



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HPV PRO MĚSTSKÝ PROVOZ A SENIORY

CITYBIKE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Matěj Řehánek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Matěj Řehánek
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

HPV pro městský provoz a seniory

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem diplomové práce magisterského studia je komplexní studium problematiky silničních vozidel poháněných lidskou silou (HPV) a na základě shromážděných poznatků zpracovat vlastní návrh HPV určeného pro každodenní městský provoz starších osob.

Cíle diplomové práce:

Cílem řešení diplomové práce je konstrukční návrh silničního vozidla poháněného lidskou silou určeného pro každodenní jízdu ve městě se zaměřením na starší uživatele. Práce bude obsahovat zhodnocení konstrukcí současných jízdních kol s ohledem na jejich nedostatky pro uvedený účel, vlastní konstrukční návrh vozidla, výkres sestavy vozidla, pevnostní kontrolu vybraných dílů, výrobní výkres rámu, kritické zhodnocení a závěr práce.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

ACHTENOVÁ, Gabriela. Převodná ústrojí motorových vozidel: diferenciály a děliče momentu. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2015. 56 s. ISBN 978-80-01-04855-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh vozidla poháněného lidskou silou a následnou pevnostní analýzu navrhnutého rámu. Vozidlo je určeno do městského provozu s ohledem na tělesně postižené osoby a seniory. S ohledem na prostředí, kde bude vozidlo jezdit, je v práci také obsaženo porovnání jednotlivých kategorií bicyklů.

KLÍČOVÁ SLOVA

HPV, vozidlo poháněné lidskou silou, konstrukční návrh rámu bicyklu, pevnostní analýza, městský bicykl

ABSTRACT

This diploma thesis is focused on design proposal of bicycle frame, which is powered by human force and then strength analysis of designed frame. Vehicle is designed to city and relates to physically handicapped persons and elderly people. This thesis content comparison of different types of bicycles.

KEYWORDS

HPV, human powered vehicle, design proposal of bicycle frame, strength analysis, city bike

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŘEHÁNEK, M. *HPV pro městský provoz a seniory*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 82 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, Csc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeňka Kaplana, Csc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Matěj Řehánek

PODĚKOVÁNÍ

Velmi rád bych poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Zdeňku Kaplanovi, Csc., za cenné rady. Dále bych rád poděkoval Ing. Pavlu Ramíkovi, za konzultace týkající se pevnostní analýzy. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým nejbližším, kteří mi byli oporou po celou dobu studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Historie jízdních kol	11
2 Vliv cyklistiky na zdraví člověka	14
3 Vliv dopravy na životní prostředí	17
3.1 Opatření zaměřena na rozvoj cyklistiky	18
3.2 Opatření na redukci motorových vozidel ve městech	21
4 Definice městského kola	23
4.1 Rámy	23
4.2 Vidlice	27
4.3 Ráfek a plášť	28
4.4 Pohon	29
5 Návrh vlastního rámu	32
5.1 Tělesná konstituce uživatele	33
5.2 Návrh rozměrů	33
5.3 Volba rozměrů	36
5.4 Velikost ráfku	37
5.5 Volba převodu	38
5.6 Normalizované rozměry	42
6 Konstrukční řešení	44
6.1 Modely	44
6.2 Výběr prostředí	49
6.3 Konverze modelu z Creo do Ansys	50
6.4 Síť	50
6.5 Materiál	52
7 Statická pevnostní analýza	54
7.1 Zatížení při šlapání	55
7.2 Zatížení vidlice	61
7.3 Zatížení sedlové trubky	64
7.4 Brzdné účinky	66
7.5 Zhodnocení statické pevnostní analýzy	70
8 Únavová pevnost	71
8.1 Únavový test šlapání	71
8.2 Únavový test brzdění	73
9 zhodnocení výsledků	74
Závěr	76

Seznam použitých zkratek a symbolů	81
Seznam příloh.....	82

ÚVOD

Bicykly, a celkově cyklistika, prochází obrovským vývojem již od roku 1817, kdy byl sestaven první bicykl. Nemám na mysli pouze vývoj geometrie a vytváření různých variací konstrukčních řešení, nýbrž chápání cyklistiky a jejím zařazením do každodenního života. Počátkem devatenáctého století byla cyklistika považována za žhavý módní výstřelek, kterému nebyla přisuzována žádná budoucnost. Opak se stal pravdou a již koncem zmiňovaného století bylo společenskou nutností vlastnit bicykl. V první polovině dvacátého století, zejména kvůli chudobě, zapříčiněné oběma válkami, cyklistika nebyla nechána jen jako zábava, ale z bicyklů se stal plnohodnotný dopravní prostředek. Úpadek cyklistiky byl zaznamenán v druhé polovině dvacátého století. Příčinou byl rozvoj automobilů, které se velmi rozšířily po celém světě.

