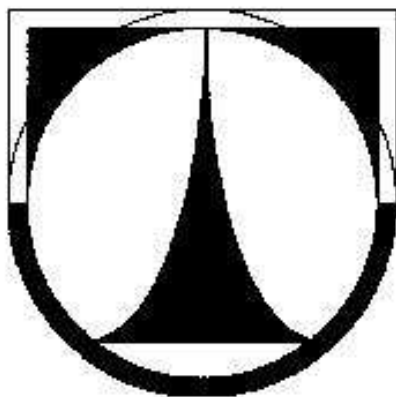


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA VOZIDEL A MOTORŮ



POHON LIDSKOU SILOU

DISERTAČNÍ PRÁCE

Studijní program: P2302, Stroje a zařízení
Studijní obor: 2302V010, Konstrukce strojů a zařízení
Školitel: Doc. Dr. Ing. Pavel Němeček
Doktorand: Ing. Jiří Marján

Liberec 2013

PODĚKOVÁNÍ

Disertační práce shrnuje poznatky získané během doktorského studia na Katedře vozidel a motorů Fakulty strojní Technické univerzity v Liberci. Na tomto místě bych rád poděkoval sému školiteli Doc. Dr. Ing. Pavlu Němečkovi za pomoc při studiu a za cenné rady během zpracování mé disertační práce. Dále moje poděkování patří firmě RB za poskytnutí měřicí techniky a potřebných 3D dat, firmě Author a AGang za dlouholetou spolupráci a možnost ověření klíčových myšlenek pomocí výroby prototypových jízdních kol. V neposlední řadě děkuji také své rodině za podporu během celého studia.

Ing. Jiří Marján, Liberec 2013

PROHLÁŠENÍ

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé disertační práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li disertační práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Disertační práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím disertační práce.

Datum: 24.6.2013

Podpis:

Ing. Jiří Marján

ANOTACE

MARJÁN, Jiří. Pohon lidskou silou. Liberec, Katedra vozidel a motorů, Fakulta strojní, Technická univerzita Liberec, 2013. 114 stran. Disertační práce, vedoucí: Němeček, Pavel.

Disertační práce je zaměřena na problematiku jízdního celo-odpruženého kola. V analytické části jsou důkladně popsány v současnosti nejvíce používané systémy zavěšení zadního kola spolu s rozбором základních vlastností. Je zavedena metoda analýzy charakteru odpružení pomocí výpočtu převodového poměru na tlumicí a pružicí jednotku. Dále jsou zde diskutována specifika celo-odpružených jízdních kol, jako například ovlivnění citlivosti zavěšení zadního kola následkem brzdění, tahání za řetěz v průběhu zdvihu zadního kola nebo pohupování během šlapání. Stěžejní částí disertační práce je tvorba vlastního přístupu k sestavení dynamického modelu soustavy jezdec - jízdní kolo. Model lze využít při vývoji nového jízdního celo-odpruženého kola, kdy je s jeho pomocí možná analýza různých konceptů odpružení a to již ve fázi prvotního návrhu. Velký důraz je také kladen na studium ideální pozice jezdce z hlediska ergonomie. K tomu je použita metoda pro hodnocení stupně energetické zátěže RULA. Na základě hodnocení různých pozic jezdce je stanovena optimalizovaná pozice s nejnižším stupněm energetické náročnosti.

ANNOTATION

MARJÁN, Jiří. Human power. Liberec, Department of Vehicle and Engines, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University Liberec, 2013. 114 pages. PhD thesis, supervisor: Němeček, Pavel.

PhD thesis is focused on a problematic of full suspension bicycles. In the analytic part there is thoroughly described currently most used rear wheel suspension systems together with the analysis of its essential characteristics. There is also established a method which analyzes the character of the suspension by calculating the ratio between the rear shock and the rear wheel. The specifics of the full suspension bicycles are also being discussed, such as affecting of the sensitivity of the rear suspension due to breaking, pulling the chain during the rear wheel travel or swinging during pedaling. The main part of the thesis is to create an own approach to build a dynamic model of the system rider - bicycle. The model is possible to use while developing a new full suspension bicycle, with its help we can analyze different concepts of suspension, namely on the development stage. A big emphasis is also placed on the study of the ideal position of the rider in terms of ergonomics. This RULA method is used for assessing the energy load. Based on the evaluation of different positions of the rider, the optimized position with the lowest energy level is set.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ	8
1 ÚVOD	12
2 HISTORIE JÍZDNÍHO KOLA	14
3 ROZDĚLENÍ JÍZDNÍCH KOL	16
3.1 DLE ZPŮSOBU POUŽITÍ JÍZDNÍHO KOLA	16
3.1.1 REKREAČNÍ A SPORTOVNÍ ÚČELY	16
3.1.2 JÍZDNÍ KOLO V ZAMĚSTNÁNÍ	16
3.1.3 JÍZDNÍ KOLO JAKO DOPRAVNÍ PROSTŘEDEK	16
3.1.3.1 zdravotní aspekt	16
3.2 DLE FUNKCE	17
3.2.1 MĚSTSKÉ KOLO	17
3.2.2 HORSKÉ KOLO	18
3.2.3 SILNIČNÍ KOLO	20
3.2.4 TREKKINGOVÉ KOLO	20
3.2.5 LEHOKOLO	20
3.2.6 ELEKTROKOLO	21
4 KONSTRUKCE JÍZDNÍHO KOLA	25
4.1 RÁM	25
4.1.1 MATERIÁL PRO STAVBU RÁMŮ JÍZDNÍHO KOLA	26
4.1.1.1 ocel	26
4.1.1.2 hliníkové slitiny	26
4.1.1.3 titanové slitiny	27
4.1.1.4 uhlíkový kompozit	27
4.2 PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ	29
4.2.1 PŘEHAZOVAČKA	29
4.2.2 PLANETOVÁ PŘEVODOVKA	30
4.2.3 TŘECÍ PŘEVODOVKY	32
4.3 KOLA	32
4.3.1 VLIV VELIKOSTI KOLA NA JÍZDNÍ VLASTNOSTI	33
4.3.1.1 výhoda větší stopy	33
4.3.1.2 valivý odpor	34
4.3.1.3 Průchodnost kola terénem	35
4.3.1.4 Stabilita jízdy	36
5 SHRNUÍ K PROBLEMATICE CELO-ODPRUŽENÝCH JÍZDNÍCH KOL	38

5.1	POUŽÍVANÉ SYSTÉMY ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍHO KOLA	39
5.1.1	TELESKOPICKÉ VIDLICE	39
5.1.2	SPECIÁLNÍ DRUHY ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍHO KOLA	40
5.2	POUŽÍVANÉ SYSTÉMY ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA	41
5.2.1	JEDNO-ČEPOVÉ SYSTÉMY ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA	42
5.2.1.1	Jedno-čepové systémy bez přepákování	42
5.2.1.2	Jedno-čepové systémy s přepákováním	43
5.2.1.3	Shrnutí k jedno-čepovým systémům zavěšení zadního kola	45
5.2.2	ČTYŘ-ČEPOVÉ SYSTÉMY ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA	45
5.2.2.1	Shrnutí ke čtyř-čepovým systémům zavěšení zadního kola	48
5.3	JAK BY MĚLO FUNGOVAT IDEÁLNÍ CELO-ODPRUŽENÉ JÍZDNÍ KOLO	48
5.4	PŘEVODOVÝ POMĚR NA TLUMICÍ A PRUŽICÍ JEDNOTKU	50
5.4.1	ANALÝZA PŘEVODOVÉHO POMĚRU	50
5.4.2	LINEARITA, PROGRESIVITA A DEGRESIVITA	53
5.5	PROBLEMATIKA POHUPOVÁNÍ PŘI ŠLAPÁNÍ	54
5.6	CITLIVOST ZADNÍ STAVBY PŘI BRZDĚNÍ	57
5.6.1	ANALÝZA JEDNO-ČEPOVÉHO ZAVĚŠENÍ	57
5.6.2	ANALÝZA ČTYŘ-ČEPOVÉHO ZAVĚŠENÍ	58
5.7	TAHÁNÍ ZA ŘETĚZ V PRŮBĚHU ZDVIHU ZADNÍHO KOLA	59
6	ERGONOMIE POSEDU JEZDCE	61
6.1	ZÁKLADNÍ POZICE JEZDCE NA JÍZDNÍM KOLE	61
6.2	DŮLEŽITÉ ASPEKTY POSEDU Z HLEDISKA ERGONOMIE	62
6.2.1	TVAR PÁTEŘE	62
6.2.2	ÚHEL MEZI PAŽEMI A TRUPEM	63
6.2.3	NÁKLON TRUPU	63
6.2.4	POLOHA TĚŽIŠTĚ VŮČI ŠLAPACÍMU STŘEDU	65
6.3	ANALÝZA ZÁKLADNÍCH JÍZDNÍCH POZIC POMOCÍ RULA ANALÝZY	65
6.3.1	ÚVOD DO RULA ANALÝZY	65
6.3.2	ANALÝZA ZÁKLADNÍCH POZIC JEZDCE NA JÍZDNÍM KOLE POMOCÍ RULA ANALÝZY	67
6.4	OPTIMALIZACE POZICE JEZDCE	69
7	VIBRACE	71
7.1	PŮSOBENÍ VIBRACÍ NA LIDSKÉ TĚLO	71
7.2	VIBRACE VZNIKAJÍCÍ PŘEJEZDEM NEROVNOSTI	73
7.3	VIBRACE ZPŮSOBENÉ POHONEM JÍZDNÍHO KOLA	75
7.3.1	BIOMECHANIKA ŠLAPÁNÍ	76
7.3.2	KVANTIFIKACE KROUTICÍHO MOMENTU	78
7.3.3	LIDSKÉ MOŽNOSTI VÝDAJE ENERGIE ŠLAPÁNÍM	79
7.3.4	NÁVRH ŘEŠENÍ PROBLÉMU POHUPOVÁNÍ	81
8	NÁVRH DYNAMICKÉHO MODELU SOUSTAVY ČLOVĚK - JÍZDNÍ KOLO	83

8.1	SESTAVENÍ MODELU SOUSTAVY ČLOVĚK – JÍZDNÍ KOLO	85
8.1.1	MODEL JÍZDNÍHO CELO-ODPRUŽENÉHO KOLA	85
8.1.2	GEOMETRICKÝ MODEL JEZDCE	85
8.1.3	DYNAMICKÝ MODEL JEZDCE	87
8.2	MĚŘENÍ KINEMATICKÝCH VELIČIN NA REÁLNÉ SOUSTAVĚ	88
8.3	VERIFIKACE DYNAMICKÉHO MODELU	90
8.4	VLASTNÍ PŘÍSTUP K MODELOVÁNÍ SOUSTAVY ČLOVĚK-JÍZDNÍ KOLO	92
8.4.1	MOTIVACE K VÝVOJI VLASTNÍHO DYNAMICKÉHO MODELU	92
8.4.2	ZÁKLADNÍ POPIS MODELU	93
8.4.3	TEORIE PRO STAVBU MODELU	94
8.4.4	APLIKACE VLASTNÍHO PŘÍSTUPU DO PROSTŘEDÍ WM 2D	98
8.4.5	ZHODNOCENÍ VLASTNÍHO PŘÍSTUPU K TVORBĚ MODELU	99
9	BUDOUCÍ VÝVOJ CYKLISTIKY	103
10	ZÁVĚR	104
11	SEZNAM VLASTNÍCH PUBLIKACÍ	106
11.1	PUBLIKACE S ISBN NEBO ISSN	106
11.2	OSTATNÍ PUBLIKACE	106
12	BIBLIOGRAFIE	108
13	PŘÍLOHY	110

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ

Z	Radiální reakce mezi terénem a kolem	[N]
e	Rameno valivého odporu	[m]
O_f	Valivý odpor	[N]
r	Poloměr kola	[m]
F	Síla vyvolaná nárazem na překážku	[N]
$F_{x/y-26''}$	Vodorovná/svislá složka síly vyvolané nárazem na překážku u 26'' velikosti kola	[N]
$F_{x/y-29''}$	Vodorovná/svislá složka síly vyvolané nárazem na překážku u 29'' velikosti kola	[N]
$i(z_{zk})$	Převodový poměr na tlumicí a pružicí jednotku	[-]
v_{zk}	Okamžitá rychlost pohybu (zdvihu) zadního kola	[m.s ⁻¹]
v_{TL}	Okamžitá rychlost stlačování tlumicí a pružicí jednotky	[m.s ⁻¹]
z_{zk}	Zdvih zadního kola	[m]
G	Tíhová síla soustavy jezdec – jízdní kolo	[N]
m	Hmotnost soustavy jezdec – jízdní kolo	[kg]
$Z_{p/z}$	Radiální reakce mezi předním/zadním kolem a terénem	[N]
D	Dynamická síla	[N]
$F_{\dot{r}}$	Tahová síla v řetězu	[N]

F_k	Hnací síla soustavy jezdec – jízdní kolo	[N]
ΔZ	Dynamická změna radiální reakce mezi kolem a terénem	[N]
h	Svislá vzdálenost těžiště soustavy jezdec – jízdní kolo od terénu	[m]
l_z	Vodorovná vzdálenost mezi těžištěm soustavy jezdec – jízdní kolo a středem zadního kola	[m]
l_p	Vodorovná vzdálenost mezi těžištěm soustavy jezdec – jízdní kolo a středem předního kola	[m]
l_1	Vodorovná vzdálenost mezi těžištěm soustavy jezdec – jízdní kolo a polohou jezdce	[m]
l	Rozvor	[m]
$M_{2(\alpha)}$	Hnací krouticí moment na zadním kole	[N.m]
y	Okamžitá výchylka kmitající hmoty	[m]
$\dot{y}$	Okamžitá rychlost kmitající hmoty	[m.s ⁻¹]
$\ddot{y}$	Okamžité zrychlení kmitající hmoty	[m.s ⁻²]
Y	Okamžitá výška nerovnosti	[m]
b	Součinitel tlumení	[N.s.m ⁻¹]
k	Tuhost	[N.m ⁻¹]
$m_{1p/z}$	Hmotnost předního/zadního kola	[kg]
$b_{1p/z}$	Tlumení předního/zadního kola	[N.s.m ⁻¹]
$k_{1p/z}$	Tuhost předního/zadního kola	[N.m ⁻¹]

m_2	Hmotnost rámu + hmotnost dolních končetin jezdce	[kg]
$b_{2p/z}$	Tlumení přední/zadní tlumicí jednotky	[N.s.m ⁻¹]
$K_{2p/z}$	Tuhost přední/zadní pružiny	[N.m ⁻¹]
γ	Úhel sklonu přední vidlice	[rad]
β	Úhel sklonu zadní pružicí a tlumicí jednotky	[rad]
b_3	Tlumení sedla	[N.s.m ⁻¹]
K_3	Tuhost sedla	[N.m ⁻¹]
m_3	Hmotnost horní poloviny jezdceva těla	[kg]
m_i	Hmotnost i-tého segmentu lidského těla	[kg]
M	Celková hmotnost člověka	[kg]
V	Výška postavy člověka	[cm]
B_0	Experimentálně stanovený koeficient pro určení hmotnosti segmentu lidského těla dle metody Zaciorského a Selujanova	[kg]
B_1	Experimentálně stanovený koeficient pro určení hmotnosti segmentu lidského těla dle metody Zaciorského a Selujanova	[-]
B_2	Experimentálně stanovený koeficient pro určení hmotnosti segmentu lidského těla dle metody Zaciorského a Selujanova	[kg/cm]
k_s	Tuhost pružiny nahrazující pracující svaly jezdce sedícího na jízdním kole	[N.m ⁻¹]
b_s	Tlumení nahrazující pracující svaly jezdce sedícího na jízdním kole	[N.s.m ⁻¹]
$\Phi(t)$	Aktuální poloha hlavy	[rad]

L	Vzdálenost mezi těžištěm hlavy a středem otáčení	[m]
G_H	Tíhová síla působící na hlavu	[N]
$T=u(t)$	Krouticí moment produkováný motorem mezi umístěným mezi hlavou a trupem	[N.m]
I_H	Moment setrvačnosti hlavy vzhledem ke středu jejího otáčení	[kg.m ²]
x_1	Stavová proměnná	[rad]
x_2	Stavová proměnná	[rad.s ⁻¹]
ξ	Koeficient poměrného útlumu	[-]
ω_n	Vlastní frekvence	[Hz]
ω_1	Úhlová rychlost hnacího kola	[rad.s ⁻¹]
ω_2	Úhlová rychlost hnaného kola	[rad.s ⁻¹]
ϕ_1	Okamžitý úhel natočení hnacího kola	[rad]
ψ_1	Okamžitý úhel natočení hnaného kola	[rad]
L_o	Osová vzdálenost řemenových kol	[m]
$r_{11, 12, 21, 22}$	radiusvektor	[m]

1 ÚVOD

Jízdní kolo je prostředkem sportovním, rekreačním ale i dopravním. S člověkem je spojeno již od konce 18. století a od té doby prodělala jeho konstrukce výraznou evoluci. Mnoho lidí si může myslet, že konstrukce jízdního kola dospěla do své finální podoby a nedokážou si představit, co by se ještě dalo vylepšit. Zůstává ale ještě mnoho otázek a problémů, které čekají na své vyřešení.

Motivací pro zpracování tohoto tématu je především moje láska k jízdním kolům. Jako svou diplomovou práci jsem řešil konstrukci celo-odpruženého sjezdového jízdního kola. Jedná se o ryze sportovní oblast cyklistiky pro ne příliš početné pole cyklistů. Postupem času jsem se stále zabýval celo-odpruženými jízdními koly, ale již do méně náročného terénu. Počet potenciálních jezdců, kteří mohou využít výsledky mé práce, se tak postupně zvyšoval. Nyní jsem ve fázi, kdy více než kdy jindy přemýšlím o jízdním kole jako o dopravním prostředku, který pomůže odlehčit složitou dopravní situaci nejen ve městech České republiky, ale všude tam, kde se lidé chtějí začít chovat zodpovědně k životnímu prostředí a chtějí si pravidelně užívat radost z pohybu při každodenních aktivitách, jakými jsou doprava do zaměstnání, nákupy nebo prostě jen vyhlídková jízda po městě.

Ve své práci se zaměřuji především na jízdní kola celo-odpružená, která jsou k jezdcovi a jeho zdraví šetrnější než klasická neodpružená koncepce. Vzhledem k vyšší složitosti těchto typů jízdních kol se mezi odbornou cyklistickou veřejností objevují nepřesnosti ve smyslu špatně použité terminologie, rozlišení druhu zavěšení zadního kola u celo-odpružených jízdních kol a z toho plynoucí zavádějící závěry týkající se užitečných vlastností. V současnosti česká odborná literatura bohužel postrádá informace o principech fungování jednotlivých druhů zavěšení zadního kola, jejich plusy a mínusy a obecně analýzu, která by sloužila jako základ k dalšímu vývoji v této oblasti. Zdrojem informací při studiu tohoto tématu mi tak musely být především zahraniční zdroje z USA a Německa. V těchto zemích existují odborníci, kteří se podobnými tématy zabývají na akademické úrovni a pravidelně své závěry publikují.

Hlavním cílem této práce je sestavit vhodný dynamický model soustavy jezdec- jízdní kolo a to použitím vlastního přístupu. Takovýto model bude následně možné využít při návrhu nové konstrukce jízdního celo-odpruženého kola a to pro jakékoli účely nebo druh terénu. Nemusí se tedy nutně jednat pouze o stroj do terénu, ale například o městské celo-odpružené kolo budoucnosti. Pomocí tohoto modelu bude možné analyzovat různé jízdní situace z hlediska sil působících v jednotlivých uzlech a také určit průběhy kinematických veličin v jakémkoli místě. Vznikne tak komplexní nástroj pro analýzu zamýšlené konstrukce ještě před její finální realizací.

Dalším cílem je poskytnout ucelený přehled současného stavu se zaměřením na problematiku celo-odpružených jízdních kol. Zaměřit se na správnou terminologii a analýzu současných konstrukčních řešení jízdního kola s akcentem na různé typy mechanismů

zavěšení zadního kola. Dále pak popsat a sumarizovat problémy současných konstrukcí spolu s analýzami jejich vzniku. Takovýto souhrn informací v současné české literatuře výrazně chybí. Při studiu problematiky se tak případný zájemce musí obrátit na zdroje zahraniční. Dle mého názoru bude tento soubor informací jistě důležitým odrazovým můstkem pro další vědecký rozvoj v oblasti jízdních kol.

Jeden z hlavních cílů této práce je také řešení otázek majících vliv na energii, kterou jezdec vydává, ale která nemá podíl na jízdě. Jedná se především o problematiku ergonomie posedu. Zde by měl být stanoven jasný závěr v definici ideálního posedu pro pohyb na jízdním kole a také postup pro jeho stanovení.

Značným problémem u celo-odpružených jízdních kol je pohupování při šlapání. Mým cílem je tuto problematiku analyzovat a navrhnout opatření pro redukci tohoto jevu, který má vliv na celkový energetický výdaj jezdce během jeho jízdy.

Témata, která ve své práci řeším, jsou dána mým několikaletým působením v cyklistickém průmyslu v České republice. Od roku 2004 spolupracuji s řadou českých firem, které vyrábí jízdní kola všech kategorií. Na tomto místě musím poznamenat, že ne všechna vědecká témata, která jsou zde řešena, byla průmyslem v ČR pochopena a aplikována. Z literatury a médií obecně vím, že zahraniční výrobci jízdních kol, především z Německa a USA, vyvíjejí své modely právě na základě vědeckých metod a spolupráce s univerzitami. Pevně věřím, že s mladými generacemi vědců z této oblasti se i v České republice situace v tomto slova smyslu zlepší.

2 HISTORIE JÍZDNÍHO KOLA

Člověk již od pradávna touží pohybovat se rychleji, než je mu přirozené. Snaží se tak uspořít drahocenný čas anebo chce jenom cítit proudící vítr ve vlasech při pohybu na čerstvém vzduchu. Touha po rychlosti, radosti z pohybu a volnosti bylo zřejmě to, co vedlo k vynálezu jízdního kola.

V roce 1791 vyrobil Francouz Médé de Sivrac první dřevěný bicykl pod názvem **Celerifera** (rychlloběžný). Konstrukčně byl řešen pomocí dvou loukoťových kol a dřevěného rámu. Bicykl se do pohybu uváděl odrážením se od země. Tato koncepce zatím ještě neumožňovala řízení.

Vylepšení ve smyslu řiditelnosti přinesl až vynález Němce Karla Friedricha von Draise, který v roce 1818 představil lidové vozítko pod názvem Draisina [1]. Svůj stroj prezentoval na exhibiční jízdě z Karlsruhe do Štrasburku. Tato cesta mu trvala 4 hodiny, přičemž cesta pěšky hodin 16.



Obrázek 1_Draisina

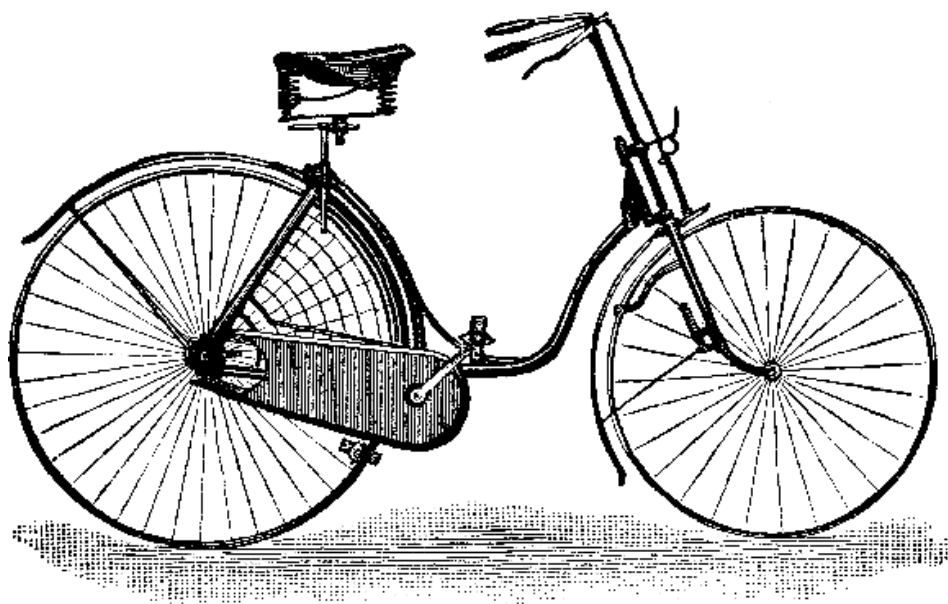
V roce 1840 skotský kovář Kirkpatric Macmillan představil kolo s pohonem zadních kol pomocí táhel.

Roku 1863 si Francouz Pierre Michaux nechal patentovat bicykl se šlapadly na předním kole. O tři roky později doplnil toto vozidlo brzdou a pojmenoval ho Vélocipède. V roce 1867 byly představeny drátěné výplety kol namísto dřevěných loukotí. Vélocipède byl tohoto roku rovněž představen na světové výstavě v Paříži. Úspěch byl tak velký, že Michaux založil první továrnu na jízdní kola s názvem Michaux a Lallement.

Roku 1869 začíná firma Mayer nahrazovat do té doby dřevěné rámy ocelovými. Toho roku také vychází první číslo cyklistického časopisu La Velocipède a začínají se pořádat různé závody.

Rychlost dosahovaná na Velocipédu se neustále zvyšovala. Toho bylo docíleno zvětšujícím se průměrem předního hnacího kola, jehož průměr byl až 1800mm. Zadní kolo ale zůstávalo stále stejné. Takováto koncepce se stala těžko ovladatelná a nebezpečná.

Zásadní přelom v konstrukci jízdních kol nastává, když Angličan John Kemp roku 1888 přichází se svým kolem typu Rover – tzv. Nízké kolo. Konstrukce kola spočívala v použití stejně velkých kol. Pohon byl zajištěn pedály, klikami, řetězem a řetězovými koly. Tato koncepce se s určitými nuancemi používá do dnešní doby. To svědčí o její genialitě a jednoduchosti.



Obrázek 2_jízdní kolo typu Rover

Důležitými milníky cyklistického vývoje byl zcela jistě i vynález pneumatiky, který je připisován anglickému zvěrolékaři J.B.Dunlopovi, který roku 1888 opatřil kolo svého syna pryžovou rourou naplněnou stlačeným vzduchem.

V roce 1911 Francouz Joanny Panel navrhnul první měnič převodů. Ten využíval tří převodů, které se měnily pomocí táhel.

3 ROZDĚLENÍ JÍZDNÍCH KOL

3.1 DLE ZPŮSOBU POUŽITÍ JÍZDNÍHO KOLA

3.1.1 REKREAČNÍ A SPORTOVNÍ ÚČELY

Jízdní kola se v dnešní době objevují ve velkém množství lidských činností. Lze je použít pro účely rekreační nebo závodní. V obou případech se jedná o nástroj ryze sportovní. V poslední době se také setkáváme s cyklistikou v pojetí jako životní styl či módní záležitost.

3.1.2 JÍZDNÍ KOLO V ZAMĚSTNÁNÍ

Jízdní kola jsou používána také v zaměstnání. Je používáno v mnoha zemích světa například pro zaměstnance pošt, policie, ale také zdravotnickou službu. Jízdní kolo je nasazováno především ve velkých městech s hustým provozem. Pracovníci jmenovaných institucí se tak mohou po takto ucpaných městech pohybovat daleko snadněji a ohleduplněji k životnímu prostředí, než kdyby jezdili automobilem.

S jízdním kolem se také setkáváme i v areálech větších firem, kde jízdní kolo slouží jako prostředek pro rychlou přepravu osob.

3.1.3 JÍZDNÍ KOLO JAKO DOPRAVNÍ PROSTŘEDEK

Čistě jako dopravní prostředek má jízdní kolo samozřejmě pozitivní vliv na ekologii, ale také na fyzickou kondici daného člověka. Oproti automobilové dopravě má méně fatálních zranění a je tak dobrou alternativou především pro pohyb ve městech a na kratší vzdálenosti. Výhodou je skladnost a snadnost parkování jízdního kola. Nevýhodou potom omezení při transportu nákladu (jeho velikost a hmotnost) a počasí. V posledních několika letech dochází v České Republice ke zvyšování aktivit vedoucích k podpoře jízdního kola jako dopravního prostředku. Těmito prostředky jsou propagační akce typu cyklo-jízd anebo zprovozňování nových cyklistických stezek v rámci měst i mimo něj.

3.1.3.1 ZDRAVOTNÍ ASPEKT

V dnešní hektické době je pro většinu populace pravidelné cvičení z časového hlediska zcela nepředstavitelné. Pokud mají tito lidé navíc sedavé zaměstnání, mohou být v pozdějším věku výrazně ohroženi kardiovaskulárními chorobami. A právě kardiovaskulární choroby patří v našich zemích k nejčastějším příčinám úmrtí. Snížení nemocnosti cyklistů bylo pozorováno i v

případě výskytu vysokého krevního tlaku, chronického zánětu průdušek, astmatu, ortopedických potíží a onemocnění křečových žil na nohou. Studie také prokazují, že mezi cyklisty je daleko více lidí, kteří se cítí "spokojeni" a "velmi spokojeni" než mezi lidmi, kteří na kole nejezdí [2]. Je tedy vidět, že jízda na jízdním kole má pozitivní vliv nejen na fyzické zdraví, ale také na zdraví psychické.

Tabulka 1 poukazuje na zajímavý jev. Jsou v ní uvedeny maximální hodnoty průměrných koncentrací znečišťujících látek, které při stejné cestě ve stejnou dobu vdechnou cyklisté a motoristé za 1 hodinu [2]. Tím je tedy prokázáno, že motoristé jsou vystaveni účinkům znečištění daleko více než cyklisté. Dokonce i když je přihlédnuto k vyšší námaze cyklistů, kteří v průměru vdechují dvakrát až třikrát více vzduchu než motoristé, porovnání jednoznačně vyznívá ve prospěch cyklistů. Navíc tělesné cvičení cyklistů zvyšuje odolnost vůči účinkům škodlivin. [2].

	Cyklisté [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	Motoristé [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]
Oxid uhelnatý	2670	6730
Oxid dusičitý	156	277
Benzen	23	138
Toluen	72	373
Xylen	46	193

Tabulka 1_Množství vdechnutých škodlivin během 1 hodiny jízdy [2]

3.2 DLE FUNKCE

3.2.1 MĚSTSKÉ KOLO

Městské jízdní kolo je vyrobeno pro praktické účely, jakými jsou především dojíždění, nákupy nebo cyklo-turistika v rámci města. Nejsou stavěna pro rekreační jízdu ani pro závody. Mohou být různě upravena dle potřeby, například různými nosiči nebo koši pro přepravu nákladu. Vzhledem k tomu, že jsou tato jízdní kola konstruována s ohledem na nízkou cenu a dlouhou životnost, je rám kola obvykle těžší. Posed jezdce je vzpřímený.



Obrázek 3_Samo-obslužná půjčovna jízdních kol v Miláně - Itálie

Tento typ jízdního kola se často objevuje v samo-obslužných půjčovnách, které jsou standardem v západní Evropě a v posledních letech se začínají objevovat i v České Republice. Výhodou takovýchto půjčoven bývá fakt, že zájemce si vypůjčí kolo v místě A, přesune se do místa B (kde je další stanice půjčovny) a zde kolo vrátí do samo-obslužného stojanu. Systém půjčoven, které bývají většinou majetkem daného města, se liší napříč evropskými městy především způsobem registrace, platby za vypůjčení a samozřejmě také výší poplatku. Z vlastní zkušenosti vím, že se většinou jedná o složité registrace do sítě půjčovny, které mohou často odradit návštěvníky velkých měst, kde je půjčovna v provozu. To dle mého názoru nepatrně znehodnocuje dobrou myšlenku těchto půjčoven, kdy jsou tyto předurčeny spíše pro rezidenty, než například pro turisty.

3.2.2 HORSKÉ KOLO

Horská kola zažívají boom posledních 20 let. Jedná se o jízdní kolo konstruované pro jízdu v terénu. Hlavním znakem je vysoká pevnost a odolnost rámu a ostatních součástí kola, široké pláště s různě hrubým vzorkem. Horské kolo má obvykle mezi 20 až 30 rychlostmi.

V posledních dvou letech je u velkých světových výrobců pohonných ústrojí viditelný trend snižování počtu rychlostí a s tím i snížení celkové hmotnosti jízdního kola. Novinkou horských kol v roce 2011 bylo převodové ústrojí se 2 řetězovými koly vpředu a 10 pastorky umístěnými na náboji zadního kola (výrobce SRAM označuje tento systém jako 2x10). V roce 2013 se chystá novinka v podobě pouze 1 řetězového kola vpředu a 11 pastorky na zadním kole. Pokračuje tak trend snižování celkové hmotnosti jízdních kol. Stakovýmto typem převodu vyhrál český jezdec Jaroslav Kulhavý závod v Cross county na olympijských hrách v Londýně v roce 2012.

Horská kola se dělí dle disciplíny, pro kterou jsou primárně určena dle následující tabulky:

Disciplína	Obrázek	Výklad pojmu
CROSS COUNTRY (XC)		Jízda v mírném terénu na delší vzdálenosti. Posed jezdce je podobný jako u silničních kol. Kola jsou buď částečně nebo plně odpružena. Zdvihy jsou malé (do 100mm).
ENDURO (EN)		Kategorie mezi XC a FREERIDE. Posed jezdce spíše jako u XC. Větší zdvihy (max. 150mm).
FREERIDE (FR)		Základní charakteristikou je spíše sjezdový posed jezdce (sedlo pod úrovní řídítek), vyšší zdvihy a použitelnost při vysokém zatížení.
DOWNHILL (DH/sjezd)		Kola určená pro jízdu z kopce. Jezdec má nízký posed. Kolo je vybaveno pouze jedním převodníkem (maximální počet převodů bývá 9). Zdvihy jsou větší než 200 mm.

Tabulka 2_ Základní rozdělení horských kol

3.2.3 SILNIČNÍ KOLO

Silniční jízdní kolo se vyznačuje nízkou hmotností, minimální výbavou, úzkými pneumatikami s nízkým valivým odporem (galusky bez duší). Řídítka jsou skloněna, aby mohl jezdec zaujmout z hlediska aerodynamiky výhodnou pozici.



Obrázek 4_Silniční jízdní kolo

3.2.4 TREKKINGOVÉ KOLO

De facto se jedná o kompromis mezi silničním a horským kolem. Trekkingové kolo má odolný rám a nabízí dostatek komfortu. Je tak ideální volbou pro cyklo-turistiku. Pláště jsou oproti horskému kolu obvykle užší s jemnějším vzorkem, což umožňuje snadný pohyb na silnici.

3.2.5 LEHOKOLO

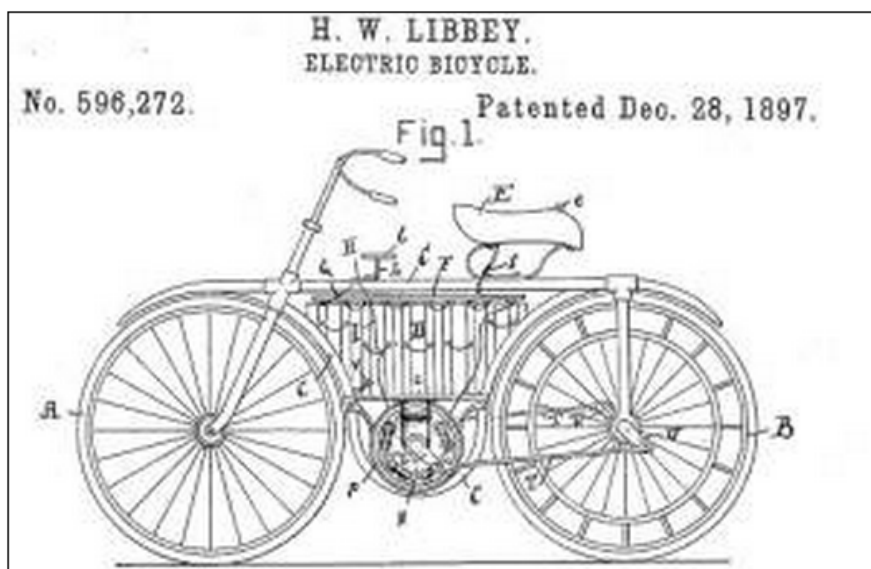
Jezdec na tomto typu kola leží nebo se opírá. Lehokolo není příliš vhodné pro jízdu do kopce, protože jezdec je na kole ve statické pozici a nemůže pomocí techniky jízdy měnit své těžiště. Také možnost jízdy v terénu je výrazně omezena.



