžování 10 tunami po 5 - 10 letech dochází v hloubce 30 - 35 centimetrů k trvalému zhutnění. Na pozemcích čtyřnásobně poježděných těžkými vozidly dochází během 4 až 8 let po stlačení ke snížení výnosu o zhruba 2,5 %.

Obecně pro trakci v sypkých a měkkých půdách vede pokles tlaku ke zlepšení rozložení normálního a tangenciálního napětí ve výkonu v tahu pneumatiky. Doporučený tlak v pneumatikách je v rozmezí 40 - 50 kPa, aby se zabránilo zhutnění půdy ve vlhkých až mokrých půdách. Firma Goodyear vynalezla nízkotlaké terra pneumatiky (1955), které mají pozitivní vliv na trakční schopnost a zhutnění půdy. Tyto pneumatiky vyvinuli výrobci tak, aby neměly dopad na životní prostředí. Byly to nízkotlaké radiální pneumatiky s hustící kapacitou 40 kPa. Dodnes jsou používány například u zemědělského stroje Challenger Terra - Gator 8333 (viz obrázek 19), který způsobuje minimální zhutnění půdy. U tohoto stroje mají všechny tři pneumatiky stejný rozměr 1050/ 50 R 32 TL 178 A8s, které poskytují vynikající průchodnost,



čímž zajišťují šetrnou práci na zemědělské půdě. Zhutňování lze též omezit například jízdou výhradně v trvalých stopách.

Terra pneumatiky mají ve srovnání s konvenčními pneumatikami širší průřez, větší objem vzduchu, pružnější kostru a pracují při nižších tlacích huštění. Dezény terra pneumatik se vyrábí v několika provedeních. V Nizozemsku se terra pneumatiky používají na kombajnech a sklízecích řepy (Tijink, 1988).

Tijink et al. (1995) uvádí faktory pomáhající snižovat účinek stlačování pneumatikou. Mezi tyto faktory patří nízký tlak v pneumatice, nízké zatížení pneumatiky, nízký průměrný tlak na zem, nízká tuhost pneumatiky, konstrukce radiálních pneumatik, malý prokluz a nízké zuby vzorku. Nejdůležitější je průměrný tlak na podložku, který za určitých podmínek souvisí s tlakem vzduchu v pneumatikách. Omezení průměrného tlaku na půdu a zatížení kola jsou hlavními nástroji pro kontrolu zhutnění půdy.



**Obrázek 19:** Challenger Terra - Gator 8333

Zdroj: <https://zeppelin.cz> (upraveno)

#### **4.7. Porovnání výkonů a hmotnosti / velikost a typ pneumatik**

Traktory jsou rozděleny do několika řad podle velikosti. V této kapitole budou uvedeny rozměry pneumatik pro čtyři třídy traktorů firmy John Deere. Jedná se o řady 6, 7, 8 a 9. Všechny uvedené pneumatiky jsou radiální. Diagonální se v dnešní době v zemědělství již moc nepoužívají.

V řadě 6R se vyrábí traktory 6175 R, 6195 R, 6215 R, 6230 R a 6250 R. Jejich výkony se pohybují v rozmezí 129 kW - 184 kW a pohotovostní hmotnosti 8 300 kg - 9 300 kg. Maximální rozměr pneumatik vpředu je 600/70 R28 (SRI 750) a vzadu 800/75 R38 (SRI 975).

Řadu 7R reprezentují traktory 7210 R, 7230 R, 7250 R, 7270 R, 7290 R a 7310 R. Výkonově se pohybují od 155 kW do 228 kW a hmotnostně od 10 680 kg do 11 120 kg. Maximální rozměry pneumatik vpředu jsou 600/70 R30 a 620/75 R30. Rozměry pneumatik vzadu jsou 800/70 R38 nebo 900/60 R42.

V řadě 8R se v současné době vyrábí nejvíce typů traktorů. 8245 R, 8270 R, 8295 R, 8320 R, 8345 R, 8370 R a 8400 R. Výkony jsou od 180 kW do 290 kW a průměrná celková hmotnost je 14 500 kg. Maximální rozměr pneumatik vpředu je 650/60 R34 a vzadu 900/60 R42.

