

ABSTRAKT

Předmětem této bakalářské práce je zhodnocení namáhání konstrukčních součástí jednokolky. V kapitolách se zabývám stručnou historií, dále zde řeším mezní úhly náklonu dopředu a dozadu, aby se dalo na jednokolce jet. V práci najdete teorii jízdy i praktické rady jak jezdit. Popisuji zde síly, které na jednokolku působí, které části jsou nejvíce namáhané. Řeším zde také bezpečnost použitých materiálů, při zohlednění jejich dostupnosti. Metodu konečných prvků (MKP) zde uvádím jako možnost návaznosti na tuto studii. V poslední části je zmíněna studie jednokolky s jednostrannou vidlicí. Při zpracování tohoto tématu jsem vycházel především z osobní zkušenosti, protože jízdou na jednokolce se mnoho let zabývám.

Klíčová slova: jednokolka, monocykl, středové namáhání, mezní úhel, jednostranná vidlice.

ABSTRACT

The subject of these bachelor work is estimation straining on unicycle. Chapters deal with brief story, further there solve boundary angle of ascent forward and backward, to put go on unicycle. I describe force that the on unicycle functions that the parts are mostly under stress here. I solve also safeness used materials, by make provision for their availability. Nevertheless, that the finite element method (FEM) isn't there warps studies for profession bachelor. I show it here like possibility concurrence upon this studies. At last there is mentioned study of unicycle with one-sided fork. At processing of these theme I emanated above all from my personal experience, because I'm interested in riding a unicycle for years.

Key words: unicycle, monocycle, centric straining, limit angle, one-sided fork.

Bibliografická citace:

HRBÁČ, V. Jednokolka. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 39 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že tuto bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod vedením Ing. Jiřího Maláška, PhD., za užití uvedené literatury.

V Brně dne

.....

Vojtěch Hrbáč

Poděkování

Tímto chci poděkovat rodině, rodičům a bratrovi za vytrvalou podporu. Všem členům skupiny UNISAPIENS za poskytnutí dostatečného pracovního materiálu. Poděkování patří také všem dalším konzultantům a poradcům při tvorbě této práce.

Obsah

1. Úvod	10
2. Cíl práce.....	11
3. Historie	12
3.1. Minulost.....	12
3.2. Současnost	13
4. Teoretické výpočty	15
4.1. Výpočet rovnováhy a mezní úhly jízdy.....	15
4.1.1. Teorie jízdy.....	15
4.1.2. Výpočet mezních úhlů na základě kyvadla a vozíku.....	16
4.1.3. Výpočet na základě metody oscilace.....	18
4.2. Výpočet nejnamáhanějších součástí	19
4.2.1. Řešení pro dokonale tuhé těleso	20
4.2.2. Řešení pro teorii rázu.....	21
4.3. Výpočet hřídele.....	22
4.3.1. Výpočet kroutícího momentu	24
4.3.2. Výpočet ohybového momentu.....	25
4.3.3. Maximální moment	25
4.4. Výpočet sedlové trubky	26
4.4.1. Výpočet ohybového momentu.....	26
4.5. Průběh napětí řešený pomocí MKP	28
5. Studie kola s jednou vidlicí	30
5.1. Výpočet namáhaných součástí.....	30
5.1.1. Výpočet osy a ložiska.....	31
5.1.2. Rameno	31
5.1.3. Řez ve svaru na hlavici vidlice.....	34
6. Diskuze	37
7. Závěr.....	38
8. Seznam použitých zdrojů.....	39
9. Seznam použitých zkratek a symbolů	40
10. Seznam příloh.....	42

1. Úvod

V dnešní době je mnoho způsobů jak trávit volný čas. Jedním ze způsobů jak trávit čas zajímavě a aktivně, je trávit jej na jednokolce. Na našem trhu je mnoho výrobců a dodavatelů jednokolek, ale jejich kvalita je opravdu různá. Tato zkušenost mě vedla k sepsání rozboru namáhání, které jednokolka musí splňovat pokud si na ní jezdec nechce ublížit.

Jednokolka (obr.1) ve své podstatě, patří mezi dopravní prostředky, které slouží k překonávání určitých vzdáleností. Jízda na ní však vyžaduje tolik zručnosti, že všichni, kdo se dívají na člověka, který jede na jednokolce, udivuje zručnost s jakou zvládá balancování. Proto lze jednokolky najít nejčastěji v cirkuse.

Jednokolky jsou složeny z několika klíčových částí: kolo (které zahrnuje pneumatiku, duši, ráfek, výplety kola, střed a osu), kliky, pedály, vidlice - rám, sedlová trubka, a sedlo (sedlo jednokolky je odlišné od sedla na bicykl – má kolébkovitý tvar, pro snadnější udržení rovnováhy). Kolo je obvykle sériově vyráběné, avšak se středem který je fixně připevněn k diskům držícím výplet. To znamená, že kliky přímo ovládají kolo při svém otáčení (přímý náhon). Rám je svařen s kryty ložisek, zatímco kliky jsou přišroubovány k ose a umožňují tak otáčení kola. Sedlovková objímka spojí rám k sedlu.

V současnosti existuje mnoho různých druhů jednokolek. Můžeme je rozdělit podle různých kritérií, podle velikosti kola, podle způsobu jízdy, podle velikosti jezdce, atd. Rozdělení podle způsobu jízdy je nejobecnější, a proto je zde uvádím dále. Jednokolky pro akrobacii (freestyle unicycle), jednokolky pro skoky přes palety a cívky (trial unicycle), horské jednokolky (mountain unicycle) a jednokolky pro jízdu po ulici a využití přirozených městských překážek (street unicycle). Všechny uvedené typy jednokolek jsou jinak dimenzované. Podrobnými specifiky se budu dále v práci zabývat.



Obr. 1

Jednokolka pro styl jízdy street. Zdroj www.koxx-one.com.

2. Cíl práce

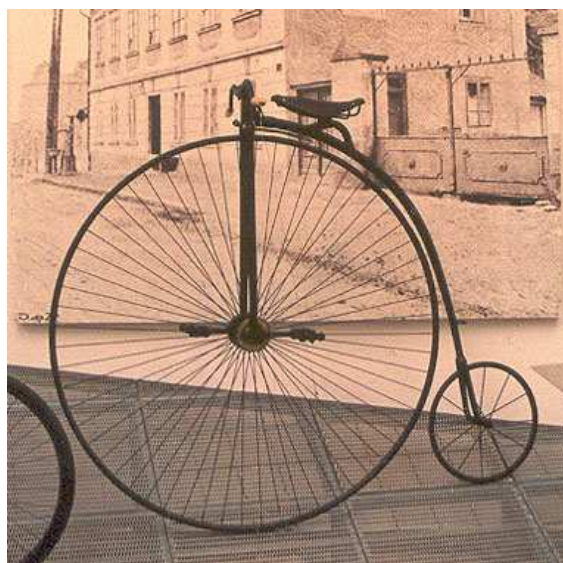
Cílem této práce je probrat detailně mezní úhly jízdy a způsob jak se určují. Dalším cílem je formulace statických a dynamických síly působící na kolo, na jeho nejnamáhanější součásti. Všechny výpočty uváděné v práci se budou týkat jednokolky typu trial. Cílem práce je i studie monocyklu s jednou vidlicí a studie možnosti praktické konstrukce. Ve výkresové části bde výkres celého kola. Rozkresleny budou části, které jsou nejvíce namáhané. Dále zde bude uveden konstrukční návrh na jednokolku o jediné vidlici.

3. Historie

3.1. Minulost

Historie jednokolky začíná vynálezem kola. Různé pokusy o zkonstruování jízdního kola můžeme sledovat během historie lidstva nesčetněkrát. Samotné kolo bylo vynalezeno Karlem Draisem v roce 1817 v Karlsruhe, v dnešním Německu. Řešení, které tehdy Drais navrhl spočívalo v sestrojení dvou kol, spojených dřevěnou tyčí, přední kolo pak bylo schopno otáčení a tím umožňovalo řízení pohybu. Patrik Maxmilián, skotský kovář, přidal kliky a pedály k přednímu kolu v 1839, a nazval je velociped. První masově vyráběný jízdní prostředek zdokonalený mužem jménem Michaux Velocipede, byl navržený v 1863. James Stanley v roce 1866, toto kolo zdokonalil a vynalezl jedinečné kolo Penny Farthing s velmi velkým předním kolem a malým zadním kolem (obr.2). Toto jízdní kolo je považované za předchůdce jednokolky [3].

Jedna z možných teorií příchodu jednokolky je založená na popularitě Penny Farthing během pozdního devatenáctého století. Kliky pedálu byly spojené přímo do přední nápravy, zadní kolo vzhledem k přednímu menší a jezdec by byl nakloněný mírně vpřed. Tato zkušenost vedla pravděpodobně k tomu, že některé jedince vybízelo k tomu, aby zkoušeli jak dlouho by mohli jezdit pouze na předním kole, zadní kolo mít ve vzduchu a nápad jezdit na jednokolce se zrodil. Důkaz pro tuto teorii vývoje můžeme nalézt v obrázcích z pozdního devatenáctého století, který ukazuje jednokolky s velkými koly.



Obr. 2

Podoba kola na konci 19. století (tzv. kostitřas). Zdroj [1].

V dnešní době se věnuje jízdě na velkém kole, osminásobný mistr světa, Josef Zimovčák. V roce 2005 se s tímto kolem zúčastnil nejslavnějšího závodu na světě Tour de France.