Obrázek 5_Lehokolo

3.2.6 ELEKTROKOLO

Elektrokolo neboli elektricky asistované jízdní kolo je sice "horkou" novinkou posledních několika let, vynalezeno bylo ovšem již mnohem dříve. V roce 1897 Hosea W. Libbey z amerického Bostonu sestrojil elektrické kolo poháněné dvojitém elektrickým motorem, který byl umístěn ve šlapacím středu (U.S. Patent 596272) [3].



Obrázek 6_První elektrokolo - rok 1897

První elektrokola byla velice těžká a to především díky použití těžkých olověným akumulátorům, které měly navíc malou kapacitu a neumožňovaly tak velký dojezd. V dnešní

době se pro elektrokola používají menší a cenově dostupnější baterie typu NiMH, Li-Ion nebo LiPol.

Elektrokolo se od běžného jízdního kola liší použitím několika speciálních částí, kterými jsou:

- baterie (orientační údaje: 36V, 10Ah/360Wh)
- motor (bez-kartáčový, často o výkonu cca 250W)
- snímač šlapání
- ovladač pohonu (integrováný v rukojeti řídítek)
- brzdové páky (s odpojením pohonu během brzdění)

Elektromotor je dnes nejčastěji integrován do náboje kol. A to jak předního, tak i zadního. Tato koncepce umožňuje použití běžných konstrukcí rámu jízdního kola bez větších úprav. Tento fakt má samozřejmě příznivý vliv na celkovou cenu. Jízdní kola s takovouto koncepcí se využívají především pro jízdu na zpevněných komunikacích. S oblibou je využívají například pracovníci České pošty, kteří na kole přepravují těžký náklad v podobě dopisů a tiskovin. Elektrická asistence jim pak umožní uspořit zvýšený výdaj energie, který má za následek navýšení hmotnosti (Obrázek 7).



Obrázek 7_Elektrokola ve službách České pošty

Velice populární jsou také sady pro přestavbu klasického jízdního kola na kolo elektricky asistované. Nevýhodou takovéto přestavby je nutnost umístění akumulátoru. Toto se většinou řeší pomocí držáku nad zadním kolem. Tím je jednak ovlivněno těžiště a také dochází k omezení přepravní kapacity jízdního kola.



Obrázek 8_Sada pro přestavbu klasického jízdního kola na elektrokolo

Občas se, zvláště v poslední době, objevuje koncepce s elektromotorem integrovaným v oblasti šlapacího středu (Obrázek 9). Toto uspořádání využívají především konstruktéři celoodpružených elektrokol. Nezvyšuje se tak podíl neodpružené hmoty jako je tomu v případě integrace elektromotoru do náboje kol.



Obrázek 9_Studie elektrokola Audi

Obrázek 9 ukazuje koncept elektrokola věhlasného výrobce automobilů - německou značku Audi. Trend vývoje jízdních kol pod vlastní značkou je patrný i u jiných výrobců. Značka Volkswagen například na autosalonu v Pekingu v roce 2010 představila "Bik.e" - elektrické vozítko, které se dá složit a uložit do prostoru pro rezervu, kde se také dobíjí. Vzhledem k absenci pedálů se již nedá mluvit o jízdním kole v pravém slova smyslu.



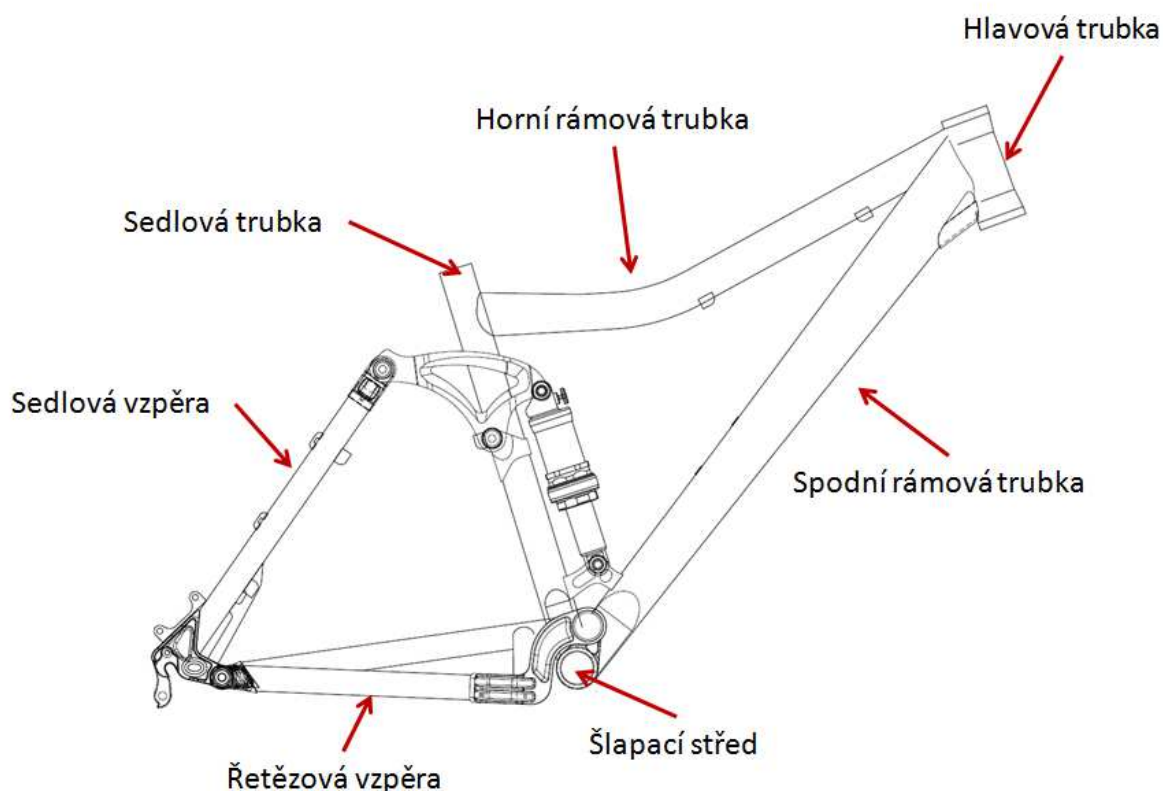
Obrázek 10_Elektrokolo značky Volkswagen

Tyto koncepty velkých automobilek jasně ukazují důležitost jízdního kola jako takového. V dnešní době řada měst začíná uzavírat svoje centra právě pro osobní automobily a význam jízdního kola tak dostává čím dál větší smysl.

4 KONSTRUKCE JÍZDNÍHO KOLA

4.1 RÁM

Rám je základním stavebním a pevnostním prvkem celého jízdního kola. V přední části nese rám hlavu řízení (pomocí hlavové trubky). Klasická koncepce rámu je označována jako tzv. dvojitý trojúhelník. Přední rámový trojúhelník spojuje již zmíněnou hlavu řízení, šlapací střed a uchycení pro sedlo. Zadní rámový trojúhelník pak slouží k uchycení a vedení zadního kola. Tato klasická koncepce ve spojení s pevnou vidlicí, která slouží k uchycení a vedení předního kola, se používá přibližně od konce 19. století.



Obrázek 11_Základní části rámu jízdního kola

Obrázek 11 ukazuje základní části rámu jízdního celo-odpruženého kola. Terminologie je shodná s jízdním kolem neodpruženým.

4.1.1 MATERIÁL PRO STAVBU RÁMŮ JÍZDNÍHO KOLA

4.1.1.1 OCEL

Jako materiál rámu se u prvních konstrukcí používalo dřevo. Je to logické, neboť se koncem 18. století jednalo o dostupný materiál, se kterým byl schopen pracovat téměř každý. Roku 1869 začíná ovšem firma Mayer nahrazovat do té doby dřevěné rámy ocelovými. Ocel se jako materiál jízdního kola udržela dodnes. I přes drtivý nástup hliníkových slitin na konci 20. století se i dnes setkáváme s ocelovými rámy. Je to dáno jednoduchou výrobní technologií a nízkou cenou materiálu. Při stavbě ocelových ráků se v současnosti nejvíce setkáváme s legovanou ocelí 25CrMo4. Jedná se o ocel legovanou Chromem, Molybdenem a Manganem. Rámy se vyrábějí s trubek, které se spojují pájením nebo svařováním.

4.1.1.2 HLINÍKOVÉ SLITINY

Koncem 20. století se objevují první rámy s hliníkových slitin. Hlavním důvodem je především nižší měrná hmotnost tohoto materiálu oproti oceli. Nevýhodou je pak vyšší cena a zpočátku chybějící zkušenosti s technologií výroby ráků. Jednalo se především o to, že výrobci zvyklí používat ocelové trubky malých průměrů začali používat stejné rozměry i u trubek z hliníkových slitin. Takto vytvořená konstrukce ale díky obecně nižší pevnosti, ve srovnání s ocelí, vykazovala velkou pružnost. Zlom nastal až v roce 1973, kdy cyklista Gary Klein obhájil svou diplomovou práci na téma: “Tvorba hliníkového rámu z trubek velkého průměru a s tenkou stěnou”.

Nejčastěji se ke stavbě ráků používají hliníkové slitiny 6061 (legující prvky: Hořčík a Křemík) a 7005 (je legována převážně Zinkem). Hliníkové slitiny lze snadno obrábět.

V posledních deseti letech se objevuje technologie tváření, která se nazývá Hydroforming. Pomocí této technologie lze z klasického kruhového průřezu trubky rámu vytvořit i tvarově velice složité průřezy. To dává možnost lokální úpravy průřezu v místech, kde dochází ke zvýšenému namáhání. Ve většině případů ale konstruktéři sahají k této technologii, aby pozvedli své dílo především z pohledu designu (Obrázek 12).

Zpočátku se používaly rámy z hliníkové slitiny pouze na nejdražších modelech jednotlivých značek vyrábějících jízdní kola. Postupem času se výroba natolik zefektivnila, že se dnes prodáváná jízdní kola dodávají s rámy z hliníkové slitiny už od základních modelů. Dá se říci, že hliníková slitina je lídrem v používaných materiálech ráků dnešních jízdních kol.



Obrázek 12_Technologie hydroformingu použitá na jízdním kole značky Giant

4.1.1.3 TITANOVÉ SLITINY

Dalším kovovým materiálem, který byl v minulosti vnímán jako nástupce hliníkových slitin, jsou titanové slitiny. K masovému rozšíření bohužel díky vysoké ceně materiálu nikdy nedošlo. Rovněž technologie svařování je náročná. Svařuje se pomocí technologie TIG s tím, že svár musí být perfektně ochráněn před okolní atmosférou, neboť je při vyšších teplotách na vzduchu značně reaktivní, což má za následek křehký svár [4].

Rámy ze slitin titanu (především se používá slitina titanu, vanadu a hliníku - Ti3Al2,5V) jsou oproti ocelovým při stejné pevnosti lehčí přibližně o polovinu. Titanové slitiny vykazují vysokou odolnost proti korozi a pružnost, díky které bývají velice pohodlné. Rámy vyrobené ze slitin titanu bývají mezi cyklistickou veřejností vnímány jako „klenoty“.

4.1.1.4 UHLÍKOVÝ KOMPOZIT

Uhlíkový kompozit je nejmladší z materiálů, které se využívají k výrobě rámu jízdního kola. Je složen z pleteniny tvořené uhlíkovými vlákny a pryskyřice, která je pojivem výsledného materiálu. Výsledné fyzikální vlastnosti uhlíkového kompozitu závisí na druhu použité uhlíkové tkaniny, na směru vláken a na jejich počtu.

Rám se dá vytvořit pomocí následujících technik [5]:

1. **Lepení trubek do spojek** – jedná se o nejstarší metodu výroby rámu z uhlíkového kompozitu. Trubky jsou nařezány na míru a poté vlepny do nejčastěji spojky z hliníkové slitiny. Tento způsob se v dnešní době již téměř nepoužívá. Důvodem je vyšší hmotnost a vznik míst, kde se koncentruje napětí.



Obrázek 13_Colnago Carbitubo Pista, rok 1988 - lepení trubek do spojek [6]

2. **Tube to tube** – jednotlivé části rámu jsou vytvořeny samostatně a poté slepeny k sobě. Takto vytvořený spoj je následně přepletován vrstvou uhlíkového kompozitu. Výhodou je jednoduchá výroba. Na druhou stranu dochází k nadměrné kumulaci materiálu v místě takto vytvořeného spoje.
3. **Monocoque** – v uzavřené formě dochází pomocí vzdušnice k vytvoření dutého tvaru. Tlakem ve vzdušnici se odstraní přebytečné pojivo a dojde k lepšímu propojení všech vrstev uhlíkové tkaniny. Pomocí této technologie lze na jednu výrobní operaci vyrobit celý rám. Ale například světový gigant – firma Specialized používá tzv. technologii TRIPLE MONOCOQUE. Hlavní rámový trojúhelník, zadní vidlice a vzpěry jsou vyrobeny jako jednotlivé struktury a následně spojeny v jeden celek.



Obrázek 14_TRIPLE MONOCOQUE technologie značky Specialzed

Formy pro výrobu rámců technologií Monocoque bývají velice drahé. Pro udržení ceny v reálných mezích jsou tak využívány pro velkosériovou produkci. Přesto je ale cena takto vytvořených rámců značně vysoká. Je to dáno především cenou uhlíkového kompozitu na světových trzích, která se pohybuje v rozmezí 10 – 100 USD za kilogram [7].

4.2 PŘEVODOVÉ ÚSTROJÍ

Slouží pro změnu převodového poměru mezi vstupem (pedálem) a výstupem (zadním kolem), při změně jízdních odporů.

4.2.1 PŘEHAZOVAČKA

V dnešní době je v největší míře zastoupeno řešení převodového ústrojí pomocí přehazovačky. Na vstupu je velké řetězové kolo, které je pevně spojeno s klikami a pedály. Počet a velikost velkého řetězového kola je různý a liší dle konkrétního typu jízdního kola. Jako transmisní prvek se používá jednořadý válečkový řetěz. Na náboji zadního kola je umístěna „kazeta“ s pastorky. Historicky první kazety měly 3 pastorky. Postupem času se ovšem jejich počet zvyšoval. V roce 2013 tak bude na trh uvedena jedenácti-rychlostní kazeta.

Konstrukčně je přehazovačka řešena jako paralelogramový mechanismus, který je ovládán pomocí páčky nebo otočné rukojeti umístěné na řídítkách. Přenos pohybu je pak realizován ocelovým lankem vedeným v bovdenu.



Obrázek 16_Řez 14-ti rychlostní planetové převodovky Rohlhoff Speedhub

Konstrukčně je takovýto typ převodovky řešen sériově umístěnými planetovými převody, které jsou umístěny v pouzdru, které zároveň slouží jako náboj zadního kola. Ke změně převodového stupně dochází zastavováním jednotlivých kol. Tímto se v převodovce realizuje potřebný počet převodových stupňů.



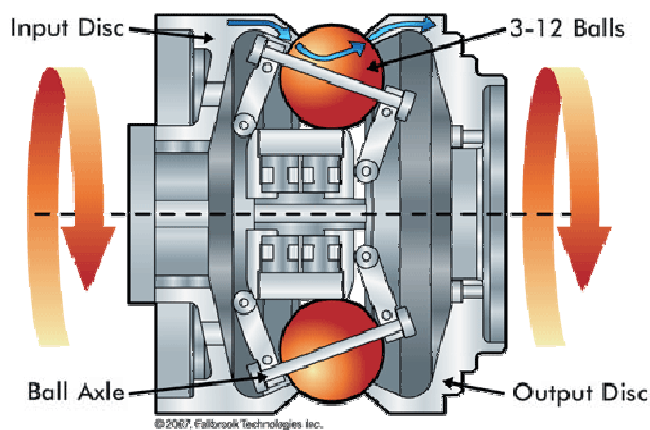
Obrázek 17_Raleigh tourist_1970_3 rychlostní převodovka v zadním náboji

Výhoda této koncepce je minimalizace poškození při kolizi a také minimální údržba. Nevýhodou pak obvykle vyšší pořizovací cena oproti klasické přehazovačce, vyšší hmotnost, obtížné řazení pod zatížením a nižší účinnost [8].

4.2.3 TŘECÍ PŘEVODOVKY

Výhoda třecích převodů spočívá v teoreticky nekonečném počtu převodových stupňů, které lze zařadit. Jinými slovy, řazení se neděje skokově jako v případě stupňových převodovek, ale plynule. Tato koncepce umožňuje řazení na jízdním kole automatizovat, jako tomu je například u elektro-kol Kalkhoff.

V současné době je na trhu nejvíce rozšířena třecí převodovka značky NuVinci (Obrázek 18), která ke své činnosti využívá 3 - 12 kuliček, které se natáčí a tím je dosažena změna převodového poměru.



Obrázek 18_ Třecí převodovka NuVinci

Nevýhoda třecích převodovek je především nižší účinnost, která je dána relativním skluzem mezi třecími komponenty.

4.3 KOLA

V raných dobách cyklistiky byla kola řešena pomocí loukoťové konstrukce s použitím dřeva jako základního materiálu. Koncem 19. století se objevily první kola s kovovým ráfkem a výpletem využívajících drátů. Tento koncept přetrval až do dnešní doby. Ocel nahradil hliník, ze kterého se dnes dělají ráfky, ale i dráty. Jistou "renesanci" je možné pozorovat v návratu loukoťových konstrukcí. I když dnes se již místo dřeva používá výrazně sofistikovanější materiál - uhlíkový kompozit. S loukoťovými koly z kompozitu se setkáváme především u silničních jízdních kol, i když se v poslední době objevily i speciální zesílené konstrukce pro jízdní kola do terénu.



Obrázek 19_typy kol pro jízdní kola

Výhoda loukoťových kol je především v nižší váze a vyšší tuhosti oproti kolům zapleteným dráty. Z tohoto důvodu jsou tato kola používána především v silniční cyklistice. Jejich nevýhoda, která brání masovému rozšíření v cyklistice terénní je především nemožnost pokračovat v cestě po defektu - prasknutí loukotě. V případě kol s drátěným výpletem lze cestu dokončit i s několika prasklými dráty. Tuto analogii můžeme pozorovat např. i u silničních (většinou využívají litá loukoťová kola) a terénních (kola s drátovými výplety) motocyklů.

4.3.1 VLIV VELIKOSTI KOLA NA JÍZDNÍ VLASTNOSTI

V posledních pěti letech se u jízdních kol určených do terénu začíná vedle řekněme klasického průměru kola 26'' prosazovat i průměr 29''. Vzhledem k vesměs konzervativnímu přístupu cyklistické veřejnosti je toto prosazování velice pozvolné. Logiku této koncepce ale ukazuje například vítězství Jaroslava Kulhavého v závodě horských kol na olympijských hrách v Londýně 2012. Ten si pro zlatou medaili dojel právě na 29'' kolech.

4.3.1.1 VÝHODA VĚTŠÍ STOPY

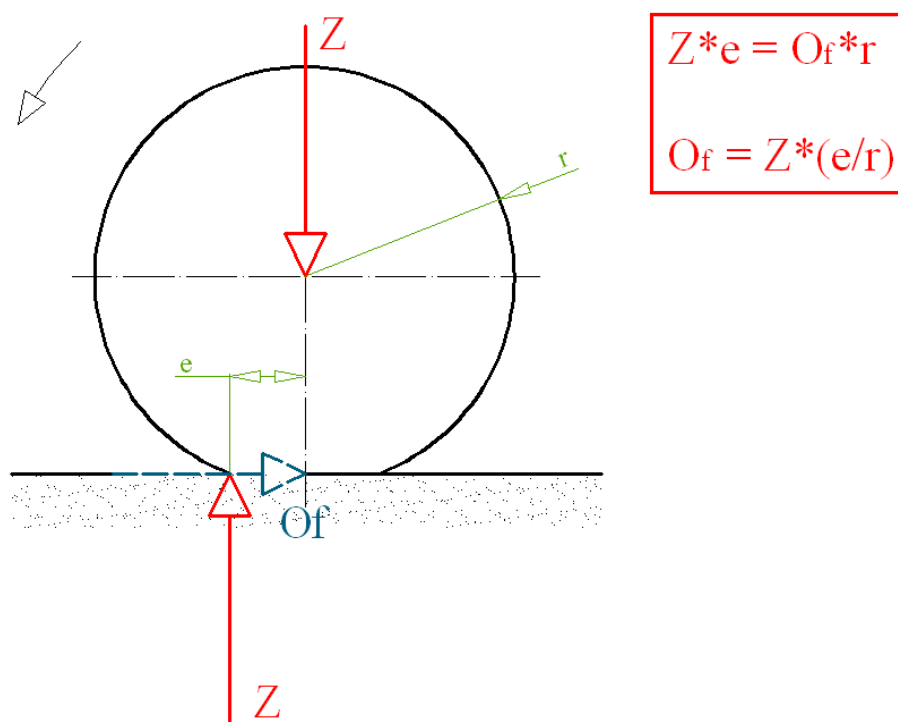
Pneumatika se stýká s terénem v určité ploše, kterou nazýváme: „stopa“. Velikost stopy je ovlivněna kombinací vlastností pneumatiky a terénu, po kterém se odvaluje. Z hlediska pneumatiky záleží především na její šířce, průměru a samozřejmě také na provozním tlaku. Co se týká terénu, zde platí čím poddajnější terén je, tím bude stopa větší.

Velikost stopy u 29'' pneumatiky je přibližně 1,4krát větší než je tomu u klasického průměru 26'' (při uvažování stejné šířky a tlaku v pneumatice). Z tohoto faktu se dá usuzovat na lepší trakční vlastnosti u většího průměru. Jinak řečeno, větší stopa je schopná přenést větší hnací a brzděné síly a oddálit tak okamžik, kdy kolo začne prokluzovat.

Větší průměr kola, respektive stopa, má ještě jednu výhodu. Budeme-li se pohybovat v měkkém terénu (například bláto, sníh nebo písčité podklad), bude se kolo s větší stopou do takového terénu méně bořit

4.3.1.2 VALIVÝ ODPOR

Obrázek 20 ukazuje mechanismus vzniku valivého odporu na kole, které se odvaluje po vodorovné podložce. Přitom dochází k deformaci pneumatiky i terénu. Samozřejmě pokud se budeme pohybovat po tuhé asfaltové vozovce, bude se deformovat především pneumatika.



Obrázek 20_Mechanismus vzniku valivého odporu

Při valení dochází v přední části stopy (ve směru valení) ke stlačení pneumatiky. Pneumatice je v tomto místě vnucen tvar terénu. V zadní části stopy se pak pneumatika vrací do svého původního tvaru. Síla, která je zapotřebí ke stlačení pneumatiky je větší než síla, která vzniká při navrácení pneumatiky do původního kruhového tvaru. Tento stav je dán ztrátami

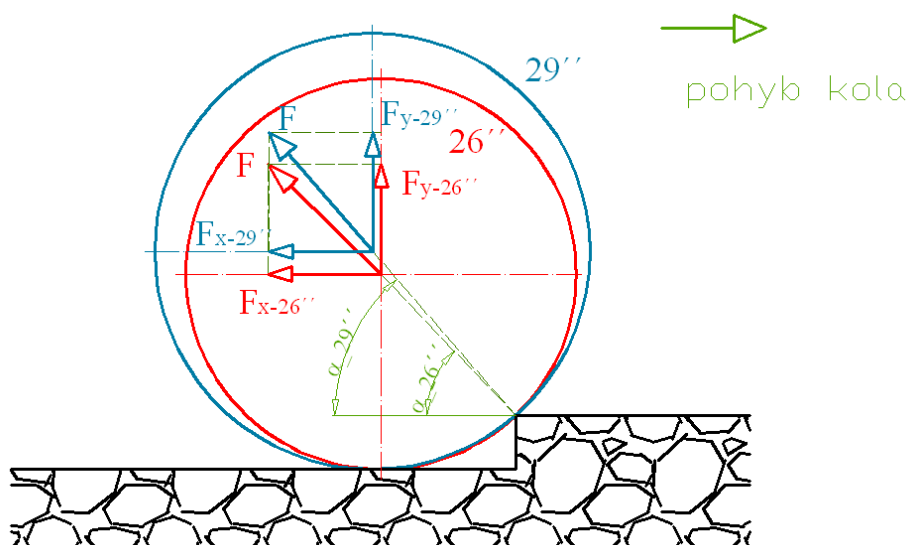
v pneumatice, které se mění v teplo (tzv. hystereze). Rozdílnou velikostí sil v přední a zadní části stopy jsou vyvolány i rozdílné měrné tlaky. V přední části stopy je tedy vlivem větší působící síly i větší měrný tlak a naopak. Vlivem tohoto rozdílu je výslednice **Z**, kterou nazýváme radiální reakce od terénu, předsunuta před svislou osu o vzdálenost **e**. Reakce od vozovky **Z** je stejně velká jako zatížení kola **Z** (orientace síly směrem dolů). Vzniká tedy moment, velikosti $M_k = Z \cdot e$, který působí proti smyslu otáčení kola a tím ho ve své podstatě brzdí. Tento moment vyvolá sílu **O_f**, která působí proti pohybu kola a je tedy oním valivým odporem.

Velikost valivého odporu (síla **O_f**) je tedy rovna součinu radiálního zatížení kola a poměru délek **e/r**. Přičemž **r** zde značí poloměr kola.

Pokud tedy budeme uvažovat dvě stejně široké pneumatiky o průměru 26'' respektive 29'' se stejným vzorkem zatížené stejnou silou, bude výsledný valivý odpor záviset především na poměru **e/r**. Zatímco rozdíl v poloměru obou kol činí přibližně 38mm, rozdíl ve vzdálenosti **e** bude nepatrný (řádově jednotky milimetrů). Z toho jasně vyplývá důležitý závěr, že se zvětšujícím se průměrem kola valivý odpor klesá.

4.3.1.3 PRŮCHODNOST KOLA TERÉNEM

Při nárazu kola na překážku se mezi kolem a terénem projeví ve středu kola síla **F** (Obrázek 21). Ta se rozloží na složku vodorovnou **X** a svislou **Y**. Vodorovná složka zapříčiní to, že je kolo následkem nárazu bržděno. U 29'' kola je velikost této síly oproti 26'' menší. Tím je dána pocitově lepší průchodnost terénem u většího průměru kola.



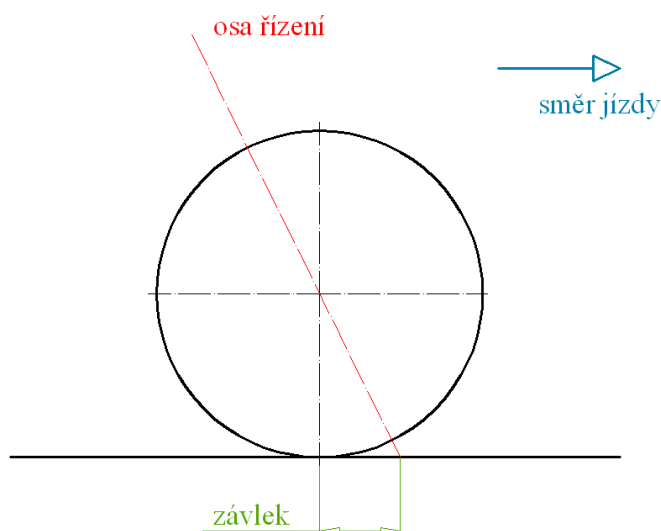
Obrázek 21_ Průchodnost terénem u různých průměrů kola

4.3.1.4 STABILITA JÍZDY

Na stabilitu jízdy mají vliv dva základní parametry kola. Jedná se o moment setrvačnosti, respektive gyroskopický účinek předního kola a závlek předního kola [9].

Gyroskopický účinek se projevuje u rotujícího kola. Rotující kolo má tendenci zachovávat si polohu své roviny rotace v prostoru. Přestože se tedy nechá snadno posouvat ve směru svých os (což znamená ve směru jízdy: dopředu/dozadu, nahoru/dolů, doprava/doleva), klade velký odpor při snaze o naklopení do určitého směru. Pokud je kolo naklopeno (například kolem podélné osy – naklopení celého jízdního kola) doprava ve směru jízdy provede gyroskop (kolo) „úhybný manévr“ v rovině, která je kolmá s rovinou naklopení. To má za následek natočení řidítek rovněž doprava. Jako reakce na natočení kola doprava vznikne klopení předního kola doleva a následně zatočení řidítek doleva. Tento komplexní proces se významně podílí na stabilizaci jízdy. Síly, které v souvislosti s gyroskopickým účinkem na kolo působí se s rostoucí rychlostí rotace kola rychle zvětšují. Gyroskopický účinek závisí především na rychlosti rotace a také na momentu setrvačnosti kola.

Druhým neméně podstatným parametrem ovlivňujícím celkovou stabilitu je závlek předního kola (Obrázek 22). Závlek vznikne, když se bod styku předního kola s terénem a průsečík osy řízení s terénem neshodují. V případě, který je naznačen na obrázku (Obrázek 22), hovoříme o tzv. pozitivním závleku (bod styku pneumatiky s terénem se nachází za osou řízení).



Obrázek 22_Závlek na předním kole

Stabilizační účinek závleku je následující. Síly, které vznikají mezi pneumatikou a terénem, působí v místě jejich vzájemného styku. V podélném směru jsou to síly brzdné (při brzdění) a síly odporové (valivý odpor při valení). V příčném směru se potom jedná o boční síly, které

jsou v rovnováze s odstředivou silou, vznikající při průjezdu zatáčkou. Při natočení kola kolem osy řízení vyvolávají tyto síly díky závleku momenty, které mají snahu vrátit kolo zpět do přímé polohy. Takto vznikající momenty jsou tím větší, čím je větší závlek předního kola. Pozitivní závlek má tedy stabilizující účinek. Ale pozor! Tento účinek by neměl být příliš velký, neboť zatáčení by potom bylo velmi náročné a vysilující.

Pokud by se bod styku pneumatiky s terénem nacházel před osou řízení, vznikl by tzv. negativní závlek. Takovýto závlek by měl za následek, že výše popsané momenty by měly opačný smysl a natočené kolo by měly snahu ještě více vychýlit. Takováto koncepce by tedy byla silně nestabilní.

Jak se tedy budou projevovat různé průměry kol z hlediska stability jízdy? Co se týká podílu na stabilitě způsobeného gyroskopickými účinky bude jistě stabilnější větší průměr kola (pokud bude mít vyšší moment setrvačnosti). Stabilita od závleku je na tom podobně. Zachováme-li stejný hlavový úhel jako má jízdní kolo s menším průměrem kol, závlek předního kola se zvětší a tím i potenciální stabilita. V takovémto případě by se takto zkonstruované jízdní kolo jevílo jako stabilnější, ale zato hůře ovladatelné. Z tohoto důvodu se u 29" jízdních kol můžeme setkat s odlišnými geometriemi, které mají za úkol kompenzovat rozdíly v jízdních vlastnostech oproti zažitému rozměru kola o velikosti 26".

5 SHRUTÍ K PROBLEMATICE CELO-ODPRUŽENÝCH JÍZDNÍCH KOL

V této kapitole se zaměřuji na jeden ze svých cílů, a sice podat ucelený přehled o problematice jízdního celo-odpruženého kola. Vznik této kapitoly má dva zásadní motivy. Jedná se především o absenci uceleného přehledu v českém jazyce. Během studia tohoto oboru jsem ve většině případů musel vycházet z anglicky psané literatury.

Druhým motivem pro mě byly zkušenosti z diskuzí s českou odbornou veřejností, která se ve většině případů omezuje na obchodníky nebo redaktory cyklistických časopisů a médií obecně. Mnoho z těchto lidí má v tomto oboru, z pohledu technického, značné mezery. Proto jsem považoval za důležité takovýto přehled vytvořit.

Ještě před pár lety bylo celo-odpružené jízdní kolo poměrně velkou vzácností a mnozí se na tuto koncepci dívali přinejmenším skepticky. Doba ale pokročila a celo-odpružená kola jsou čím dál více populární. Tento efekt má své opodstatnění ve stále větší dostupnosti, ale také především v racionálnosti celkové koncepce.

Celo-odpružené kolo má totiž oproti pevnému kolu řadu výhod, mezi které patří především:

- ✓ vyšší komfort jízdy,
- ✓ snížení únavy jezdce,
- ✓ zvýšení bezpečnosti jízdy,
- ✓ lepší jízdní vlastnosti v terénu,
- ✓ snížení zdravotních rizik s ohledem na působící vibrace.

Základem celo-odpruženého kola je, jak již název napovídá, odpružení. Odpružení snižuje přenos kmitavých pohybů způsobených přejezdem terénních nerovností (vibrací), které se u pevného kola přenášejí do rámu, respektive do jezdceva těla. Odpružení tak chrání jezdce před nežádoucími otřesy a rám před nadměrným namáháním. Snížení hladiny vibrací má za následek obecně zvýšení komfortu jízdy, což se pozitivně projevuje na snížení únavy jezdce potažmo zvýšení bezpečnosti jízdy.

Dalším úkolem odpružení je zajistit co nejlepší a pokud možno nepřetržitý styk kol s terénem a při jízdě přes nerovnost nedovolit odskakování kol od terénu. Stálý styk kol s terénem je podmínkou pro přenos sil, které umožňují zatáčení, brzdění a pohon jízdního kola.

Výše jmenované výhody celo-odpruženého kola vůči kolu pevnému mu tak dávají předpoklad k lepším jízdním vlastnostem, celkově vyššímu stupni bezpečnosti jízdy, komfortu a radosti z jízdy.

V následujících kapitolách jsou uvedeny moje poznatky o problematice současných celo-odpružených jízdních kol. Jednotlivá témata vznikala po dobu mého několikaletého působení v cyklistickém průmyslu v České Republice. V letech 2006 - 2013 jsem působil a působím jako odborný konzultant a konstruktér u firem Race Bike, Author, AGang, Amulet. Rovněž jsem publikoval několik příspěvků v cyklistickém magazínu Velo. Během této praxe jsem se setkal s

řadou otázek, kterými jsem se intenzivně zabýval a výsledek jsem shrnul do následujících kapitol. V nich jsou detailně popsány jak základní systémy odpružení, tak i problémy, které se u celo-odpružených kol projevují.

5.1 POUŽÍVANÉ SYSTÉMY ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍHO KOLA

5.1.1 TELESKOPICKÉ VIDLICE

Zavěšení předního kola slouží k uchycení, vedení a odpružení předního kola. Jako nejčastější řešení pro zavěšení předního kola se dnes používá teleskopická vidlice, která může být ve třech základních typech (Obrázek 23):

- A. Teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na předním kole a s jednou nosnou trubicí spojenou s hlavou řízení. Tato vidlice je označovaná jako „jednokorunková“. Jedná se o vidlice s menším zdvihem (do 170 mm). Vidlice takovýchto zdvihů se používají pro jízdní kola typu XC-FR
- B. Teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na předním kole a se dvěma nosnými trubicemi spojenými s hlavou řízení. Tato vidlice se označuje jako „dvoukorunková“. Zdvihy těchto vidlic bývají od 180 mm do 300 mm. Využití pro FR-DH.
- C. Teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na hlavě řízení a s nosnými trubicemi spojenými s předním kolem. Obrácené provedení „dvoukorunkové“ teleskopické vidlice je označováno jako „UPSIDE DOWN“. Výhodou této koncepce je především snížení neodpružené hmoty vidlice.

A,



B,



C,



Obrázek 23_Základní typy přední teleskopické vidlice

5.1.2 SPECIÁLNÍ DRUHY ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍHO KOLA

Další typy zavěšení předního kola se využívají spíše sporadicky. Je to dáno především tím, že výrobci jízdních kol preferují cenu svého výrobku před exkluzivitou a sáhnout tak po unifikované přední vidlici, kterou nabízí řada značek.

Speciální typ zavěšení předního kola používá například BMW, které na jízdní kolo aplikovalo svůj systém "Telelever", který je známý z motocyklů tohoto německého výrobce.



Obrázek 24_Zavěšení Telelever od BMW

Další typ zavěšení, který u většiny svých kol používá americký výrobce jízdních kol - značka Cannondale, se nazývá Lefty. Jedná se o teleskopickou vidlici pouze s jedním kluzákem s letmo uloženým kolem. Výhodou je především snížení hmotnosti.



Obrázek 25_Vidlice Lefty od výrobce Cannondale

5.2 POUŽÍVANÉ SYSTÉMY ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA

Odpružení předního kola je v drtivé většině konstrukcí realizováno odpruženou teleskopickou vidlicí. Mnohem zajímavější, komplikovanější a sofistikovanější jsou pak systémy používané pro odpružení kola zadního. Vzhledem k tomu, že odpružené vidlice jsou do jisté míry standardizované, jsou právě systémy zavěšení zadního kola tím, co dává jízdnímu kolu konkrétního výrobce jeho originální tvář a především jízdní vlastnosti.

Zavěšením zadního kola rozumíme určitý mechanismus, kterým je zadní kolo uchyceno k rámu. Tento mechanismus je obvykle složen ze dvou (rám + kyvná vidlice) členů u jednočepových konstrukcí, nebo více členů s jednou centrální tlumicí a pružicí jednotkou.