V největší řadě 9R najdeme traktory typu 9420 R, 9470 R, 9520 R, 9570 R a 9620 R. Výkony těchto traktorů jsou od 310 kW do 460 kW a hmotnosti od 18 800 kg do 19 700 kg. Maximální rozměr pneumatik je 800/70 R38.



**Obrázek 20:** Radiální pneumatika Mitas (rozměr 900/60 R38)

Zdroj: <https://www.pneuman.cz> (upraveno)

## 5. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo vytvořit přehled trendu vývoje off-road pneumatik a přehodnotit jejich uplatnění v praxi. Dílčím cílem práce bylo zhodnotit základní trakční parametry terénních pneumatik pro off-road vozidla. Práce je psána formou literární rešerše převážně z vědeckých článků a knih, zabývajících se touto problematikou.

V kapitole metodika práce je popsána konstrukce radiálních a diagonálních pneumatik, včetně rozdílů jejich konstrukcí a poté výhod a nevýhod obou druhů pneumatik. Radiální pneumatika má rovnoměrnější rozložení tlaku na vozovku, nižší valivý odpor, nižší spotřebu, větší přilnavost a je dnes nejpoužívanější. Styčná plocha radiálních pneumatik je o 20 – 25 % větší než u diagonálních pneumatik z důvodu větší pružnosti. Diagonální pneumatiky mají vyšší nosnost a odolnost proti proražení bočnice. Jejich nevýhodou je rychlejší opotřebení a vyšší spotřeba paliva. Dnes se již téměř nepoužívají.

Dále jsou v této kapitole rozebrány provozní parametry pneumatik. Nejprve je popsán tlak huštění, který je závislý na předpokladu, na jakém terénu bude pneumatika používána. Se zvyšujícím se tlakem v pneumatice se zvyšuje i tlak na podloží. Při používání pneumatik s příliš vysokým tlakem huštění dochází k deformaci běhounu a snížení tahové síly, z důvodu zmenšení styčné plochy. Také se zde objevuje velký prokluz, který znamená větší spotřebu paliva. Dalším parametrem je odpor valení, který působí proti pohybu kola a skládá se z vnitřního a vnějšího odporu valení. Vnitřní odpor je závislý na vnitřním součiniteli valení, který se zmenšuje s rostoucím tlakem huštění a je nižší u radiálních pneumatik. V další podkapitole je popsána tuhost pneumatiky. Radiální pneumatika je charakteristická svou vysokou obvodovou tuhostí. Při vyšších rychlostech dochází ke změnám tuhosti pneumatik, z důvodu zvyšování teploty a tím snižování tuhosti běhounu. Deformace nastane v případě snížení tlaku v pneumatice, a je způsobena zvýšeným napětím na vnějším okraji pneumatiky. Dochází k prohnutí bočnice a zvětšení styčné plochy pneumatiky. V podkapitole vliv tvaru dezénu je uvedeno, že dezén ovlivňuje trakci a hlučnost pneumatiky. Drážky na pneumatikách slouží k odvádění vody z běhounu. Pokud by odvádění vody neprobíhalo, voda by zůstávala mezi pneumatikou a vozovkou a to by způsobovalo ztrátu tření s vozovkou. Šípové dezény jsou skloněny 45 – 90° k rovině pláště a při stoupajícím úhlu šípů se zhoršuje záběr až o 30 %. Styčná plocha, je plocha, ve které se stýká pneumatika s podložkou a její velikost závisí na zatížení. Velikost stykové (kontaktní) plochy je závislá na vlastnostech půdy, tedy i na tom, zda je půda suchá či vlhká. Pneumatiky s nižším tlakem huštění mají větší kontaktní plochu, tím se zmenšuje pronikání do půdy a minimalizuje se zhutňování.