Od jezdce se vyžaduje větší stupeň rovnováhy než od normálního kola a taky notnou dávku trpělivosti. Proto mnoho lidí jízdu na jednokolce obdivuje a samotná jízda je pokládána za artistický výkon. Většina lidí se setká s jednokolkou v cirkuse, protože mnoho lidí jezdící na tomto zajímavém jízdním prostředku jezdí právě zde. V průběhu let jednokolkoví nadšenci tvořili různé inovace a návrhy na to, jak pokořit hranici lidských možností ještě dál. Vyvinuly se tak jednokolky bez sedla a rámu (ultimate wheel) nebo jízda na vysoké jednokolce, kterou většina Čechů zná z večerníčku, tzv. žirafa (giraffe unicycle). Kolem roku 1989 se někteří nadšenci rozhodli jednokolku použít i pro jízdu v terénu a tak vznikla horská jednokolka jak ji známe dnes (mountain unicycle - MUNI). Nejznámější jezdec na této jednokolce je Kris Holm. Tento člověk povýšil toto umění jezdit na extrémní sport. Je to jeden z průkopníků jednokolky a seznámil většinu světa s jízdou na ní i mimo cirkusové pódium. Je také producentem většiny filmů, časopisů a aktivní účastník prezentace tohoto sportu přes televizní obrazovky. V roce 1999 založil firmu, která produkuje jednokolky, které nesou jeho jméno. Sám spojuje aktivní používání jednokolky s cestováním a díky němu ji znají v podhůří Himalájí, v Bhútánu, v Mexiku, v Guatemale i v Číně[2].

3.2. Současnost

Ještě nedávno jednokolky pouze brázdily cirkusové šapitó. Ale brzy po svém debutu na poli sportu a jako dopravního prostředku, se začaly diferencovat podle způsobu použití, které mohou být rozděleny takto:

Trialové jednokolky: Princip jízdy trialovou technikou zahrnuje skoky přes cívky, barely, palety, přirozené překážky- kameny, klády, kmeny a betonové výlisky. Podstata jízdy na tomto typu jednokolky spočívá v překonání určitého úseku, bez jezdceva dotyku se zemí. Cíl je jasný- projet trať bez pádu. Jednokolky tohoto typu jsou menší, průměr kola mají 20“ (palců). Je to z důvodů lepší stability na jednokolce, a jsou robustnější konstrukce než standardní jednokolky za účelem odolat zatížení vystavené při skákání a pádech. Zvláště důležité je, aby osa byla dostatečně odolná. Díky těmto specifikům bývají jednokolky v této kategorii dražší. Mezi přední výrobce patří: KoxxOne, Monty, Kris Holm, Quax. Typickým představitelem jezdce na tomto typu jednokolky je Benjamin „yoggi“ Guiraud.

Horské jednokolky: V této jednokolce se kloubí velikost kola pro lepší rychlost a robustnost jednokolek pro trial. Tratě jsou většinou z kopce dolů (downhill) a jezdci mají za úkol překonat ještě překážky ve tvaru úzkých lávek, skalních převisů, velkých balvanů. Obecně se jezdí v těžko schůdném terénu. Předpoklad k úspěchu je rychlost jízdy. Sedlo je pohodlnější, aby rázy od nerovného povrchu nebyly velké. Průměry samotných kol jsou větší, obvykle 24“ nebo 26“. Díky větším průměrům jezdec může snadno přejet přes nerovnosti terénu. Jednokolky bývají osazeny brzdou pro snazší ovladatelnost ve sjezdu. Mezi přední výrobce patří: Kris Holm, KoxOne, D.V. Muni components. Typickým představitelem je Kris Holm.

Volný styl (freestyle): Překlad z angličtiny znamená volný styl. Takže při jízdě si jezdec s jednokolkou hraje ve svém stylu. Vyznavačům tohoto stylu postačí tělocvična nebo libovolné velké prostranství. Při jízdě na freestyleové jednokolce se hodnotí styl jízdy a provedení triků. Typické jednokolky jsou menší, mají kolo o průměru 20“, mají vysokou sedlovku, úzké sedlo, celý rám je užší protože není namáhán takovými tlaky. Tento druh jízdy je rozšířen hlavně v asijských zemích. Z výrobců těchto jednokolek mohou uvést: Miyata, Vela. Představitel jezdce je japonec Daiki Izumida.

Street, flatland jednokolky: Jsou to jednokolky pro jízdu, která kombinuje freestyle a trial jízdu. Jak vysvětluje název, jezdí se hlavně ve městě a využívá se hlavně přirozených překážek (lavičky, zábradlí, schody). Na rozdíl od trialu překážky neslouží na překonání, ale na umocnění triku. Hodnotí se provedení triku a taky jeho obtížnost. Představitel jízdy je Xavier Collos.

V současnosti se rozšiřuje používání jednokolky pro původní poslání a to překonání vzdáleností. Tyto kola jsou opatřena koly o velikosti 36“ pro větší obvodovou délku kola, aby se jezdec „neušlapal“. Objevují se jednokolky s převodem pro větší rychlost. Převodovka se nachází buď na rámu nebo je integrovaná do osy jednokolky jako planetová převodovka. Tyto kola jsou však stále ve vývoji.

4. Teoretické výpočty

4.1. Výpočet rovnováhy a mezní úhly jízdy

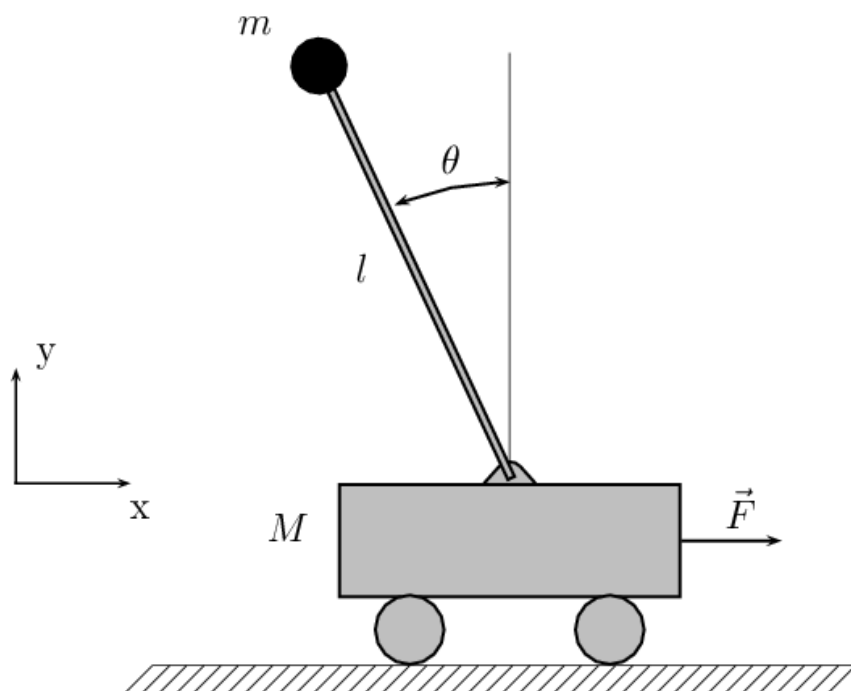
4.1.1. Teorie jízdy

Hlavním znakem učení jízdy na jednokolce je trpělivost. Pokud má jedinec zkušeností s vykonáváním činností, spojených určitým způsobem s rovnováhou, je ve výhodě. Nemusím zdůrazňovat, že jednokolka je docela nebezpečný stroj a na bezpečnost by se měla brát zřetel především. Helma a chrániče na holeně by měly být v začátcích podmínkou. Z praktických zkušeností, které jsem získal tím, že jsem mnoho lidí naučil jezdit, lze říct, že na zvládnutí plné techniky jízdy postačí 20 hodin tréninku (záleží na individuálních proporcích jedince-viz výše.) Pro učení jízdy na jednokolce je vhodný rovný povrch po stranách s mantinely, pro snadnou rovnováhu. Ještě než nasedneme, musíme si uvědomit, která naše noha je dominantnější. Před nasednutím jednokolku postavíme před sebe. Kolo s pedály natočíme tak, aby pedál na dominantnější straně směřoval k zemi a částečně ke zkoušejícímu. Opřeme sedlo jednokolky do rozkroku a poté vložíme nohu na spodní pedál. Zkusíme nasednout. Nepůjde to, ale po chvíli trpělivého cvičení se úspěch snadno dostaví. Cvičným kolébáním tam a zpět docílíme toho, že si zvykneme pedály ovlivňovat vaši rovnováhu. Postupným prodlužováním jízdy bez opory, snadno zvládnete jízdu. Chce to jen trošku trpělivostí a úspěch přijde s praxí. Zvládnutí jízdy vpřed a vzad, případně pendlování, jsou však jen odrazové můstky pro rozhodování, jaký typ jízdy chci zvládat a jak se tomu chci věnovat. Jednokolka se za dobu svého krátkého působení na ploše sportu, rozrostla do mnoha podob a jednotlivé odnože mají svá specifika. Jak bylo napsáno výše, mnoho lidí odrazuje obtížnost naučit se rovnováhu.

Pokud se podíváme na jednokolku jako na matematický model a pevně ji zachytíme ve středovou osu, sedlo se bude kývat jako kyvadlo (obr.3). Zjednodušeně se jednokolka sestává z dlouhé tyče uchycené v její spodní části k pohybuujícímu se vozíku. Zatímco normální kyvadlo je stabilní při svislé poloze, pak kyvadlo obrácené opačně je pochopitelně nestabilní, a musí být aktivně vyváženo za účelem stability ve vzpřímené poloze, typicky posunem vozíku vodorovně, jako součásti regulačního systému.