Používání různých druhů konstrukcí zavěšení zadního kola vychází ze snahy konstruktérů co nejvíce zefektivnit přeměnu energie produkované jezdce na pohyb vpřed. To vše při zachování samotné podstaty odpružení. Tou je, jak již bylo uvedeno, především zajištění dobrých jízdních vlastností, zvýšení komfortu jízdy a snížení tělesné únavy jezdce.

V současné době se pro uchycení a vedení zadního kola používají systémy, které lze obecně rozdělit do tří skupin:

A, Jedno-čepové

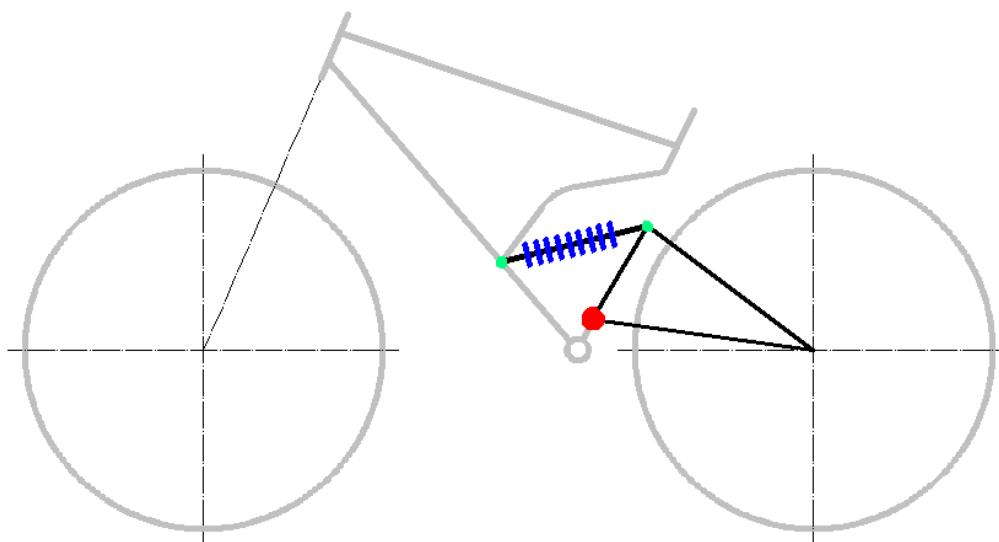
B, Čtyř-čepové

C, Ostatní

Tyto systémy se objevují v různých modifikacích u všech typů jízdních kol od XC až po DH (viz. Tabulka 2). Rozdíly v konstrukčním provedení jsou dány nejen různými požadavky na velikost zdvihu zadní stavby, ale také kvalitou konstruktérových znalostí v oblastech mechaniky, vývojovým zázemím, jízdními testy a dostupnými výrobními technologiemi.

5.2.1 JEDNO-ČEPOVÉ SYSTÉMY ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA

5.2.1.1 JEDNO-ČEPOVÉ SYSTÉMY BEZ PŘEPÁKOVÁNÍ

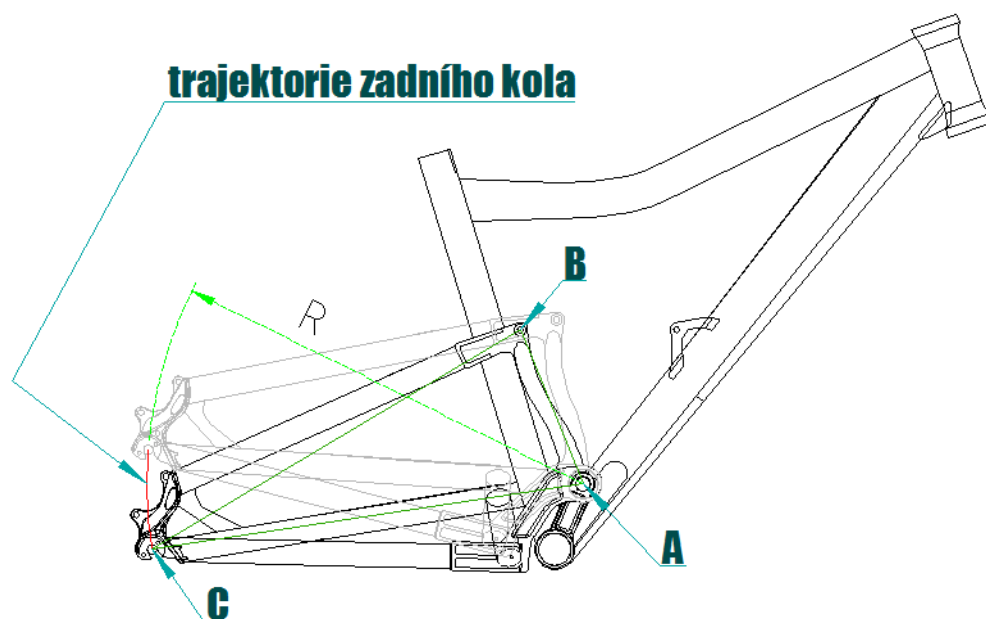


Obrázek 26_Jedno-čepový systém zavěšení zadního kola

Jedno-čepový systém zavěšení zadního kola bez přepákování se skládá z rámu, zadní kyvné vidlice (vidlice má obvykle trojúhelníkový tvar, jak je naznačeno na obrázku) a tlumicí a pružicí jednotky

Propojení rámu a zadní kyvné vidlice je tvořeno pomocí jednoho, obvykle robustního, čepu a ložisek (Obrázek 26 - červený bod). Toto spojení vytváří rotační vazbu a umožňuje tak otáčení zadní stavby vůči rámu. Kyvná vidlice koná tedy rotační pohyb kolem bodu uchycení v rámu (bod A - Obrázek 27). Trajektorií středu zadního kola během jeho zdvihu je tedy kružnice. Střed této kružnice je v bodě uchycení kyvné vidlice k rámu (bod A - Obrázek 27). Poloměr (R) je pak dán nejkratší vzdáleností mezi bodem uchycení kyvné vidlice k rámu (bod A - Obrázek 27) a středem zadního kola (bod C - Obrázek 27).

Odpružení zadní stavby je realizováno pomocí pružicí a tlumicí jednotky, která je umístěna mezi kyvnou vidlicí (v bodě B - Obrázek 27) a okem na rámu. U jedno-čepových systémů zavěšení zadního kola bez přepákování je tlumicí a pružicí jednotka umístěna přímo mezi kyvnou vidlicí a rámem. Tento systém zavěšení zadního kola využívá např. model Author A-ray.

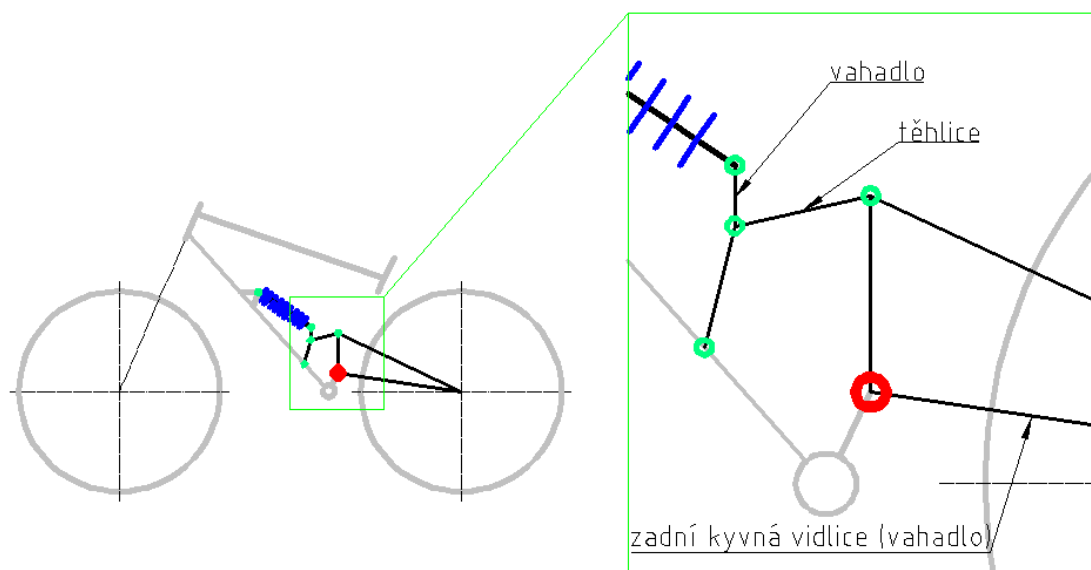


Obrázek 27_Konstrukční řešení jedno-čepového systému zavěšení zadního kola

5.2.1.2 JEDNO-ČEPOVÉ SYSTÉMY S PŘEPÁKOVÁNÍM

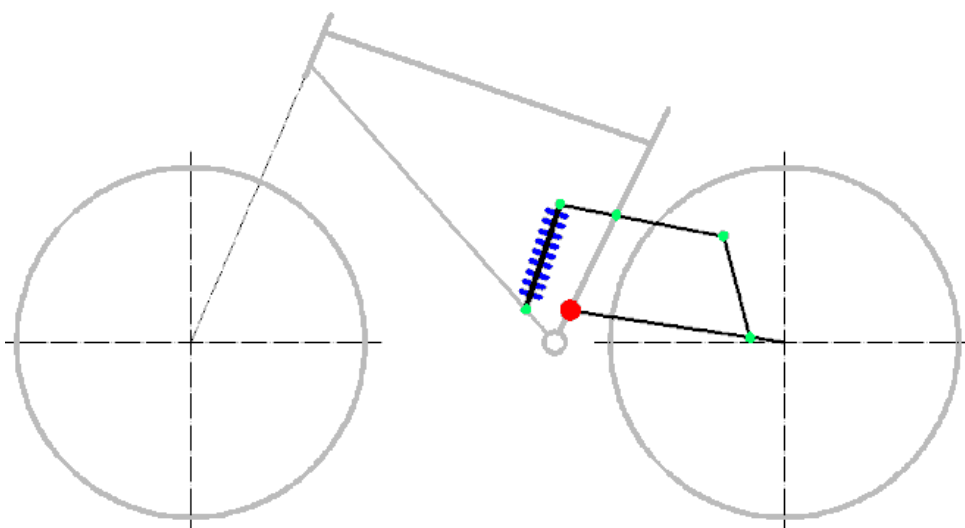
U jedno-čepových systémů zavěšení zadního kola s přepákováním není tlumicí a pružicí jednotka umístěna přímo mezi zadní kyvnou vidlicí a rámem. Toto je zásadní rozdíl oproti systémům bez přepákování. U přepákových systémů je mezi kyvnou vidlicí a tlumicí a pružicí jednotkou navíc přidavný mechanismus, který je tvořený systémem pák. Tento systém pák spolu se zadní kyvnou vidlicí tvoří paralelogramový mechanismus.

U těchto pákových systémů se můžeme obecně setkat se dvěma modifikacemi. U první z nich (Obrázek 28) je zadní kyvná vidlice opět připojena k rámu pomocí jedné rotační vazby, která je tvořena čepem a ložisky. Vahadlo, které tlačí na tlumicí a pružicí jednotku, je rotačně připojeno k rámu. Těhlice pak spojuje vahadlo a kyvnou vidlici. Těhlice koná obecný rovinný pohyb. Touto koncepcí se docílí jevu zvaného progresivita. Té je dosaženo právě pomocí aplikace takového typu přidavného mechanismu. Význam progresivity je popsán více v kapitole 5.4.2.



Obrázek 28_Jedno-čepový systém s přepákováním

Druhou modifikaci můžeme nazvat spíše "pseudo-přepákováným" systémem (Obrázek 29). Ačkoli je mezi tlumicí a pružicí jednotkou a rámem rovněž systém vahadel, nedochází vlivem jejich geometrie (v tomto případě konkrétně délky) ke kýženému efektu progresivity v pravém slova smyslu. Vahadla zde plní pouze funkci převodu pohybu mezi kyvnou vidlicí a tlumicí a pružicí jednotkou.



Obrázek 29_Modifikace jedno-čepového systému s přepákováním

5.2.1.3 SHRUTÍ K JEDNO-ČEPOVÝM SYSTÉMŮM ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA

Základní charakteristikou jedno-čepového systému zavěšení je, že během propružení zadního kola se jeho střed pohybuje po kruhové dráze. Tlumičí a pružicí jednotka je spojena s kyvnou vidlicí napřímo nebo přes přidavný mechanismus. Touto koncepcí je pak dána celková charakteristika zavěšení potažmo subjektivní pocit z jízdy.

Výhodou tohoto systému je především v modifikaci bez přepákování jeho jednoduchost. Z toho plynou malé nároky na údržbu, vysoká torzní tuhost zavěšení (ta má vliv na dobré jízdní vlastnosti), nižší hmotnost oproti složitějším více-čepovým konstrukcím.

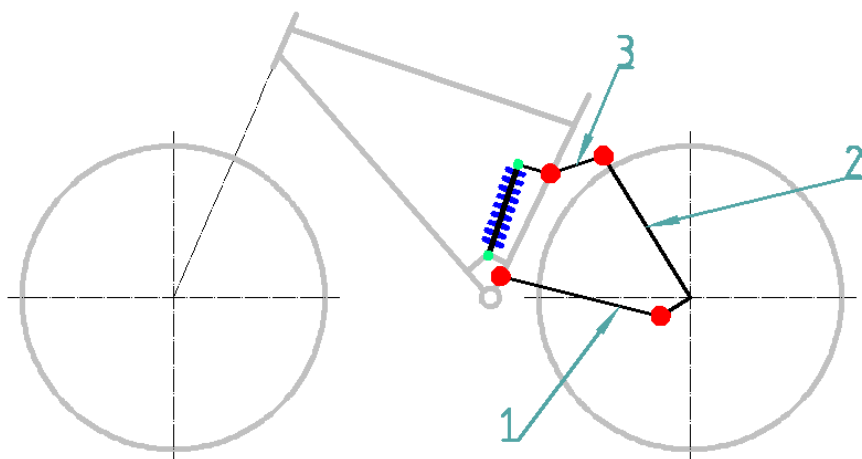
Ve verzi s přepákováním se pak k výhodám přidává progresivní charakteristika pružení a možnost jejího tvarování v širokém rozsahu. Daní za pákový systém je pak nepatrně vyšší hmotnost a složitost zavěšení, což se samozřejmě odráží na vyšší výrobní ceně.

Nevýhodou jedno-čepové konstrukce, která je tomuto systému často vyčítána, je snad jen vyšší necitlivost odpružení během brzdění (často se používá termín: „tvrdnutí zadní stavby při brzdění“). Podrobněji se této problematice věnuji v kapitole 5.6.

5.2.2 ČTYŘ-ČEPOVÉ SYSTÉMY ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA

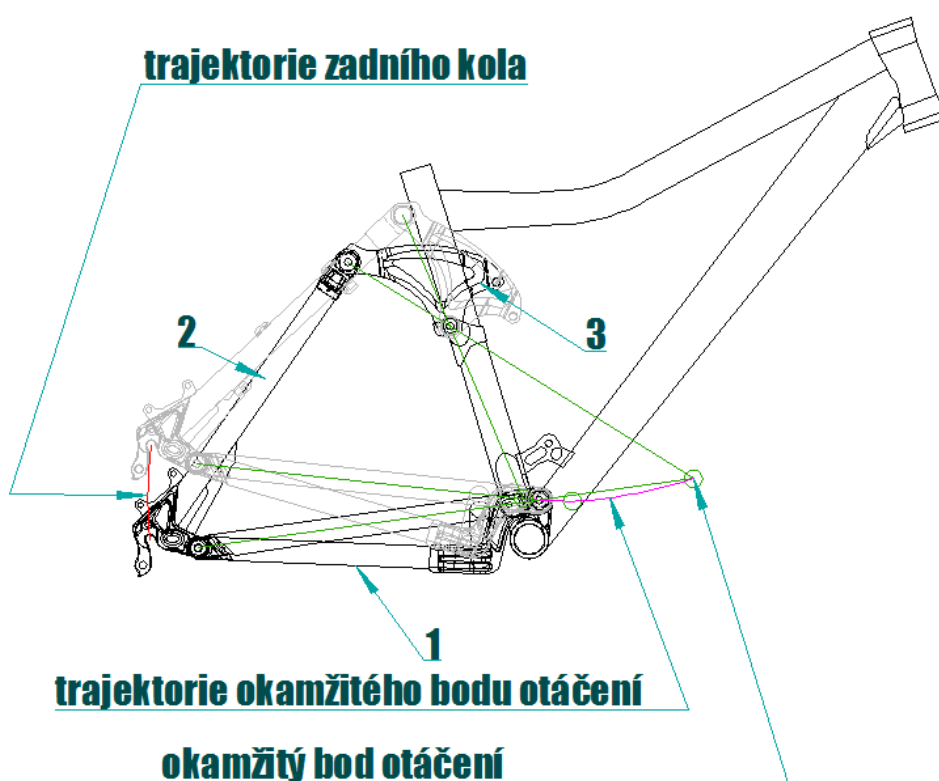
Druhou velkou skupinou konstrukcí zavěšení zadního kola jsou čtyř-čepové systémy. Tato koncepce je poslední dobou velice moderní a snad díky její větší složitosti oproti jedno-čepové konstrukci zavěšení kolem ní panuje velké množství mýtů. Jedním z nich může být například tvrzení, že když se zadní kolo pohybuje během zdvihu po přímce (či jiné než kruhové trajektorii, která může být vytvořena geometrií právě čtyř-čepových konstrukcí), je takovéto odpružení nezávislé na pohonu a brzdných silách. Toto je naprosto zavádějící. Neboť každý typ zavěšení, ať jedno-čepové, čtyř-čepové nebo jakékoli jiné, je mechanismem, který je součástí celku jízdního kola. Na takovýto mechanismus působí při jízdě dynamické síly (hnací, brzdné), které se dle příslušných pravidel mechaniky rozloží do celého mechanismu. Tyto síly pak ovlivňují chování celku, jehož součástí je i zavěšení zadního kola. Je tedy jasné, že odpružení je v každém případě ovlivňováno působícími silami. Do jaké míry tyto síly negativně ovlivňují funkci odpružení, záleží na konkrétním konstrukčním uspořádání zavěšení.

Základem každého čtyř-čepového zavěšení je mechanismus s jedním stupněm volnosti, který je označován jako paralelogram. Tento mechanismus (Obrázek 30) se skládá z rámu, tří pohyblivých ramen a čtyř čepů (odtud se mezi českou odbornou veřejností ustálilo označení "čtyř-čepový"). Jednotlivé prvky mechanismu nazveme: 1-vahadlo, 2-těhlice, 3-vahadlo (Obrázek 30, Obrázek 31).



Obrázek 30_Čtyř-čepový systém zavěšení zadního kola

Vahadlo (poz.1) a vahadlo (poz.3) jsou rotačně připojeny k rámu. Těhlice (poz.2) je rotačně připojena k oběma vahadlům (poz.1 a 3) a koná obecný rovinný pohyb. Vzhledem k tomu, že zadní kolo je připojeno k těhlici (poz.2), koná i jeho střed během propružení obecný rovinný pohyb. Trajektorie středu zadního kola je tedy vždy obecná rovinná křivka.



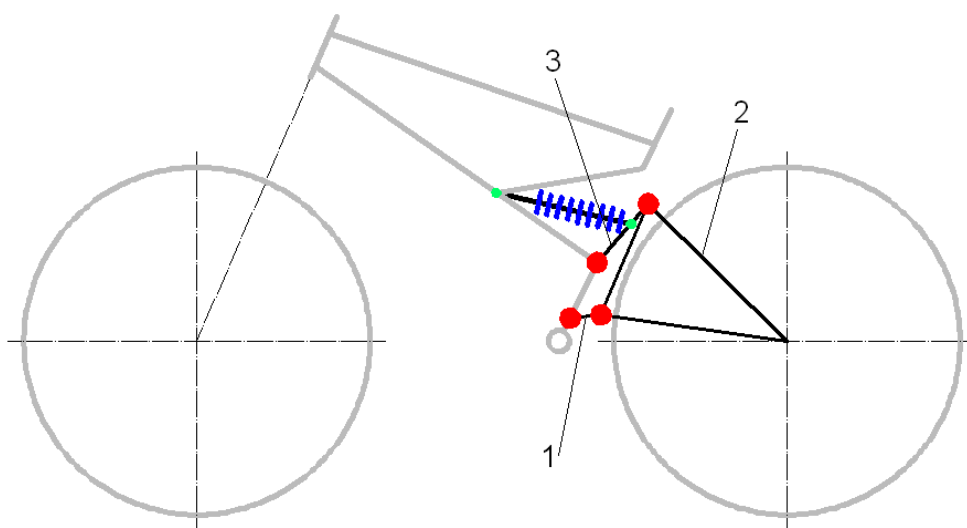
Obrázek 31_Konstrukční provedení čtyř-čepového systému zavěšení zadního kola

Toto je základní charakteristika čtyř-čepových konstrukcí vedoucí k jejich správné identifikaci. Často totiž dochází k záměně jedno-čepových systémů, které se podobají čtyř-čepovým. Příkladem může být výše zmiňovaný jedno-čepový systém (viz. Obrázek 29). Důležité je si uvědomit, k jakému prvku mechanismu je připojeno zadní kolo. Pokud je připojeno ke členu mechanismu, který je rotačně spojen přímo s rámem, zcela jistě se jedná o jedno-čepový systém zavěšení v některé ze svých variací. Pokud je ale zadní kolo umístěno na nějakém dalším členu mechanismu konajícím jiný než rotační pohyb, jedná se o zavěšení typu čtyř-čepový mechanismus.

Obrázek 31 ukazuje, po jaké křivce se pohybuje střed zadního kola při propuštění. V tomto případě se jedná o křivku blízkou kružnici. Její tvar může ale být naprosto obecný. Vždy záleží na konkrétní geometrii zavěšení.

Obrázek 31 také znázorňuje, kde se nachází bod otáčení tohoto čtyř-čepového systému. Jedná se o tzv. okamžitý neboli virtuální bod (čep) otáčení. Stejně jako u jedno-čepové konstrukce se i zde střed zadního kola otáčí kolem jednoho bodu. Rozdíl je v tom, že tento bod není na první pohled viditelný a navíc se v průběhu zdvihu mění jeho poloha (pro každou polohu zadního kola existuje právě jeden okamžitý bod otáčení).

Další variací na čtyř-čepový systém je koncepce s obchodním označením VPP, čili Virtual Pivot Point (česky virtuální čep otáčení). Název tohoto systému reflektuje skutečnost, která byla popsána výše. Principiálně se jedná opět o paralelogramový systém, u kterého se střed zadního kola otáčí kolem okamžitého (virtuálního) středu otáčení.



Obrázek 32_koncepce systému VPP

Rozdíl oproti klasické čtyř-čepové koncepci je u VPP systémů v konstrukčním uspořádání. Dlouhé spodní vahadlo je nahrazeno krátkým. To má pozitivní vliv na torzní tuhost celého zavěšení, potažmo potenciálně lepší jízdní vlastnosti. U kratšího ramene se totiž neprojeví deformace (způsobená zatížením) tolik jako u ramene delšího. Co se týká charakteristiky zavěšení zadního kola, jde u obou systémů dosáhnout stejného výsledku. Opět platí, že záleží na konkrétním konstrukčním uspořádání.

5.2.2.1 SHRUTÍ KE ČTYŘ-ČEPOVÝM SYSTÉMŮM ZAVĚŠENÍ ZADNÍHO KOLA

Čtyř-čepové systémy jsou charakteristické pohybem středu zadního kola po trajektorii mající obecný rovinný charakter. Křivku, po níž střed zadního kola při propružení putuje, lze pomocí geometrie zavěšení nadefinovat prakticky libovolně. Obzvláště v minulosti byl tento aspekt mohutně propagován řadou výrobců. Otázkou je, jestli je tvar oné křivky docílen záměrně s racionálním odůvodněním vzhledem k jízdním vlastnostem, nebo je jen jakýmsi vedlejším produktem a následkem zvolené koncepce, která zajistí požadovaný zdvih zadní stavby. Ve své praxi jsem se osobně setkal s oběma přístupy.

Nevýhodou čtyř-čepových konstrukcí oproti jedno-čepovým je především obvykle vyšší hmotnost a nižší torzní tuhost. Obě tato negativa vychází z nutnosti použití většího počtu čepů a ložisek, ve kterých v průběhu používání vznikají vůle, které se následně sčítají.

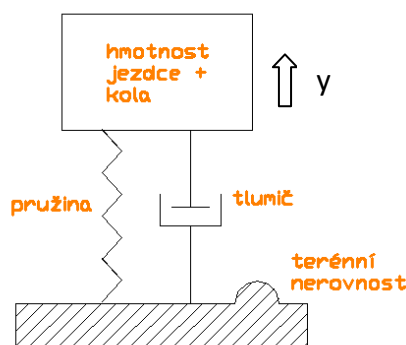
Výhodou oproti jedno-čepům je pak přirozeně vyšší citlivost zadní stavby při brzdění. Tomuto jevu se budu věnovat podrobněji v kapitole 5.6.2. Další výhodou může být, především u jízdních kol s vyššími zdvihy nebo v poslední době populárními 29" koly, pohyb zadního kola po trajektorii, která nemá za následek kolizi zadního kola se sedlovou trubkou. Toto má velký význam u koncepcí, kde je požadován pohyb sedla v širokém rozsahu (podmínkou je, že sedlová trubka je v jednom kuse od šlapacího středu až nad horní rámovou trubku).

5.3 JAK BY MĚLO FUNGOVAT IDEÁLNÍ CELO-ODPRUŽENÉ JÍZDNÍ KOLO

Funkce celo-odpruženého kola závisí především na kvalitě odpružení. Kvalitou zde není myšleno pouze dílenské zpracování a kvalita použitých materiálů odpružené vidlice a tlumicí a pružicí jednotky, ale i jejich naladění a možnosti individuálního nastavení (tlumicí a pružicí charakteristiky).

Každé odpružení se skládá ze dvou základních částí. Jedná se o pružinu a o tlumič. Zadní tlumicí a pružicí jednotka bývá často nazývána tlumičem. Z technického hlediska je toto označení chybné. Správný termín je tlumicí a pružicí jednotka (stejně tak by se mohla nazývat i přední odpružená vidlice).

Jezdce jedoucího na celo-odpruženém kole si je možné velmi zjednodušeně představit dle následujícího obrázku. Jedná se o fyzikální model, kde je jezdec s kolem nahrazen hmotou. Pružina a tlumič znázorňují odpružení jízdního kola. Při pohybu této soustavy směrem v před dojde vlivem najetí na nerovnost k rozkmitání. Jaký bude subjektivní pocit jezdce při přejezdu nerovnosti, o tom rozhoduje právě vzájemné naladění pružiny a tlumiče a do jisté míry i technika jízdy.



Obrázek 33_Zjednodušený model soustavy jezdec - jízdní kolo

Pohybová rovnice takto zjednodušeného modelu (Obrázek 33) zní:

$$m\ddot{y} + b(\dot{y} - \dot{Y}) + k(y - Y) = 0$$

Rovnice 1

kde: m ...hmotnost soustavy jezdec a kolo

y ...okamžitá výchylka soustavy jezdec a kolo

Y ...okamžitá výška nerovnosti

b ...součinitel tlumení

k ...tuhost odpružení

Z hlediska dynamiky jízdy má pružina význam jako pohlcovač rázů a chvění (vibrací). Pružina se vlivem zatížení pružně deformuje a akumuluje tím do sebe energii vzniklou nárazem na překážku. Této energii akumulované pružinou říkáme energie deformační. Po zpracování nárazu pružina tuto energii opět vydá a dochází tím k jejímu roztahení do původního stavu. Část energie se ovšem vlivem vnitřního tlumení materiálu, ze kterého je pružina vyrobena, přemění v teplo (vzhledem k nízkému koeficientu tlumení kovových materiálů je tato energie nepodstatná). Z uvedeného vyplývá, že pokud bychom měli odpružení jízdního kola, které by

se skládalo pouze z pružiny, došlo by po přejetí byť jediné nerovnosti k rozkmitání kola. Kolo by pak kmitalo teoreticky neustále.

Ještě větší nebezpečí by ovšem hrozilo, kdyby jízdní kolo, jehož odpružení by se skládalo pouze z pružiny, najelo na úsek stejně vzdálené nerovnosti, takovou rychlostí, že frekvence nárazů, by byla shodná s vlastní frekvencí odpružení jednoho z kol. V tom případě by došlo k rezonanci, která by měla za následek odskakování kol od terénu.

Z výše uvedeného je jasné, jak důležitá je úloha tlumiče v systému odpružení. Tlumič zajišťuje ustálení rozkmitané soustavy. Tím je zajištěna bezpečná a pohodlná jízda. Tlumení je realizováno hydraulickým tlumičem, který se principiálně skládá z pístu pohybujícím se v kapalině. Tlumič klade odpor, který je úměrný rychlosti stlačování/roztahování. Čím rychleji tedy tlumič stlačujeme, tím větší je odpor proti tomuto pohybu vyvolán.

Jak by tedy mělo fungovat ideálně nastavené a vyladěné celo-odpružené jízdní kolo? Po najetí na nerovnost je potřeba, aby kolo rychle propružilo. Musí dojít jen k malému nadzdvihnutí (výchylce) odpružené části jízdního kola s jezdcem, a to s malým zrychlením (vibrace přenesené na jezdce by měly být minimální). Stlačování tlumiče musí být sice utlumeno, ale je vhodné, aby z hlediska pohodlí, bylo tlumení tohoto pohybu poměrně malé. V průběhu stlačení se v pružicím systému akumuluje velké množství energie. Ta se po tom, co kolo opustí překážku, snaží uvést pružicí systém do původní polohy statického propružení (v angličtině označováno jako SAG). Tento zpětný pohyb musí být odpovídajícím způsobem zatlumen. Pokud by bylo tlumení příliš malé, pak by docházelo k rozhoupání kola. Naopak při příliš velké hodnotě tlumení by se pružení nestačilo včas vrátit do statické polohy. Při najetí na další nerovnost by pak systém nezvládl akumulovat veškerou energii a mohlo by dojít k dosednutí na dorazy.

Ideální celo-odpružené jízdní kolo by tedy mělo mít pružicí a tlumicí systém naladěný s ohledem na výše uvedené principy. Správné vyladění odpružení jízdního kola je velmi složitá úloha především pro výrobce pružicích a tlumicích komponent. Jejich správné vyladění pak přispívá k pohodlné a bezpečné jízdě ve ztíženém terénu.

5.4 PŘEVODOVÝ POMĚR NA TLUMICÍ A PRUŽICÍ JEDNOTKU

5.4.1 ANALÝZA PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Převodovým poměrem obecně rozumíme poměr rychlostí (úhlových rychlostí) mezi vstupem a výstupem mechanismu, který z hlediska převodového poměru analyzujeme. Převodový poměr na tlumicí a pružicí jednotku bude tedy poměr rychlosti, kterou je kolo vymršťeno v důsledku najetí na nerovnost ku rychlosti, kterou je v reakci na tento impuls stlačována tlumicí a pružicí jednotka (Obrázek 34).

Hodnota tohoto převodového poměru je tedy:

$$i(z_{zk}) = \frac{v_{zk}}{v_{TL}}$$

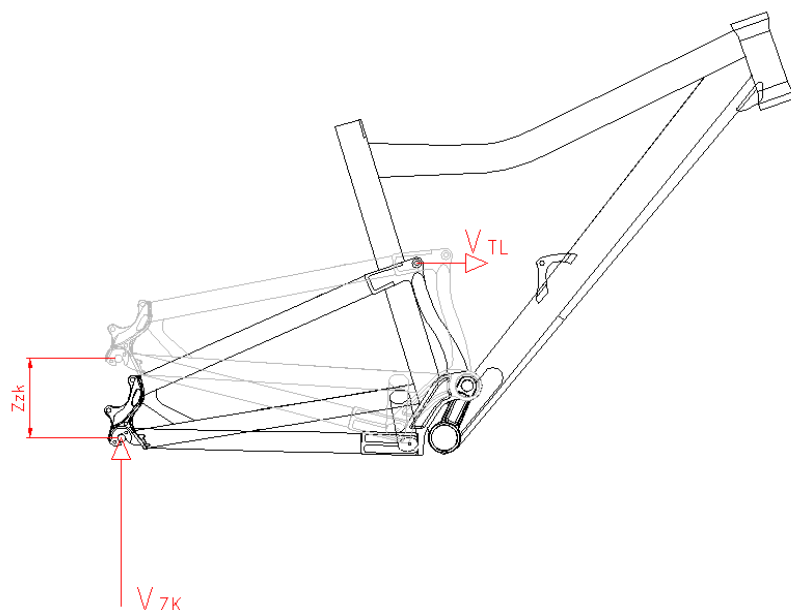
Rovnice 2

Kde: $i(z_{zk})$... převodový poměr na tlumicí a pružicí jednotku

v_{zk} ... okamžitá rychlost pohybu/zdvihu zadního kola

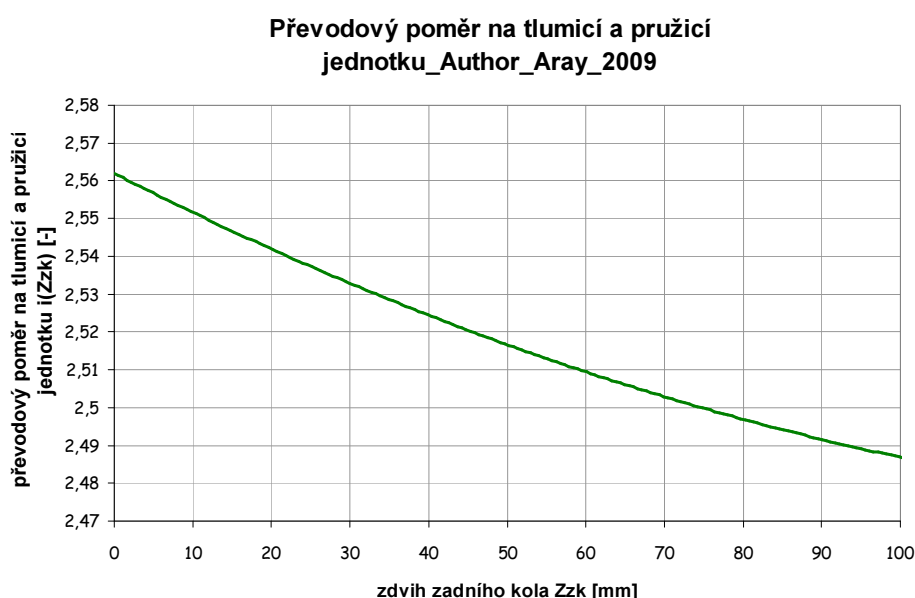
v_{TL} ... okamžitá rychlost stlačování tlumicí a pružicí jednotky

Převodový poměr na tlumič nám mimo průběhu rychlosti působící na tlumič přináší také informaci, jak velké síly budou stlačovat pružinu tlumicí a pružicí jednotky. Z této komplexní informace pak můžeme usuzovat na výsledné vlastnosti zavěšení z hlediska subjektivního pocitu z jízdy. Jinak řečeno, víme, jestli se zavěšení zadního kola bude jevit jako lineární, progresivní či degresivní. Je třeba si ale uvědomit, že takováto analýza se vztahuje pouze k zavěšení zadního kola jako takovému. Celkové vlastnosti zavěšení včetně tlumicí a pružicí jednotky budou samozřejmě kombinací charakteristiky zavěšení zadního kola a charakteristiky tlumicí a pružicí jednotky. Například při použití vzduchové tlumicí a pružicí jednotky, kde je pružícím médiem vzduch, dochází v průběhu stlačování vlivem progresivního charakteru vzduchové náplně k „tuhnutí“. V kombinaci s lineární charakteristikou zavěšení zadního kola pak můžeme dostat celkově progresivní charakter. Komplexní pohled je z tohoto důvodu velmi složitý a je nutné individuálně přistupovat ke konkrétní konstrukci. Takovéto detailní řešení má ovšem smysl pouze při vývoji a konstrukci zcela nového zavěšení zadního kola.



Obrázek 34_Kinematická analýza zavěšení zadního kola

Pro přiblížení této problematiky následuje příklad analýzy převodového poměru pro jednočepové zavěšení zadního kola u modelu Author Aray (zdvih zadního kola $Z_{zk} = 100\text{mm}$, délka/zdvih tlumicí a pružicí jednotky = $165/38\text{mm}$). Na tomto místě je nutné zdůraznit, že převodový poměr není vzhledem ke geometrii zavěšení zadního kola konstantní, ale je definován v průběhu celého zdvihu zadního kola (Obrázek 35).