V kapitole rozboru trakčních parametrů jsou jako první uvedeny tahové vlastnosti. Pro zvětšení tahové síly, potřebné při práci na poli, je potřeba zvětšit kontaktní plochu pneumatiky například snížením tlaku huštění. Tím se pneumatika zploští a dochází k záběru více záběrových figur. Tahová účinnost je nejvyšší na tuhém povrchu a klesá se zvyšující se deformací povrchu půdy. Ismail et al. (1981) uvádí očekávanou maximální tahovou účinnost v dobrých polních podmínkách přibližně 80 % a v extrémních podmínkách zhruba 60 %. Při prokluzu kol dochází ke ztrátě významné části energie. Vzorec prokluzu kol je závislý na rychlosti valení a skutečné rychlosti, kterou lze sledovat například Dopplerovými radarovými systémy. Prakticky lze tento systém využít například při orbě. Pokud prokluz přesáhne mezní hloubku orby, zvedne se pluh a tím se prokluz sníží. Podle Hesseho (1986) tento systém šetří palivo a čas při orbě. Jako výpočet součinitele záběru je uveden poměr hnací síly k normálové reakci. V této kapitole jsou dále uvedeny hodnoty limitního součinitele záběru pro různé povrchy. V kapitole vliv parametrů terénu je popsáno, že je důležité rozlišovat, na jakém terénu bude pneumatika provozována. Na měkký terén jsou potřeba pneumatiky s vysokým dezénem a nejvyšší dezén je možné nalézt u pneumatik určených na obdělávání rýžovišť. Pokud jsou však pneumatiky s vysokým dezénem provozovány na tvrdém povrchu, dochází ke snižování trakce až o 20 %. Pomocí metody konečných prvků lze předpovídat 3D stopy pneumatik. Pohyby diskretního prvku (DE) a konečných uzlů prvku (FE) se řídí druhým Newtonovým zákonem. Obě metody mají určité výhody, proto se používá jejich kombinace FEM/DEM. Zhutnění půdy znamená, že dochází ke stlačování půdy při opakovaném zatěžování zemědělskými stroji. Pokud půda obsahuje póry, které nejsou vyplněny vodou, může být zhutnitelná. Pokud již půda zhutnělá je, velmi ztěžuje práci zemědělců. S těžkým zhutněním půdy dochází k 50% snížení výnosu kukuřice a s mírným zhutněním k 25% snížení výnosu. Zhutňování lze omezit i jízdou výhradně v kolejových rádcích. V poslední kapitole je uvedeno, jaké pneumatiky patří na traktory s ohledem na výkon a hmotnost. Například na největší řadu John Deere (310 – 460 kW) se obouvají pneumatiky maximálního rozměru 800/70 R38.

Do budoucna bych doporučila, aby zemědělci využívali centrální dohušťování pneumatik. V praxi je běžné, že obdělávají pole se stejně nahuštěnými pneumatikami, jako měli na silnici při cestě na pole, čímž způsobují zhutňování půdy. Jedním z možných důvodů je, že ne všechny traktory centrální dohušťování mají. V tom případě bych doporučila pořídit nové traktory nebo centrální dohušťování nechat namontovat. Při snížení tlaku huštění před vjezdem na pole docílíme toho, že se zvýší kontaktní plocha pneumatiky a poté pneumatika nebude zanechávat hluboké koleje, jako kdyby byla plně nahuštěná. Následkem toho nebude docházet ke snižování výnosů z důvodu zhutnělé půdy.