Inverzní kyvadlo, jak se sestavě matematicky říká, je klasický problém v dynamické kontrolní teorii a je široce užívané jako měřítko pro ověřovací algoritmy řízení (regulátory PID, neutronové sítě, genetické algoritmy, atd). Ovládání vozíku je řízeno PID regulátorem, který dovoluje pohyb vozíku dopředu a dozadu. Tím je dosaženo regulace kývavého pohybu vozíku a soustava je tak stabilní. Kyvadlo je samozřejmě regulováno pouze v jednom směru a k vozíku je uchyceno vazbou odebírající 2 stupně volnosti.

Další způsob, jakým může být obrácené kyvadlo regulováno, bez jakéhokoliv odezvového nebo řídicího ústrojí, je způsob, kdy je podpora oscilováním nabuzena a koná pohyb nahoru a dolů (obr.4). Pokud je kmitání je dostatečně silné (v rámci jeho zrychlení a rozkmitu), pak se obrácené kyvadlo bude překvapivě snažit dostávat do polohy svisle, ačkoli zdravý rozum bude říkat opak.



Obr. 3

Schématický náčrt inverzního kyvadla. Prut s délkou l má nulovou hmotnost. Hmotný bod na konci tyče je označen m . Samotný vozík je označen písmenem M .

4.1.2. Výpočet mezních úhlů na základě kyvadla a vozíku

Rovnice pohybu mohou být odvozeny z Lagrangeových rovnic. S odkazem na obr. 2 definujeme členy vzorce: $x(t)$ pozice vozíku, $\Theta(t)$ je úhel kyvadla s ohledem na svislý směr s gravitací a externí silou ve směru řízení. Lagrangeova rovnice zní:

$$L = T - V$$

V tomto příkladě T znázorňuje kinetickou energii a V polohovou energii. Po dosazení získáváme:

$$L = \frac{1}{2} M v_1^2 + \frac{1}{2} m v_2^2 - mgl \cos \theta$$

kde v_1 je rychlost vozíku, v_2 je rychlost hmotného bodu. Obě rychlosti mohou být vyjádřeny v rámci x a θ vyjádřením rychlosti jako první derivace pozice.

$$\begin{aligned} v_1^2 &= \dot{x}^2 \\ v_2^2 &= (\dot{x} + \dot{\ell} \sin \theta)^2 + (\ell \dot{\cos} \theta)^2 \\ v_2^2 &= \dot{x}^2 + 2\dot{x}\dot{\ell} \cos \theta + \dot{\ell}^2 \end{aligned}$$

Lagrangeova rovnice nyní vypadá následovně:

$$L = \frac{1}{2} (M + m) \dot{x}^2 + m\dot{x}\dot{\ell} \cos \theta + \frac{1}{2} m \dot{\ell}^2 - mgl \cos \theta$$

a rovnosti pohybu jsou:

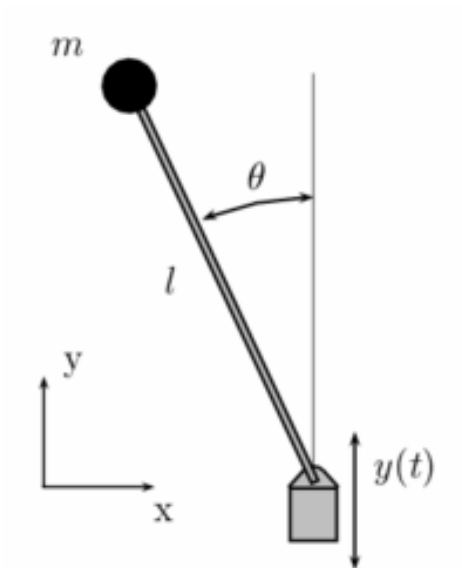
$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial L}{\partial x} &= F \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial L}{\partial \theta} &= 0 \end{aligned}$$

Pokud dosadíme za L z předchozí rovnice dostáváme rovnici popisující pohyb.

$$\begin{aligned} (M + m) \ddot{x} + m\ddot{\ell} \cos \theta - m\dot{\ell}^2 \sin \theta &= F \\ m\ddot{\ell} + m\ddot{x} \cos \theta &= mg \sin \theta \end{aligned}$$

Tyto rovnice jsou nelineární, ale cílem řídicího systému je držet kyvadlo ve vzpřímené poloze a toho se docílí pokud budeme rovnice linearizovat kolem 0. Lépe řečeno $\theta \approx 0$. Tohoto stavu se dosahuje pomocí PID regulátoru. Tento program existuje a využívá se komerčně na vozítku zvaném „Segeway“ a elektrické jednokolce patentované Trevorem Blacwellem[5].

4.1.3. Výpočet na základě metody oscilace



Obr. 4

Schematický náčrt inverzního kyvadla na oscilačním základu. Prut má nulovou hmotnost. Hmotný bod na konci prutu je označený m . Prut samotný má délku l .

Rovnice pro kyvadlo s oscilačním základem je odvozená stejně, jako v předchozím případě. Používáme rovněž Lagrangeovy rovnice. Rovnice pozice hmotného bodu teď dostane tvar:

$$(l \sin \theta, y + l \cos \theta)$$

Pro první derivaci rychlosti dostáváme tvar:

$$v^2 = \dot{y}^2 - 2l\dot{\theta}\dot{y} \sin \theta + l^2\dot{\theta}^2$$

Lagrangeovu rovnici pro tento tvar můžeme napsat jako:

$$L = \frac{1}{2}m (\dot{y}^2 - 2l\dot{\theta}\dot{y} \sin \theta + l^2\dot{\theta}^2) - mg (y + l \cos \theta)$$

Pohybová rovnice:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} - \frac{\partial L}{\partial \theta} = 0$$

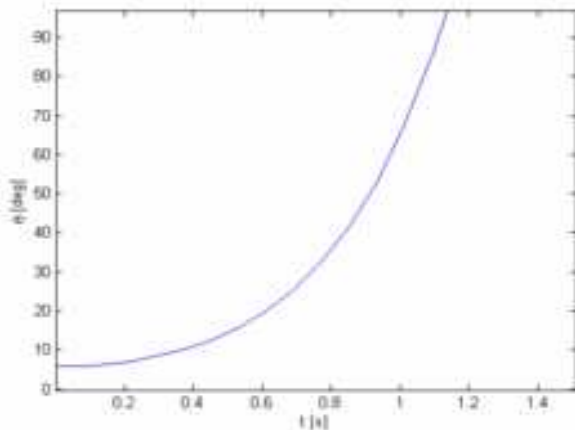
A po dosazení dostáváme:

$$\ell \ddot{\theta} - \dot{y} \sin \theta = g \sin \theta.$$

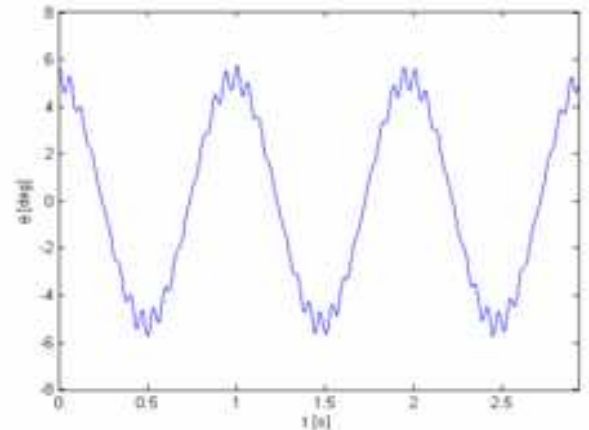
Jestliže y reprezentuje jednoduchý harmonický pohyb $y = a \sin \omega t$ dostáváme jako diferenciální rovnici:

$$\ddot{\theta} - \frac{g}{\ell} \sin \theta = -\frac{a}{\ell} \omega^2 \sin \omega t \sin \theta.$$

Řešení pro tuto rovnici nám ukáže, že kyvadlo zůstává v klidové pozici pro rychlé kmity. Na prvním grafu je patrné, že pokud má oscilace s malou frekvencí, pak je kyvadlo vyrušeno ze své klidové polohy a padá. Pokud se dostane na 90° tak to znamená, že spadlo na zem. Na druhém grafu je vidět případ, kdy je pokud je kmitání pro y dost rychlé. Kyvadlo se sice vychyluje ze své polohy, ale kolem rovnovážné polohy osciluje [5].



Graf 1



Graf 2

4.2. Výpočet nejnamáhanějších součástí

Abychom mohli počítat namáhané součásti je potřeba znát sílu, která na ně působí. Tuto sílu nelze zjistit jinak než experimentálně. A to buď pomocí energetický vzorec nebo teorii rázu. Experiment spočívá v tom, že osoba, u které známe její váhu, skočí z výšky 1 m na zem. Potenciální energie, kterou osoba má, se v mžiku přemění na energii kinetickou a osoba padá směrem dolů. V okamžiku dopadu se energie, kterou osoba stále disponuje, přemění na energii ztrátovou - deformační. Tato energie se projeví jako deformace pneumatiky (obr.5). V dolní úvrati pohybu dolů, je největší riziko prasknutí nejnamáhanější součásti – osy. Tato osa je současně namáhána na ohyb a krut. V experimentu, který jsem prováděl, jsem měřil deformaci pneumatiky. Pneumatika byla nahuštěna na tlak 0,25MPa. Vše bylo natáčeno fotoaparát značky Sony

DSC-S730, 30 snímků za sekundu. Výsledný film ve formátu .mov jsem při promítání porovnával se skutečností. Na obrazovce není rozměr jako ve skutečnosti, a proto postupným poměřováním přes obrazovku jsem dospěl k hodnotě 1 mm na obrazovce se rovná 7,75 mm ve skutečnosti. Takto byly získány hodnoty v tabulce.