Obrázek 35_Příklad průběhu hodnoty převodového poměru v závislosti na zdvihu zadního kola

Obrázek 35 ukazuje, že tlumicí a pružicí jednotka se z počátku zdvihu stlačuje zhruba 2,56 krát pomaleji, než je rychlost zdvihu zadního kola. Ke konci zdvihu se pak pohybuje přibližně 2,49 krát pomaleji. Je tedy jasné, že se rychlost stlačování tlumicí a pružicí jednotky v průběhu zdvihu zvyšuje (za předpokladu stálé rychlosti zdvihu zadního kola v průběhu celého zdvihu).

Z grafu můžeme také vyhodnotit, že síla, která bude z počátku zdvihu působit na tlumicí a pružicí jednotku, bude 2,56 krát větší než kontaktní síla mezi zadním kolem a terénem.

Na základě výše uvedených faktů můžeme prohlásit, že zavěšení zadního kola se v tomto případě bude zpočátku jevit měkčí a v průběhu zdvihu bude docházet k jeho tvrdnutí (toto lze subjektivně zhodnotit přímo za jízdy). To ale platí za předpokladu, jak jsme naznačili výše, že uvažujeme pouze zavěšení bez konkrétní tlumicí a pružicí jednotky.

Je tedy jasné, že pro určení převodového poměru na tlumič nestačí pouze vycházet ze zdvihu zadního kola a zdvihu pružicí a tlumicí jednotky. Výsledkem takového zjednodušení by byla

jen průměrná hodnota, z níž nemůžeme usuzovat na chování kola při jízdě. Vždy je potřeba zohlednit konkrétní geometrii a nasadit aparát kinematické analýzy.

Převodový poměr také určuje, jakým způsobem bude namáhána pružicí a tlumicí jednotka. Z tohoto pohledu jsou výhodnější nižší hodnoty. Při menším převodu dochází k nižšímu namáhání tlumicí a pružicí jednotky a potažmo celého mechanismu zavěšení zadního kola. Důsledkem je pak delší životnost všech konstrukčních prvků a vyšší míra citlivosti celého odpružení na impulsy od terénu.

U čtyř-čepových systémů zavěšení je analýza převodového poměru obdobná. Opět se jedná o podíl rychlostí. Určení rychlosti stlačování pružicí a tlumicí jednotky je ale vzhledem ke konstrukci náročnější. S výhodou se v tomto případě dá použít výpočetní technika.

5.4.2 LINEARITA, PROGRESIVITA A DEGRESIVITA

Zavěšení zadního kola se při jízdě určitým způsobem projevuje a jezdec toto chování subjektivně vnímá. Obecně můžeme rozlišit 3 základní typy charakteristik. Jedná se o:

1. lineární charakteristiku
2. progresivní charakteristiku
3. degresivní charakteristiku

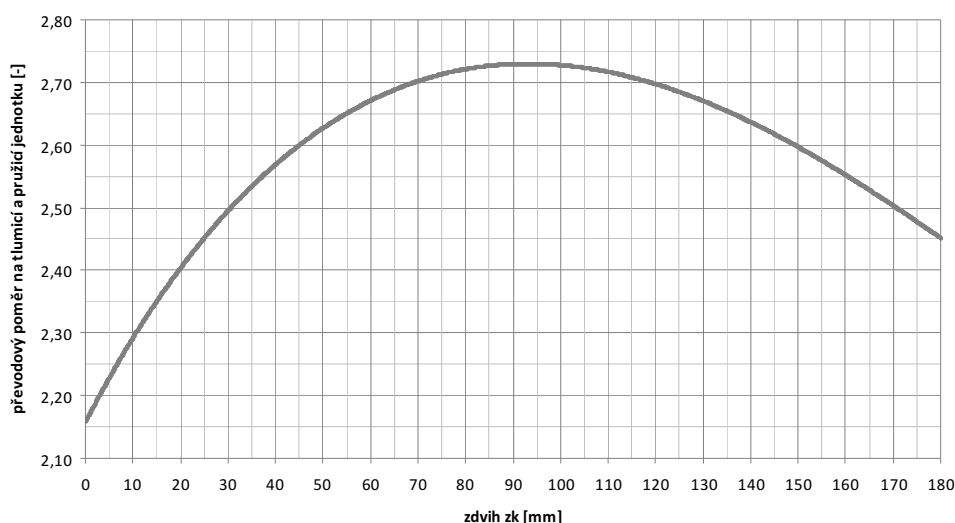
Lineární charakteristika je taková, při které se průběh převodového poměru na tlumicí a pružicí jednotku výrazně nemění. Hodnota je tedy konstantní v celém průběhu zdvihu zadního kola. Odezva takového systému je stejná během celého propružení. Je nutné podotknout, že čistě lineární charakteristika je pouze teoretický termín. Ve skutečnosti dochází k menšímu či většímu odchýlení od tohoto idealizovaného stavu.

Mnohem častěji se setkáváme s charakteristikami nelineárními. Jedná se o výše zmíněné progresivní či degresivní průběhy. Zde dochází k výraznější deformaci lineární křivky průběhu převodového poměru na tlumicí a pružicí jednotku.

Zavěšení s progresivní charakteristikou je zpočátku zdvihu „měkčí“ a s postupujícím zdvihem dochází k jeho „tvrdnutí“. Takto naladěné zavěšení se často používá u jízdních kol pro drsnější ježdění se zaměřením na FR nebo DH. Zpočátku zdvihu totiž jízdní kolo „žehlí“ nerovnosti a při velkém nárazu nedovolí dosednutí na doraz. Není ale výjimkou aplikace takového druhu charakteristiky na jízdní kola s nižšími zdvihy, například u XC kol. Vždy ovšem záleží na konkrétních požadavcích na jízdní vlastnosti.

Naproti tomu zavěšení s degresivní charakteristikou se jeví „tvrdší“ zpočátku zdvihu. V průběhu zdvihu pak dochází k jeho „měknutí“. Takto naladěné zavěšení najde své využití především u All mountain a Enduro jízdních kol, kde je nezbytná dokonalá reakce na šlapání. Při větším nárazu je pak odpružení připraveno tuto energii pohltit.

Jak je z předchozích odstavců patrné, každá charakteristika je vhodná pro jiný druh jízdy. A je to právě její průběh, co dělá každé jízdní kolo výjimečné a individuální.



Obrázek 36_Kinematická analýza produkčního jízdního kola

Obrázek 36 ukazuje výsledek kinematické analýzy produkčního celo-odpruženého jízdního kola, respektive jeho zavěšení zadního kola. Takovýto výsledek není úplně optimální z hlediska jízdních vlastností. Zhruba do 90mm zdvihu zadního kola je totiž charakteristika degresivní, což znamená, že subjektivní pocit z odpružení je postupné "měknutí" v průběhu této první fáze zdvihu. Při zdvihu mezi 90mm - 180mm se charakteristika "láme" do progresivní dochází k postupnému "tuhnutí". Toto je praktický příklad, jak konstruktér tohoto zavěšení preferoval design respektive konstrukční uspořádání zadní stavby před jeho správnou funkcí. Právě v tomto případě se jednalo o ústupek unifikaci některých konstrukčních dílů společných pro další modelové řady.

5.5 PROBLEMATIKA POHUPOVÁNÍ PŘI ŠLAPÁNÍ

V souvislosti s pohupováním celo-odpruženého kola v důsledku šlapání se, především v médiích, můžeme setkat s významnými nepřesnostmi v analýze této problematiky. Často bývá vyřčen ortel nad daným systémem zavěšení jen z polohy čepu kyvné vidlice a směru řetězové linky (tažná větev řetězu). Tento závěr ale nerespektuje všechny síly, které při šlapání vznikají. Celý problém je totiž daleko komplexnější.

Abychom mohli pochopit princip vzniku pohupování při šlapání, musíme se podívat na Obrázek 37, kde je schematicky znázorněna soustava jezdec-jízdní kolo se všemi silami, které při šlapání vznikají.

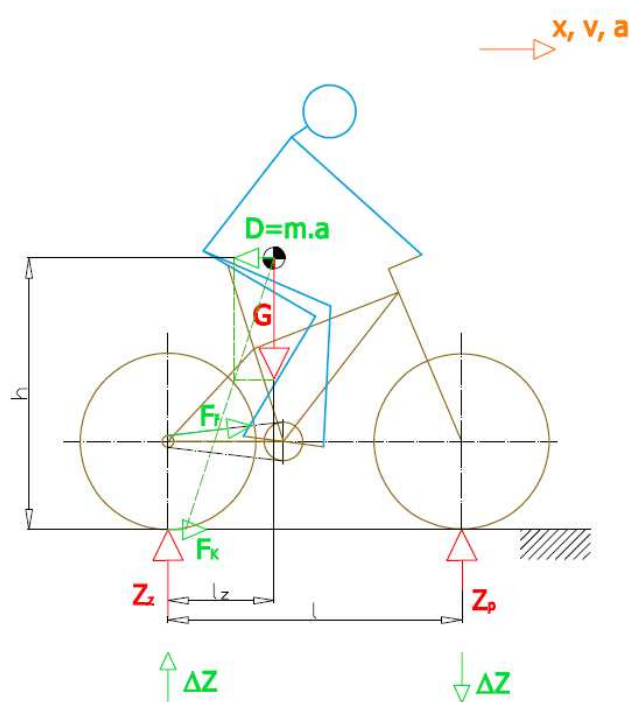
Začneme s popisem sil, které působí již za klidu, tedy v okamžiku, kdy se na kolo pouze posadíme. V těžišti soustavy, jehož poloha je určena svislou vzdáleností od podložky h a vodorovnou vzdáleností od středu zadního kola l_z , působí tíhová síla $\mathbf{G}$ (součin hmotnosti a gravitačního zrychlení: $\vec{G} = m \cdot \vec{g}$). Vodorovnou vzdálenost mezi středem předního a zadního kola l nazýváme **rozvor**. Síly $\mathbf{Z}_p$ a $\mathbf{Z}_z$ nazveme radiálními reakcemi mezi koly a podložkou. Jejich velikost určuje, jak velkou silou působí kola na terén a naopak jakými silami působí terén na kola. Tyto statické síly jsou naznačeny červeně. Velikosti radiálních reakcí lze vypočítat z následujících rovnic:

$$G = Z_p + Z_z \quad \text{Rovnice 3}$$

$$Gl_z - Z_p l = 0 \quad \text{Rovnice 4}$$

$$Z_z = G \left(1 - \frac{l_z}{l} \right) \quad \text{Rovnice 5}$$

$$Z_p = G \frac{l_z}{l} \quad \text{Rovnice 6}$$



Obrázek 37_soustava jezdec-jízdní kolo_silová analýza při šlapání

Zeleně jsou v obrázku označeny síly, které se projevují při pohybu, a nazýváme je tedy silami dynamickými (viz. Obrázek 37). Jakmile jezdec začne silově působit na pedály jízdního kola, v řetězu se projeví síla F_F . V reakci na tuto sílu vznikne mezi zadním (hnačím) kolem a terénem hnačí síla F_k . Tato síla způsobuje pohyb – soustava začne zrychlovat ve směru hnačí síly F_k (šipka nad obrázkem znázorňuje smysl změny okamžité polohy (x), rychlosti (v) a zrychlení (a)).

Jako reakce na hnačí sílu F_k se v těžišti soustavy projeví dynamická síla D , která je součinem hmotnosti soustavy a okamžitého zrychlení. Dynamická síla D má opačný smysl oproti okamžitému zrychlení (je to stejná síla, která nás při akceleraci v automobilu tlačí do sedadel).

Dynamická síla D způsobuje na rameni h klopný moment. Následkem tohoto klopného momentu je přední kolo odlehčováno ($Z_p - \Delta Z$) a zadní přitěžováno ($Z_z + \Delta Z$). Sílu ΔZ nazveme „dynamickou změnou radiální reakce mezi koly a terénem“. Velikost této síly udává následující rovnice (viz. Obrázek 37).

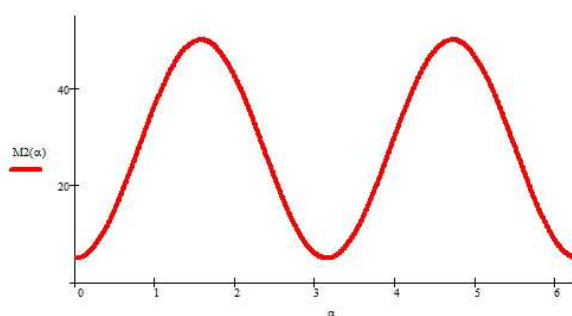
$$D = F_k = ma \quad \text{Rovnice 7}$$

$$\Delta Z l = D h \quad \text{Rovnice 8}$$

$$\Delta Z = \frac{mah}{l} \quad \text{Rovnice 9}$$

Síly D a ΔZ vznikají pouze při zrychlování (nerovnoměrný pohyb). Při rovnoměrném pohybu (rychlost je konstantní a tudíž zrychlení nulové) se tyto síly neprojeví. Vzhledem k charakteru přiváděné hnačí síly je třeba poznamenat, že v případě jízdy na jízdním kole se většinou jedná o pohyb nerovnoměrný.

A právě ona nerovnoměrnost pohybu je klíčem k pochopení pohupování. Pohyb jízdního kola způsobuje krouticí moment $M_2(\alpha)$ vyprodukovaný samotným jezdce. Tento krouticí moment ale nemá konstantní průběh.



Obrázek 38_Idealizovaný průběh krouticího momentu během jednoho otočení klik

Z grafu (Obrázek 38) je možné pozorovat průběh idealizovaného krouticího momentu $M_2(\alpha)$ v průběhu jedné otáčky klik. Dynamické síly, které byly popsány výše, vznikají právě z tohoto krouticího momentu. Je tedy jasné, že i ony budou mít takto pulsující charakter.

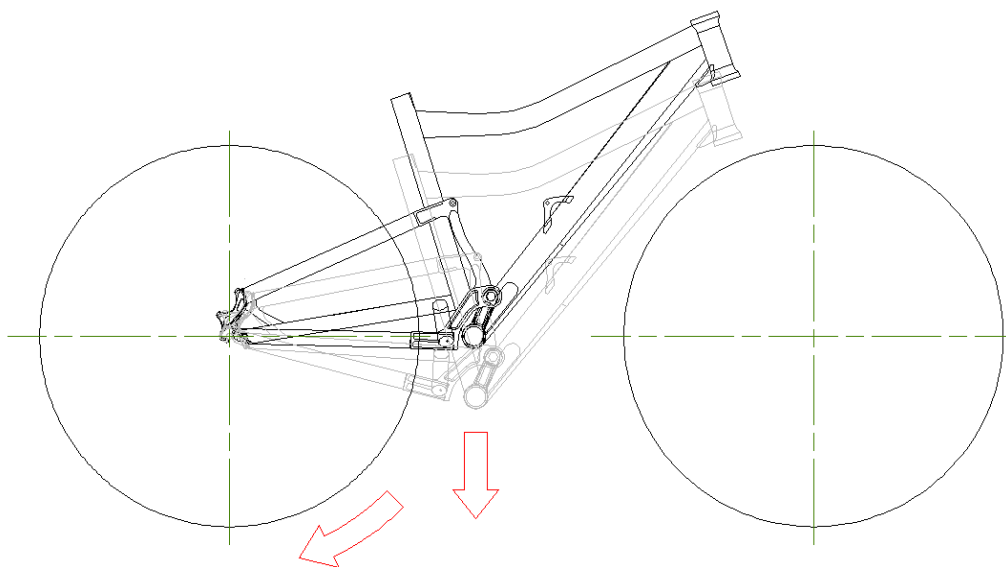
Vlivem pohupování dochází u celo-odpruženého kola ke stlačování tlumiče a tím k maření určitého množství energie, která se tím pádem nevyužije na jízdu vpřed.

Proti pohupování se používají speciální konstrukce zadní tlumicí a pružicí jednotky. Nutno podotknout, že jednotky, které obsahují takováto řešení jsou poměrně drahé. Například americký výrobce tlumicích a pružicích komponent FOX nazývá systém proti pohupování: "propedal".

5.6 CITLIVOST ZADNÍ STAVBY PŘI BRZDĚNÍ

5.6.1 ANALÝZA JEDNO-ČEPOVÉHO ZAVĚŠENÍ

Obzvláště u jedno-čepových konstrukcí zavěšení zadního kola se setkáváme se subjektivním pocitem, jako by se nám při zablokovaném zadním kole a přejezdu nerovnosti zamknulo odpružení zadního kola. Tento pocit je intenzivnější, především u jedno-čepů s vyššími zdvihy. Tato, z jistého pohledu, nevýhoda vyplývá z geometrie a celkové koncepce jedno-čepového zavěšení.



Obrázek 39_Propružení zadního kola u jedno-čepové konstrukce zavěšení zadního kola

Obrázek 39 ukazuje princip vzniku tohoto jevu u jedno-čepové konstrukce zavěšení zadního kola. Při zablokování zadního kola brzdou dojde ke spojení kyvné vidlice a kola v jeden celek.

Při najetí na nerovnost by mělo dojít k propružení, jak je naznačeno v obrázku. Abychom dosáhli tohoto stavu, musíme se dostat do polohy, která je zde naznačena šedou barvou. Vzhledem k tomu, že je zadní kolo spojeno s kyvnou vidlicí v jeden celek, nedokážeme se dostat do polohy propružení jinak, než že protočíme zadní kolo na podložce, na které stojí. Vzhledem k velkému koeficientu tření mezi pneumatikou a terénem vzniká velký odpor proti tomuto pohybu a následkem je subjektivní pocit „zablokování“ pružení. Intenzita tohoto jevu závisí na konkrétním typu pneumatiky a terénu.

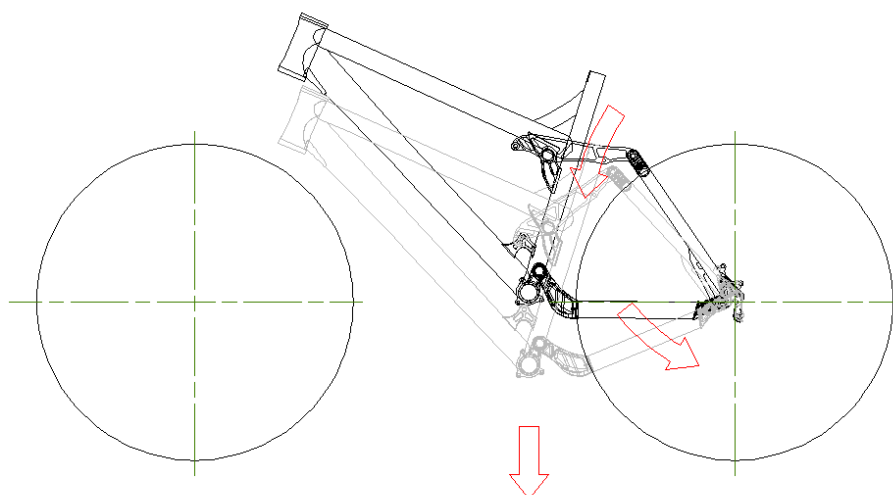
U jedno-čepových konstrukcí se dá tomuto negativnímu jevu zabránit použitím tzv. „záchyty brzdné reakce“ (také se někdy používá termínu „plovoucí brzdový třmen“) - Obrázek 40. Adaptér pro uchycení brzdy je zde rotačně spojen s osou zadního kola a pomocí další rotační vazby s táhlem. Jeho délka zajistí polohu adaptéru v požadované poloze. Tímto řešením se dostaneme na úroveň srovnatelnou s chováním čtyř-čepové konstrukce.



Obrázek 40_Plovoucí uchycení brzdového třmenu

5.6.2 ANALÝZA ČTYŘ-ČEPOVÉHO ZAVĚŠENÍ

U čtyř-čepových zavěšení je problém necitlivosti odpružení vlivem brzdění značně eliminován. To je dáno skutečností, že zadní kolo respektive brzdový třmen jsou uchyceny ke členu mechanismu zavěšení zadního kola, který není spojen pomocí rotační vazby přímo s rámem.



Obrázek 41_Propružení zadního kola u čtyř-čepové konstrukce zavěšení zadního kola

Při zablokování zadního kola u čtyř-čepové konstrukce dojde opět k jeho spojení s jedním členem mechanismu zavěšení zadního kola. Tímto členem je těhlice. To je člen, který je pomocí rotačních vazeb připojen k oběma vahadlům.

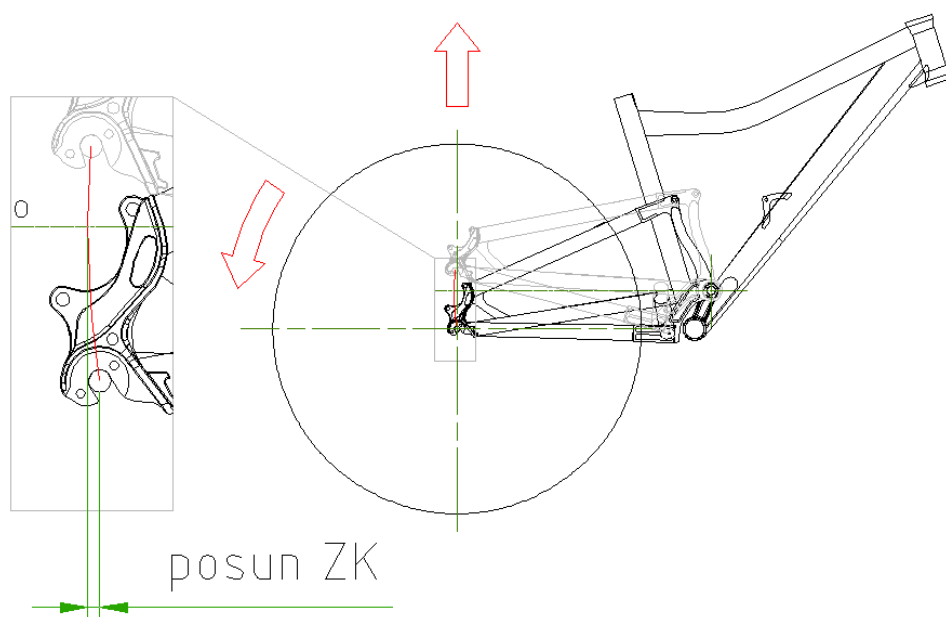
Při propružení dojde pouze k tomu, že se obě vahadla protočí ve společných čepích s těhlicí. Proto nic nebrání tomu, aby mohl být tento pohyb uskutečněn. K jistému „zablokování“ ale přeci jen dojde. Obrázek 41 ukazuje mírné natočení těhlice směrem vpřed. Tím, stejně jako v případě jedno-čepu, dojde k prosmyku kola, který jisté znecitlivění způsobí. V porovnání s jedno-čepovou konstrukcí je to ale zanedbatelné a v přímém srovnání čtyř-čepová konstrukce jasně vítězí.

Tento princip, který jsem zde odvodil, a který se týká analýzy citlivosti při brzdění, je aplikovatelný a platný u všech čtyř-čepových konstrukcí včetně VPP (viz. Obrázek 32).

5.7 TAHÁNÍ ZA ŘETĚZ V PRŮBĚHU ZDVIHU ZADNÍHO KOLA

Tahání za řetěz v důsledku propružení má za následek nepříjemné pulzující pohyby pedálů ve směru proti smyslu šlapání. Tento negativní jev přímo souvisí s tvarem trajektorie středu zadního kola při propružení. Jedná se tedy o jev, který není závislý na koncepci zavěšení zadního kola (jedno-čepová nebo čtyř-čepová konstrukce), ale pouze na tvaru křivky, po které se pohybuje střed zadního kola v průběhu svého zdvihu.

Příčinu vzniku tahání vysvětlím na příkladu jedno-čepového systému zavěšení, kde trajektorií středu zadního kola při jeho zdvihu je kružnice. Pro pochopení principu je tento případ s kruhovou trajektorií nejjednodušší.



Obrázek 42_mechanismus vzniku "tahání za řetěz" v důsledku propružení zadního kola

Obrázek 42 ukazuje posunutí středu zadního kola v důsledku propružení. K posunu směrem vzad bude docházet do okamžiku, kdy je střed zadního kola pod úrovní osy „o“ (tedy do okamžiku, kdy se zvětšuje rozvor kol). Při dalším zdvihu se už kolo posouvá směrem vpřed. V této druhé fázi (tedy když se střed zadního kola pohybuje při propružení nad osou „o“) již k efektu tahání nedochází.

Aby se zadní kolo posunulo směrem vzad, musí se odvalit proti směru hodinových ručiček, jak je naznačeno šipkou (Obrázek 42). Při tomto odvalení dochází k otáčení zadního kola, potažmo k navíjení řetězu na kazetu. Řetěz, který se v důsledku tohoto navíjení pohybuje v opačném směru než je tomu při šlapání, pak způsobuje pohyb převodníků respektive pedálů. Jezdec tudíž subjektivně vnímá silové impulzy, které působí proti smyslu jeho působení na pedály. Tento jev má samozřejmě negativní vliv na komfort jízdy.

Mohutnost tohoto efektu tahání závisí na geometrii zavěšení zadního kola, na velikosti zdvihu a především na tvaru trajektorie středu zadního kola při propružení. Ve výše uvedeném příkladu jedno-čepového zavěšení je pootočení zadního kola při propružení pouze $0,8^\circ$. Takovýmto pootočením dojde pouze k vymezení vůle ve volnoběžné spojce v náboji zadního kola a k jevu tahání dojde naprosto nepostřehnutelně nebo vůbec.

Výhodu zde mají čtyř-čepové systémy, jejichž trajektorie středu zadního kola nedovolí zvětšení rozvoru kol v průběhu zdvihu. Nedojde tudíž k odvalení kola, ani k následnému tahání.

6 ERGONOMIE POSEDU JEZDCE

Ergonomie je mezi-oborová disciplína, která se obecně zabývá optimalizací lidské činnosti. Tento vědní obor v sobě zahrnuje poznatky z věd humanitních (např. biomechanika nebo antropometrie) a technických (např. kybernetika).

Cílem využití ergonomie při návrhu produktu je jeho tvarová a koncepční optimalizace s ohledem na rozměry, pohybové a výkonnostní možnosti člověka.

Ve vztahu k návrhu jízdního kola má ergonomie důležitý přínos v podobě optimalizace posedu jezdce. Špatný posed má za následek vysokou míru nepohodlí, jehož intenzita s časem stráveným v této poloze narůstá. Dlouhodobá expozice takovému posedu má pak za následek vznik zdravotních obtíží zejména v oblasti páteře a zápěstí. Aplikace ergonomické analýzy má za cíl optimalizovat posed na jízdním kole a zaručit tak uživateli komfortní a pro jeho tělo bezpečnou jízdu po dlouhou dobu.

Významným zdrojem informací pro tuto kapitolu mi byl příspěvek z konference "Bike ergonomics for all people"[10], která se konala 18.9.2007 v Reykjavíku. Autorem příspěvku je Juliane Neuss z Německa. Spojení ergonomie a cyklistiky se věnuje přes 20 let a je členkou Německé cyklistické asociace.

Základní poznatky uvedené v kapitolách 6.1 a 6.2 plynoucí z [10] jsem si následně ověřil v kapitole 6.3 pomocí ergonomického modulu programu Catia V5. Výsledkem ergonomické studie a ryze vlastním přínosem k této problematice je potom optimalizace pozice jezdce uvedená v kapitole 6.4.

6.1 ZÁKLADNÍ POZICE JEZDCE NA JÍZDNÍM KOLE

Obrázek 43 znázorňuje standardní pozice jezdce jedoucího na jízdním kole [10].

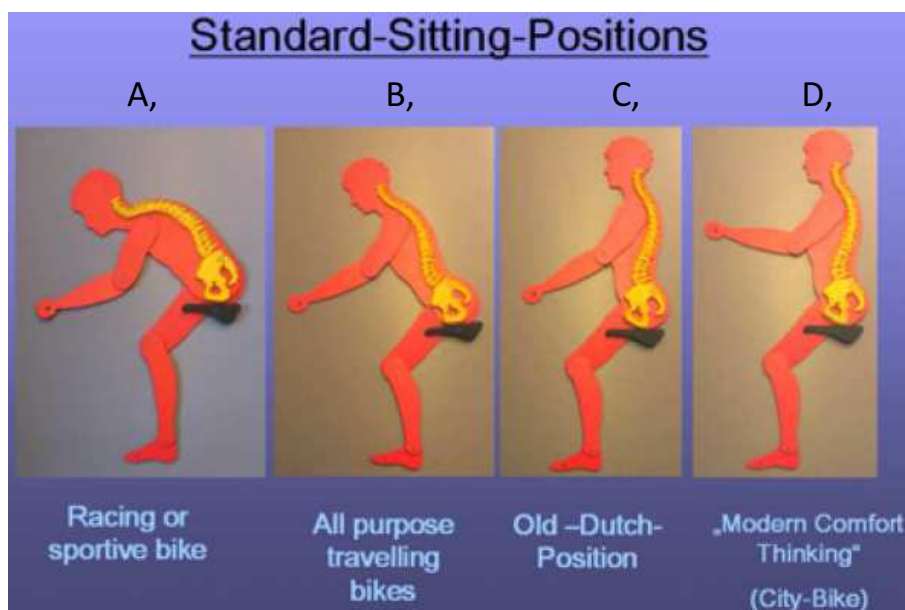
Pozice A je typickou polohou jezdce na závodním nebo sportovním jízdním kole. Na první pohled je vidět ventrální (přední) flexe zad spolu s dorzální (směrem dozadu) flexí hlavy. Tento postoj je ideálu pohodlného městského kola velmi vzdálen. Poloha těla je optimalizována pro maximální výkon šlapání a nízký aerodynamický odpor. Svaly jezdce jsou však enormně namáhány a proto je tento postoj vhodný pro krátkodobou expozici a fyzicky dobře trénované jezdce. Sportovní posed je zde nastíněn pouze pro představu a následná srovnání.

Poloha B je typickým příkladem jízdy na cestovním kole. Trup je mírně předkloněn a páteř si zachovává dvojité esovité prohnutí.

Pozice C je v různých variacích používána pro městská jízdní kola. Jedná se o zcela původní koncepci, která souvisí s počátky cyklistiky. Typický je vzpřímený posed s rukama nízko a blízko těla. Inspirací pro tento posed byla jízda na koni.

Během posledních let se začíná objevovat pozice D. Poloha trupu je stejná jako v předchozím případě ovšem s rozdílnou polohou rukou.

V přehledu základních pozic nejsou uvedeny pozice speciálního charakteru, jakými jsou například různé typy tzv. lehokol. Jezdec se na takovémto druhu jízdního kola nachází vesměs v horizontální poloze. Nohy směřují vpřed ve směru jízdy a hlava je v prostoru nad zadním kolem. Tuto pozici zde neuvádím z toho důvodu, že je dle mého názoru potenciálně nebezpečná. Člověk jedoucí v této pozici totiž nemá dostatečný výhled na terén, kterým projíždí a není tak schopen včas reagovat na případné překážky. Navíc jízda na takovémto typu bicyklu neumožňuje jízdu ve stoje, kdy je člověk schopen přivádět na kliky převodníku větší krouticí moment a překonat tak snáze větší stoupání.



Obrázek 43_standardní pozice na jízdním kole [10]

Z hlediska ergonomie jsou důležité následující aspekty posedu:

- Tvar páteře
- Úhel mezi pažemi a trupem
- Náklon trupu
- Poloha těžiště vůči šlapacímu středu

6.2 DŮLEŽITÉ ASPEKTY POSEDU Z HLEDISKA ERGONOMIE

6.2.1 TVAR PÁTEŘE

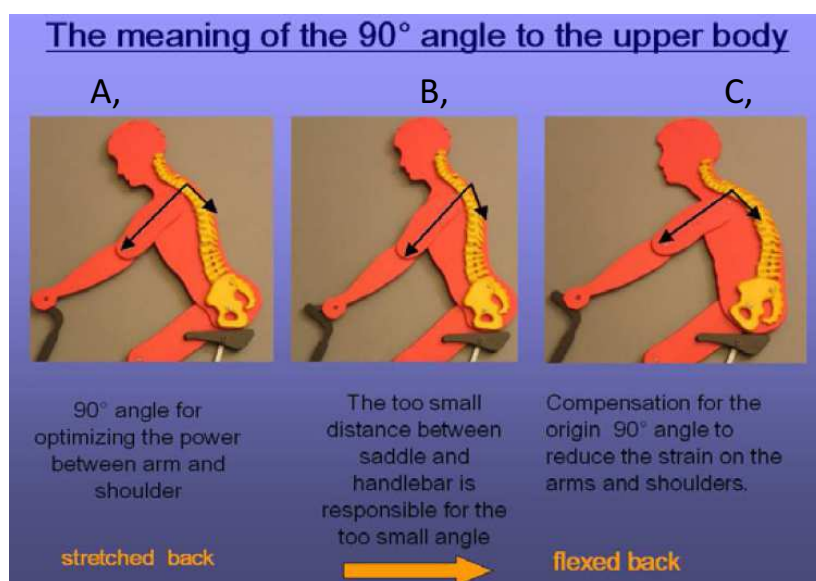
Svaly kolem páteře nejlépe konají svou práci při jejím dvojitém esovitém zakřivení (Obrázek 43 B, C, D). Při ztrátě tohoto tvaru jsou některé svaly částečně přetěžovány a může dojít ke vzniku bolesti zad, krku nebo zápěstí. Následkem přetěžovaných svalů jsou jejich protějšky

nepřirozeně zkracovány. Tento stav může přerůst v trvalý problém, pokud jezdec setrvává v této pozici velmi často nebo po dlouhou dobu. Nepříznivě se tak ovlivňuje elasticita těchto svalů, která je důležitá z hlediska tlumení vibrací vstupujících během jízdy do jezdcova těla. Zakřivení páteře tvaru dvojitého es také pomáhá fixovat pánev a tím je zajištěn pevný pracovní bod pro práci nohou během šlapání.

6.2.2 ÚHEL MEZI PAŽEMI A TRUPEM

Pro optimální silový přenos mezi ramenem a paží je nezbytný úhel 90° , který je svírán mezi trupem a paží. Takováto pozice je použita zcela instinktivně vždy, když člověk rukama podepírá tělo. Například, když se provádí cvik zvaný kliky. Tento cvik je neproveditelný v poloze s rukama za rameny. Čili při úhlu mezi pažemi a trupem menším než 90° .

Obrázek 44A ukazuje správný posed z hlediska úhlu mezi trupem a pažemi. Při nesprávně zvolené geometrii jízdního kola - Obrázek 44B, je úhel mezi trupem a pažemi menší než 90° . To vede k situaci, že tělo samovolně zvětší tento úhel na 90° . Následkem toho však dojde k povolení zádočných svalů - Obrázek 44C. Zmizí dvojité esovité prohnutí páteře a jezdec je vystaven zdravotním rizikům popsáným výše.

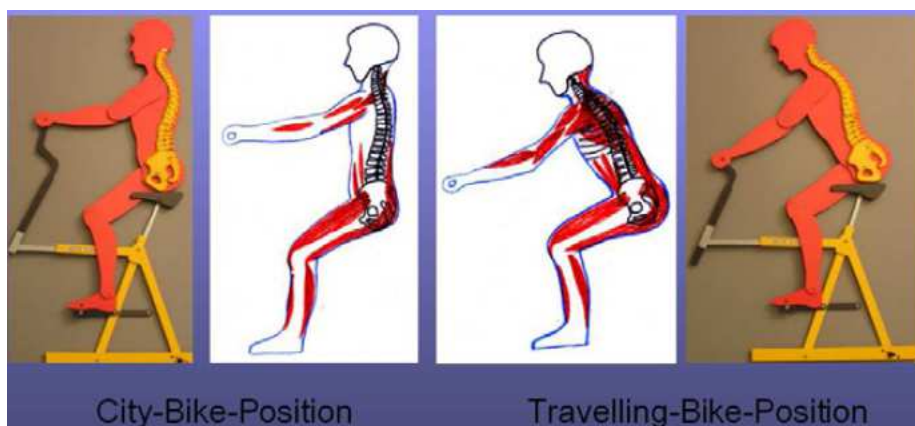


Obrázek 44_význam úhlu mezi pažemi a trupem[10]

6.2.3 NÁKLON TRUPU

Při správné poloze paží vůči trupu (musí spolu svírat úhel 90°) ovlivňuje pohodlí jízdy na jízdním kole náklon trupu. Obrázek 45 ukazuje rozdíl mezi pozicí na městském a cestovním jízdním kole v množství aktivovaných svalových skupin. U městského jízdního kola je počet aktivních svalů menší než v pozici na cestovním jízdním kole. Pozice na cestovním jízdním

kole je proto ergonomicky výhodnější neboť tyto svaly musí vykonávat menší práci a jsou tudíž méně namáhané.