## 6. Seznam použitých zdrojů

- ANTILLE, D. L., D. ANSORGE, M. L. DRESSER a R. J. GODWIN, 2013. Soil displacement and soil bulk density changes as affected by tire size. *Transactions of the ASABE* [online]. **56**(5), 1683–1693. ISSN 21510032. Dostupné z: doi:10.13031/trans.56.9886
- BARUM CONTINENTAL S.R.O, 2003. Všeobecné informace, značení pneumatik, index nosnosti ( LI – Load Index ).
- BEACH, D. a J. SCHROEDER, 2000. Overview of tire technology. *Rubber World*. **222**(6), 44. ISSN 00359572.
- ČIPLIENE, A., P. GUREVIČIUS, A. JANULEVIČIUS a V. DAMANAUSKAS, 2019. Experimental validation of tyre inflation pressure model to reduce fuel consumption during soil tillage. *Biosystems Engineering* [online]. **186**, 45–59. ISSN 15375110. Dostupné z: doi:10.1016/j.biosystemseng.2019.06.023
- CROLLA, D. A., 2009. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. 1th vyd. B.m.: Butterworth-Heinemann. ISBN 978-1-85617-577-7.
- GRECENKO, A., 1967. Binomic slip-thrust equation for tractors on predominantly frictional soils. *Journal of Terramechanics* [online]. **4**(4), 37–54. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/0022-4898(67)90020-1
- GREČENKO, A., 1968. Predicting the performance of wheel tractors in combination with implements. *Journal of Agricultural Engineering Research* [online]. **13**(1), 49–63. ISSN 00218634. Dostupné z: doi:10.1016/0021-8634(68)90120-0
- GREČENKO, A., 1994. *Vlastnosti terénních vozidel*. B.m.: VŠZ. ISBN 80-213-0190-2.
- GREČENKO, A., 2010. Thrust and slip of a low-pressure tire on compressible ground by the compression-sliding approach. *Journal of Terramechanics* [online]. **47**(4), 249–259. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2010.01.001
- HALLONBORG, U., 1996. Super Ellipse As Tyre - Ground Contact Area. *Journal of Terramechanics*. **33**(3).
- ISMAIL, S. M.Md, G. SINGH a D. GEE-CLOUGH, 1981. A preliminary investigation of a combined slip and draught control for tractors. *Journal of Agricultural Engineering Research* [online]. **26**(4), 293–306. ISSN 00218634. Dostupné z: doi:10.1016/0021-8634(81)90071-8
- JAZAR, R. N., 2008. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. New York: Springer Science. ISBN 978-0-387-74243-4.
- KEEN, A., N. HALL, P. SONI, M. D. GHOLKAR, S. COOPER a J. FERDOUS, 2013. A review of the tractive performance of wheeled tractors and soil management in lowland intensive rice production. *Journal of Terramechanics* [online]. B.m.: ISTVS, **50**(1), 45–62. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2012.08.001
- KOUTNÝ, F., 2007. Geometry and Mechanics of Pneumatic Tires. 1–142.
- NISHIYAMA, K., H. NAKASHIMA, H. SHIMIZU, J. MIYASAKA a K. OHDOI, 2017. 2D FE–DEM analysis of contact stress and tractive performance of a tire driven on dry sand. *Journal of Terramechanics* [online]. B.m.: ISTVS, **74**, 25–33. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2017.09.003

- PLACKETT, C. W., 1985. A review of force prediction methods for off-road wheels. *Journal of Agricultural Engineering Research* [online]. **31**(1), 1–29. ISSN 00218634. Dostupné z: doi:10.1016/0021-8634(85)90122-2
- RUBINSTEIN, D., I. SHMULEVICH a N. FRENCKEL, 2018. Use of explicit finite-element formulation to predict the rolling radius and slip of an agricultural tire during travel over loose soil. *Journal of Terramechanics* [online]. B.m.: ISTVS, **80**, 1–9. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2018.09.002
- SCHJØNNING, P. a M. LAMANDÉ, 2011. Transmission of vertical stress in a real soil profile. Part I: Site description, evaluation of the Söhne model, and the effect of topsoil tillage. *Soil and Tillage Research* [online]. **114**(2), 57–70. ISSN 01671987. Dostupné z: doi:10.1016/j.still.2011.05.004
- TIJINK, F. G.J., L. ALAKUKKU, P. WEISSKOPF, W. C.T. CHAMEN, J. P. VAN DER LINDEN, S. PIRES, C. SOMMER a G. SPOOR, 2003. Prevention strategies for field traffic-induced subsoil compaction: A review Part 1. Machine/soil interactions. *Soil and Tillage Research* [online]. **73**(1–2), 145–160. ISSN 01671987. Dostupné z: doi:10.1016/S0167-1987(03)00107-7
- TIJINK, F. G.J., H. DÖLL a G. D. VERMEULEN, 1995. Technical and economic feasibility of low ground pressure running gear. *Soil and Tillage Research* [online]. **35**(1–2), 99–110. ISSN 01671987. Dostupné z: doi:10.1016/0167-1987(95)00477-A
- TIJINK, F.G.J., 1988. *Load-bearing processes in agricultural wheel-soil systems*. ISBN 9090019685.
- TIWARI, V. K., K. P. PANDEY a P. K. PRANAV, 2010. A review on traction prediction equations. *Journal of Terramechanics* [online]. B.m.: ISTVS, **47**(3), 191–199. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2009.10.002
- WONG, J., 2001. *Theory of ground vehicles*. 3rd vyd. NY: John Wiley and Sons, Inc.
- XIA, K., 2011. Finite element modeling of tire/terrain interaction: Application to predicting soil compaction and tire mobility. *Journal of Terramechanics* [online]. B.m.: ISTVS, **48**(2), 113–123. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2010.05.001
- ZHAO, C. a M. ZANG, 2017. Application of the FEM/DEM and alternately moving road method to the simulation of tire-sand interactions. *Journal of Terramechanics* [online]. B.m.: ISTVS, **72**, 27–38. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2017.04.001