(mm)	Před dopadem	Po dopadu	Rozdíl
Pokus 1	60	17,57	42,43
Pokus 2	60	18,75	41,25
Pokus 3	60	16,41	43,59



Obr.5

Praktické provedení zkoušky deformace. První část obrázku je v okamžiku těsně před dopadem a druhá je v okamžiku dolní úvrati.

Tato metoda se časem ukázala jako slepá, protože počítat deformaci pneumatikového solenoidu a přesný tlak v pneumatice v dolní úvrati, byl úkol pro specifikovanou laboratoř mimo mé možnosti. Z tohoto důvodu jsem se rozhodl pro teorii rázu, pro kterou bude řešení dále.

4.2.1. Řešení pro dokonale tuhé těleso

Pro jednodušší předpoklad výpočtu síly na jednokolku si můžeme představit jednokolku jako dokonale tuhé. Vystačí nám na jednoduchá energetická rovnice. Vycházíme z předchozího experimentu. Předpokládáme, že nahoře v 1 m výšce je maximální potenciální energie a nulová energie kinetická.

$$E = E_K + E_P$$

$$E = 0 + m \cdot g \cdot h$$

$$E = 76 \cdot 9,806 \cdot 1 = 745,26J$$

Tato energie je energie práce, kterou vykonal člověk sedící na stroji.

$$W = F \cdot s$$

$$F = \frac{W}{s} = \frac{686,42}{1} = 745,26 N$$

Tento výsledek však platí pouze pro dokonale tuhé těleso a to v praxi neplatí. Pro navození alespoň přibližného výsledku musíme použít teorii rázu.

4.2.2. Řešení pro teorii rázu

Narazí-li pohybující se bod na překážku, během velmi krátké doby se mění jeho rychlost (může být i stejně velká opačného smyslu). Tuto teorii musíme aplikovat pro krajní případ, kdy jezdec skáče přímo na ráfek bez pneumatiky. Pokud bychom použili pneumatiku, tak tento solenoid se příliš složitě analyzuje, proto volím tu nejhorší možnou variantu, že monocykl pneumatiku vůbec nemá[8].

Dále se budeme pracovat s hodnotami rychlostí. Za pomocí videa, o kterém byl odstavec na začátku kapitoly, jsem je zjistil.

Podle věty o změně hybnosti:

$$\bar{H}(t) - \bar{H}(t_0) = \int_{t_0}^t \bar{F} d\tau = I_F(t) \text{ - impuls vnější síly}$$

napíšeme

$$m\bar{v} - m\bar{v}_0 = \int_0^{\Delta t} \bar{F} dt \quad \text{kde } \Delta t \text{ je doba trvání rázu}$$

Můžeme vyčíslit střední hodnotu síly \bar{F}

$$\int_0^{\Delta t} \bar{F} dt = \bar{F}' \Delta t \quad \text{tedy} \quad \bar{F}' = \frac{m\bar{v} - m\bar{v}_0}{\Delta t}$$

Interval Δt je velmi krátký, a proto může síla F dosahovat značných hodnot. Nejprve si vypočteme rychlost padajícího kola s jezdcem pomocí volného pádu. S pomocí experimentu víme, že čas pádu je 0,46 sekundy.

$$v = g \cdot t = 9,806 \cdot 0,46 = 4,5 ms^{-1}$$

Dosazením do předchozího vzorce

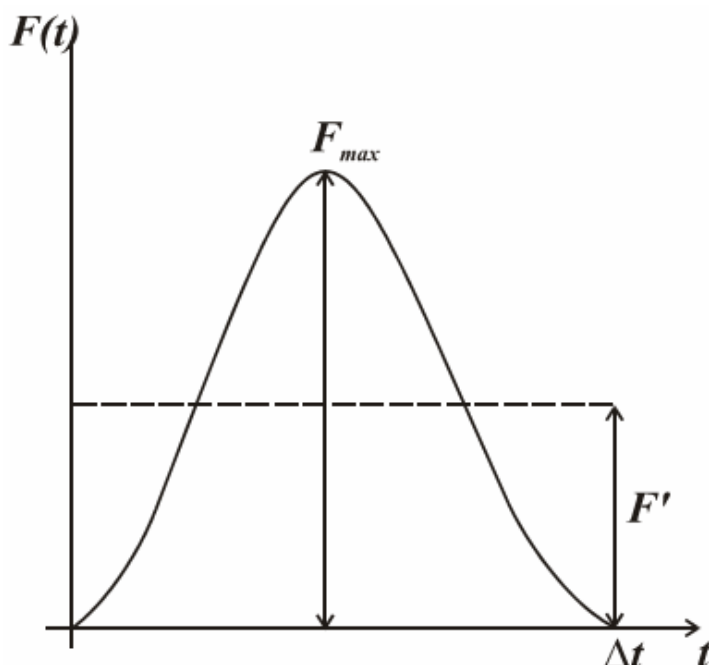
$$mv_0 = \frac{76}{9,806} \cdot 4,5 = 348,77 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{před nárazem}$$

$$mv_0 = \frac{76}{9,806} \cdot 0,5 = -3,88 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad \text{po nárazu (rychlost je opačná a má znaménko}$$

mínus)

$$\bar{F}' = \frac{m\bar{v} - m\bar{v}_0}{\Delta t} = \left| \frac{-3,88 - 348,77}{0,1} \right| = 3526,5 \text{ N}$$

Skutečná maximální síla F' (v čase proměnná) bude ještě větší, protože interval Δt je velmi krátký a nárazová síla \bar{F}' může narůst do značných hodnot. Skutečnou maximální sílu můžeme odečíst z následujícího grafu (obr. 6).



Obr. 6

Graf skutečné maximální síly

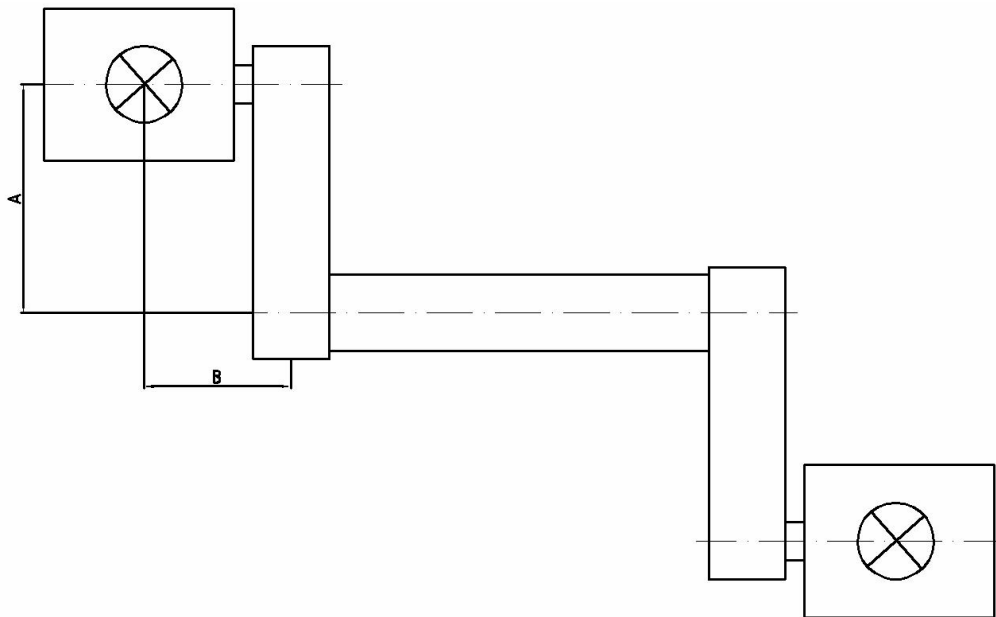
Můžeme napsat:

$$F_{\max} = 2 \cdot \bar{F}' = 7053 \text{ N}$$

4.3. Výpočet hřídele

Hřídel na jednokolce je nejnamáhanější součástka. V praxi nejčastěji praská a je vystavena největším silám. Pro výpočet jsem použil materiál ze své stávající jednokolky a to 4130 CrMo (σ_k 800-900 MPa). Osu namáhá kombinované namáhání kroučícím a