Obrázek 45_zapojení svalových skupin v různých pozicích[10]

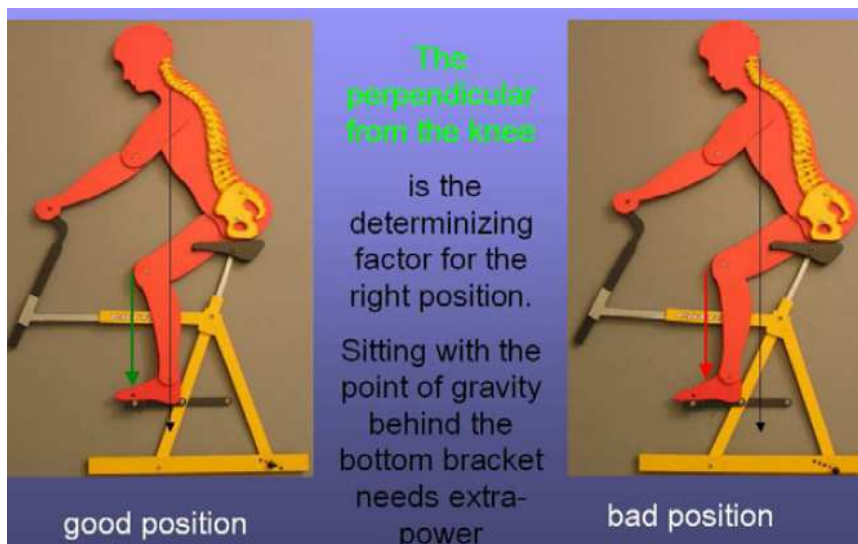


Obrázek 46_relaxace zádových svalů při pozici na městském jízdním kole[10]

Vzpřímená pozice na městském jízdním kole má z hlediska ergonomie ještě další nevýhodu. Tato se projevuje v momentě, když je rovina řídítek jízdního kola vzdálená více jak zhruba 10cm od roviny sedla. Paže v této pozici už nevykonávají funkci opory těla a zádové svaly v tu chvíli přestanou pracovat. Relaxace zádových svalů má za následek zakulacená záda - Obrázek 46. Při dlouhodobém setrvání v této pozici se pak mohou projevit bolesti zad a krku.

6.2.4 POLOHA TĚŽIŠTĚ VŮČI ŠLAPACÍMU STŘEDU

Posed jezdce na jízdním kole by měl splňovat požadavek, aby tíhová síla z těžiště jeho těla procházela před šlapacím středem - Obrázek 47. Je tak optimalizován silový přenos při šlapání. Pokud se těžiště jezdceva těla nachází za šlapacím středem, jezdec je více namáhán.



Obrázek 47_poloha těžiště vůči šlapacímu středu[10]

6.3 ANALÝZA ZÁKLADNÍCH JÍZDNÍCH POZIC POMOCÍ RULA ANALÝZY

Jedním z hlavních cílů mé práce je navrhnout přístup pro hodnocení pozice jezdce z ergonomického pohledu a zajistit tak maximální možné pohodlí plynoucí z ideální pozice. Způsob pro stanovení této pozice musí být rychlý a musí umožňovat analýzy různých typů posedů v souvislosti se zvolenou konstrukcí jízdního kola.

6.3.1 ÚVOD DO RULA ANALÝZY

Název RULA analýza pochází z anglického sousloví **Rapid Upper Limb Assessment**, což v překladu znamená rychlé ohodnocení horních končetin. Jedná se o výzkumnou metodu vyvinutou pro potřeby ergonomie, která se používá k vyhodnocení pracovní pozice v souvislosti s onemocněním horních končetin. Standardně se tento typ analýzy používá např. pro stanovení stupně zátěže pracovních poloh například na montážních linkách a nebo také pro analýzu pozice řidiče automobilu.

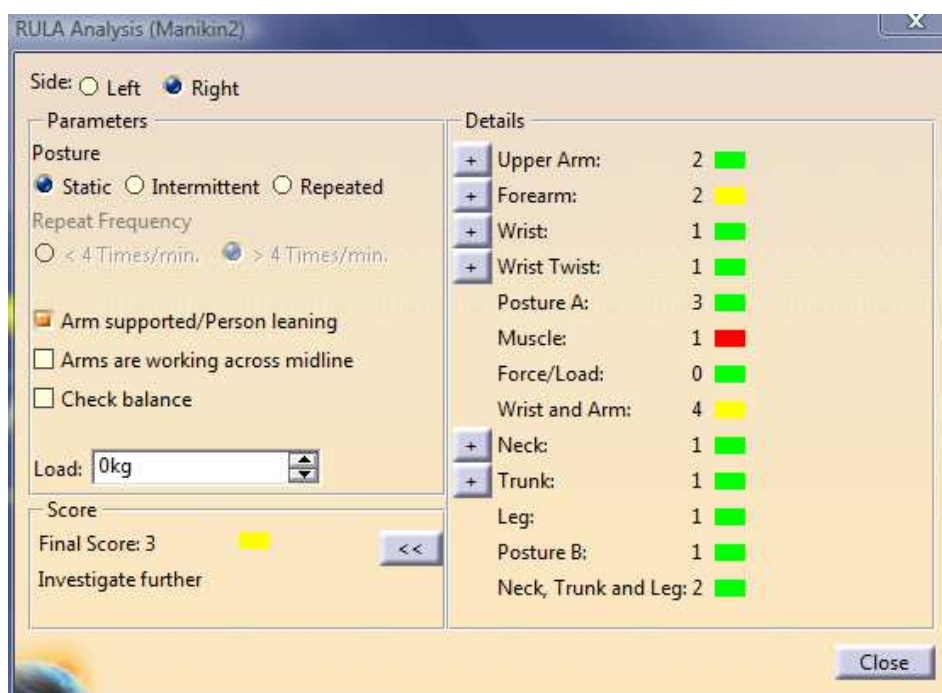
RULA analýza primárně slouží k ergonomickému vyhodnocení pozice krku, trupu a horních končetin. Výsledkem této analýzy je stanovení stupně ergonomického zatížení pro jednotlivé části těla, tzv. Final score (výsledné score). Výsledné score je zobrazeno v tabulce nebo jej lze

v barevném spektru zobrazit přímo na geometrickém modelu člověka, který se nachází v analyzované poloze.

Aplikace RULA analýzy na problematiku jízdního kola mi není známa. Vhodnost této metody jsem si ověřil nasimulováním různých pozic v prostředí software CATIA V5 a porovnáním s poznatky z předchozí kapitoly. Závěrem je stanovení vlastní návrh optimalizované pozice jezdce.

RULA analýza je součástí ergonomického modulu integrovaného v software CATIA V5. V tomto prostředí lze vložit geometrický model lidského těla (tzv. Human builder), který obsahuje základní antropometrická data populace (muž/žena dle percentilu populace 5/50/95). Tento model je plně pohyblivý a umožňuje manipulaci s pánví, krkem, páteří, rameny, rukama, prsty, nohama, atd. Pohyblivost modelu umožňuje nasimulovat jakoukoli reálnou pozici člověka. Hodnocení je rychlé a splňuje tak mojí potřebu na optimalizaci posedu jezdce pro různé konstrukční provedení jízdního kola.

Výsledné ergonomické vyhodnocení pozice je reprezentováno číslem respektive barevným označením a slovním doporučením pro optimalizaci dané pozice.



Obrázek 48_vyhodnocení pozice pomocí RULA analýzy v software CATIA V5

Kromě vlastní pozice je v RULA analýze zohledněna i opakovací frekvence určitého pohybu, práce svalů související s danou pozicí a zatížením.

Metoda RULA vychází z rozdělení těla na jednotlivé segmenty, které tvoří dvě skupiny A a B [11]. Skupina A zahrnuje paže, předloktí a zápěstí. Skupina B pak krk, trup a nohy. Pozice

jednotlivých částí těla jsou ohodnoceny. Číslem 1 je hodnocena pozice nebo pohyb s minimálním rizikem (risk factor). Vyššími čísly jsou pak ohodnoceny části těla, kde jsou indikovány více extrémní pozice naznačující přítomnost zvýšeného nebezpečí (risk factor) způsobeného silami na ně působícími.

Obrázek 48 znázorňuje výsledek RULA analýzy provedený pomocí software CATIA V5. V pravé části jsou zobrazeny dílčí výsledky pro jednotlivé partie. Vlevo je pak celkové skóre, které komplexně hodnotí aktuálně simulovanou pozici.

Číselné hodnocení pozice (Final score)	Význam hodnocení
1,2	Tato pozice je z ergonomického hlediska akceptovatelná, pokud není udržována nebo opakována po dlouhou dobu.
3,4	Je zapotřebí další prošetření a mohou být požadovány změny pozice.
5,6	V krátkém časovém horizontu vyžaduje prošetření a změny pozice.
7	Neprodleně vyžaduje prošetření a změny pozice.

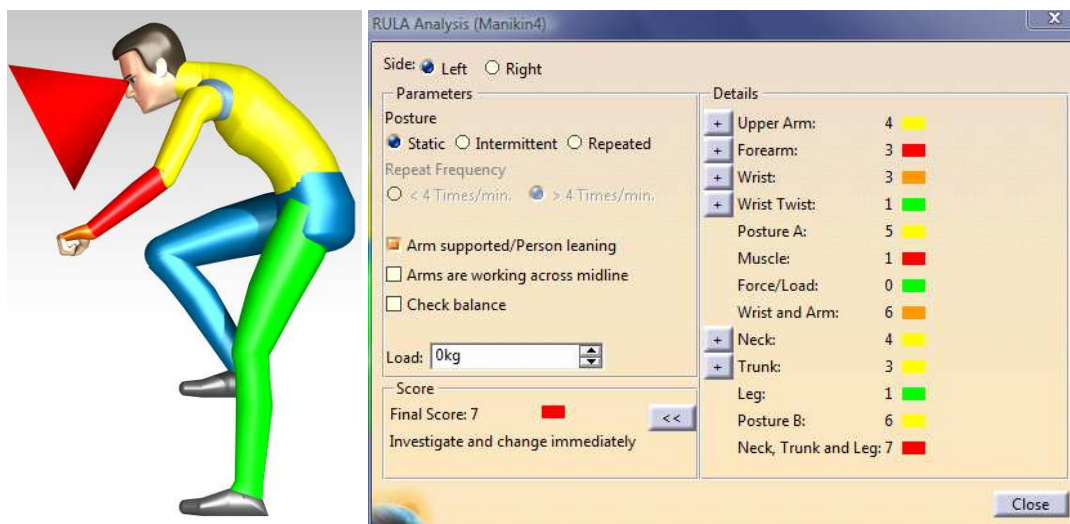
Tabulka 3_význam číselného hodnocení v RULA analýze

6.3.2 ANALÝZA ZÁKLADNÍCH POZIC JEZDCE NA JÍZDNÍM KOLE POMOCÍ RULA ANALÝZY

Základní pozice jezdce na jízdním kole, které jsou analyzovány v kapitole 6.1, jsem simuloval v software CATIA V5. Následně byly tyto modely podrobeny ergonomické analýze dle metodiky RULA.

Geometrický model člověka má základní antropometrická data odpovídající 95. percentilu, pohlaví muž, Evropan. Z této definice vyplývá výška 185cm. Této výšce je uzpůsobeno umístění kontaktních míst – řídítka, sedlo, pedály, které definuje velikost jízdního kola. Délka řídítek je pro všechny simulované pozice shodná a dosahuje hodnoty 600mm.

Obrázek 49 znázorňuje ergonomické vyhodnocení pozice jezdce na sportovním jízdním kole. Podle očekávání je tato pozice pro potřebu pohodlného jízdního kola zcela neakceptovatelná. Výsledné číselné hodnocení dle RULA metodiky je 7.



Obrázek 49_ergonomické vyhodnocení pozice na sportovním jízdním kole

Obrázek 50 ukazuje pozici na městském jízdním kole. Na první pohled je vidět snížení stupně ergonomické zátěže v oblasti zad, krku. Toto je dáno dvojitým esovitým zakřivením páteře.



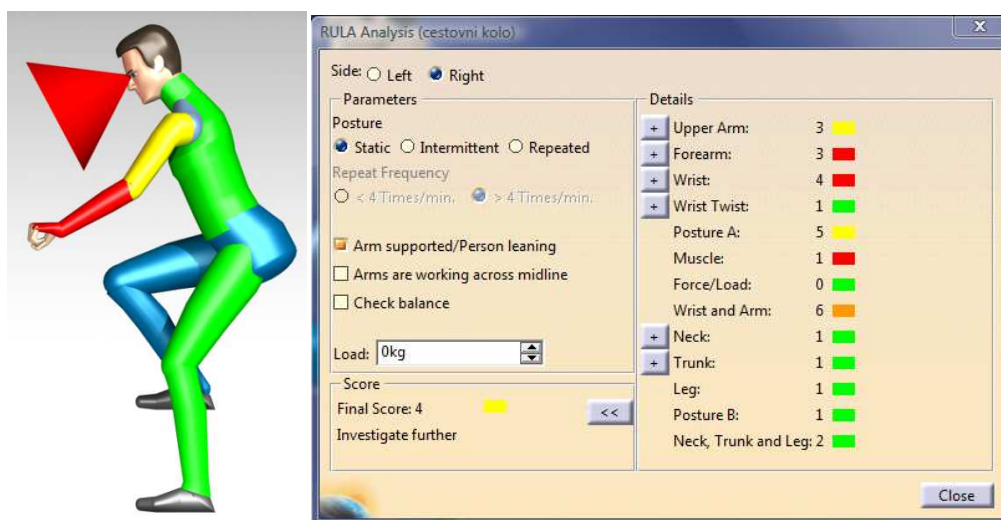
Obrázek 50_ergonomické vyhodnocení pozice na městském jízdním kole

Obrázek 51 ukazuje jezdce v pozici na moderním městském kole. Zvýšená pozice paží přináší oproti pozici na městském kole snížení stupně ergonomické zátěže v oblasti zápěstí. Pozice na městském a moderním městském kole jsou z hlediska této analýzy poměrně příznivé (číselné hodnocení dle metodiky RULA je v obou případech 4). Tato poloha ale není přesto ideální kvůli relaxaci zádových svalů, jak bylo popsáno v kapitole 6.2.3.



Obrázek 51_ergonomické vyhodnocení pozice na moderním městském jízdním kole

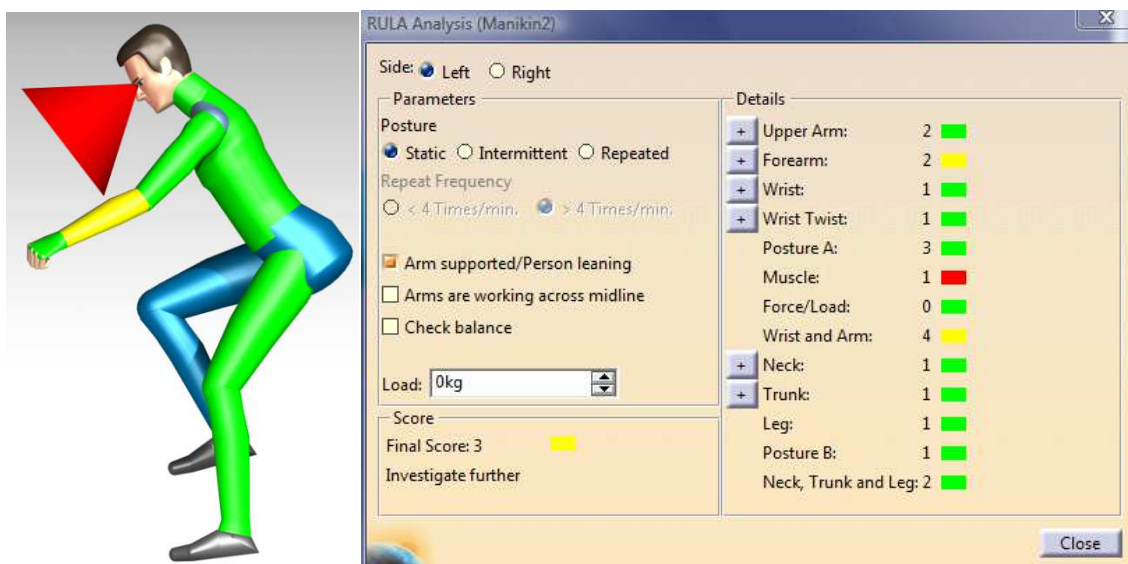
V porovnání s pozicemi na městském jízdním kole je pozice na cestovním jízdním kole - Obrázek 52 dle RULA analýzy nepatrně méně výhodná. Dle aspektů, které byly popsány v kapitole 6.2, jí ale budu považovat za ergonomicky nejpříjemnější pro pohodlnou jízdu. Z této pozice budu nyní vycházet pro budoucí optimalizaci. Cílem této optimalizace je další snížení stupně ergonomické zátěže.



Obrázek 52_ergonomické vyhodnocení pozice na cestovním jízdním kole

6.4 OPTIMALIZACE POZICE JEZDCE

Pro optimalizaci jízdní pozice vycházím z poznatků, které jsou popsány v předchozích kapitolách. Zaměřil jsem se především na pozici ruky při uchopení řídítek. Ta vychází z mírné rotace předloktí. Podmínkou jízdy v této pozici bude použití speciálního tvaru řídítek.



Obrázek 53_optimalizovaná pozice na jízdním kole

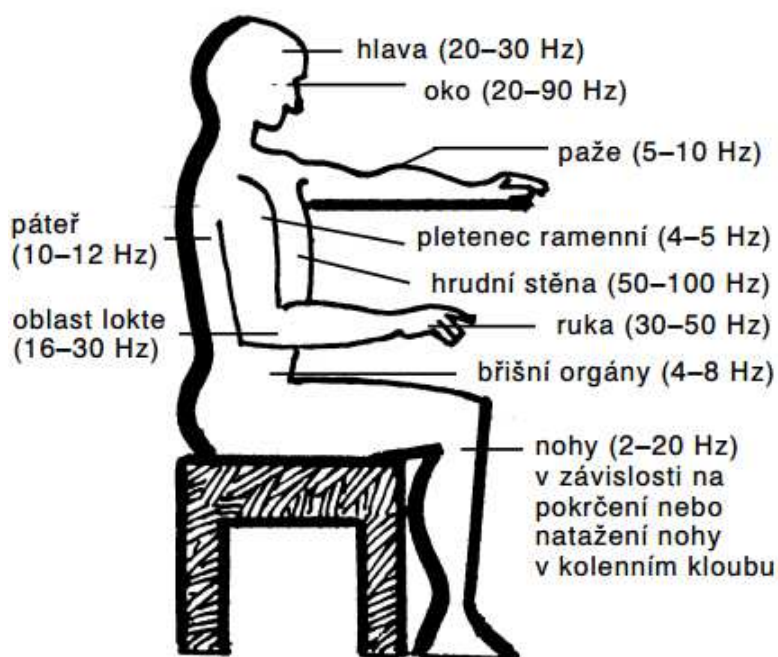
Obrázek 53 znázorňuje optimalizovanou pozici jezdce jedoucího na jízdním kole. Oproti pozici na cestovním jízdním kole (Obrázek 52), která sloužila jako výchozí bod pro optimalizaci, se podařilo snížit celkový stupeň ergonomické zátěže (final score) dle RULA analýzy ze 4 na 3 body. Díky optimalizaci došlo ke snížení ergonomické zátěže především v oblasti paže, předloktí a také zápěstí.

7 VIBRACE

Vibrace obecně představují mechanické kmitání pružného tělesa, jehož jednotlivé body kmitají kolem rovnovážné polohy. Jsou charakterizovány frekvencí, amplitudou, rychlostí, zrychlením, časovým průběhem, směrem[12]. V případě jízdního kola vibrace vznikají přejezdem pružné soustavy jezdec-jízdní kolo přes sérii nerovností. Takto vzniklé kmitavé pohyby jsou pak na jezdce přenášeny v místech kontaktu člověka s jízdním kolem - sedadlo, rukojeti a pedály.

7.1 PŮSOBENÍ VIBRACÍ NA LIDSKÉ TĚLO

Každá část lidského těla a tkáň rezonuje s jinou budicí frekvencí. Vznikem rezonance pak dochází k zesílení účinku vibrací na příslušný orgán nebo tkáň [12].



Obrázek 54_vlastní frekvence částí lidského těla[12]

Obrázek 54 ukazuje jednotlivé části lidského těla a k nim příslušející vlastní frekvence. Účinek vibrací je vázán na jejich druh, které se dělí dle způsobu přenosu [12]. Pro případ soustavy člověka jedoucího na jízdním kole nás bude zajímat především:

- A. Celkové vibrace přenášené na stojící či sedící osobu z vibrujícího sedadla nebo plošiny způsobují rezonance částí těla nebo tkání. Tělo se účinku těchto vibrací brání

zvýšeným napětím svalů, které udržují tělo ve stabilní poloze. Celkové vibrace mají nepříznivý vliv na:

- a) zvýšené svalové napětí má nepříznivý vliv na páteř - tzv. vynucená poloha při práci
- b) ovlivnění smyslových orgánů (především očí - vibrace způsobují neostře vidění)[13]

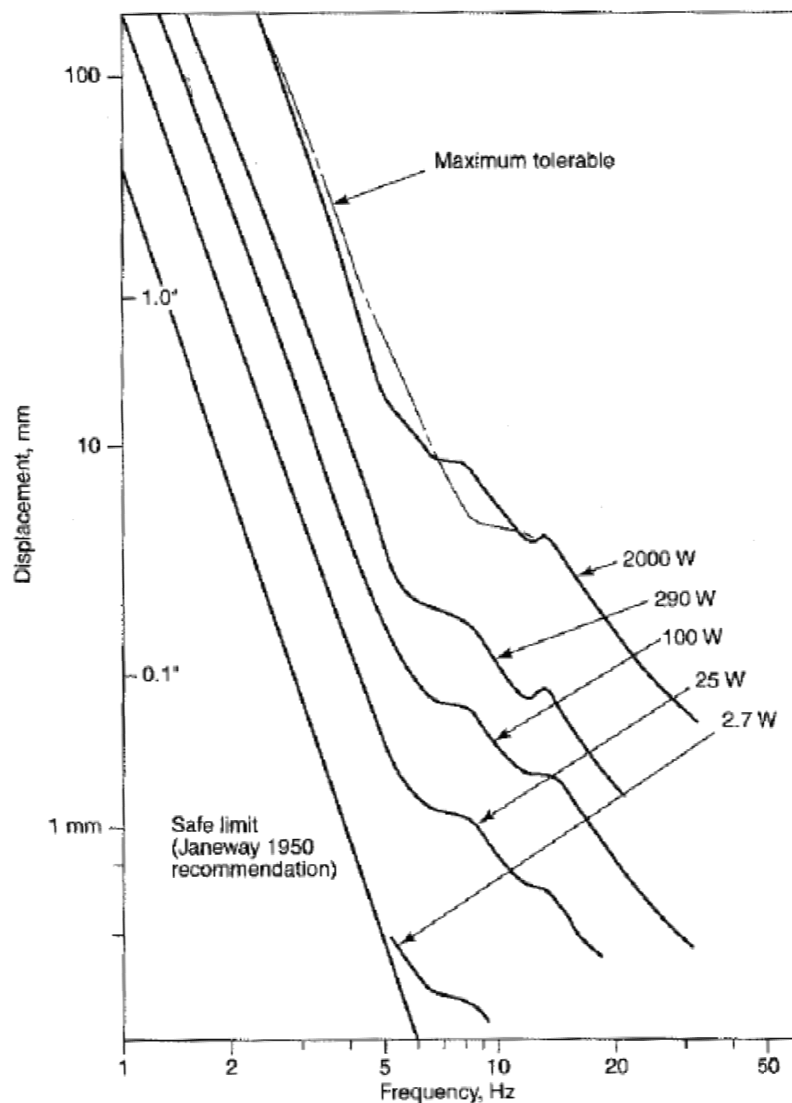
B. Místní vibrace přenášené na ruce při práci s vibrujícími nástroji. Při pohybu na jízdním kole zde platí určitá analogie. Jezdec se drží řídítek a absorbuje tak vibrace vznikající během jízdy. Časový průběh vibrací je oproti vibrujícím nástrojům zcela nahodilý a souvisí s mnoha aspekty jakými jsou například konstrukce jízdního kola, styl a rychlost jízdy. Místní vibrace jsou z hlediska zdravotního ty nejzávažnější a mohou způsobit poškození:

- a) kostí, kloubů (artróza nebo aseptická nekróza) [13]
- b) šlach a svalů
- c) onemocnění cév
- d) poškození nervů (syndrom karpálního nebo kubitálního tunelu) [13]

Expozice vibracím obecně je spojena s nepříjemnými subjektivními pocity. Jedná se především o únavu, snížení pozornosti, zhoršené vnímání, atd. [13]. Tyto symptomy jsou nebezpečné především v terénní cyklistice, kde jsou koncentrace a vnímání terénu klíčové z hlediska prevence úrazu.

S působením vibrací na lidské tělo je spojena řada onemocnění. Některé vážnější, jako je například profesionální traumatická vazoneuróza, což je onemocnění cév z vibrací s vyšší frekvencí (50-300 Hz) a nízkou amplitudou za spoluúčasti chladu, vznikají jako profesionální onemocnění při stálé expozici vibracím. Takovýto typ obtíží není při pohybu na jízdním kole zcela obvyklý. Poměrně často se ale u cyklistů po delší době strávené jízdou na bicyklu objevují bolesti ve svazech předloktí a ruky, bolesti prstů a jejich brnění.

Obrázek 55 ukazuje jakým způsobem dochází ke zvýšení energetického výdaje jezdce jedoucího na jízdním kole vlivem působících vibrací.



Obrázek 55_Ztráty energie vlivem působících vibrací [14]

7.2 VIBRACE VZNIKAJÍCÍ PŘEJEZDEM NEROVNOSTI

Charakter vibrací, které vznikají při jízdě na jízdním kole závisí především na tom, v jakém terénu a jakou rychlostí se pohybujeme. V kapitole 3.2 je nastíněno základní rozdělení jízdních kol dle způsobu využití. Obecně můžeme jízdní kola rozdělit do dvou základních kategorií z hlediska druhu komunikace, po které se pohybují, a to na kola silniční nebo terénní.

Kola pohybující se po silnicích mají většinou jednoduchý, subtilní neodpružený rám a přední vidlici. Pokud na takovémto jízdním kole pojedeme po asfaltové vozovce konstantní rychlostí, budou mít vznikající vibrace v zásadě konstantní frekvenci a amplitudu. Samozřejmě pouze v případě, nebude-li na vozovce výmol.

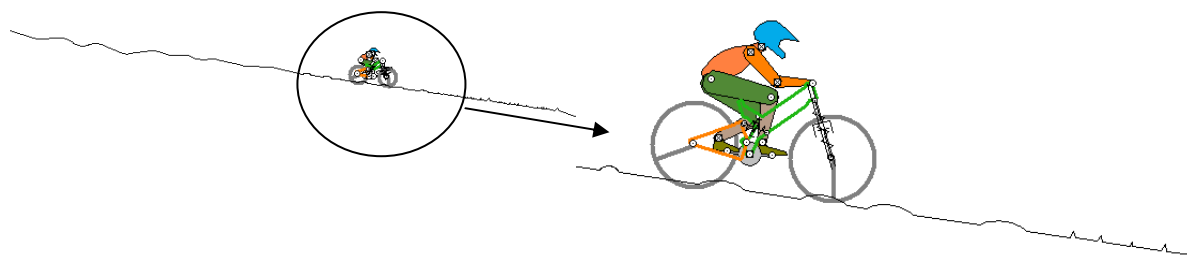
Oproti tomu kola terénní jsou na rozdíl od silničních obvykle vybavena mohutnějším rámem a širšími pneumatikami. V posledních deseti letech jsou stále častěji rámy jízdních kol do terénu konstruovány jako celo-odpružené. To znamená, že jak kolo přední, tak i zadní je se základním rámem spojeno prostřednictvím pružiny a tlumiče. Použití pružin a tlumičů má za úkol snížení vibrací, které během jízdy v terénu vstupují do jezdceva těla. Vibrace při jízdě terénem mají nahodilý charakter co se týká frekvence a amplitudy.

Nahodilý charakter vibrací je způsoben především pestrostí terénu, ve kterém se jezdec na kole pohybuje. S využitím verifikovaného dynamického modelu uvedeného v kapitole 8, lze poměrně komfortně analyzovat vibrace a síly, které působí na soustavu jezdec - jízdní kolo během jízdy v definovaném terénu. To vše s využitím výpočetní techniky a za minimální náklady v porovnání s cenou reálného měření a především pak výroby prototypu jízdního kola, které takto chceme zkoumat a konstrukčně vyladit pro dosažení požadovaných vlastností.

Pro takovouto analýzu jsem vytvořil model, který v sobě zahrnuje různé typy nerovností spolu s jejich procentuálním zastoupením odpovídající reálnému terénu (Tabulka 6 - příloha 3). Tabulka 6 vznikla na základě méj osobní dlouholeté zkušenosti a pozorování. Následně jsem takto definovanou testovací trať namodeloval v prostředí software Working model 2D a testoval na ní model soustavy jezdec - jízdní kolo dle kapitoly 8.

Zkušební trať je dlouhá **100 m** s výskytem nerovností (Tabulka 6 - příloha 3). Rozmístění těchto nerovností v průběhu trati je nahodilé (Obrázek 56). Jsou zde zastoupeny nerovnosti typu kořen, kámen a také nerovnost, kterou jsem nazval „vlny“. Nerovnost typu kořen je tvořena trojúhelníkem a nerovnost typu kámen kruhovým obloukem. Obě tyto nerovnosti jsou na rovinný terén superponovány bez jakéhokoli hladkého přechodu. Naproti tomu u nerovnosti typu vlna, která je tvořena obloukem s tečně navazující úsečkou, je přechod plynulý.

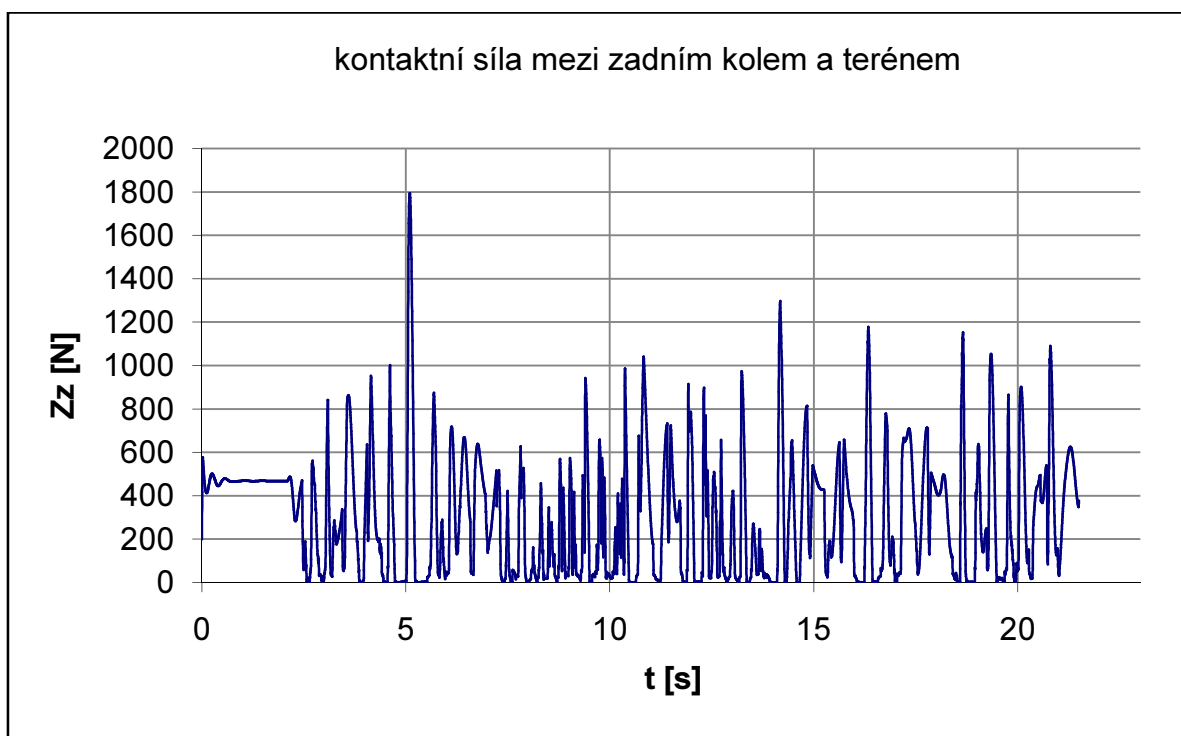
U nerovnosti typu vlna jsou v modelu zastoupeny dvě její modifikace. Rozdíl mezi těmito variantami je v délce „ L “. Ta má buď velikost rovnou rozvoru kol jízdního kola ($L=l$) nebo dvojnásobnou ($L=2l$). Tímto jsem chtěl docílit stavů, kdy se jízdní kolo jak nadnáší (v případě $L=l$), tak naklání kolem své příčné osy ($L=2l$).



Obrázek 56_Dynamický model pohybující se po zkušební trati

Výsledkem takovéto analýzy může být například zjištění časových průběhů sil, posuvů, rychlostí nebo zrychlení v jakémkoli místě soustavy jezdec - jízdní kolo. Konstruktor tak může již ve fázi návrhu nového jízdního kola zkoumat např. různé varianty nastavení nebo umístění tlumicích a pružicích jednotek (Obrázek 57).

V tomto případě (Obrázek 57) bylo porovnáváno několik různých nastavení tlumení a tuhosti tlumicích a pružicích komponent jízdního kola. Pomocí průběhu kontaktní síly bylo poté zkoumáno jak dlouho je během testovací jízdy kolo mimo kontakt s terénem. Jako nejvhodnější nastavení podvozku pak bylo zvoleno to, u kterého je tento čas minimální.



Obrázek 57_Příklad výstupu ze simulačního modelu - časový průběh kontaktní síly mezi zadním kolem a terénem

7.3 VIBRACE ZPŮSOBENÉ POHONEM JÍZDNÍHO KOLA

Mechanismus vzniku pohupování u celo-odpružených jízdních kol jsem již popsal v kapitole 5.5. V této kapitole se chci ale této problematice věnovat podrobněji.

Pohupování při šlapání je z pohledu periodicity tohoto jevu možné označit jako vibrace. Za optimální otáčky klik i pro několikahodinovou jízdu je považována hodnota 100 otáček/minutu [1], což je 1,66 otáček/sekundu. Obrázek 38 ukazuje idealizovaný průběh krouticího momentu během jedné otáčky klik. Tím, že do pedálu šlapeme dvěma nohama,

jsou v grafu viditelné dvě maxima v průběhu jednoho otočení klik. Z toho můžeme odvodit, že budicí frekvence způsobující pohupování je pro ideální hodnotu otáček klik 0,83 Hz.

Budicí frekvence způsobující pohupování se mění dle fyzické kondice jezdce a stylu jízdy. Důležitější z hlediska jevu pohupování, než samotná frekvence buzení je jeho amplituda - velikost krouticího momentu způsobující periodické stlačování pružicích a tlumicích jednotek. To pak způsobuje ztrátu energie.

7.3.1 BIOMECHANIKA ŠLAPÁNÍ

Z anatomického pohledu se pohybový aparát člověka skládá z následujících systémových skupin [1]:

- základní systém kosterních svalů - hlavní funkce je aktivní silové působení,
- systém segmentů a skeletu (kostry),
- vazivo, šlachy, chrupavky - hlavní funkce je spojení svalů a kostí,
- systém informační - přenos informací o činnosti svalů,
- systém inerční, tvořený motorickými neurony a nervosvalovými plotýnkami - hlavní funkce je aktivace motorických jednotek svalů,
- systém centrální, tvořený míchou a dalšími hybnými podsystemy - hlavní funkcí je sběr, výběr, třídění a uložení informací a rozhodování.

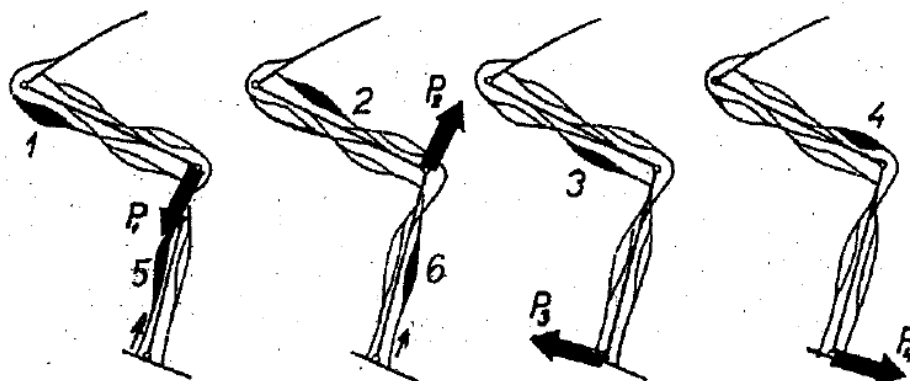
Systém kosterních svalů je tvořen cca 600 příčně pruhovanými svaly, které většinou pracují v páru. Svaly představují dohromady přibližně 45% celkové hmotnosti člověka. Největší část svalů obsahují dolní končetiny (cca 55%) a končetiny horní (cca 30%) [1].