V dnešní době se k užívání bicyklů vrací nemalé množství lidí. Někteří hledají v cyklistice odreagování, zejména lidé pracující v kancelářích. Mnozí mají bicykl jako alternativní dopravní prostředek do zaměstnání. V posledních letech je kladen důraz na podporu cyklistiky ve městech. Konkrétně hovořím o budování cyklostezek a systémech, které nabízí za nízkou částku pronájem bicyklu apod. Zvýšený zájem o zavedení kol do měst je odůvodněn ekologickými názory lidí, kteří se nechtějí smířit s vysokými emisemi, hlukem a polétavými částicemi produkovanými velkým množstvím automobilů. Další velkou výhodou je rychlý přesun po městě, odpadá i hledání parkovacího místa. Politikové a radní velkých měst vidí v cyklistice budoucnost městské dopravy, protože je zcela ekologická a neprodukuje ani hlukové ani jakékoliv jiné emise.

Zvyšováním zájmu o cyklistiku vzniká nemalé množství firem, zaměřených na výrobu všech druhů kol. Bohužel velmi malé procento z nich se zabývá pevnostními analýzami navrhovaných rámu. Moje diplomová práce je zaměřena na bicykl vhodný do městského provozu, přičemž je kladen důraz na snadné nastupování s ohledem na starší nebo tělesně postižené osoby. Cílem mé diplomové práce je navrhnout rám, který bude vhodný do městského provozu. Na tomto rámu budou provedeny simulace všech činností, např. šlapání, brzdění apod. Všechny okrajové podmínky budou zadávány s ohledem na příslušnou normu. Nejprve bude provedena simulace z hlediska statického zatěžování, to zejména z důvodu lokalizace kritického místa. Následně bude provedena únavová analýza, která odhalí životnost rámu při určitém dynamickém zatěžování.

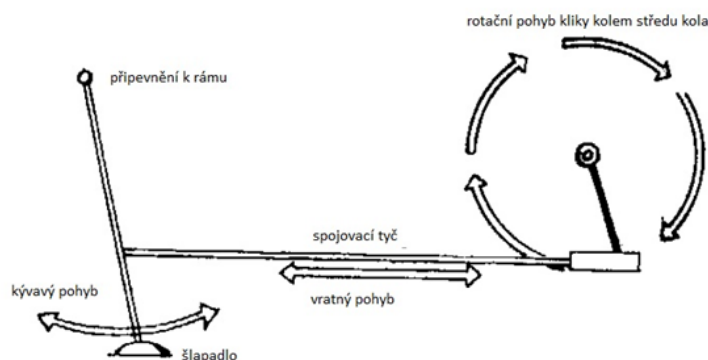
1 HISTORIE JÍZDNÍCH KOL

Jednostopá vozidla poháněna lidskou silou mají velmi pestrou historii. Dle dochovaných záznamů bylo první kolo sestaveno již v roce 1817. Za uplynulých 200 let tento vynález procházel výraznými změnami a vývojem. Prvenství náleží německému baronovi Karlu von Draisem. Podle příjmení vynálezce se tomuto vozidlu začalo přezdívat „Draisienne“¹. V literatuře se můžeme setkat také s označením „Velocipede“². Tento stroj můžeme označovat jako předchůdce dnešního bicyklu, ačkoliv se modernímu kolu vůbec nepodobá. Konstrukce byla tvořena výhradně ze dřeva a dřevěná kola byla obepnuta kovovým páskem. Přední kolo bylo upevněno na čepu, což umožňovalo změnu směru jízdy. Zadní kolo bylo pevné, stejně jako je tomu u moderních bicyklů. Pohon nebyl zajišťován šlapáním, nýbrž pouhým odrážením se od země. [1] Původní myšlenkou Karla Draise bylo sestavení stroje, který nahradí koňský hřbet. V roce 1810 vlivem velké neúrody a několika katastrof docházelo k masivnímu hladovění a vybíjení koní. Tato skutečnost měla za následek jejich nedostatek, což byl veliký problém v dopravě. V roce 1817 byla vytvořena náhrada koňského hřbetu poháněna lidskou silou.



Obr. 1 Drezína barona Karla von Draise [1]

Denis Johanson zkopíroval a vyráběl Draisův vynález ve Velké Británii. Pro komerční účely byl nazýván „pěší kočár“ a byl zálibou pro Britské aristokraty. Později byl „pěší kočár“ zakázán z důvodu ohrožování chodců na chodníku. [2] Dalším významným krokem byla změna pohonu bicyklu. Otázkou však je, kdo první namontoval na velociped revoluční páky a převodový systém.



Obr. 2 Grafické znázornění pohonu velocipedu [3]

¹ český výraz „drezína“

² český výraz „velociped“

Zdroj [2] uvádí jméno Němce Karla Kecha, jenž měl být prvním autorem již zmíněné změny pohonu. Nicméně první patent tohoto způsobu pohánění nebyl udělen Kechovi, ale francouzskému výrobcí kočárů Pierru Lallementovi. Ten obdržel patent na dvoukolové vozidlo poháněno pedály.