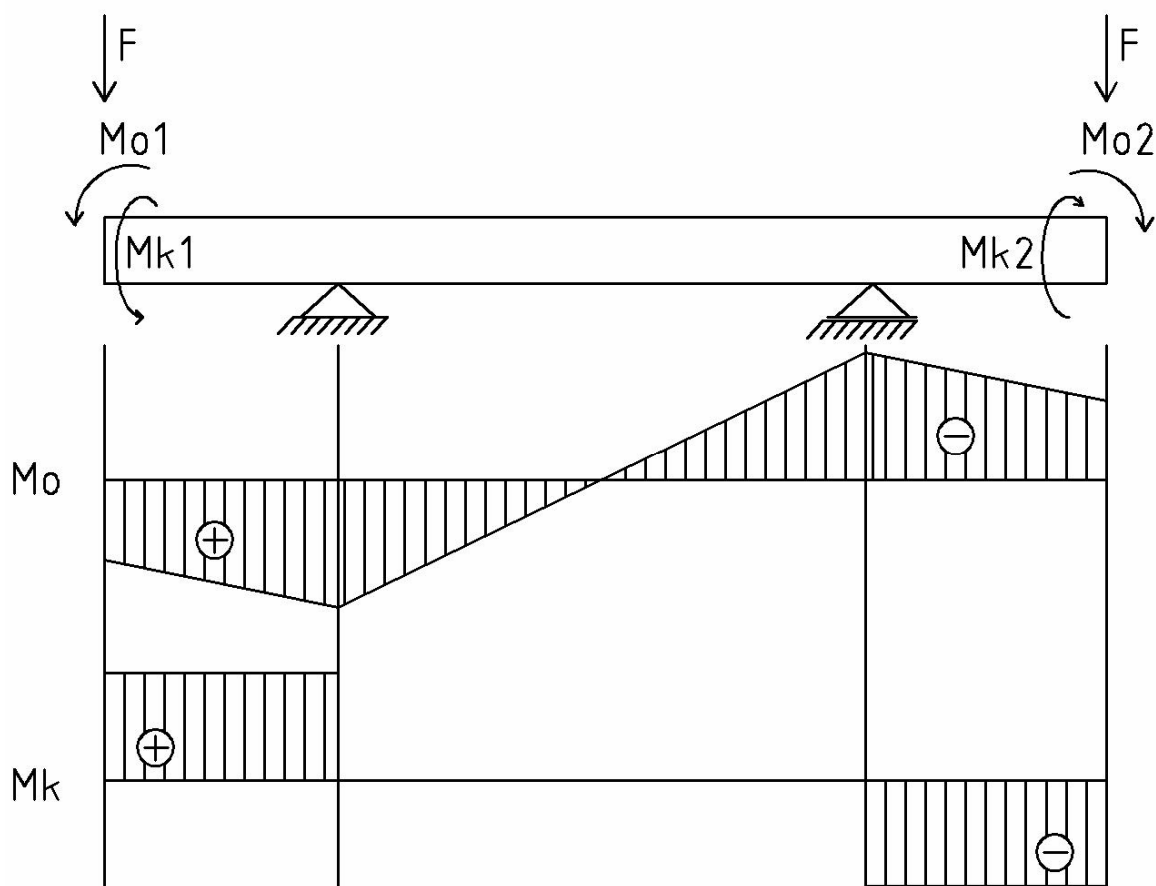
ohybovým momentem. Oba momenty jsou vyvozované z pedálů a dané tíhou jezdce. Síla byla vypočtena v předchozím odstavci. Schematicky je to nakresleno na obr. 7.



Obr. 7

Schématický nákres středu kola.

Síla působí uprostřed pedálů a přes kliky vytváří moment pro osu. Aby byly mé výpočty přesnější, uvažuji kliky za dokonale tuhé. Pro snadnější nalezení kritického místa, je na obr. 8 nakreslen průběh VVÚ.



Obr. 8
Průběh VVÚ u osy jednokolky

4.3.1. Výpočet kroutícího momentu

$$Mk = F \cdot A$$

$$Mk = 3526,5 \cdot 0,135 = 476,07 Nm$$

$$\tau_{\max} = \frac{Mk + F \cdot a}{Wk} = \frac{Mk + F \cdot a}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{476,07}{\frac{\pi \cdot 0,02^3}{16}} = 381,65 MPa$$

$$\tau_d = \frac{\sigma_d}{2} = \frac{850}{2} = 425 MPa$$

$$k_k = \frac{\tau_d}{\tau_{\max}} = \frac{425}{381,65} = 1,11$$

Z výpočtu bezpečnosti jsme zjistili, že vyhovuje. Ovšem tato hodnota není ta, kterou bychom si přáli. Optimální hodnota bezpečnosti je kolem hodnoty 2. Tato bezpečnost, ale není správná, protože nepočítá s mezí únavy pro konkrétní typ materiálu. Z tabulek[9] zjistíme, že se nacházíme v kombinovaném namáhání (většina

jezdců skáče pořád na svou oblíbenou nohu) a mez únavy pro krut je 375 MPa. Tento stav je nevyhovující. Na konci kapitoly uvedu proč.

$$k = \frac{\sigma_{Oc}}{\sigma_{\max}} = \frac{375}{381,65} = 0,98$$

4.3.2. Výpočet ohybového momentu

$$M_o = F \cdot B$$

$$M_o = 3526,5 \cdot 0,1 = 352,65 Nm$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{352,65}{\frac{\pi \cdot 0,02^3}{32}} = 449,01 MPa$$

$$k_k = \frac{\sigma_d}{\sigma_{\max}} = \frac{850}{449,01} = 1,89$$

V bezpečnosti se nacházíme úplně stejně jako v předchozím případě. Nacházíme se v kombinovaném namáhání a zde je mez únavy 655 Mpa. Což je nevyhovující, protože bezpečnost nedosahuje ani hodnoty 2.

$$k = \frac{\sigma_{Oc}}{\sigma_{\max}} = \frac{655}{449,01} = 1,45$$

4.3.3. Maximální moment

Jedná se o tečné (krut) a normálové (ohyb) napětí, které nelze slučovat algebraicky ani vektorově. Proto se pro výpočet napětí zavádí tzv. redukované napětí, které v bodě tělesa vyvodí stejné důsledky jako daná napětí. Pro výpočet redukovaného napětí platí pro každý materiál jiná teorie. Pro houževnaté materiály (případ středové osy) je používána teorie Huber, Mises, Henckyova (HMH)[11]:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2)} \leq \sigma_d$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{(449,01^2 + 3 \cdot 381,65^2)} = 799,11 MPa$$

$$k_k = \frac{\sigma_{red_D}}{\sigma_{red}} = \frac{922}{799,11} = 1,15$$

Došli jsme k výsledku hodnotově přijatelnému, avšak v praxi je to hodnota nepoužitelná. V praxi se používá hodnot 1,5 a výše. Vysvětlení k následujícímu výsledku je prosté. Od počátku výpočtu síly pomocí rázu, jsme počítali s tím, že kolo bude dopadat na samotný ráfek a nebrali jsme v úvahu pneumatiku. Pokud se podíváme na obr. 4 zjistíme, že nejméně 50% energie ztlumí samotná pneumatika. Z toho vyplývá, že je velice důležité mít nahuštěnou pneumatiku na přepsaný tlak. Pokud je tedy pneumatika nahuštěná, je namáhání poloviční. Bezpečnost pro poloviční hodnotu namáhání je rovna 2,31. To opravdu vyhovuje a dává možnost při dostatečném tlaku v pneumatice snížit průměr osy.

4.4. Výpočet sedlové trubky

Další částí, která je hodně namáhána je sedlová trubka. Tuto součást jsem do své práce zařadil pouze na základě zkušeností. Na sedlovou trubku je přivařena kolébka se 4-mi děrami a skrz, které jsou převlečeny šrouby, aby držely samotné sedlo. Obecně jsou známy místa, kde dochází ke koncentraci napětí. Jsou to vruby, zápichy, tepelně ovlivněné oblasti a vady materiálu. Kritické místo u jednokolky se nachází pod svarem. Je naznačeno na obr. 9. Je to částečně způsobeno tím, že je zde menší zúžení, z důvodů lepšího nasazení kolébky.



Obr. 9

Označení kritického místa na sedlové trubce. Zdroj(www.unisapiens.cz)

4.4.1. Výpočet ohybového momentu

Na sedlo a následně na sedlovou trubku působí pouze 1 síla a to síla paže při zvedání jednokolky. Jednokolku zvedáme pouze jednou rukou úchopem za přední část sedla, které je pro tento úchop uzpůsobeno. Čili na sedlo působí síla, která pouze překonává tíhu samotné jednokolky. Pokud tato síla překročí tíhu jednokolky,

jednokolka se zvedá ze země a síla pouze překonává gravitační zrychlení. Tato síla je násobená ramenem na které působí. Sedlovka je z materiálu 6061 Aluminium s pevností v tahu $R_m=130\text{Mpa}$. Podle tabulky je dovolená mez únavy $\sigma_D=40\text{Mpa}$.

$$F_g = m \cdot g = 6 \cdot 9,806 = 58,84\text{N}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot r + F_t}{\frac{\pi}{32D}(D^4 - d^4)} = \frac{32 \cdot 58,84 \cdot 0,2 \cdot 0,027 + 100}{\pi \cdot (0,0272^4 - 0,022^4)} = 21,4\text{MPa}$$

Jak vidíme bezpečnost $K_k=1,86$. Podle těchto výpočtů jsou sedlové trubky v pořádku. Na začátku jsou však uvedeny obrázky, které tyto vypočtené hodnoty popírají. Při skoku do výšky táhneme jednokolku silou samotné jednokolky, překonáváme gravitační zrychlení a uvádíme jednokolku do určité rychlosti. To vše dohromady, nám dává již dříve zmíněný výpočet pro teorii rázu. To nám dává namáhání zhruba 7x větší. Pokud vezmeme v úvahu situaci, že jezdec po skoku dolů může dopadnout mírně dopředu a vyvine ohyb na trubku opačným směrem, dává to dohromady střídavé namáhání a dovolenou mez únavy nám to sníží na polovinu. Tyto fakta snadno převyšují dovolené napětí.