Pohyby končetin v opačných smyslech jsou zajištěny vždy větším počtem vzájemně spolupracujících svalů. Toto sdružování činnosti svalů je patrné především během usilovné a namáhavé činnosti.

Při analýze mechanického chování kosterního svalu, který je součástí pohybového aparátu, se setkáváme s těmito specifickými problémy [1]:

- žádný pohyb segmentu kostry není uskutečňován jediným svalem,
- mechanický účinek svalu je měřitelný pouze na výstupu pohybového systému,
- dynamika svalu, který je tvořen mnoha motorickými jednotkami, je velmi složitá.

K otáčení klik jízdního kola dochází napínáním a uvolňováním svalových skupin (Obrázek 58) dolních končetin a to dle základních zákonitostí biomechaniky zjednodušeně takto [1]:



Obrázek 58_Svalové skupiny dolních končetin podílející se na šlapání [1]

- a) Otáčivý pohyb pedálů obstarávají čtyři základní skupiny svalů dolních končetin (1-4). Další dvě skupiny svalů (5,6) se na pohybu šlapání podílejí stabilizací chodidla v horizontální poloze.
- b) Každá z uvedených skupin svalů vyvozuje sílu, která se svou velikostí a směrem mění v průběhu každého cyklu.

Obrázek 58 znázorňuje tyto skupiny svalů [15]:

- 1) velký sval hýžďový,
- 2) přímý sval stehenní,
- 3) dvojhlavý sval stehenní (hlava krátká),
- 4) kombinace postranních a hluboké složky čtyřhlavého svalu stehenního,
- 5) sval lýtkový,
- 6) pretibiální skupina: přední sval bederní, dlouhý natahovač palce a dlouhý natahovač prstů.

Požadovaný pohyb potřebný pro šlapání na jízdním kole je tedy dosažen kombinací napínání a uvolňování jednotlivých svalových skupin dolních končetin. Výsledkem tohoto komplexního procesu je síla, která působí přes chodidlo na pedál a na délce kliky vyvodí krouticí moment.

Pohyb na jízdním kole nezatěžuje pouze svaly, ale také nervový systém, který řídí činnost těchto svalů a svalových skupin. Pokud se během jedné otáčky klik zapojí postupně čtyři (resp. osm) svalové skupiny na jedné noze (resp. na obou nohách) a jedna otáčka trvá 0,6s (údaj z kapitoly 7.3), tak na napnutí a uvolnění jedné svalové skupiny připadá 0,15s (resp. 0,075s). Nervový systém musí zajistit, aby napnutí a uvolnění příslušné svalové skupiny nastalo v přesný okamžik a nedocházelo tak k překrývání činností jednotlivých svalů. Jedině tak je možné optimálně využít vynaloženou námahu. To je důležité především pro cyklistu/závodníka, aby veškerou vynaloženou energii přeměnil v práci.

Správné "nastavení" nervového systému na pohyb šlapání je věcí tréninku. Nejefektivnější způsob šlapání je tzv. "šlapání do kruhu". De facto se jedná o to, aby se jezdec snažil na pedál

působit vždy silou, jejíž nositelka leží na tečně kružnice opisovanou středem pedálu. Jen tak bude síla působit na nejdelším možném rameni, jehož délku definuje délka kliky, a vyvodí tak maximální krouticí moment. Pokud jezdec například v horní úvrati (klika směřuje svisle vzhůru) tlačí na pedál ve směru svisle dolů, napíná tím sice svoje svaly, ale nevykoná žádnou práci. Dojde tím pouze ke zvýšení únavy a jízda se stává neefektivní.

7.3.2 KVANTIFIKACE KROUTICÍHO MOMENTU

Jak již bylo řečeno v předchozí kapitole, tak mechanický účinek svalu, resp. svalové skupiny je měřitelný pouze na výstupu pohybového systému. V našem případě analýzy soustavy jezdec-jízdní kolo, by se jednalo o kvantifikaci silového účinku na pedál. Z hlediska náročnosti měření je však výhodnější měřit časový průběh krouticího momentu, který jezdec vyprodukuje. Velikost, respektive časový průběh tohoto hnacího momentu má pak zásadní vliv na mohutnost efektu pohupování při jízdě na celo-odpruženém jízdním kole.

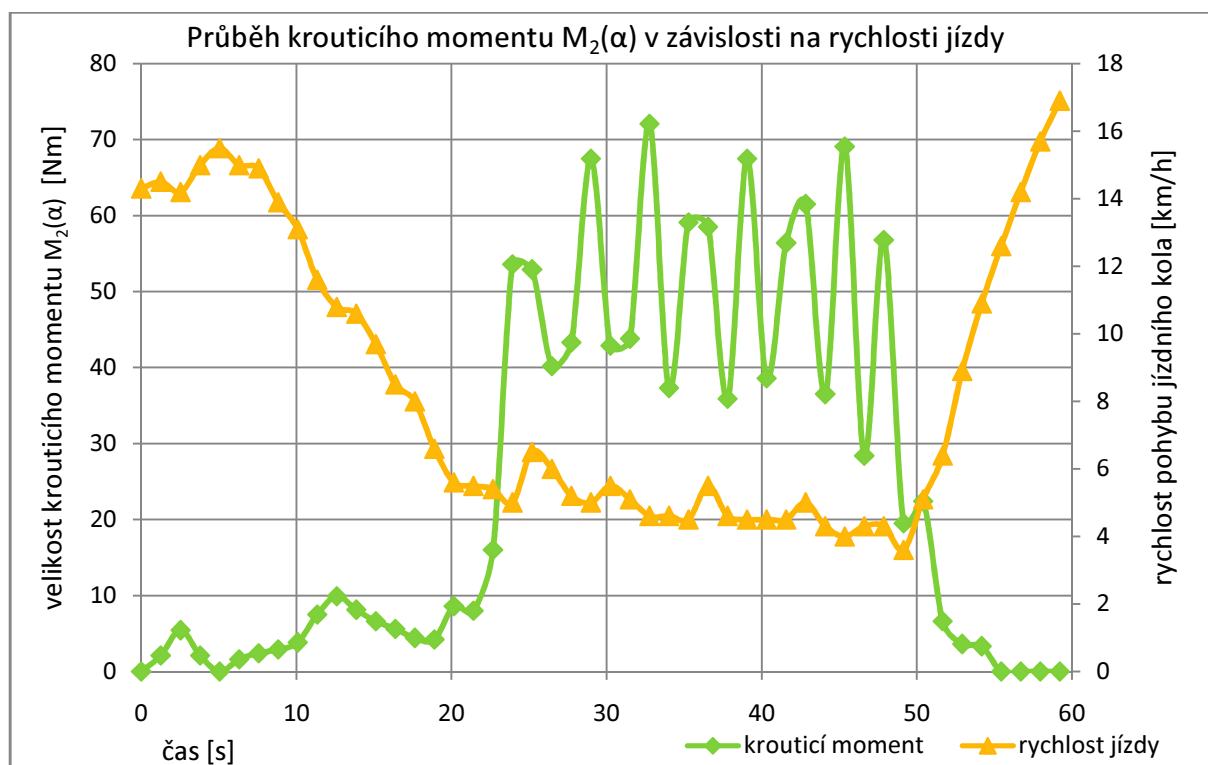
Při snaze změřit krouticí moment, který produkuje jezdec na jízdním kole jsem narazil na problém, který se týkal absence měřicího zařízení, které by bylo pro tyto účely vhodné. Pomohla mi až spolupráce s českým výrobcem jízdních kol - firmou Race Bike, jež vlastní produkční verzi měřicího zařízení PowerTap (Obrázek 59). Jedná se o přístroj, který je umístěn v náboji zadního kola. Přístroj snímá časový průběh krouticího momentu a otáčky klik. Tento přístroj je primárně určen pro trénink závodníků, kteří si testují svůj výkon a vylepšují tak svou jezdeckou techniku.



Obrázek 59_přístroj pro měření výkonu jezdce PowerTap

Obrázek 60 ukazuje výsledek měření krouticího momentu během krátkého časového úseku. Hodnoty krouticího momentu $M_2(\alpha)$ jsou měřeny na zadním kole. Nastavený převodový

poměr byl v průběhu testu nastaven tak, že na převodníku klik bylo zařazeno řetězové kolo se 44 zuby a na kole zadním pastorek se 16 zuby. Abych tedy dostal hodnoty, které produkuje jezdec, musím průběh násobit hodnotou nastaveného převodového poměru - 2,75. Maximum točivého momentu je tedy zhruba 192 Nm. Podmínky měření jsou popsány v příloze 2.



Obrázek 60_Průběh krouticího momentu v závislosti na rychlosti jízdy

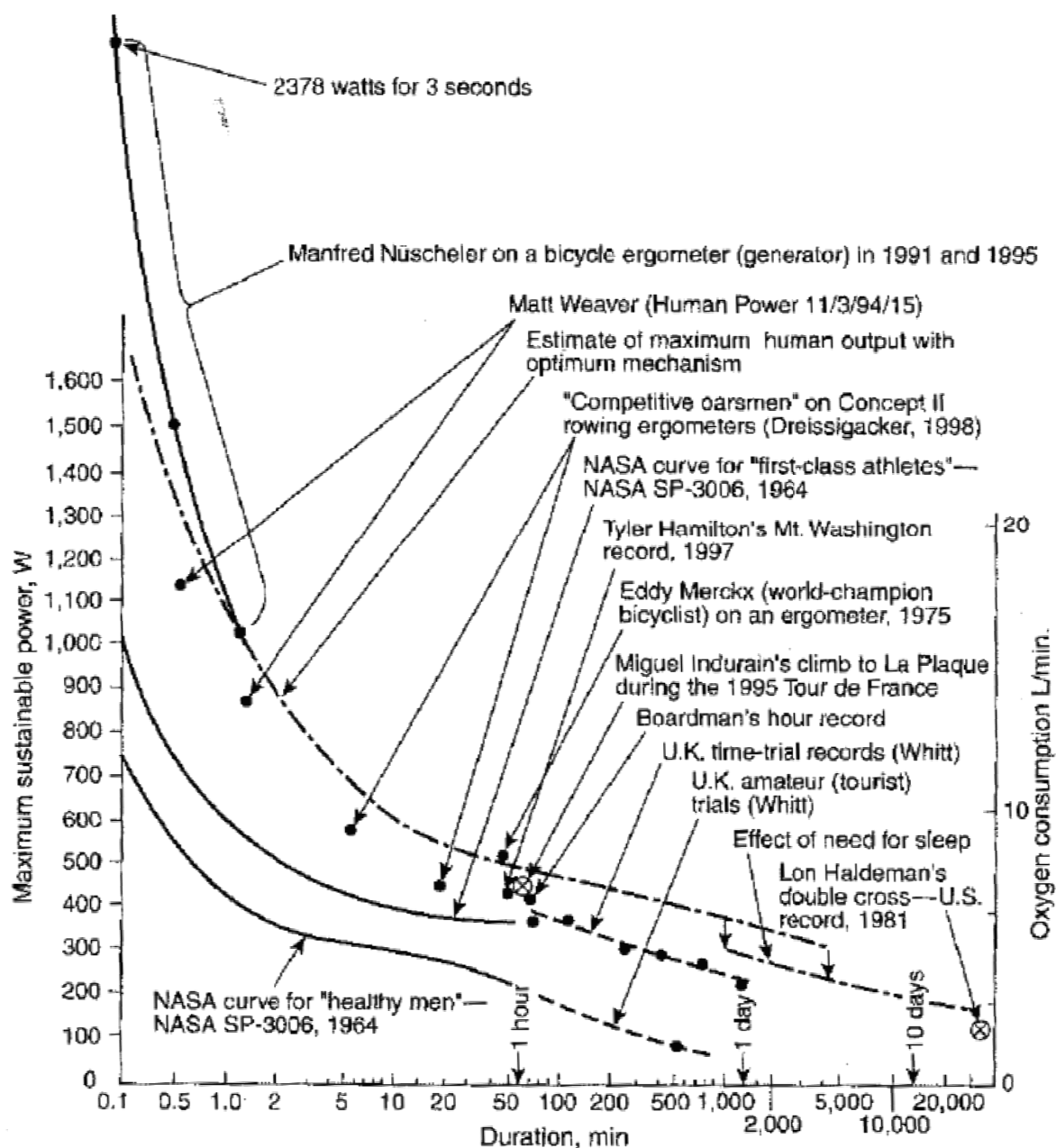
Cílem tohoto měření bylo vyvodit a kvantifikovat krouticí moment, který je jezdec schopen vyvodit. Maximální hodnota přiváděného krouticího momentu má totiž největší význam pro pohupování celo-odpruženého kola.

Měření maximální hodnoty krouticího momentu bylo výhodné i z hlediska použitého měřicího přístroje, jehož vzorkovací frekvence byla na pevně nastavena výrobcem na 1Hz. Abych tedy zachytil sinusový průběh krouticího momentu, musel jsem během testu šlapat co nejmenšími otáčkami. Výsledek, který je zaznamenán v grafu (Obrázek 60), tedy není úplně ideální. Pro budoucí měření bude nutné použít přesnější měřidlo s vyšší vzorkovací frekvencí.

7.3.3 LIDSKÉ MOŽNOSTI VÝDAJE ENERGIE ŠLAPÁNÍM

Obrázek 61 ukazuje velice zajímavý graf závislosti vydaného výkonu člověkem během šlapání v závislosti na čase, po který je schopen tento vydávat [14]. Jak je vidět, tak extrémní výkon v řádech tisícovek Wattů, je člověk schopen vydávat jen několik málo minut. Poté vydaný

výkon strmě klesá. Během několika hodinové jízdy se potom už jedná o výdaj v řádech pouze stovek Watt.

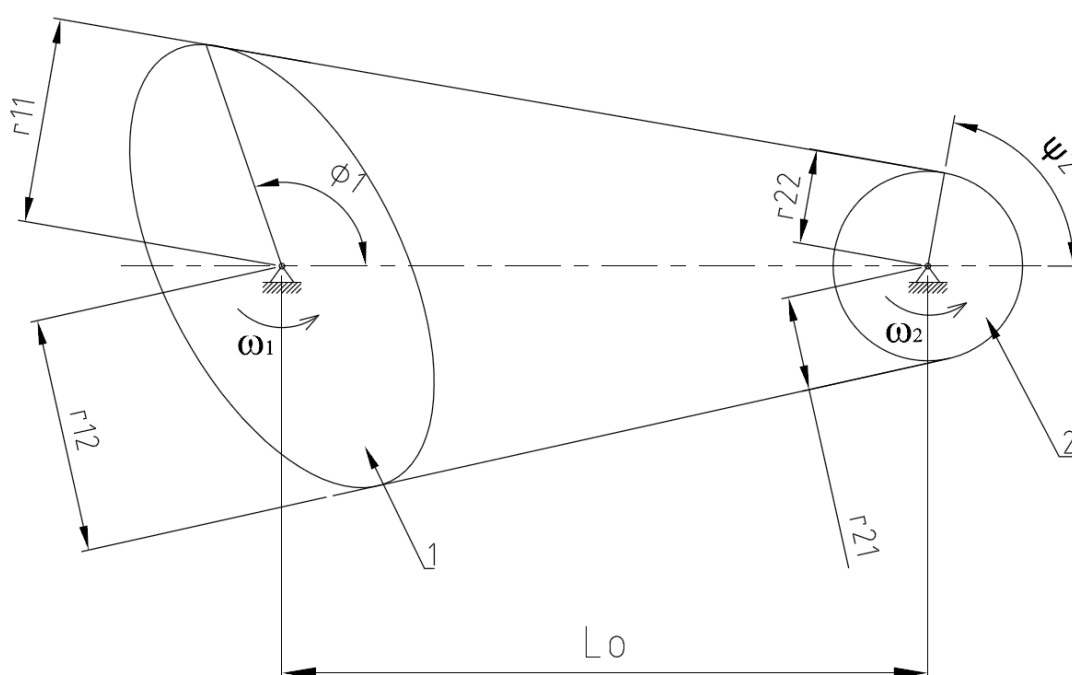


Obrázek 61_Lidské možnosti výdaje energie šlapáním [14]

7.3.4 NÁVRH ŘEŠENÍ PROBLÉMU POHUPOVÁNÍ

Z předchozích kapitol je zřejmé, jakým mechanismem dochází k pohupování celoodpruženého jízdního kola. Zásadní vliv na vznik tohoto jevu má periodicky se měnící krouticí moment, který je produkován svaly jezdce.

Aby bylo možné tomuto jevu zabránit, respektive zajistit, aby vůbec nevzniknul, navrhuji linearizovat přiváděný krouticí moment. Tím bude zabráněno pulsacím, které pohupování způsobují.



Obrázek 62_Převod s nekuhovými koly

Linearizace přiváděného krouticího momentu by, dle mého názoru, mohla být realizovaná pomocí řemenového převodu s nekuhovými koly. Použití tohoto typu převodu zajišťuje periodicky se měnící hodnotu převodového poměru. V kombinaci se zdrojem (jezdec), který produkuje periodicky se měnící krouticí moment, by při vhodném naladění (protifáze) převodu mohlo dojít k výraznému snížení amplitudy krouticího momentu pohánějícího jízdní kolo. Tím by bylo dosaženo značného snížení efektu pohupování. Jízda by tak byla efektivnější.

Obrázek 62 ukazuje takovýto druh převodu s eliptickým hnacím kolem 1 a kruhovým hnaným kolem 2.

Úhlová rychlost hnaného kola bude:

$$\dot{\phi}_1 = \frac{d\phi_1}{dt} = \omega_1 \frac{d\phi_1}{d\psi_1} \quad \text{Rovnice 10}$$

Úhlové zrychlení lze vyjádřit:

$$\ddot{\phi}_1 = \frac{d^2\phi_1}{dt^2} = \omega_1^2 \frac{d^2\phi_1}{d\psi_1^2} \quad \text{Rovnice 11}$$

Převodový poměr tohoto typu převodu:

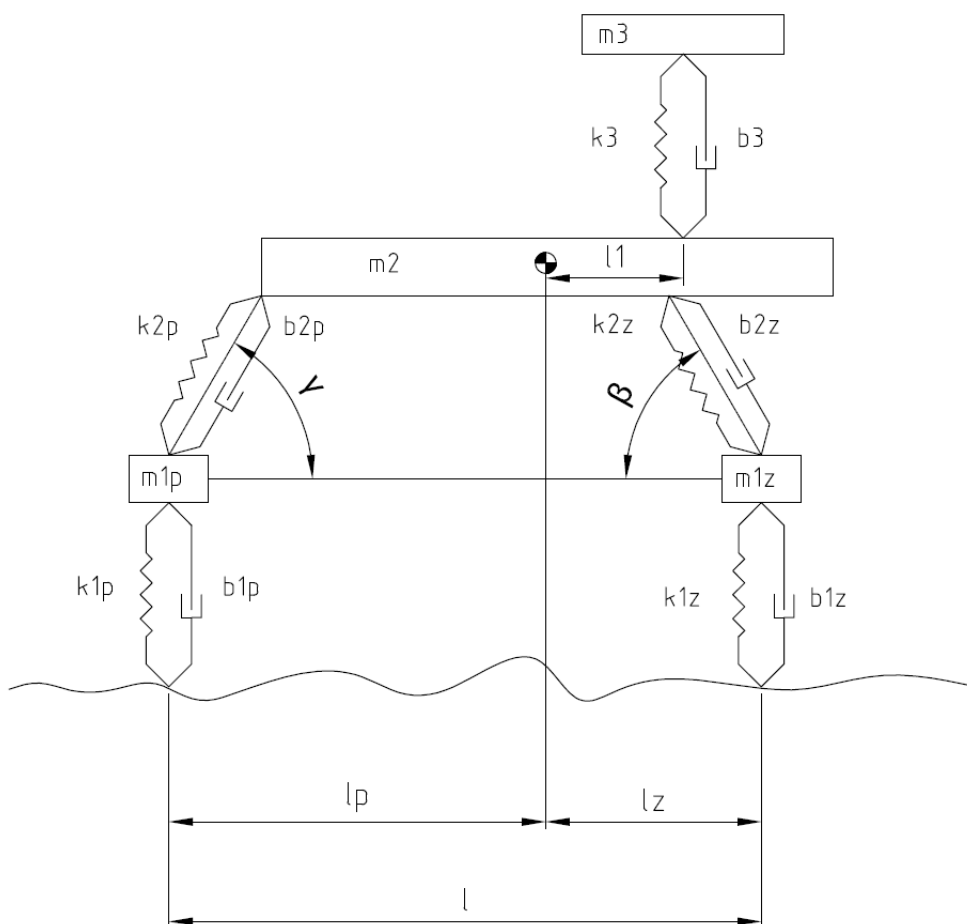
$$i_{1,2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\phi_1}{d\psi_1} = \frac{r_{11}}{r_{22}} = \frac{r_{12}}{r_{21}} \quad \text{Rovnice 12}$$

Další pozitivum aplikace takového druhu převodu by bylo například snížení opotřebení pneumatik následkem menší zátěže.

8 NÁVRH DYNAMICKÉHO MODELU SOUSTAVY ČLOVĚK - JÍZDNÍ KOLO

Návrh dynamického modelu soustavy člověk - jízdní kolo je hlavním cílem této práce. Navržený model bude sloužit k analýze nově navrhované konstrukce jízdního kola. Konstruktor tak bude moci s použitím takového modelu analyzovat zamýšlenou koncepci z pohledu působících vibrací a jejich redukce a nebo například sil namáhajících jednotlivé části rámu. To vše již ve fázi návrhu.

Člověk, jedoucí na jízdním kole tvoří převážnou část hmotnosti celé této soustavy. Z toho vyplývá, že jezdec bude mít na její celkové chování výrazný vliv. Celá problematika se dále komplikuje tím, že člověk není na kole umístěn pouze jako přídavná hmota, ale jako „inteligentní“ kmitající soustava. Tato dvě fakta byla impulsem pro vytvoření komplexního dynamického modelu kombinované soustavy člověk – jízdní celo-odpružené kolo.

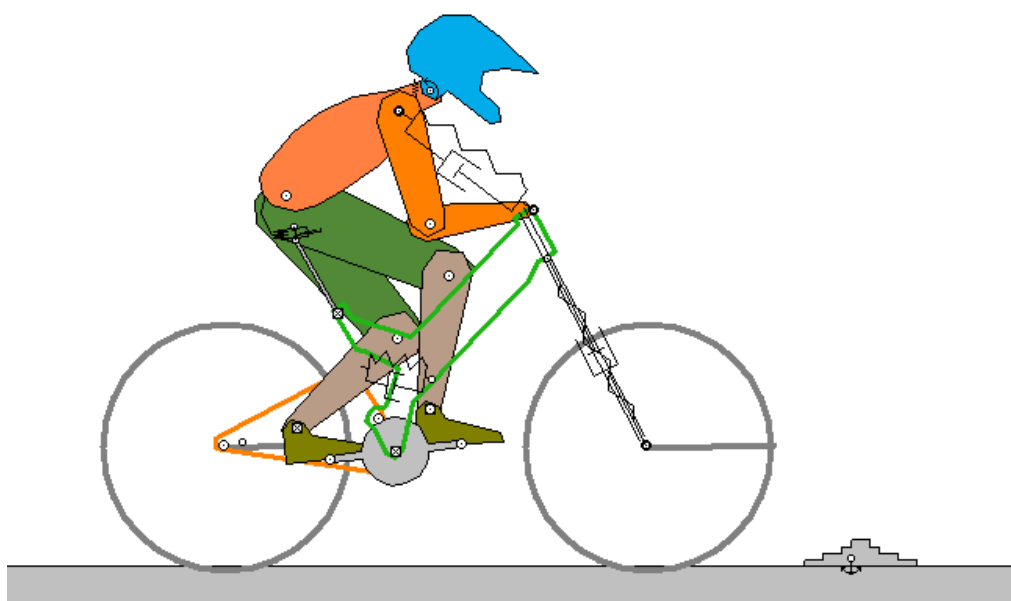


Obrázek 63_Dynamický model soustavy jezdec-jízdní kolo (jezdec sedí na sedle)

Obrázek 63 znázorňuje dynamický model soustavy jezdec - jízdní kolo. Jezdec je v poloze v sedě. Kola jsou v modelu respektována hmotami $m_{1p(z)}$ a jejich pružicí a tlumicí vlastnosti konstantami tlumení $b_{1p,z}$ a tuhostí $k_{1p,z}$. Hmota m_2 znázorňuje hmotnost rámu a část

jezdceva těla, která je na jízdním kole umístěna nepohyblivě (dolní končetiny). Odpružení jízdního kola je dáno konstantami tlumení $b_{2p,z}$ a tuhostí $k_{2p,z}$. Jezdec (respektive část jeho těla od pasu výše) je v tomto modelu zobrazen jako kmitající hmota m_3 . Tlumičí a pružicí vlastnosti sedla jsou v modelu postihnuty konstantami tlumení b_3 a tuhosti k_3 .

Tento model je z matematického hlediska již značně složitý. Předpokládá sestavení soustavy diferenciálních rovnic a jejich numerické řešení v prostředí počítačového programu. Pokud má být model použitelný s maximální efektivitou, musí být sestaven v prostředí, které je z pohledu analýzy různých tvarových koncepcí co nejvíce flexibilní a umožňuje okamžitou vizuální kontrolu modelu. Vzhledem k rovinnému charakteru úlohy, jsem pro modelování zvolil software Working Model 2D (dále WM 2D). Tento program umožňuje grafické znázornění celé soustavy spolu s definováním základních hmotnostních parametrů a vazeb mezi jednotlivými segmenty (Obrázek 64). Vizualizace pohybu navíc dovoluje kontrolu chování soustavy například při přejezdu nerovnosti. Jednoduchou změnou tlumičí nebo pružicí konstanty a opakováním simulace lze rychle dosáhnout požadovaného výsledku.



Obrázek 64_počítačový dynamický model soustavy člověk - jízdní kolo

V kapitole 8.1.3 je uveden v současnosti používaný přístup k tvorbě dynamického modelu dle [16]. Na jeho základě vznikl počítačový model (Obrázek 64), který jsem následně podrobil zkoumání a porovnání s měřením reálné soustavy. Během práce s tímto modelem jsem ovšem narazil na jeho limity, které jsou rozvedeny dále v kapitole 8.4.1. Uvědomění si těchto limitů bylo pro mě motivací k vývoji vlastního - více univerzálního přístupu.

8.1 SESTAVENÍ MODELU SOUSTAVY ČLOVĚK – JÍZDNÍ KOLO

8.1.1 MODEL JÍZDNÍHO CELO-ODPRUŽENÉHO KOLA

Při tvorbě modelu v prostředí WM 2D jsem nejprve sestavil model jízdního celo-odpruženého kola, jehož data (geometrie, hmotnosti, momenty setrvačnosti) jsou odečtena z parametrického 3D modelu. Přední odpružená vidlice (dále jen OV) a zadní tlumič a pružící jednotka (dále jen TPJ) jsou v modelu nahrazeny nehmotnými pružinami a viskózními tlumiči s lineárními charakteristikami (Obrázek 64). Hodnoty tlumení a pružností uvádí Tabulka 4.

Tuhost pružiny OV	13885 [Nm ⁻¹]
Tuhost pružiny TPJ	109203 [Nm ⁻¹]
Tlumení OV	271 [Nsm ⁻¹]
Tlumení TPJ	2719 [Nsm ⁻¹]

Tabulka 4_uvažované hodnoty tlumení a pružností

Příslušenství jízdního kola (vidlice, tlumič, převodník, atd.) bylo v modelu respektováno příslušným navýšením hmotnosti základního rámu jízdního kola. Pneumatiky byly postihnuty přiřazením materiálu rubber (pryž), který má hodnotu elasticity = 0,95. Tato hodnota je známa též jako koeficient restituce.

8.1.2 GEOMETRICKÝ MODEL JEZDCE

Druhým krokem při tvorbě komplexního modelu bylo vytvoření člověka-jezdce. Důležitým faktorem tohoto kroku je správná volba hmotností jednotlivých segmentů těla. Pro výpočet hmotností jednotlivých segmentů jsem použil metodu, která vychází z výzkumu Zaciorského a Selujanova, kteří na základě měření 100 osob radioizotopickou metodou experimentálně stanovili koeficienty B_0 , B_1 a B_2 pro každý segment lidského těla [15]. Pro vyjádření hmotnosti konkrétního segmentu lidského těla, pak platí následující rovnice:

$$m_i = B_0 + B_1M + B_2V \quad \text{Rovnice 13}$$

kde: m_i - hmotnost konkrétního segmentu lidského těla [kg]

M - celková hmotnost člověka [kg]

V - výška postavy člověka [cm]

Pro jezdce o hmotnosti 95kg a výšce 192cm, který byl předlohou pro tvorbu geometrického modelu, udává hmotnosti jednotlivých segmentů jeho těla Tabulka 5.

segment	B_0 [kg]	B_1	B_2 [kg.cm ⁻¹]	hmotnost [kg]
hlava	1,296	0,0171	0,0143	5,6661
ruka	-0,1165	0,0036	0,00175	0,5615
předloktí	0,3185	0,01445	-0,00114	1,47237
nadloktí	0,25	0,03012	-0,0027	2,593
noha	-0,829	0,0077	0,0073	1,3041
bérec	-1,592	0,03616	0,0121	4,1664
stehno	-2,649	0,1463	0,0137	13,8799
trup				41,53932
horní část trupu	8,2144	0,1862	-0,0584	14,6906
střední část trupu	7,181	0,2234	-0,0663	15,6744
dolní část trupu	-7,498	0,0976	0,04896	11,17432
horní končetina celkem				4,62687
dolní končetina celkem				19,3504
celkem				95,15996

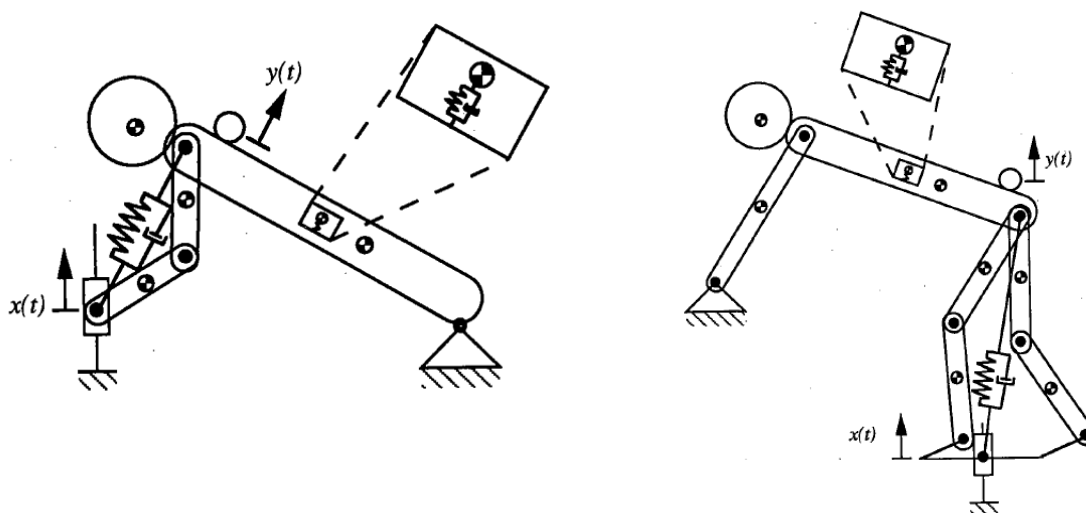
Tabulka 5_určení hmotností jednotlivých segmentů

Výsledkem postupu popsaného výše je kompletní a realitě odpovídající geometrický model jezdce.

8.1.3 DYNAMICKÝ MODEL JEZDCE

Stěžejní částí při sestavování modelu člověka je definování jeho pohyblivosti respektive postihnutí velmi abstraktního pojmu, jakým z matematického pohledu zcela určitě je styl jízdy. Jedná se problematiku, jakým způsobem jezdec dokáže s kolem během jízdy pracovat - například tlumit nárazy díky správně a včas provedeným pohybům.

Při prvotním sestavování dynamického modelu jsem vyšel z metodiky, kterou v roce 1997 prezentovali Wang a Hull v [16]. Ti v zásadě zavedli dva modely. První je model jezdce stojícího na pedálech (tzv. "ze sedla" - Obrázek 65). V tomto modelu jsou pracující svaly nahrazeny tlumičem a pružinou, které jsou umístěny mezi šlapacím středem jízdního kola a kyčelním kloubem. Klouby horní poloviny těla jsou v modelu znehybněny.



Obrázek 65_dynamický model jezdce sedícího na sedle a v poloze "ze sedla" [16]

Druhý model je modelem jezdce sedícího na sedle. Pracující svaly jsou zde nahrazeny opět pružinou a tlumičem umístěnými mezi zápěstím a ramenním kloubem (Obrázek 65).

Hlavním přínosem této metody pro sestavení modelu jezdce je určení konstant tuhostí a tlumení pružiny a tlumiče použitých jako náhrada pracujících svalů pro dvě různé pozice jezdce. Konstanty byly určeny následujícím způsobem. Na speciálním testovacím stavu, který umožňoval zaujmout příslušnou pozici, se při testování vystřídal sedm cyklistů. Tento systém byl následně buzen budičem kmitů s náhodným signálem $x(t)$ (bílý šum) do frekvence 12Hz s výchylkou 12mm. Následně byl snímán pohyb výstupu $y(t)$, který byl realizován značkou umístěnou mezi lopatkami nebo ve spodní části zad. Pomocí analýzy přenosové funkce byly stanoveny konstanty nahrazující v modelu příslušné svalové skupiny. Výsledné hodnoty konstant jsou průměrnými hodnotami z měření sedmi testovaných subjektů.

Sestavený dynamický model v prostředí WM 2D byl tedy na základě výše jmenovaných poznatků sestaven následujícím způsobem:

- Model člověka je na jízdním kole umístěn v poloze sedící na sedle. Zde jsem se snažil postihnout i tlumení a pružnost sedla. Hodnoty tlumení a pružnosti byly odhadnuty na základě vizuální odezvy na model.
- Rotace v loketním, ramenním, kyčelním a kolenním kloubu a v krku byly povoleny.
- Zakázány byly rotace v kotnících.
- Svaly zde respektovaly pružina s tlumičem, umístěné mezi zápěstím (řídítky) a ramenním kloubem. Hodnoty převzaté z [16] nabývají velikostí $K_s = 7650 \text{ Nm}^{-1}$ a $b_s = 509 \text{ Nsm}^{-1}$.

Na takto sestaveném dynamickém modelu jsem simuloval přejezd typizované nerovnosti. Vypočítané hodnoty zrychlení v určitých místech soustavy jsou v kapitole 8.3 konfrontovány s měřením na reálné soustavě s podobnými vlastnostmi a počátečními podmínkami.

8.2 MĚŘENÍ KINEMATICKÝCH VELIČIN NA REÁLNÉ SOUSTAVĚ

Měření bylo provedeno na jízdním kole značky RB-Monster. Vzhledem k nepřízni počasí nebylo možné provést měření v plánovaném rozsahu ve venkovních prostorách. Provedeno bylo v prostorách katedry KVM (Obrázek 67).

Pro měření byl použit 6-ti kanálový analyzátor Brüel & Kjær typ 3560 spolu se třemi snímači zrychlení (2 jednoosé – typ 4508B, 4507B a 1 tříosý – typ 4506). Rozmístění snímačů na jízdním kole ukazuje Obrázek 66. Na přední vidlici v ose jejího stlačování byl uchycen jeden jednoosý snímač. Taktéž na zadní kyvné vidlici byl umístěn jeden jednoosý snímač (měření zrychlení v tečném směru vzhledem k rotačnímu pohybu kyvné vidlice). Rám byl osazen zbylým tříosým snímačem. Pro jeho umístění bylo zvoleno místo pod šlapacím středem.