## 7. Seznam obrázků

<b>Obrázek 1:</b> Schéma složení radiální pneumatiky .....	4
<b>Obrázek 2:</b> Schéma kostry radiální pneumatiky .....	4
<b>Obrázek 3:</b> Vnitřní uspořádání diagonální pneumatiky .....	6
<b>Obrázek 4:</b> Schéma kostry diagonální pneumatiky .....	6
<b>Obrázek 5:</b> Chování radiální a diagonální pneumatiky v kontaktu s podložkou za přítomnosti boční síly při zatáčení .....	7
<b>Obrázek 6:</b> Závislost hodinové spotřeby paliva a hnacího vedení předních kol traktoru na kombinacích tlaku vzduchu v předních/zadních pneumatikách. ....	9
<b>Obrázek 7:</b> Závislost spotřeby paliva na hektar a hnacího vedení předních kol traktoru na kombinacích tlaku vzduchu v předních/zadních pneumatikách. ....	10
<b>Obrázek 8:</b> Síly působící na kolo v půdě .....	12
<b>Obrázek 9:</b> Valivý odpor zemědělské pneumatiky při různých tlacích a zatížení kol.....	14
<b>Obrázek 10:</b> Schematické znázornění vztahů mezi tuhostí pneumatik, pevností půdy, prokluzem a dezénem pneumatik .....	15
<b>Obrázek 11:</b> Kontaktní plochy mezi pneumatikou a zemí.....	18
<b>Obrázek 12:</b> Předpokládaná kontaktní plocha pneumatiky .....	18
<b>Obrázek 13:</b> Schéma stopy pneumatiky a model kontaktní oblasti .....	19
<b>Obrázek 14:</b> Prokluzové křivky pneumatiky 380/85 R30 s hypotetickými alternativami běhounu A1- A4 na měkké půdě; K1- K4 jsou přechodové body .....	25
<b>Obrázek 15:</b> Standardní prokluzové křivky .....	26
<b>Obrázek 16:</b> Tři stupně zaboření hnacího kola v závislosti na půdě.....	28
<b>Obrázek 17:</b> Model konečných prvků interakce pneumatika/terén .....	30
<b>Obrázek 18:</b> Konfigurace 2D FE sítě pneumatiky .....	30
<b>Obrázek 19:</b> Challenger Terra - Gator 8333 .....	32
<b>Obrázek 20:</b> Radiální pneumatika Mitas (rozměr 900/60 R38).....	33

## 8. Seznam tabulek

<b>Tabulka 1:</b> Hodnoty součinitele valení .....	14
<b>Tabulka 2:</b> Hodnoty limitního součinitele záběru $\mu$ při prokluzu 100 % (kolo se protáčí na místě) .....	25
<b>Tabulka 3:</b> Charakteristika standardních prokluzových podmínek.....	27