Řešením tohoto problému je několik. Prvním a nejjednodušším je výměna sedlovky za ocelovou, která má $\sigma_D=500\text{Mpa}$. Což na druhou stranu zvyšuje mnohonásobně váhu. Oproti 170g hliník na 450g ocel. Druhým řešením je zvýšit profilaci trubky. Uvádím ji na obr. 10. Což se postupem času ukázalo jako málo účinné a používá se jako dodatečné. Předposlední řešení je uvedeno na obr. 11. Spočívá v návaru podpor na jednu nebo obě strany sedlovky a tak zvýšení odolnosti proti ohybu. Poslední řešení je nejefektivnější a nejpraktičtější. Pokud v triálu skáчете, můžete dvěma způsoby. Do 50 cm výšky je výhodné skákat způsobem, jaký jsem výše popsal, ale nad tuto hranici je výhodné skákat se sedlem vykloněným vepředu. V případě skoku do výšky se sedlem vepředu se uchopení paže posouvá doprostřed sedla k sedlové trubce a minimalizuje rameno, na které by mohla působit. Tím pádem se mění namáhání trubky z ohybu na tah a pro něj je již dříve zmíněné $R_m=130\text{Mpa}$. Což vyhovuje i pro výpočet rázu.



Obr.10



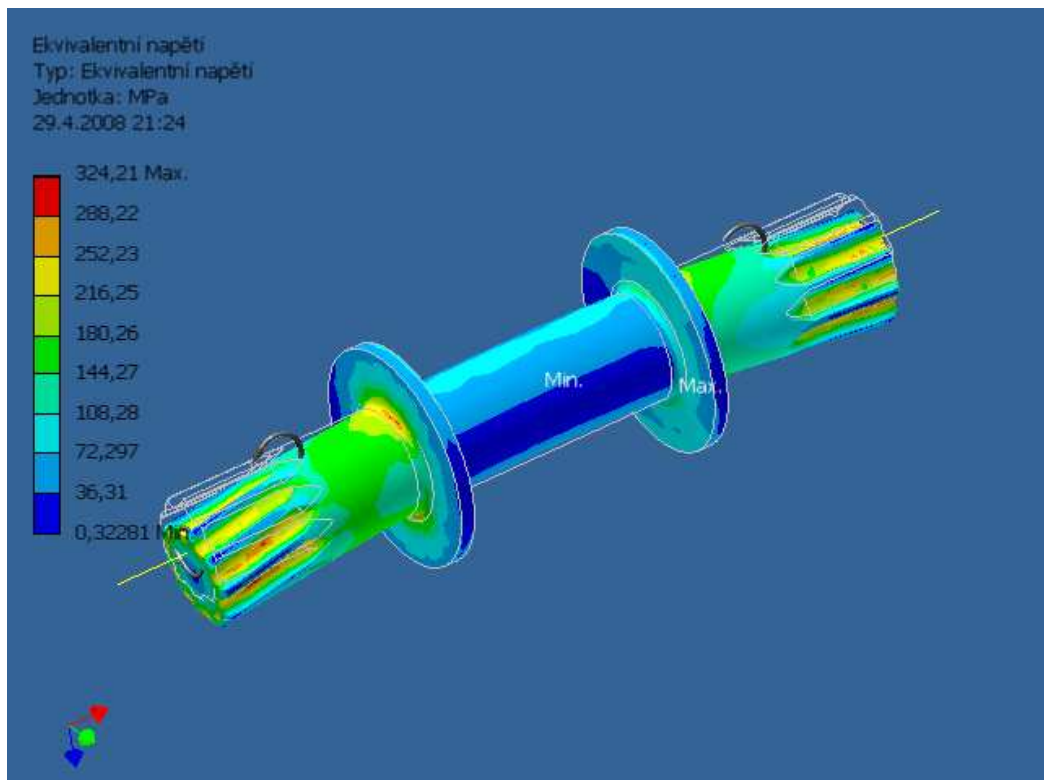
Obr. 11

Ukázky, jak zpevnit sedlovou trubku u monocyklu.

Zdroj (www.koxx-one.com).

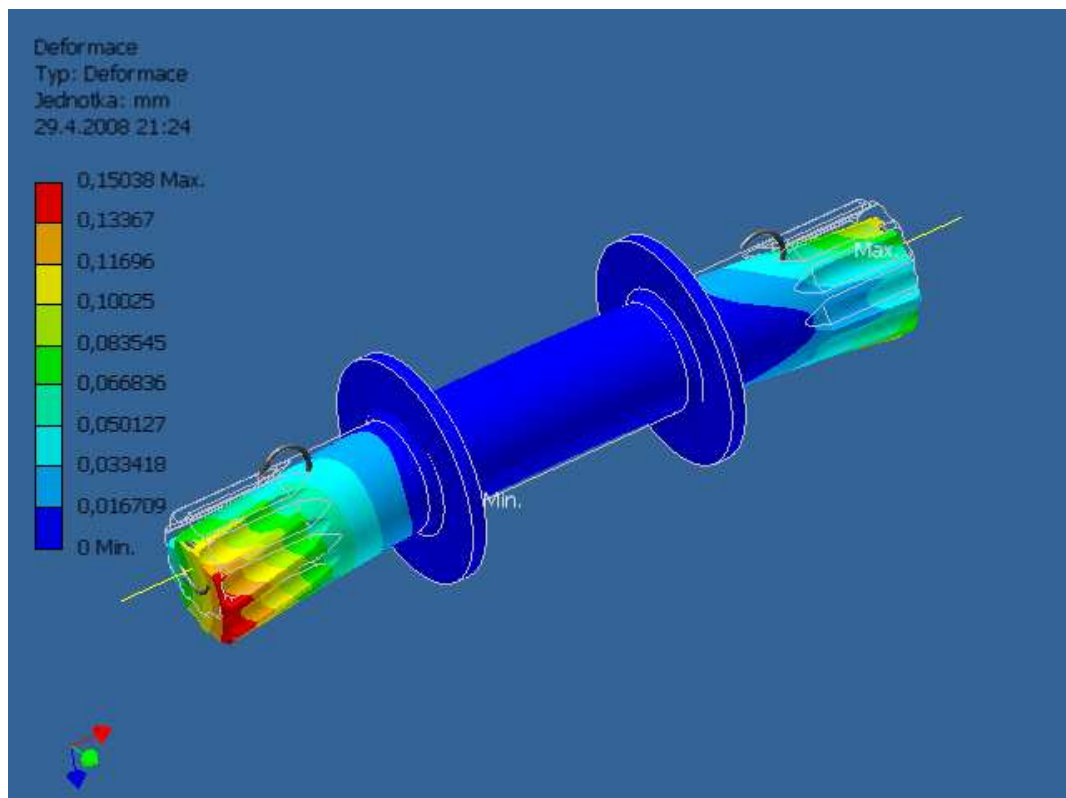
4.5. Průběh napětí řešený pomocí MKP

Tento bod mé bakalářské práce je pouze informativního charakteru. V osnovách, pro všechny tři ročníky bakalářského studia, pro profesní obory bohužel nejsou možnosti na výuku, této pokročilé metody výpočtu namáhání. Proto ji zde uvádím pouze jako možnost, řešení pomocí počítačů. Všechny obrázky, které jsou zde vyobrazené, simulují průběh u nejméně namáhané součásti a to osy. Pomocí barevné stupnice uvedené v rohu obrázku, můžeme potvrdit výpočty uvedené v předchozím odstavci. Přiložené obrázky demonstrují prostorové rozložení napětí v prostoru (obr.12, obr.13). Což by v ručně dělaných výpočtech zabralo spoustu času a představivosti. K vykreslení bylo použito programu Autodesk Inventor® ve spolupráci s výpočtovým programem na početní operace Ansys®.



Obr.12

Ekvivalentní napětí na ose jednokolky



Obr.13

Deformace na ose jednokolky

5. Studie kola s jednou vidlicí

Lidé, kteří působí v oblasti cyklistiky znají americkou společnost Cannondale, která jako jediná na světě vyrábí kola s přední vidlicí o jediném rameni. Vidlice má pouze svou levou část a proto se nazývá – Lefty (obr. 14). Důvod, proč se vůbec zabývá možnostmi této myšlenky využít ji pro jednokolku je prostý. Je to díky důvodům, kvůli kterým se díky kterým se tato vidlice používá pro jízdní kola. Její výhody jsou: o 35% snížení váhy díky absenci druhé druhého ramene, lepší ovladatelnost díky menší setrvačnosti celého komponentu, lepší stabilita díky váhovému úbytku a v neposlední řadě kladné ohlasy na výborné jízdní vlastnosti. Oproti tomu, jediná nevýhoda je cena za tuto vidlici. Z těchto důvodů chci spojit tyto výborné vlastnosti s jednokolkou. Na jednokolce je úplně jiné rozložení sil, a proto studie vyžaduje pevnostní přezkoumání celé vidlice.