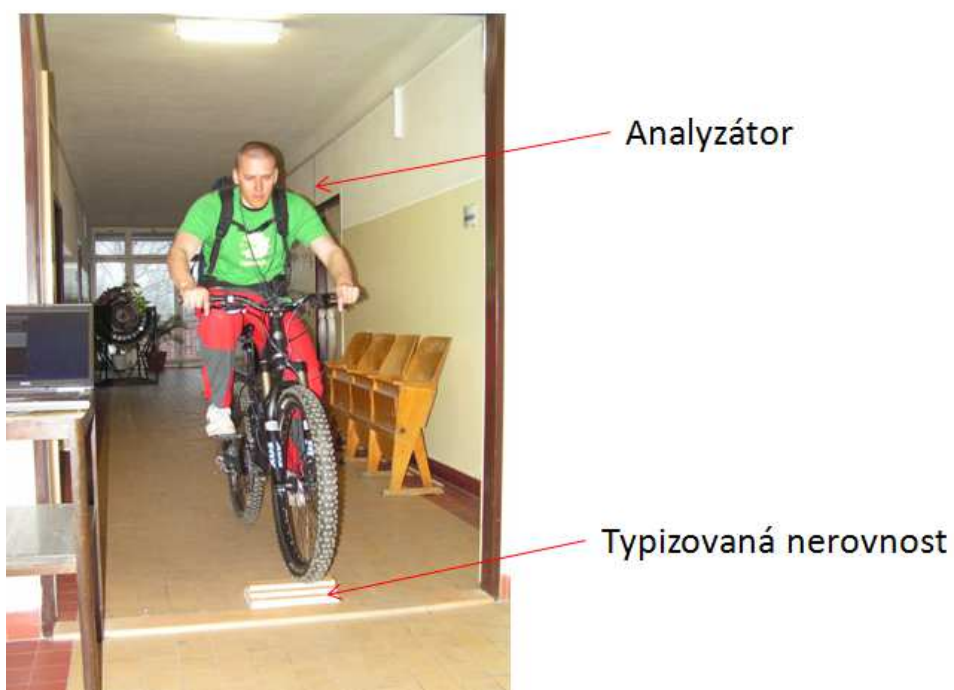
Měřicí řetězec byl koncipován takto:

- Snímače zrychlení byly na jízdním kole uchyceny pomocí včelího vosku a pro případ odtržení byly zajištěny lepicí páskou.
- Analyzátor byl umístěn v batohu, který měl testovací jezdec na zádech.
- Přenos naměřených dat do počítače byl zajištěn bezdrátovým spojením pomocí Wi-fi routeru, připojeným k analyzátoru. Toto řešení zajišťovalo potřebnou mobilitu.



Obrázek 66_umístění snímačů zrychlení na jízdním kole

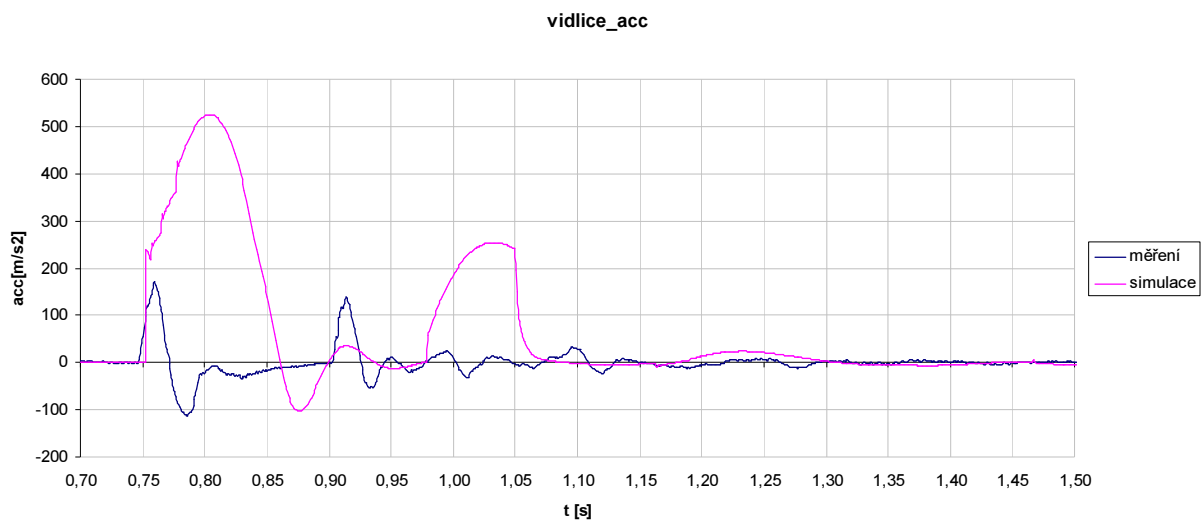
Vlastní měření probíhalo zaznamenáním signálů ze všech snímačů zrychlení při přejezdu typizované nerovnosti (Obrázek 67). Rychlost v okamžiku nájezdu na tuto nerovnost byla 15 km/h.



Obrázek 67_měření kinematických veličin na reálné soustavě

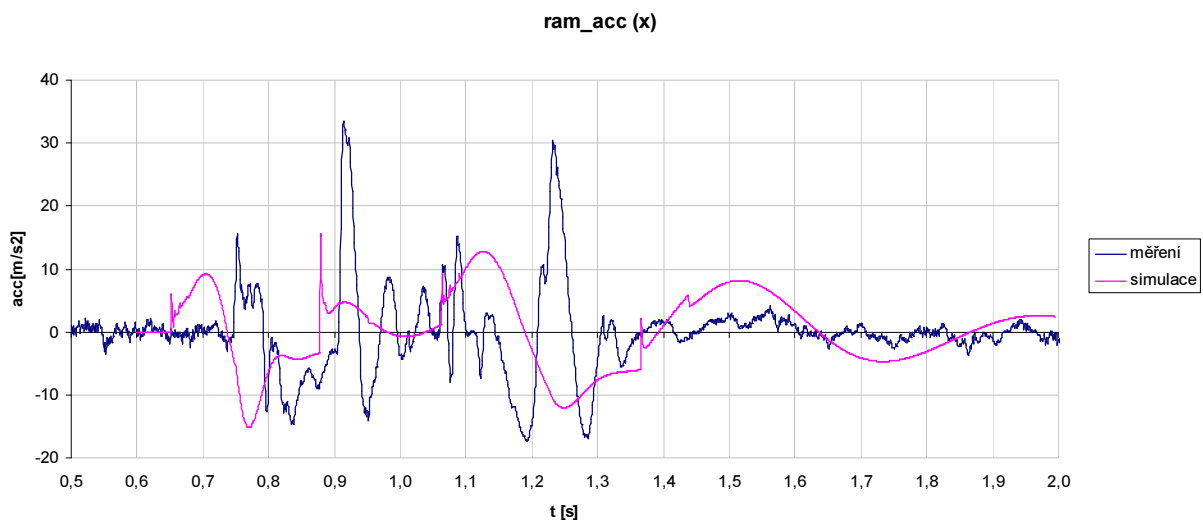
8.3 VERIFIKACE DYNAMICKÉHO MODELU

V následujících grafech jsou zobrazeny časové průběhy zrychlení při přejezdu typizované nerovnosti pro reálnou soustavu a simulační model. Místa a směry ve kterých bylo zrychlení snímáno jsou pro model i reálnou soustavu shodné. Obrázek 68 ukazuje průběhy zrychlení kluzáku přední vidlice v ose jejího stlačování.



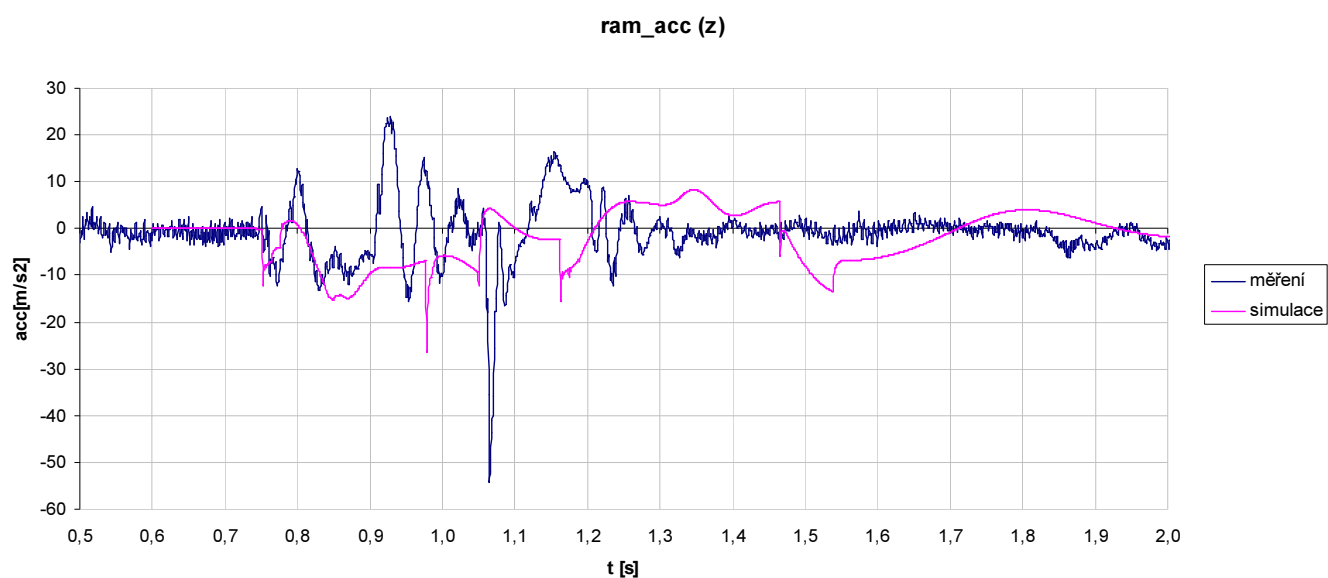
Obrázek 68_průběh zrychlení na kluzáku přední vidlice

Obrázek 69 znázorňuje průběhy zrychlení na rámu jízdního kola ve svislém směru (směry viz. Obrázek 66).



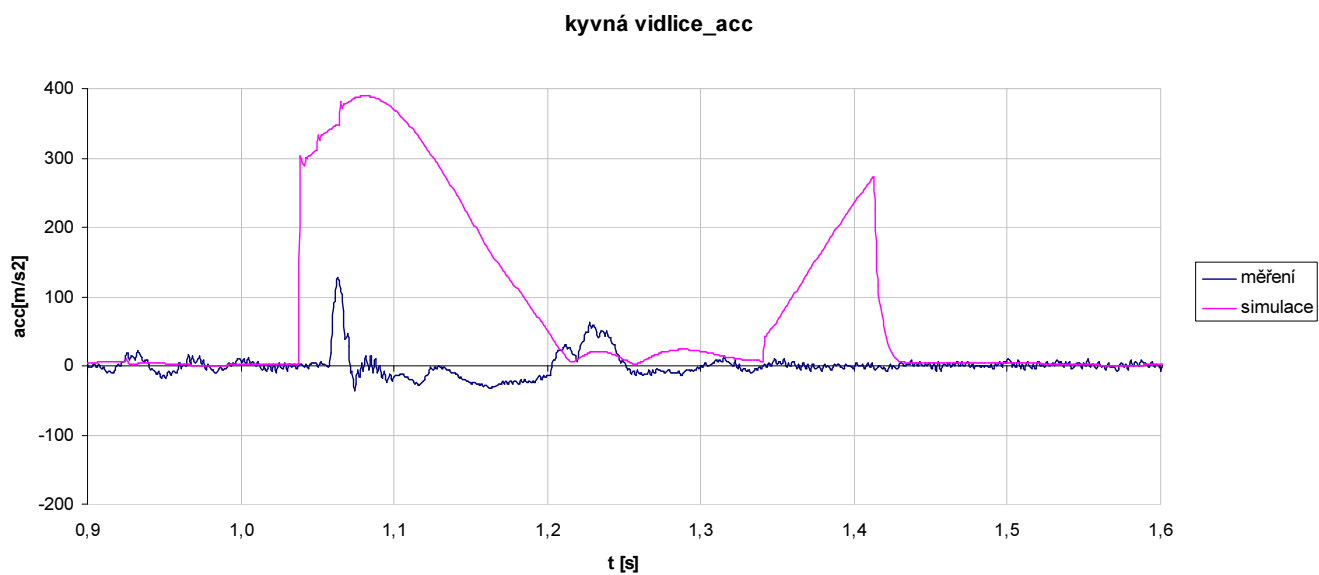
Obrázek 69_průběh zrychlení rámu ve svislém směru

Obrázek 70 ukazuje průběhy zrychlení na rámu jízdního kola ve vodorovném směru.



Obrázek 70_ průběh zrychlení rámu ve vodorovném směru

Obrázek 71 ukazuje průběhy zrychlení na zadní kyvné vidlici.



Obrázek 71_ průběh zrychlení na zadní kyvné vidlici

Při prvním pohledu na výše uvedené grafy lze konstatovat, že shoda výpočtového modelu dle reálně odměřených hodnot nenastala. Dle mého názoru se ale jedná pouze o neshodu ve smyslu kvantitativní, kdy si průběhy neodpovídají ve smyslu velikostí zrychlení. Kvalitativně, čili z hlediska tvaru křivky, zde ale lze vysledovat určitou podobnost. Důvodů může být celá řada. Jedná se zřejmě o určitá zjednodušení a nepřesnosti, která byla do modelu zahrnuta.

Nepřesnosti a zjednodušení, která byla při tvorbě virtuálního modelu připuštěna:

- Koeficient tlumení u **OV** a **TPJ** je odhadnutý.
- Tlumičí charakteristika tlumiče **OV** a **TPJ** je uvažována jako lineární. Ve skutečnosti je ovšem zcela jistě nelineární.
- Pneumatiky nejsou definovány pomocí koeficientu tlumení a pružnosti, ale je zde zaveden součinitel elasticity spolu s přiřazením materiálu „pryž“. To má dle mého názoru vliv především na průběhy zrychlení neodpružených částí jízdního kola (přední vidlice a zadní kyvná vidlice).
- Model člověka je pouze přibližný a nezohledňuje techniku jízdy (změnu polohy jezdce vůči jízdnímu kolu v průběhu přejezdu nerovnosti).

Důsledkem těchto zanesených nepřesností zřejmě nenastala shoda z kvantitativního hlediska. Jako nejvýznamnější vidím vliv zjednodušení při modelování pneumatik (resp. celých zapletených kol). Jejich tlumičí a pružicí vlastnosti mají na výsledná zrychlení bezpochyby významný vliv. Prostředí WM2D bohužel neumožňuje dokonalejší modelování samotné pneumatiky, které se v tomto případě jeví jako nezbytné.

Provedené měření časových průběhů zrychlení na reálné soustavě člověk – jízdní celoodpružené kolo dává základní představu o tom, jakým směrem by se měl dále ubírat vývoj počítačového modelu této soustavy.

8.4 VLASTNÍ PŘÍSTUP K MODELOVÁNÍ SOUSTAVY ČLOVĚK-JÍZDNÍ KOLO

8.4.1 MOTIVACE K VÝVOJI VLASTNÍHO DYNAMICKÉHO MODELU

Člověk jedoucí na jízdním kole je v této dynamické soustavě umístěn jako "inteligentní" kmitající sestava. Tato soustava je řízena naším mozkem, který vyhodnocuje terén, do kterého vjíždíme a dává pokyn svalům, aby se nastavily pro přejezd nerovnosti. Tento proces můžeme nazvat "jezdeckým stylem". Jezdecký styl, který se postupně učíme, má za cíl jediné - přejezd nerovnosti ve stabilní poloze. To znamená jednak nespadnout z jízdního kola následkem nárazu, ale také přejet nerovnost takovým způsobem, aby vibrace, které v průběhu přejezdu vstupují do jezdceva těla, byly minimalizovány.

V kapitole 8.1.3 je uveden přístup ke tvorbě dynamického modelu člověk - jízdní kolo s využitím pružiny a tlumiče, který nahrazuje pracující svaly. Tento model má z mého pohledu limity, které se ukázaly během mých pokusů s tímto typem modelu v programu WM 2D.

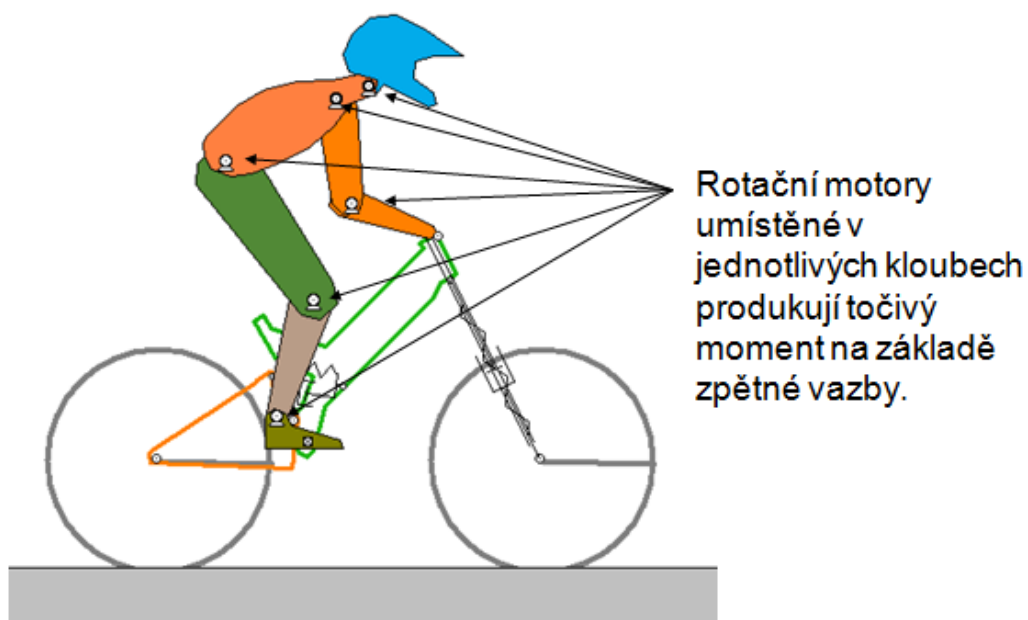
Především pak varianta jezdce, který stojí na pedálech (pozice ze sedla), se v průběhu simulací ve složitějším terénu, projevovaly nestability ve smyslu nerealistických pohybů modelu člověka a případně i pádu.

V případě, že byly modely zmíněné v kapitole 8.1.3 použity pro simulaci přejezdu jedné nebo série více drobných nerovností, model se při simulaci jevil jako stabilní.

Co se týká nestability modelu ve složitějším terénu přisuzuji to konstantnímu nastavení náhrady pracujících svalů, které jsou v modelu reprezentovány tlumičem a pružinou. Dalo by se říci, že model je z tohoto pohledu "pasivní". Ve skutečnosti se síla pracujících svalů mění vzhledem k aktuálnímu zatížení takovým způsobem, aby celé tělo bylo vždy ve stabilní poloze. Tato myšlenka mě vedla k návrhu vlastního přístupu ke tvorbě dynamického modelu člověk - jízdní kolo s využitím modelovacího prostředí v programu WM 2D.

8.4.2 ZÁKLADNÍ POPIS MODELU

Dynamický model člověka je založen na principu zpětné vazby. Rotační vazby modelu člověka, které zajišťují pohyblivost blíží se reálnému případu, jsou umístěny jako náhrada kotníku, kolena, kyčle, ramene, krku a lokte. Rotační vazby spojují jednotlivé části těla, které jsou modelovány jako tuhá tělesa odpovídající svou velikostí, hmotností, momentem setrvačnosti a polohou těžiště skutečnému člověku o výšce 192cm a váze 95kg [15].



Obrázek 72_Vizualizace modelu v prostředí WM 2D

Do definovaných rotačních vazeb byly následně vloženy motory, které produkují krouticí moment a svým "nastavením" udržují tak model ve stabilní poloze. Obrázek 72 ukazuje vizualizaci modelu v prostředí WM 2D.

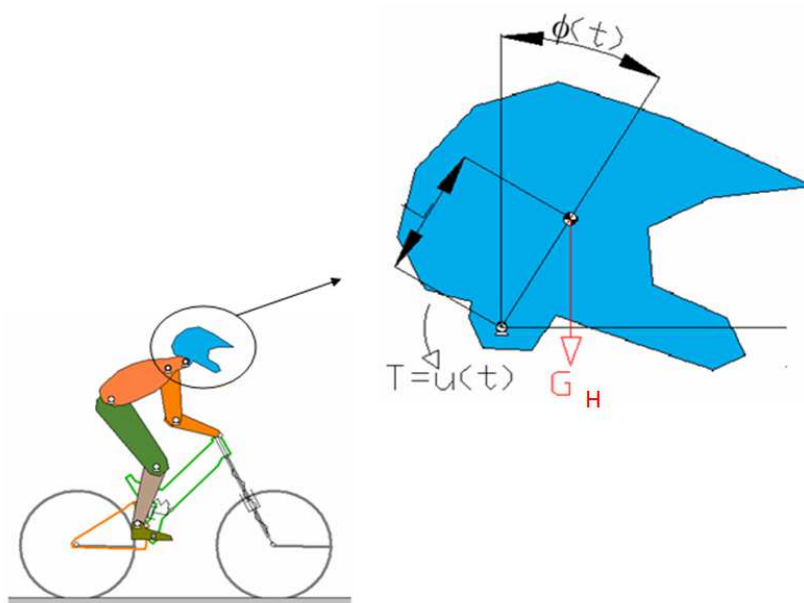
Každý motor je naprogramován vlastní rovnicí vyjadřující vyvinutý krouticí moment jako funkci okamžitého úhlu natočení daného segmentu těla a okamžité úhlové rychlosti rotace tohoto segmentu kolem osy otáčení (Rovnice 31). Obecně lze říci, že vyvinutý krouticí moment je funkcí požadovaného postoje / jízdního stylu.

Takovýmto přístupem vznikne realistický model lidského těla a je také možné modelovat mnoho různých jezdeckých stylů, které se liší různými postoji, které jezdec během jízdy na jízdním kole může zaujmout. Tato flexibilita je zásadní výhodou mnou navrhovaného řešení vůči přístupu prezentovaného v [16].

V následujícím textu jsou odvozeny rovnice, které mají za úkol zajistit nejen totální stabilitu modelu, ale zároveň zaručí realistickou odezvu modelované soustavy při přejezdu nerovnosti.

8.4.3 TEORIE PRO STAVBU MODELU

Obrázek 73 ukazuje, jakým způsobem jsem přistoupil k tvorbě zpětnou vazbou plně kontrolovaného dynamického modelu lidského těla umístěného a pohybujícího se na celoodpruženém jízdním kole.



Obrázek 73_příklad modelování vazby mezi hlavou a tělem

Jezdcova hlava je umístěna v kartézském souřadném systému. Úhel $\phi(t)$ definuje aktuální polohu hlavy. Délka L definuje vzdálenost mezi počátkem souřadného systému (středem otáčení hlavy v rovině 2D modelu) a jejím těžištěm. Síla G je gravitační tíha působící na hlavu. $T=u(t)$ je krouticí moment produkovaný motorem umístěným mezi hlavou a trupem.

Stejný přístup je použit pro ostatní vazby ve zbytku modelu. Dále je uveden postup pro stanovení řídicí rovnice motoru mezi hlavou a tělem.

Pohybová rovnice, která popisuje chování jezdcovy hlavy (viz. Obrázek 73) je ve tvaru [17]:

$$G_H L \sin \phi + I \frac{d^2 \phi}{dt^2} = u(t) \quad \text{Rovnice 14}$$

Jako zjednodušení pro malé změny úhlu můžeme provést linearizaci. Rovnice 14 pak může být napsána ve tvaru:

$$G_H L \phi + I_H \frac{d^2 \phi}{dt^2} = u(t) \quad \text{Rovnice 15}$$

kde: I_H ... moment setrvačnosti vzhledem ke středu otáčení hlavy

V následující rovnici jsou zavedeny stavové proměnné (x_1, x_2):

$$\begin{aligned} x_1 &= \phi(t) \\ x_2 &= \frac{d\phi(t)}{dt} \end{aligned} \quad \text{Rovnice 16}$$

Dosazením stavových proměnných z Rovnice 16 do Rovnice 15 dostáváme:

$$G_H L x_1 + I_H \frac{dx_2}{dt} = u(t) \quad \text{Rovnice 17}$$

První derivace stavových proměnných vyjádřené z Rovnice 16 a z Rovnice 17 jsou následující:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{u(t) - G_H L x_1}{I_H} \end{aligned} \quad \text{Rovnice 18}$$

Rovnice 18 může být zapsána v maticové formě takto:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{G_H L}{I_H} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{I_H} \end{bmatrix} u(t)$$

Rovnice 19

Rovnice 19 může být zapsána v následujícím tvaru:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

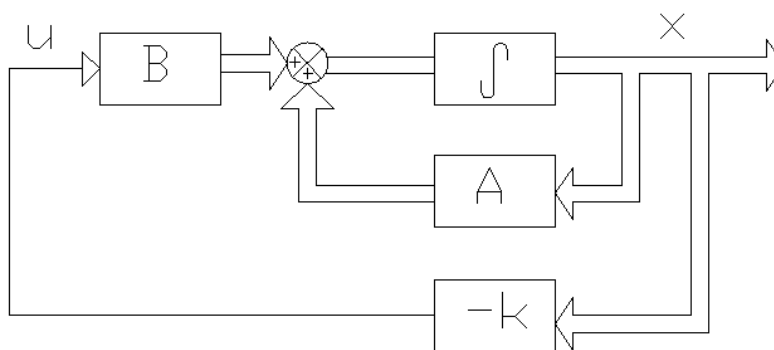
Rovnice 20

Pro spojitý lineární řízení regulované veličiny je akční veličina definována jako [18]:

$$u = -kx$$

Rovnice 21

Obrázek 74 ukazuje blokové schéma spojitýho lineárního řízení s regulovanou veličinou "x" a akční veličinou "u" s nulovou regulační odchylkou. Ta reprezentuje úhel pootočení hlavy jezdce - Obrázek 73.



Obrázek 74_Blokové schéma spojitýho lineárního řízení s nulovou regulační odchylkou

Nyní je důležité zvolit matici zpětné vazby $K = [k_1, k_2]$ takovým způsobem, aby motor, umístěný mezi trupem a hlavou, produkoval krouticí moment jehož průběh zajistí dostatečně realistické chování modelu.

Pro systém s jedním vstupem a jedním výstupem, jako tomu je v tomto případě, se pro vyjádření členů matice k dá využít Ackermannova rovnice.

Nejprve musí být určen charakteristický polynom:

$$q(\lambda) = \lambda^2 + 2\zeta\omega_n\lambda + \omega_n^2$$

Rovnice 22

Pro model hlavy byla zvolena hodnota poměrného útlumu $\zeta=0.7$ a vlastní frekvence $\omega_n=25\text{Hz}$. Tím by mělo být postiženo realistické chování napodobující svaly držící hlavu ve stabilní poloze. Rovnice 22 musí být pro aplikaci Ackermannovi rovnice [19] přepsána do tvaru:

$$q(\lambda) = \lambda^2 + \alpha_1 \lambda + \alpha_2 \quad \text{Rovnice 23}$$

$$\alpha_1 = 2\zeta\omega_n \quad \text{Rovnice 24}$$

$$\alpha_2 = \omega_n^2 \quad \text{Rovnice 25}$$

Matice zpětné vazby je dána [17]:

$$\mathbf{k} = [0 \quad 1] \mathbf{P}_c^{-1} \mathbf{q}(A) \quad \text{Rovnice 26}$$

$\mathbf{P}_c$ je řídicí matice a pro vazbu mezi tělem a hlavou je dána:

$$\mathbf{P}_c = \begin{bmatrix} B & AB \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{I_H} \\ -\frac{1}{I_H} & 0 \end{bmatrix} \quad \text{Rovnice 27}$$

Další člen Rovnice 26, $\mathbf{q}(\mathbf{A})$, je dán rovnicí:

$$\mathbf{q}(A) = A^2 + \alpha_1 A + \alpha_2 I = A^2 + \alpha_1 A + \alpha_2 \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{G_H L}{I_H} + \alpha_2 & \alpha_1 \\ -\frac{G_H L}{I_H} \alpha_1 & -\frac{G_H L}{I_H} + \alpha_2 \end{bmatrix} \quad \text{Rovnice 28}$$

Výsledná matice zpětné vazby je potom dána jako:

$$k = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{1}{I_H} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\frac{G_H L}{I_H} + \alpha_2 & \alpha_1 \\ -\frac{G_H L}{I_H} \alpha_1 & -\frac{G_H L}{I_H} + \alpha_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{I_H} \left(-\frac{G_H L}{I_H} + \alpha_2 \right) & -\frac{1}{I_H} \alpha_1 \end{bmatrix} \quad \text{Rovnice 29}$$

Rovnice 29 byla pro konkrétní stavy počítána numericky v prostředí Matlab pomocí funkce ACKER. Před tím, než je možné použít tuto funkci v prostředí Matlab, musí být vyjádřeny póly požadované zpětnovazební smyčky a to s ohledem na koeficient poměrného útlumu a vlastní frekvence.

$$P_{1,2} = -\zeta \omega_n \pm \omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1} \quad \text{Rovnice 30}$$

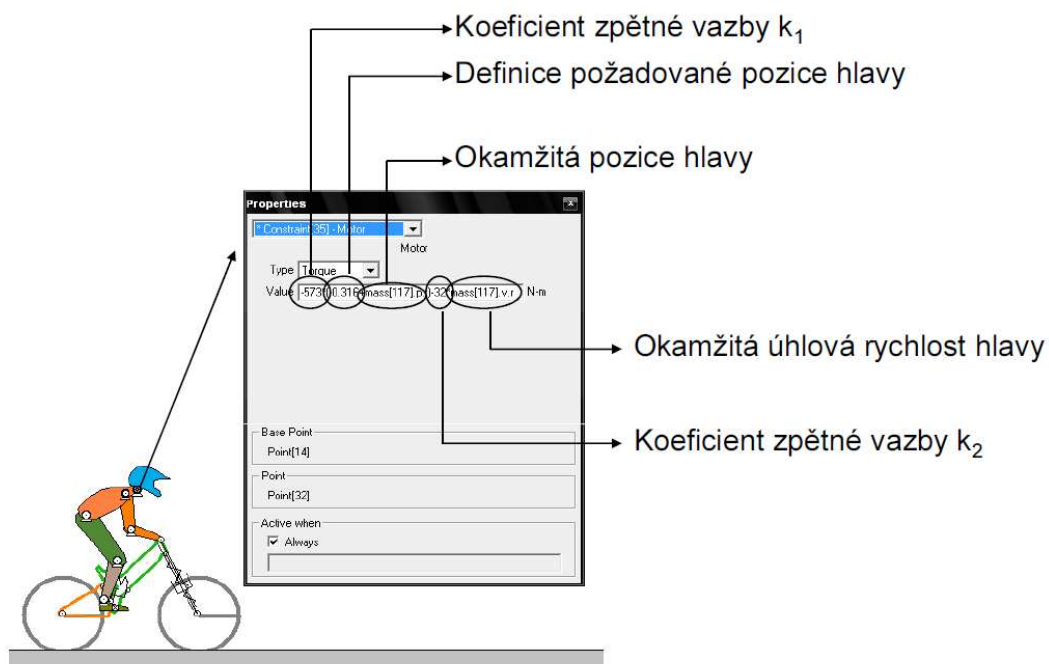
Tímto způsobem může být prostředí Matlab použito k velice rychlému ladění modelu s ohledem na koeficienty ζ a ω_n tak, aby bylo chování modelu co možná nejrealističtější.

8.4.4 APLIKACE VLASTNÍHO PŘÍSTUPU DO PROSTŘEDÍ WM 2D

Obrázek 75 ukazuje, jakým způsobem je definován motor, který produkuje ve vazbě mezi hlavou a tělem krouticí moment a udržuje tak tuto část během jízdy ve stabilní pozici. V rovnici, která definuje okamžitou velikost krouticího momentu se objevují koeficienty zpětné vazby $k_{1,2}$ společně s definicí okamžité pozice a úhlové rychlosti otáčení hlavy. Rovnice 31 ukazuje, jakým způsobem se v prostředí WM 2D definuje funkce pro velikost krouticího momentu jako funkce okamžité polohy a rychlosti otáčení příslušného segmentu těla $M(\varphi(t), \dot{\varphi}(t))$.

$$M(\varphi(t), \dot{\varphi}(t)) = -573 * (-0.316 + \text{mass}[117] \text{p.r}) - 32 * \text{mass}[117] \text{v.r} [\text{Nm}] \quad \text{Rovnice 31}$$

Každá další pohyblivá vazba v modelu je odvozena stejným postupem. Numerická integrace v prostředí WM 2D využívá přístup dle Kutta-Merson. Vzorkovací frekvence výpočtu byla nastavena na 1kHz.



Obrázek 75_Definice motoru v prostředí WM 2D

8.4.5 ZHODNOCENÍ VLASTNÍHO PŘÍSTUPU K TVORBĚ MODELU

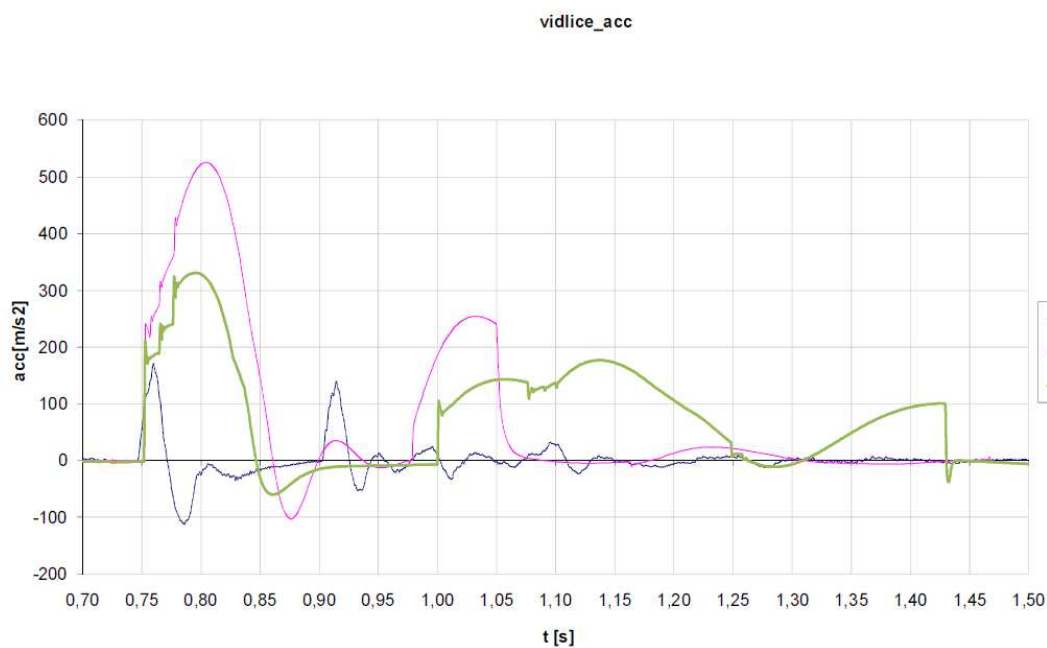
Pro porovnání vlastního přístupu s metodou dle [16] jsem použil stejnou polohu jezdce - pozici v sedě. Pohyblivost modelu je zajištěna aplikací rotačních vazeb umožňujících pohyb v bedrech, krku, ramenou a loktech. Motory, které stabilizují jezdce v této pozici jsou umístěny v ramenním kloubu a krku (Obrázek 76). Model je hodnocen za stejných počátečních podmínek při přejezdu typizované nerovnosti jako při testování vycházejícího z přístupu [16].



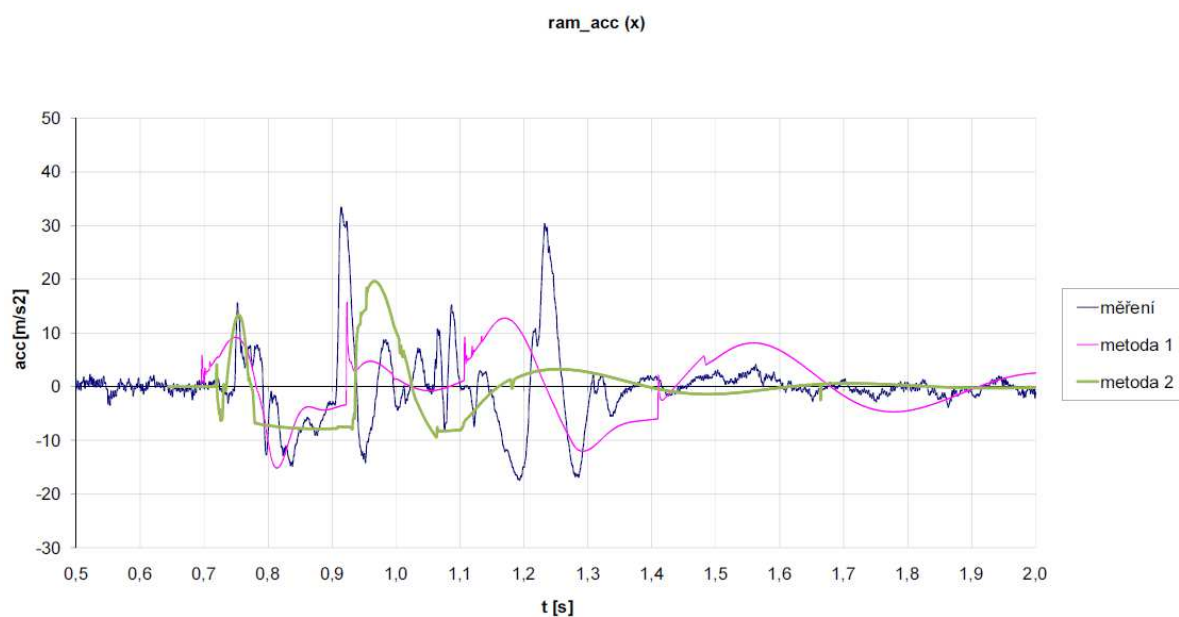
Obrázek 76_Model jezdce dle vlastního přístupu v poloze v sedě

Následující grafy ukazují porovnání časových průběhů zrychlení naměřených dle kapitoly 8.2 a průběhů zrychlení dle metody 1 (vychází z [16]) a dle metody 2 vycházející z vlastního přístupu k této problematice.