Obr. 14

Jednostranná vidlice firmy Cannondale. Zdroj www.cannondale.com

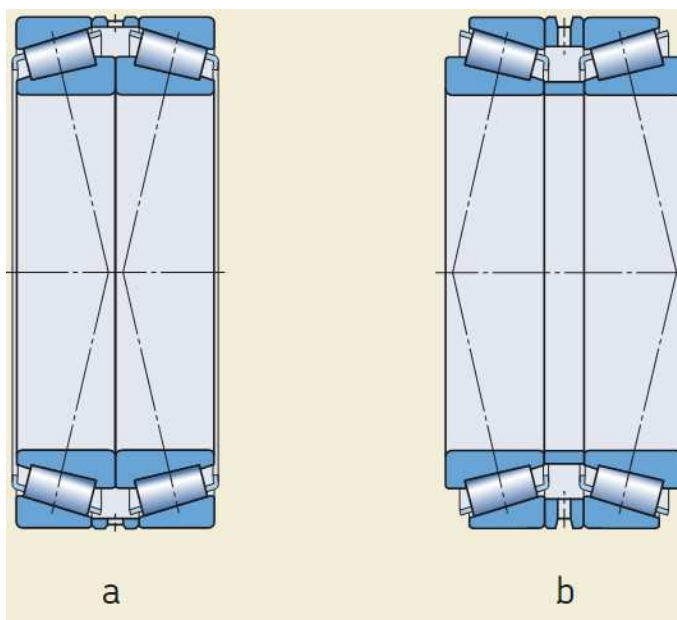
5.1. Výpočet namáhaných součástí

Jestliže na obvyklé konstrukci jednokolky je nejnamáhanější součástí osa a taky sedlovka, tak na studii o jednom rameni je to jednoznačně rameno. V první řadě zde chci uvést konstrukční řešení. Jednokolka se od jízdního kola liší tím, že valení ložisek jsou řešena ve středu samotného kola, kdežto jednokolka se protáčí v ramenech vidlice. U kola je to jednodušší, protože ložisko samotné je uloženo na jednom, a to kuželovitým ložiskem, kde se může protáčet. Síla na kolo potom působí přímo do ložiska a do středu samotného kola.

U jednokolky toto řešení nelze provést, protože osa se musí protáčet v rámu – v jednom rameni vidlice. Proto se zde musí použít atypické ložisko, které bude přenášet radiální složku síly a její momentový účinek[11].

5.1.1. Výpočet osy a ložiska

Pokud se bavíme o jednokolce s jedním ramenem, musí být konstrukce středu koncipována jinak než na jednokolce s oboustrannou vidlicí. Nechal jsem se inspirovat v automobilovém průmyslu a řešením u kolejových vozidel[12]. Tam se v zásadě používají dva typy párových kuželíkových ložisek. Na obr. 15 jsou uvedeny oba typy. Ložisko *a* je uspořádání do „X“, je levnější, ale za to unese méně zátěže. Oproti tomu uspořádání do „O“ znázorněné jako *b* je dražší, ale unese vyšší zátěž a dokonce klopné momenty. Podle specifik je uspořádání do „O“ lepší volba.



Obr. 15

Kuželíkové ložiska. Zdroj [12]

Nejmenší vyráběná velikost ložisek je průměr $d=25$ mm, což pro potřeby jednokolky bohatě postačuje. Pevnostně ložisko nebude počítat, protože už to je nad rámec práce, ale za zmínku stojí, že v autech používaný průměr $d=30$ mm unese rázově zatížení 800 kg.

5.1.2. Rameno

Rameno samotné nebude počítat na ohyb, protože takové působení je zde zanedbatelné a budu jej kontrolovat pouze na vzpěr, protože zhroucení zde hrozí

mnohem více. Budu počítat jaké rozměry má mít trubka. Je to materiál 4130 CrMo ($\sigma_k=400\text{MPa}$)[9]. Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti je $K_k=2$ a vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability $k_s=1,5$ z tohoto důvodů musí být trubka v pružném stavu a pro výpočet kritické síly můžu použít Eulerovy vztahy[7]. Rameno je vázáno podle obr. 16, a pro něj je charakteristická rovnice $\alpha = \pi$.



Obr. 16

Zjednodušený náčrt vázání ramena jednokolky. Zdroj [10].

Podmínky spolehlivosti:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_D \Rightarrow \sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_k}{k_k}, \quad F_{\max} \leq F_D \Rightarrow F_{\max} \leq \frac{F_S}{k_S}$$

kde

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{S}, \quad F_S = \frac{\alpha^2 EJ}{l^2}$$

$$\text{pokud dosadíme za } S = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \text{ a } J = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$

zpátky dosazením do první podmínky spolehlivosti:

$$\frac{4F}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{\sigma_k}{k_k} \Rightarrow D^2 - d^2 = \frac{4F}{\pi} \frac{k_k}{\sigma_k}$$

dosazením do druhé podmínky dostáváme, za předpokladu $J = \frac{\pi}{16}(D^2 + d^2)S$

$$F_{\max} = \frac{\alpha^2 EJ}{l^2 k_S} = \frac{\alpha^2 E(D^2 + d^2)S}{16l^2 k_S} = \frac{\alpha^2 E}{16l^2 k_S} (D^2 + d^2) \frac{F k_k}{\sigma_k} \Rightarrow D^2 + d^2 = \frac{16l^2 \sigma_k}{\alpha^2 E} \cdot \frac{k_S}{k_k}$$

z této rovnice nám vypadnou 2 neznámé a to D, d pro které můžeme napsat:

$$D = \sqrt{2 \left[\frac{4 \cdot l^2 \sigma_k \cdot k_s}{\alpha^2 E \cdot k_k} + \frac{F \cdot k_k}{\pi \cdot \sigma_k} \right]} = \sqrt{2 \left[\frac{4 \cdot 0,026^2 \cdot 400 \cdot 10^6}{\pi^2 2,1 \cdot 10^{11}} \cdot \frac{1,5}{2} + \frac{7053}{\pi} \cdot \frac{2}{400 \cdot 10^6} \right]} = 0,0048m$$

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4Fk_k}{\pi \cdot \sigma_k}} = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot 7053 \cdot 2}{\pi \cdot 400 \cdot 10^6}} = 0,0046m$$

Štíhlost prutu:

$$\lambda = \frac{l}{i} = l \sqrt{\frac{S}{J}} = l \sqrt{\frac{\pi D^2 (1 - \beta^2) 64}{4 \pi D^4 (1 - \beta^4)}} = \frac{4l}{D \sqrt{1 + \beta^2}} = 15,64$$

kde

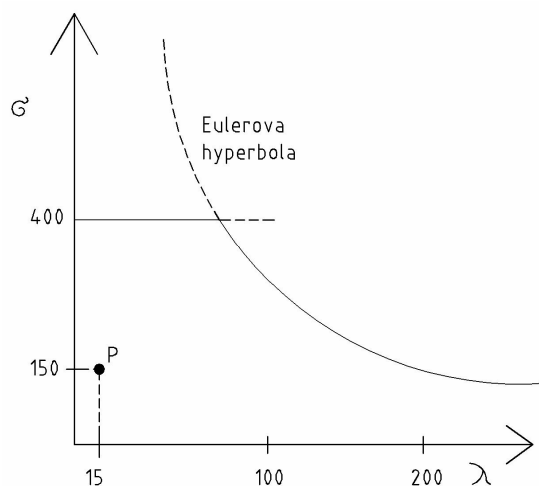
$$\beta = \frac{d}{D}$$

Napětí v prutu:

$$\sigma_p = \frac{F}{S} = \frac{4F}{D^2 \sqrt{1 - \beta^2}} = 150,04MPa$$

Podle těchto údajů sestrojíme bod P (λ_p, σ_p), který leží v grafu na obr. 17. Eulerova hyperbola je dána vztahem $\sigma_s = \frac{\alpha^2 E}{\lambda^2}$, a bod P leží uvnitř pod hyperbolou a pod přímkou σ_k . Bezpečnosti lze vyjádřit vztahem:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_p} = 2,6, \quad k_s = \frac{\sigma_{s1}}{\sigma_p} = \frac{\alpha^2 E}{F} \cdot \frac{\pi D^4 (1 - \beta)}{16l^2 (1 + \beta^2)} = 4,5$$



Obr. 17
Diagram σ - λ .

Při zhodnocení celého výpočtu jsem došel k závěru, že navrhované průměry jsou vyhovující. V praxi se bude používat průměr minimálně 25mm, z důvodu lepšího uchycení svaru a větší plochy na přivaření domečku.

Další místo, kde by mohlo dojít k narušení soudržnosti je svar nad domečkem samotného ložiska. Při známé síle a dovolenému napětí je výpočet jednoduchý.

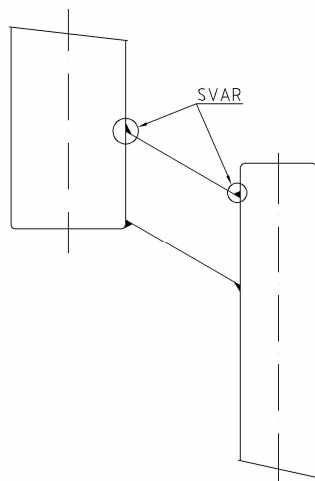
$$\sigma_{SV} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot l}{\frac{1}{6} \cdot 0,7(\pi D)^2 t} = \frac{7053 \cdot 0,06 \cdot 6}{0,7(\pi 0,0025)^2 3} = 196,29 \text{ MPa}$$

$$k_k = \frac{\sigma_{SV_D}}{\sigma_{SV}} = \frac{480}{196,29} = 2,44$$

Z výpočtu plyne, že střední část je vyhovující.

5.1.3. Řez ve svaru na hlavici vidlice

Posledním prvkem, který by mohl vyvolat zhroucení jednokolky je místo svaru na hlavě ramene. Konstrukce umožňuje i jinou možnost a to takovou, že hlava bude z jednoho kusu a pouze ohnutá do požadovaného tvaru. Ovšem to zabraňuje výškovou manipulaci se sedlovkou, a proto jsem se rozhodl pro řešení pomocí svarku.



Obr. 18

Znázornění problémových míst.

Na tyto svary působí síla tíhy samotného jezdce a následně také síla při výskoku na určitou překážku. Síly jsou vypočtené v předchozích příkladech. Svary obecně jsou prováděny z materiálu lepšího než je základový, proto budu počítat pouze s dovoleným napětím základního materiálu. Na obr. 17 je patrné, že se jedná o koutový svar namáhaný smykem a ohybem. Protože jsou svary symetrické budu počítat pouze jednu stranu. Dovolené napětí materiálu 4130 CrMo je 800 MPa.

Namáhání smykem:

$$\tau_{SV} = \frac{F}{S} = \frac{F}{0,7t\pi(r_2^2 - r_1^2)} = \frac{981}{0,7 \cdot 3\pi(0,014^2 - 0,012^2)} = 3,7MPa$$

$$\sigma_{SV} = \frac{Mo}{Wo} = \frac{F \cdot l}{\frac{1}{6} \cdot 0,7(\pi D)^2 t} = \frac{981 \cdot 0,03 \cdot 6}{0,7(\pi 0,025)^2 3} = 13,63MPa$$

Protože se jedná o kombinované namáhání je nutné ještě výsledky dělit koeficienty α_σ , α_τ .

$$\tau_c = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{SV}}{\alpha_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{SV}}{\alpha_\tau}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{13,63}{0,85}\right)^2 + \left(\frac{3,7}{0,7}\right)^2} = 16,88MPa$$

Podmínka bezpečnosti:

$$\tau_c \leq \frac{0,6 Re}{k} \Rightarrow k \leq \frac{0,6 \cdot 800}{16,88} = 28$$

Po náročných výpočtech vidíme, že jednokolka o jednom rameni opravdu může jezdit. Druhou otázkou ovšem zůstává jaký to bude mít vliv na rovnováhu jezdce. Další nezanedbatelná otázka je ekonomická. Samotné ložisko je 4x dražší než normální, nehledě na to, že výroba by byla obtížnější. Při výrobě by se vedl důraz na kvalitu zpracování, a propracovatelnost svarů.

6. Diskuze

V bakalářské práci jsem použil veškeré znalosti, které jako student 3. ročníku můžu mít. Z tohoto však plyne mnoho nedostatků, které při vypracovávání mé práce vznikly. Protože však nemám dostatečné znalosti na řešení složitějších úloh, musel jsem volit jednodušší řešení na úkor výsledků. Tyto výsledky se budou od skutečnosti lišit právě na základě chyby uskutečněné z důvodu jednoduchosti řešení.

Při výpočtu mezního úhlu jsem postupoval z internetových zdrojů, které ovšem nemají mezinárodně uznaný encyklopedický charakter a je možné, že je v nich chyba. Tyto vzorce vychází z patentu na elektrickou jednokolku, proto se domnívám, že chyba bude velice malá.

Při provádění experimentu jsem zacházel s fotoaparátem o rozlišení 4MPx. Výsledná rychlost byla dopočítávána pomocí odhadu, to samo o sobě má v sobě chybu a to dosti velkou. Pokud chci dosáhnout lepšího měření, bylo by potřeba laboratorních podmínek.

Výpočty únavy vycházely z tabulkových hodnot dovolených mezí únavy. Tyto tabulky byly vytvořeny podle určitých teorií, které se nemusí shodovat aplikací, proto únava nedosahuje zdaleka takových hodnot kolik by bylo opravdu potřeba. Pro samotnou únavu je několik teorií a je potřeba zkušebních vzorků na přesné zjištění.

U studie jednokolky s jednou stranou vidlice, je možné, že se vyskytne ještě další místo, kde se objeví špička namáhání. Toto místo jsem však neobjevil a je možné, že se na něj přijde až při samotné výrobě. V samotné bakalářské práci uvádím pouze řešení motocyklu pro trialové použití. U dalších typů jednokolek bude situace určitě odlišná a namáhání bude určitě jiné.

7. Závěr

V mé bakalářské práci jsem se zabýval jednokolku, její konstrukcí a silami. Ač je to pro mnoho lidí nepochopitelné, na tomto nezvyklém dopravním prostředku se dá jezdit a to velice obstojně. Řešil jsem pevnostní namáhání pro nejnamáhanější součástky a to osu a sedlovku. Veškeré výsledky v sobě mají určitou chybu, které jsem si vědom a byly popsány v předchozí kapitole. Hodnotově jsou ale určitě směrodatné a dají se použít v praxi při konstrukci. V práci je zmíněna metoda MKP a výsledky této metody jsem zobrazeny na přiložených obrázcích. Tato metoda dává do budoucna mnohem ucelenější pohled na namáhané součástky. Při studii kola s jedinou vidlicí jsem navrhoval jednokolku jako prototyp, protože tato jednokolka nikdy neexistovala a řešení namáhání může být odlišné od skutečného. Toto se však zjistí, až pokud tuto jednokolku opravdu někdo začne vyrábět.

8. Seznam použitých zdrojů

[1] Gere J. M. and Timoshenko: *Mechanics of materials*. Chapman and Hall. ISBN 55-503-79

[2] Kris Holm. *Evolution of balance* [online] 23.4.2008
URL: <<http://www.krisholm.com/>>

[3] Wikipedia. *Unicycle* [online]; 11.5.2008
URL: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Unicycle>>

[4] Trevor Blacwell. *A self-balancing electric unicycle* [online] 5.2.2008
URL: <<http://tlb.org/>>

[5] Wikipedia. *Inverted pendulum* [online]; 6.5.2008
URL: <http://en.wikipedia.org/wiki/Inverted_pendulum>

[6] Jíra J.; *Mechanika 2- dynamika*; ČVUT FD; 3.4.2008
URL: <http://mech.fd.cvut.cz/education/bachelor/k618kd/download/kd_prednasky.pdf>

[7] Janíček P., Florian Z.; *Mechanika těles – úlohy z pružnosti pevnosti I*; CERM; ISBN 80-214-2655-1

[8] Novák J.; *Konstrukční řešení uzlu jízdního kola* [online]; SPŠS Plzeň; 3.4.2005;
URL: <<http://www.spstr.pilsedu.cz/ucpomuc/>>

[9] Vávra, Pavel a kol.; *Strojnické tabulky*; Scientia; 985 s.; ISBN 80-7183-164-6

[10] Janíček P, Ondráček E., Vrbka J.; skripta ke stažení - *Mechanika těles – pružnost pevnost I*; VUT FME [online] 6.5.2008 URL: <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/index.php?lang=cz>>

[11] Ložiska Urban; Katalog ložisek, kuželíková začínající trojčíslím nebo písmeny; [online] 6.5.2008 URL: <<http://www.eloziska.cz/katalog/kuzelikova.asp>>

[12] SKF, Katalog kuželíkových ložisek; [online] 2.5.2008
URL: <http://www.arkov.cz/katalogy/1/6000_CS_05_kuzelikova_loziska.pdf>

9. Seznam použitých zkratek a symbolů

MKP	- metoda konečných prvků
atd.	- a tak dále
F [N]	- síla
F_{\max} [N]	- maximální síla
F_D [N]	- dovolená síla
F_g [N]	- gravitační síla
F_t [N]	- síla v tahu
v [m/s]	- rychlost
σ_k [MPa]	- dovolené napětí
Θ [°]	- úhel
l [m]	- délka
g [m/s ²]	- gravitační zrychlení
t [s]	- čas
ω [rad]	- radiální úhel
E_k [J]	- kinetická energie
E_p [J]	- potenciální energie
E [J]	- součet všech energií
W [J]	- práce
s [m]	- dráha
H [J]	- hybnost
d [m]	- průměr
W_o [m ³]	- modul průřezu v ohybu
W_k [m ³]	- modul průřezu v krutu
R_m [MPa]	- mez pevnosti v tahu
y [m]	- amplituda
λ_p	- štíhlost prutu bodě P
σ_p [MPa]	- napětí v prutu v bodě P
σ_k [MPa]	- napětí v prutu dovolené
σ_o [MPa]	- napětí v ohybu
σ_{od} [MPa]	- napětí v ohybu dovolené
σ_{red} [MPa]	- redukované napětí
σ_{\max} [MPa]	- maximální napětí
k_k	- bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti
k_S	- bezpečnost vzhledem k meznímu stavu stability
τ_c [MPa]	- napětí ve svaru celkové
τ_k [MPa]	- napětí v krutu

τ_{\max} [MPa]	- maximální napětí
τ_{kd} [MPa]	- napětí v krutu dovolené
τ_{sv} [MPa]	- tečné napětí ve svaru
τ_{svd} [MPa]	- tečné napětí ve svaru dovolené
σ_{sv} [MPa]	- normálové napětí ve svaru
σ_{svd} [MPa]	- normálové napětí ve svaru dovolené
α_{σ}	- součinitel pro normálové napětí, kombinované namáhání
α_{τ}	- součinitel pro tečné napětí ve svaru, kombinované namáhání
r [m]	- poloměr
D [m]	- velký průměr
d [m]	- malý průměr
S [m ²]	- plocha
β	- poměr mezi malým průměrem a velkým průměrem u vzpěru
J [m ⁴]	- kvadratický moment k určitému průřezu
E [MPa]	- Yongův modul pružnosti pro ocel

10. Seznam příloh

Výkres sestavy jednokolky.	1-3P/21-7-1
Výkres sedlové trubky.	4-3P/21-7-2
Výkres osy.	4-3P/21-7-3
Výkres sestavy jednokolky s jedinou vidlicí.	1-3P/21-7-4