Obrázek 77 ukazuje porovnání průběhu zrychlení kluzáku přední vidlice v ose jejího stlačování mezi měřením, metodou 1 a metodou 2.



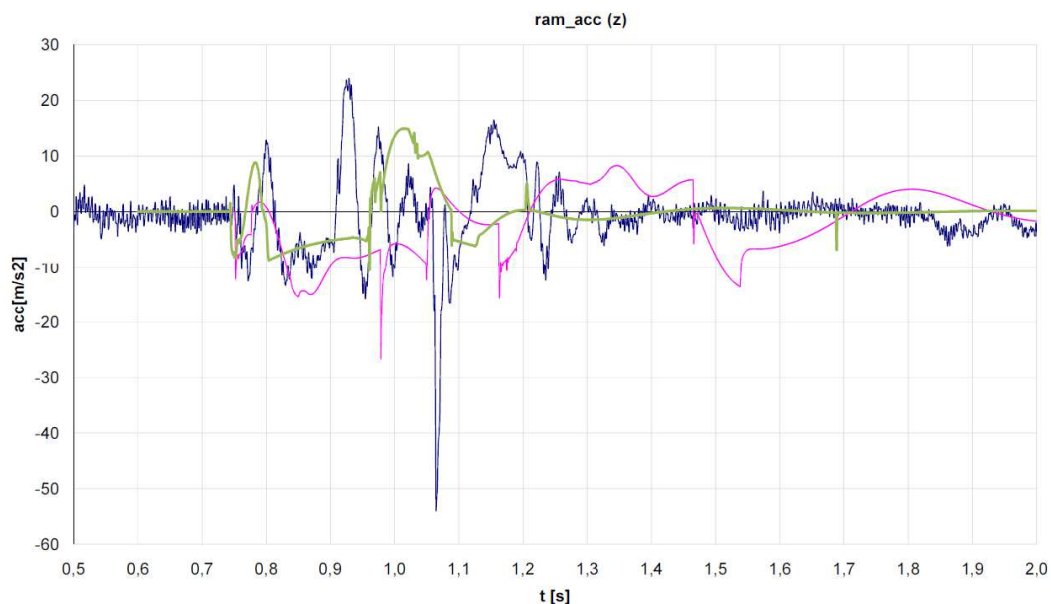
Obrázek 77_průběh zrychlení na kluzáku přední vidlice



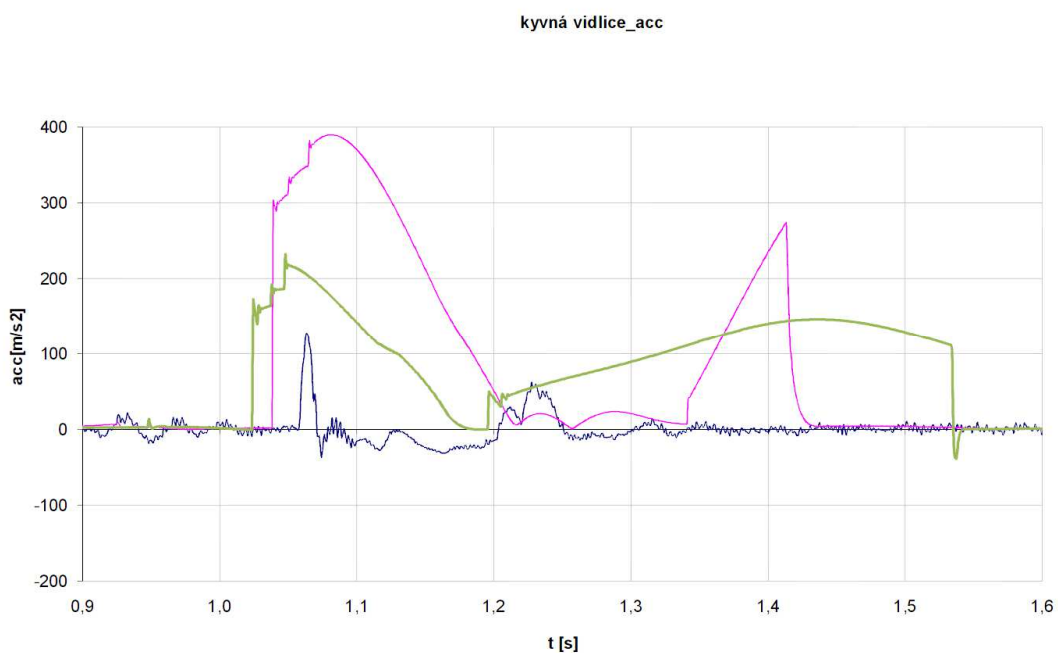
Obrázek 78_průběh zrychlení rámu ve svislém směru

Obrázek 78 znázorňuje porovnání průběhu zrychlení na rámu jízdního kola ve svislém směru (směry viz. Obrázek 66) mezi měřením, metodou 1 a metodou 2.

Obrázek 79 porovnává průběhy zrychlení na rámu jízdního kola ve vodorovném směru mezi měřením, metodou 1 a metodou 2.



Obrázek 79_průběh zrychlení rámu ve vodorovném směru



Obrázek 80_průběh zrychlení na zadní kyvné vidlici

Obrázek 80 ukazuje porovnání průběhu zrychlení na zadní kyvné vidlici mezi měřením, metodou 1 a metodou 2.

Z výše uvedených grafů průběhů zrychlení je patrné porovnání obou popsanych přístupů k tvorbě modelu soustavy jezdec-jízdní kolo dle metody 1 a vlastní metody 2. Opět musím konstatovat, že stejně jako u výsledků dle metody 1, nedošlo k úplné shodě s výsledky měření reálné soustavy ani dle metody 2. Přisuzuji to zjednodušením zavedeným do modelu, jak je popsáno v kapitole 8.3.

Celkově ale hodnotím mnou vyvinutý přístup - metoda 2 jako vhodnější pro studium a praktickou aplikaci na problematiku celo-odpruženého jízdního kola. Je to dáno především výsledky časových průběhů zrychlení neodpružených částí. Amplitudy zrychlení jsou totiž u metody 2 nižší a blíží se tak, v porovnání s metodou 1, reálným výsledkům z měření.

Jak jsem již zmiňoval, tento mnou vytvořený přístup je z mého pohledu velice vhodný pro aplikaci na pozici "ze sedla". Ve skutečnosti člověk instinktivně při najíždění na překážku, kterou může být např. kořen nebo obrubník chodníku, ze sedla vysedá, aby tlumil náraz. Přístup, který jsem navrhnul navíc umožňuje usazení jezdce na jízdní kolo v libovolné pozici. To nabízí široké spektrum využití při analýzách a ladění konstrukcí různých typů jízdních kol.

9 BUDOUCÍ VÝVOJ CYKLISTIKY

V posledních několika letech probíhá v cyklistice evoluce mnohem rychleji než kdy před tím. Zhruba patnáct let zpět se objevila první celo-odpružená kola, několik nových rozměrů kol, nové materiály rámu a do cyklistiky se začal angažovat i pohon elektrickou energií. Tento dynamický rozvoj je zcela jistě způsoben snazším přístupem k informacím prostřednictvím internetu a obecně globalizací naší společnosti. Vývojáři tak mají možnost sdílení svých nápadů s ostatními kolegy po celém světě a to v reálném čase. To vede k raketovému rozvoji některých myšlenek, které se nakonec uchytí v praxi.

Z pohledu člověka a jeho zdraví se jako nejlepší jeví koncepce celo-odpruženého jízdního kola. Díky odpružení jsou minimalizovány vibrace vstupující do jezdceva těla. Z hlediska efektivity využití energie však v této oblasti zbývá ještě několik problémů, kterými jsou především pohupování při šlapání nebo určité spektrum vibrací, které odpružení nedokáže filtrovat. Pokud budou tyto otázky vyřešeny nějakým jednoduchým a levným způsobem, umožní to rozšíření této koncepce ještě výrazněji než doposud.

Celo-odpružená koncepce jízdního kola je dle mého názoru v jisté modifikaci aplikovatelná i na kola městská. To v budoucnu povede k rozšíření takovýchto jízdních kol pro účely dopravního prostředku. Lidé si uvědomí, že na krátké vzdálenosti a v automobily přeplněných městech, je výhodné použít vozidlo, které nevylučuje žádné spaliny a je tak šetrné k životnímu prostředí. Navíc jeho zaparkování nepřivede jeho řidiče na hranici šílénství. Pohyb na takovémto vozidle navíc pozitivně ovlivní jezdcevu náladu a potažmo i zdravotní stav. Zaměstnavatelé budou u svých zaměstnanců podporovat tuto koncepci a díky tomu budou mít ve svých týmech zdravé a pozitivně smýšlející lidi. Takovýto trend se ostatně ukazuje již dnes. Do budoucna se ale bude ještě znatelně zesilovat.

Prostředkem k tomu bude vývoj velice levného, spolehlivého a ke zdraví cyklisty přátelského jízdního kola nové generace. Nevylučuji, že se budou objevovat i variace s elektromotory, které ovšem nebudou, tak jako dnes, energii pouze spotřebovávat pro jízdu, ale vzniknou i koncepce s možností rekuperace energie při brzdění. To umožní použití rozměrově menších akumulátorů a tím nižší výrobní náklady. Na této cestě, kdy pomocí jízdního kola zlepšíme výrazně dopravní situaci ve velkých městech, je nutná i podpora směrem od vedení těchto měst. Základem je vytvořit infrastrukturu umožňující bezpečný pohyb a parkování jízdních kol. Oproti západní Evropě máme ještě co dohánět, ale situace se, dle mých pozorování, rok od roku citelně zlepšuje. Vznikají tak nové cesty speciálně pro cyklisty a zlepšuje se i vybavenost kvalitními stojany pro jízdní kola umožňující jejich bezpečné uzamčení.

Moje další působení v cyklistickém průmyslu bude mít za cíl vyřešení zásadních problémů v konstrukci celo-odpruženého jízdního kola analyzovaných v této práci. Dále pak budu aplikovat tyto poznatky do konstrukce zcela nové koncepce městského celo-odpruženého jízdního kola. Mým hlavním cílem je vytvořit co možná nejlevnější a nej pohodlnější jízdní kolo pro pohyb ve městě. Takové kolo, které bude dostupné všem, kteří ho budou chtít.

10 ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce bylo nalezení vlastního přístupu k modelování soustavy jezdec-jízdní celo-odpružené kolo. Důvodem bylo především zjištění nevhodnosti v současnosti jediného mě známého přístupu k tvorbě takového typu modelu dle [16]. Limity tohoto přístupu se objevily především v nutnosti nastavení a následné analýzy libovolné pozice jezdce na jízdním kole. Zde se tento přístup jevil jako nevhodný.

Navrhnul jsem proto vlastní řešení, jehož výsledky, v podobě průběhů zrychlení, jsem konfrontoval s řešením dle [16]. Výhoda mého přístupu je v jeho univerzálnosti použití na jakýkoli typ posedu jezdce na jízdním kole. To je možné díky aplikaci zpětnou vazbou řízených motorů, které vyvinou potřebnou hodnotu krouticího momentu a zajistí tak stabilitu zvolené polohy za jakýchkoli podmínek simulace (rychlost jízdy, velikost a četnost překážek, atd.).

Takto vytvořený model je vhodný pro konstruktéry jízdních kol, kteří hledají optimální nastavení nebo umístění pružicích a tlumicích elementů na rámu jízdního kola s ohledem na minimalizaci vibrací zvoleného konstrukčního řešení. Díky modelu mohou provádět nespočet experimentů ještě ve fázi návrhu svého nového produktu a to s minimálními náklady v porovnání se skutečnými experimenty. Výstup z modelu může být i v podobě časových průběhů sil v definovaných bodech konstrukce. Špičky těchto sil mohou být použity jako vstupní hodnoty do napěťové analýzy rámu nebo částí mechanismu zavěšení kol a následnou tvarovou optimalizaci. Význam modelu je i pro samotného jezdce. Pomocí něj lze simulovat reálnou situaci, kterou je například průjezd definovaným terénem a zkoumat nastavení tlumicích a pružicích elementů s ohledem na velikost kontaktní síly mezi kolem a terénem. Z výsledků lze analyzovat, jakým způsobem při daném nastavení dochází k odsakování kola od terénu a tím pádem je v tuto chvíli kolo neřiditelné. Výsledek takovéto analýzy může vést k optimalizaci nastavení tlumicích a pružicích komponent. Aplikace v tomto smyslu by mohla být dle mého názoru aplikovatelná v disciplíně sjezd.

Druhým, avšak neméně důležitým cílem, který jsem si v počátku stanovil, bylo hlubší zkoumání problematiky ergonomie posedu jezdce a návrh vhodného systému jejího hodnocení. Pro toto hodnocení jsem použil RULA analýzu, která se používá především pro vyhodnocování pracovních pozic. Její aplikace na problematiku jízdních kol mi není známa. Účinnost RULA analýzy na problematiku posedu na jízdním kole jsem si ověřil porovnáním závěrů plynoucích z [10] a vyhodnocení různých pozic, které jezdec na jízdním kole zaujímá v ergonomickém modulu programu CATIA v5. Vzhledem k tomu, že se závěry tohoto porovnání shodují, můžu zodpovědně prohlásit vhodnost použití RULA analýzy pro řešení této problematiky. Důležitým závěrem, plynoucím z mého zkoumání problematiky ergonomie posedu, je návrh optimálního posedu na jízdním kole.

Dalším cílem, který jsem si vytyčil, byla analýza pohupování při šlapání na celo-odpruženém jízdním kole. Toto je velmi důležitá kapitola cyklistiky, neboť vlivem pohupování dochází ke

snižování účinnosti při pohonu jízdního kola. Kolo je následkem pulzujícího charakteru přiváděného krouticího momentu rozhoupáváno a tato energie je následně zmařena v tlumičích. Předložená důkladná analýza tohoto jevu je, dle mého názoru, přínosná pro další generaci vědců, kteří se budou touto problematikou zabývat. V závěru navrhuji i způsob, jakým pohupování omezit. Jedná se o aplikaci převodu s nekruhovými řemenovými koly.

Cílem, který není úplně vědecky orientovaný, ale podle mne bude mít přínos pro mé následovníky, je obsáhlá analytická část týkající se problematiky celo-odpružených jízdních kol. Zde jsem shromáždil poznatky za svoje téměř desetileté působení v cyklistickém průmyslu. Takovýto materiál bude jistě využitelný pro rychlé nastudování problematiky týkající se jízdního celo-odpruženého kola. Čtenář tak dostane všechny podstatné informace a na jejich základě bude moci dále prohlubovat a řešit otázky vyřčené v této práci.

11 SEZNAM VLASTNÍCH PUBLIKACÍ

11.1 PUBLIKACE S ISBN NEBO ISSN

1. Marján, J.: Dynamic model of system human – full suspension bicycle. Sborník studentské vědecké konference UK FTVS "Sport a věda 2007". Univerzita Karlova, Fakulta tělesné výchovy a sportu. Praha 2007. ISBN: 978-80-86317-50-2.
2. Marján, J.: Verification of dynamic model: human – full-suspension bicycle. Proceedings PhD 2007, 5th International PhD Conference on Mechanical Engineering, University of West Bohemia, Faculty of Mechanical Engineering. Pilsen, Czech Republic, 6-8 September 2007. ISBN: 978-80-7043-597-7.
3. Marján, J.: Základy cyklistické fyziky. Cyklistický magazín VELO. Číslo 01/2008. ISSN 1213-113009.
4. Marján, J.: Project of the full mobile unit of measure for the measurement of acceleration. Sborník studentské vědecké konference UK FTVS "Věda v pohybu, pohyb ve vědě 2008". Univerzita Karlova, Fakulta tělesné výchovy a sportu. Praha, 16. – 17.4.2008. ISBN: 978-80-86317-59-5.
5. Marján, J.: Na velikosti záleží (analýza rozdílů mezi 26'' a 29'' koly jízdního kola). Cyklistický magazín VELO. Číslo 09/2008. ISSN 1213-113009.

11.2 OSTATNÍ PUBLIKACE

1. Marján, J.: Technický průvodce problematikou zavěšení zadního kola. Učební materiál pro konstrukční oddělení českého výrobce jízdních kol - Racebike - <http://www.racebike.cz>. březen 2006.
2. Marján, J.: Vliv nastavení tlumicích a pružicích komponent sjezdového jízdního kola na stabilitu jízdy v přímém směru. Podklad ke zkoušce z předmětu: Analýza a simulace mechanických soustav (kmitání mechanických soustav). Prosinec 2006.
3. Marján, J.: Verifikace mechanického modelu soustavy člověk – celo-odpružené jízdní kolo. Podklad ke zkoušce z předmětu: Zkoušení mechanických soustav, vibro-dagnostika. Březen 2007.

4. Marján, J.: Pevnostní kontrola a tvarová optimalizace částí pákového mechanismu zavěšení zadního kola u celo-odpruženého jízdního kola. Podklad ke zkoušce z předmětu: CAE-nové metody konstruování. Červen 2007.
5. Marján, J.: Průvodce světem odpružení. Učební materiál pro vývojové a marketingové oddělení českého výrobce jízdních kol - Author - <http://www.author.cz/>. květen 2009.
6. Marján, J.: Analýza jízdních vlastností jízdního kola při použití rozměru kola 27,5". Katalog českého výrobce jízdních kol - AGang pro rok 2013 - <http://www.agang.eu/cz/bike-in-art.htm>. Únor 2013.

12 BIBLIOGRAFIE

1. **Cibula, Karel.** *Mechanika jízdního kola.* Praha : Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-03016-4.
2. **Dekoster, J. a Schoellaert, U.** *Cycling: the way ahead for towns and cities?* Lucemburk : © European Communities, 2000. ISBN 80-7212-197-9.
3. **Fügner, Milan.** Historie elektrokol. *Ekolo.cz.* [Online] ekolo.cz s.r.o. [Citace: 28. duben 2013.] <http://ekolo.cz/historie>.
4. **Richter, Tomáš.** Svařování rámu jízdního kola z titanové slitiny. *bakalářská práce.* Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav strojírenské technologie, 2010.
5. **Ševeček, Jan.** Porovnání kompozitních a tradičních materiálů používaných v cyklistickém průmyslu. *Bakalářská práce.* Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav materiálových věd a inženýrství, 2011.
6. **Embacher, Michael.** *Cyklopedie.* Praha : Slovart, 2011. ISBN 978-80-7391-434-9.
7. **Novák, Jaroslav.** Karbon tehdy a teď. *Velo.* 2010, Sv. 11.
8. **Chester R., Kyle, PhD. a Frank, Berto.** The mechanical efficiency of bicycle derailleur and hub-gear transmissions. *Human power - technical journal of the IHPVA.* 2001.
9. **Vlk, František, Prof., Ing., DrSc.** *Teorie a konstrukce motocyklů 1.* Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2004. ISBN 80-238-1601-7.
10. **Neuss, Juliane.** Bike ergonomics for all people. [Online] [Citace: 9. září 2012.] <http://www.junik-hpv.de/index.htm>.
11. **McAtamney, Lynn a E Nigel, Corlett.** RULA: a survey method for the investigation of work-related upper limb disorders. *Applied Ergonomics.* 24, April 1993, Sv. 2.
12. **Matoušek, PhDr., CSc., Oldřich a Baumruk, MUDr., Jaroslav.** Vibrace. *BOZP info.* [Online] 1998. [Citace: 27. 12 2012.] <http://www.bozpinfo.cz/priloha/vibrace.pdf>.
13. Wikiskripta - vibrace a lidský organismus. [Online] [Citace: 27. 12 2012.] http://www.wikiskripta.eu/index.php/Vibrace_a_lidsk%C3%BD_organismus.
14. **Wilson, David Gordon.** *Bicycling Science.* Cambridge : Massachusetts Institute of Technology, 2004. ISBN: 978-0-262-73154-6.
15. **Konvičková, Svatava a Valenta, Jaroslav.** *Biomechanika kloubů člověka a jejich náhrad.* Praha : Viena, 2000. ISBN 80-7099-443-6.

16. **Wang, Eric. a Hull, Maury.** A Dynamic System Model of an Off-road cyclist. *Journal of Biomechanical Engineering*. 1997, Sv. vol. 119, August.
17. **Ogata, K.** *Modern control engineering, 4th edition*. Upper Saddle River, New Jersey : Prentice Hall, 2002.
18. **Dodds, S. J.** *Computer based control, textbook for MSc in Computer system engineering*. London : School of computing and technology, University of East London, 2008.
19. **Dorf, R. C. a H., Bishop R.** *Modern control systems, 10th edition*. Upper Saddle River, New Jersey : Pearson Prentice Hall, 2005.
20. **Valenta, J.** *Biomechanika*. Praha : Academia, 1985.

PŘÍLOHA 1: Manuální vyhodnocení pozice člověka pomocí RULA analýzy

RULA Employee Assessment Worksheet

Complete this worksheet following the step-by-step procedure below. Keep a copy in the employee's personnel folder for future reference.

A. Arm & Wrist Analysis

Step 1: Locate Upper Arm Position

 Final Upper Arm Score =

Step 2: Locate Lower Arm Position

 Final Lower Arm Score =

Step 3: Locate Wrist Position

 Final Wrist Score =

Step 4: Wrist Twist

 Wrist Twist Score =

Step 5: Look-up Posture Score in Table A
 Use values from steps 1, 2, 3 & 4 to locate Posture Score in Table A.
 Final Posture Score =

Step 6: Add Muscle Use Score
 If posture mainly static (i.e. held for longer than 1 minute) or if action repeatedly occurs 4 times per minute or more: +1
 Muscle Use Score =

Step 7: Add Force/load Score
 If load less than 2 kg (minimum): -1;
 2 kg to 10 kg (maximum): +1;
 If 2 kg to 10 kg (static or repeatedly): +2;
 If more than 10 kg load or repeated or shocks: +3
 Force/load Score =

Step 8: Find Row in Table C
 The completed score from the previous analysis is used to find the row on Table C.
 Final Neck & Arm Score =

B. Neck, Trunk & Leg Analysis

Step 9: Locate Neck Position

 Final Neck Score =

Step 10: Locate Trunk Position

 Final Trunk Score =

Step 11: Legs

 Final Leg Score =

Step 12: Look-up Posture Score in Table B
 Use values from steps 9, 10 & 11 to locate Posture Score in Table B.
 Final Posture Score =

Step 13: Add Muscle Use Score
 If posture mainly static or if action repeatedly occurs 4 times per minute or more: +1
 Muscle Use Score =

Step 14: Add Force/load Score
 If load less than 2 kg (minimum): -1;
 2 kg to 10 kg (maximum): +1;
 If 2 kg to 10 kg (static or repeatedly): +2;
 If more than 10 kg load or repeated or shocks: +3
 Force/load Score =

Step 15: Find Column in Table C
 The completed score from the Neck, Trunk & Leg analysis is used to find the column on Chart C.
 Final Neck, Trunk & Leg Score =

SCORES

Table A

Upper Arm	Lower Arm	Wrist	Twist	Posture Score
1	1	1	1	1
1	1	2	1	2
1	1	3	1	3
1	1	4	1	4
1	2	1	1	5
1	2	2	1	6
1	2	3	1	7
1	2	4	1	8
1	3	1	1	9
1	3	2	1	10
1	3	3	1	11
1	3	4	1	12
1	4	1	1	13
1	4	2	1	14
1	4	3	1	15
1	4	4	1	16
2	1	1	2	17
2	1	2	2	18
2	1	3	2	19
2	1	4	2	20
2	2	1	2	21
2	2	2	2	22
2	2	3	2	23
2	2	4	2	24
2	3	1	2	25
2	3	2	2	26
2	3	3	2	27
2	3	4	2	28
2	4	1	2	29
2	4	2	2	30
2	4	3	2	31
2	4	4	2	32
3	1	1	3	33
3	1	2	3	34
3	1	3	3	35
3	1	4	3	36
3	2	1	3	37
3	2	2	3	38
3	2	3	3	39
3	2	4	3	40
3	3	1	3	41
3	3	2	3	42
3	3	3	3	43
3	3	4	3	44
3	4	1	3	45
3	4	2	3	46
3	4	3	3	47
3	4	4	3	48
4	1	1	4	49
4	1	2	4	50
4	1	3	4	51
4	1	4	4	52
4	2	1	4	53
4	2	2	4	54
4	2	3	4	55
4	2	4	4	56
4	3	1	4	57
4	3	2	4	58
4	3	3	4	59
4	3	4	4	60
4	4	1	4	61
4	4	2	4	62
4	4	3	4	63
4	4	4	4	64
5	1	1	5	65
5	1	2	5	66
5	1	3	5	67
5	1	4	5	68
5	2	1	5	69
5	2	2	5	70
5	2	3	5	71
5	2	4	5	72
5	3	1	5	73
5	3	2	5	74
5	3	3	5	75
5	3	4	5	76
5	4	1	5	77
5	4	2	5	78
5	4	3	5	79
5	4	4	5	80
6	1	1	6	81
6	1	2	6	82
6	1	3	6	83
6	1	4	6	84
6	2	1	6	85
6	2	2	6	86
6	2	3	6	87
6	2	4	6	88
6	3	1	6	89
6	3	2	6	90
6	3	3	6	91
6	3	4	6	92
6	4	1	6	93
6	4	2	6	94
6	4	3	6	95
6	4	4	6	96
7	1	1	7	97
7	1	2	7	98
7	1	3	7	99
7	1	4	7	100
7	2	1	7	101
7	2	2	7	102
7	2	3	7	103
7	2	4	7	104
7	3	1	7	105
7	3	2	7	106
7	3	3	7	107
7	3	4	7	108
7	4	1	7	109
7	4	2	7	110
7	4	3	7	111
7	4	4	7	112
8	1	1	8	113
8	1	2	8	114
8	1	3	8	115
8	1	4	8	116
8	2	1	8	117
8	2	2	8	118
8	2	3	8	119
8	2	4	8	120
8	3	1	8	121
8	3	2	8	122
8	3	3	8	123
8	3	4	8	124
8	4	1	8	125
8	4	2	8	126
8	4	3	8	127
8	4	4	8	128

Table B

Neck	Trunk	Legs	Posture Score
1	1	1	1
1	1	2	2
1	1	3	3
1	1	4	4
1	2	1	5
1	2	2	6
1	2	3	7
1	2	4	8
1	3	1	9
1	3	2	10
1	3	3	11
1	3	4	12
1	4	1	13
1	4	2	14
1	4	3	15
1	4	4	16
2	1	1	17
2	1	2	18
2	1	3	19
2	1	4	20
2	2	1	21
2	2	2	22
2	2	3	23
2	2	4	24
2	3	1	25
2	3	2	26
2	3	3	27
2	3	4	28
2	4	1	29
2	4	2	30
2	4	3	31
2	4	4	32
3	1	1	33
3	1	2	34
3	1	3	35
3	1	4	36
3	2	1	37
3	2	2	38
3	2	3	39
3	2	4	40
3	3	1	41
3	3	2	42
3	3	3	43
3	3	4	44
3	4	1	45
3	4	2	46
3	4	3	47
3	4	4	48
4	1	1	49
4	1	2	50
4	1	3	51
4	1	4	52
4	2	1	53
4	2	2	54
4	2	3	55
4	2	4	56
4	3	1	57
4	3	2	58
4	3	3	59
4	3	4	60
4	4	1	61
4	4	2	62
4	4	3	63
4	4	4	64
5	1	1	65
5	1	2	66
5	1	3	67
5	1	4	68
5	2	1	69
5	2	2	70
5	2	3	71
5	2	4	72
5	3	1	73
5	3	2	74
5	3	3	75
5	3	4	76
5	4	1	77
5	4	2	78
5	4	3	79
5	4	4	80
6	1	1	81
6	1	2	82
6	1	3	83
6	1	4	84
6	2	1	85
6	2	2	86
6	2	3	87
6	2	4	88
6	3	1	89
6	3	2	90
6	3	3	91
6	3	4	92
6	4	1	93
6	4	2	94
6	4	3	95
6	4	4	96
7	1	1	97
7	1	2	98
7	1	3	99
7	1	4	100
7	2	1	101
7	2	2	102
7	2	3	103
7	2	4	104
7	3	1	105
7	3	2	106
7	3	3	107
7	3	4	108
7	4	1	109
7	4	2	110
7	4	3	111
7	4	4	112

Table C

Posture Score	Muscle Use Score	Force/load Score	Final Score
1	1	1	1
1	1	2	2
1	1	3	3
1	1	4	4
1	1	5	5
1	1	6	6
1	1	7	7
1	1	8	8
1	1	9	9
1	1	10	10
1	1	11	11
1	1	12	12
1	1	13	13
1	1	14	14
1	1	15	15
1	1	16	16
1	1	17	17
1	1	18	18
1	1	19	19
1	1	20	20
1	1	21	21
1	1	22	22
1	1	23	23
1	1	24	24
1	1	25	25
1	1	26	26
1	1	27	27
1	1	28	28
1	1	29	29
1	1	30	30
1	1	31	31
1	1	32	32
1	1	33	33
1	1	34	34
1	1	35	35
1	1	36	36
1	1	37	37
1	1	38	38
1	1	39	39
1	1	40	40
1	1	41	41
1	1	42	42
1	1	43	43
1	1	44	44
1	1	45	45
1	1	46	46
1	1	47	47
1	1	48	48
1	1	49	49
1	1	50	50
1	1	51	51
1	1	52	52
1	1	53	53
1	1	54	54
1	1	55	55
1	1	56	56
1	1	57	57
1	1	58	58
1	1	59	59
1	1	60	60
1	1	61	61
1	1	62	62
1	1	63	63
1	1	64	64
1	1	65	65
1	1	66	66
1	1	67	67
1	1	68	68
1	1	69	69
1	1	70	70
1	1	71	71
1	1	72	72
1	1	73	73
1	1	74	74
1	1	75	75
1	1	76	76
1	1	77	77
1	1	78	78
1	1	79	79
1	1	80	80
1	1	81	81
1	1	82	82
1	1	83	83
1	1	84	84
1	1	85	85

PŘÍLOHA 2: Podmínky měření krouticího momentu pomocí přístroje powertap

název měření	Měření vstupního krouticího momentu u jízdního kola	
datum měření	18.1.2007	
měřený objekt	jízdní kolo Race Bike CR 1300	
měřicí přístroj	PowerTap_pro	
hmotnost jízdního kola[kg]	10	
hmotnost jezdce [kg]	96	
počety zubů na převodníku	44/32	
počety zubů pastorků	11/12/14/16/18/21/24/28/32	
délka kliky [mm]	175	
průměr ráku [']	přední 26	zadní 26
průměr ráku [mm]	660	660
šířka pneumatiky [']	2,1	1,2
šířka pneumatiky [mm]	53	30
výška pneumatiky v nezátíženém stavu [mm]	50	35
vzorek pneumatiky	XC-drapák	hladká pologaluska
tlak v pneumatikách (alespoň subjektivně)	3/4	3/4

místo testování	Praha, Roztylské náměstí a okolí
teplota v průběhu testu [°C]	12
počasí v průběhu testu	zataženo, silný vítr
stav a typ povrchu	suché kostky (10*10cm), suchý asfalt

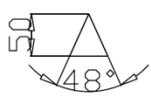
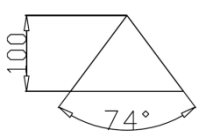
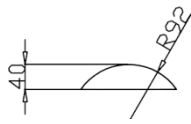
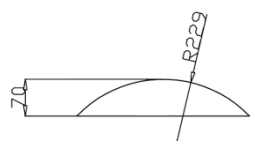
účel měření	použitý převod	způsob šlapání 1)	posed jezdce 2)	průběh měření	profil tratě	typ a stav povrchu
maximální moment	44/16	S/BT	ZS	start z nulové rychlosti, po výjezdu testovacího kopce - návrat na start	stoupání	kostky - suché

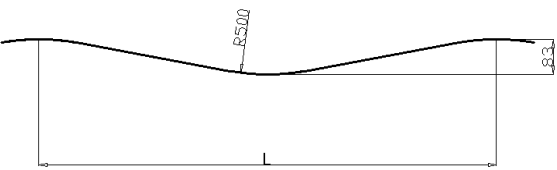
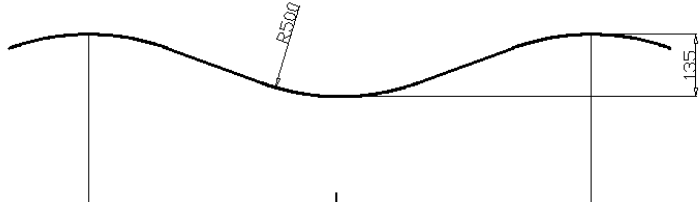
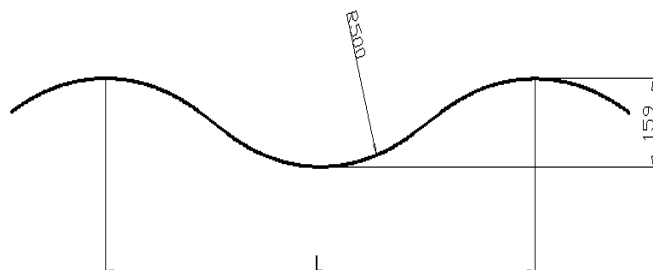
1)	F ... frekvenční S ... silové ST ... s taháním za pedály BT ... bez tahání za pedály K ... kombinace	2)	NS ... na sedle ZS ... ze sedla K ... kombinace
----	--	----	---

interval č.	účel měření	použitý převod	způsob šlapání 1)	posed jezdce 2)	průběh měření	profil tratě	typ a stav povrchu	poznámka
1	běžný provoz	různé	F/K	K	jízda do táhlého kopce - rovina - jízda z kopce - jízda do prudkého kopce	různý	kostky, asphalt - suché	
2	maximální moment	44/14	S/BT	ZS	start z nulové rychlosti, výjezd 1/2 testovacího kopce - návrat na start	stoupání	kostky - suché	výjezd pouze do 1/2 kopce - těžký převod
3	maximální moment	44/16	S/BT	ZS	start z nulové rychlosti, po výjezdu testovacího kopce - návrat na start	stoupání	kostky - suché	
4	maximální moment	44/16	S/BT	ZS	start z nulové rychlosti, po výjezdu testovacího kopce - návrat na start	stoupání	kostky - suché	
5	maximální moment	44/16	S/ST	ZS	start z nulové rychlosti, po výjezdu testovacího kopce - návrat na start	stoupání	kostky - suché	
6	maximální moment	44/16	S/ST	ZS	start z nulové rychlosti, po výjezdu testovacího kopce - návrat na start	stoupání	kostky - suché	
7	odpočinek	různé	F/K	K	jízda do mírného táhlého kopce a zpět - nízký výkon	různý	asfalt - suchý	
8	měření testovacího svahu	volnoběh	žádný	NS	jízda z testovacího svahu vlivem g , od 1/2 kopce brzdím, návrat	klesání	kostky - suché	
9	měření testovacího svahu	volnoběh	žádný	NS	jízda z testovacího svahu vlivem g , od 1/2 kopce brzdím, návrat	klesání	kostky - suché	návrat učiněn jinou cestou než ad,8
10	rozdíl mezi jízdními styly	44/24	S/K	ZS	start z nulové rychlosti, po výjezdu testovacího kopce - návrat na start	stoupání	kostky - suché	
11	rozdíl mezi jízdními styly	44/24	S/K	NS	start z nulové rychlosti, po výjezdu testovacího kopce - návrat na start	stoupání	kostky - suché	

1)	F ... frekvenční S ... silové ST ... s taháním za pedály BT ... bez tahání za pedály K ... kombinace	2)	NS ... na sedle ZS ... ze sedla K ... kombinace
----	--	----	---

PŘÍLOHA 3: Struktura testovací trati v prostředí Working model

typ nerovnosti	poměrné zastoupení typu nerovnosti na testovací trati	tvar nerovnosti	popis
			poměrné zastoupení tvaru nerovnosti
kořeny	20%		kořen malý
			40%
			kořen střední
			50%
			kořen velký
			10%
kameny	15%		kámen malý
			15%
			kámen střední
			60%
			kámen velký
			25%

vlny	50%		nerovnost malá
			30%
			nerovnost střední
			50%
			nerovnost velká
			20%
hladký terén	15%		

Tabulka 6_Struktura testovací trati v prostředí Working model 2D