Obr. 3 Velociped Pierra Lallementa [4]

Kolo mělo dřevěný rám a ocelová kola. Vylepšení oproti vynálezu Dreise bylo poháněné přední kolo pomocí pedálů. Tento bicykl byl přezdíván „bone shaker“³ kvůli jízdě po hrbolatých cestách tehdejší doby. [2]

Pierre Lallement v roce 1864, než obdržel svůj patent, veřejně publikoval svoji tvorbu. Tato skutečnost inspirovala Aimeho a Reneho Oliverovy, syny bohatého pařížského průmyslníka, na výrobu jejich vlastního velocipedu. Tito mladí pánové společně se spolužákem Georgem de la Bouglise oslovili mladého kováře a výrobce kočárů Pierra Michauxe k vytvoření potřebných dílů pro realizaci jejich vynálezu. Tím vznikla v roce 1867 firma na masovou výrobu velocipedů, jejich uvedení do prodeje byl velký hit, nicméně jeho vysoké pořizovací náklady dohnaly firmu ke krachu. V průběhu vývoje se objevovaly nevýhody této konstrukce, např. při vyšších rychlostech byla potřebná značná frekvence šlapání, což bylo velmi únavné. Aby bylo dosaženo většího převodu, bylo potřeba zvětšit přední (hnané) kolo. [2]

Tzv. „High wheel“⁴ začal vyrábět Angličan John Kemp Starley. Rám nebyl tvořen ze dřeva, jako tomu bylo dříve, ale z dutých kovových trubek. Značnou inovací prošla i kola, která již nebyla ze dřeva nebo z kovu, ta byla vypletena a po jejich obvodu byly nasazeny pryžové obruče. Vysoké kolo bylo taktéž vybaveno čelistovými brzdami. [2]

Jako hlavní výhoda tohoto kola byla označována vysoká rychlost, které bylo možné během jízdy dosáhnout. Naopak nevýhodou bylo vysoko posazené těžiště cyklisty, kvůli této pozici těžiště a ztrátě stability docházelo k častým pádům.

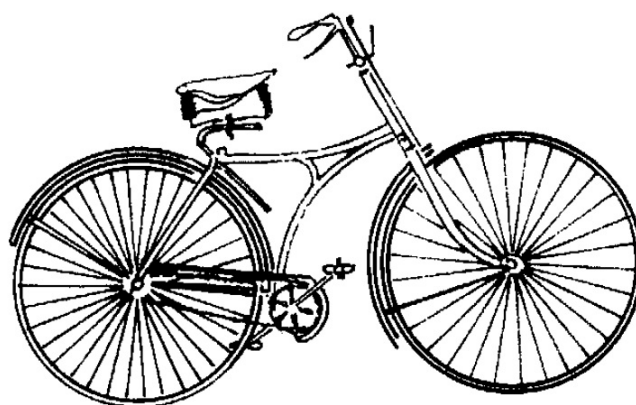
³ český výraz „kostitřas“

⁴ český výraz „vysoké kolo“



Obr. 4 High wheel vyrobený Johnem Kempem Starleyem [5]

Na zvýšení stability bicyklu konstruktéři té doby vyvíjeli velké úsilí, ale bohužel bez úspěchu. Pro odstranění nevýhod vysokého kola bylo nutné vymyslet novou koncepci. Ta by měla posadit jezdce opět níže, aby bylo značně sníženo těžiště soustavy, čehož nebylo možné dosáhnout při stávajícím řešení. První bezpečné kolo podobající se dnešnímu modernímu bicyklu bylo navrženo v roce 1879 anglickým inženýrem Henrrym Johnem Lawsonem. U této koncepce seděl řidič mezi předním a zadním kolem. Pohon byl zajištěn pedály, přenášející sílu přes řetěz na zadní kolo. Pro dosažení vyšších rychlostí mělo kolo větší převodový poměr. U šlapátek bylo umístěno velké ozubené kolo, naopak zadní hnané kolo bylo osazeno menším ozubeným kolem s nižším počtem zubů. Tato konfigurace pohonu odstranila potřebu velkého hnaného kola. Značnou předností tohoto kola byla možnost jezdce položit nohu na zem v případě ztráty stability bicyklu. Nízko posazené těžiště odstranilo riziko pádu řidiče při nižších rychlostech. Jako tomu bylo u všech předchozích variant, ale ani tento návrh se neobešel bez nevýhod. Tvrdá kola přenášela na rám daleko více vibrací než koncepce vysokého kola, čímž se snížil jízdní komfort. Šlapátka byla umístěna velmi blízko k zemi, což mělo za následek časté kolize pedálu s podložkou. [3]



Obr. 5 Nákras prvního bezpečného bicyklu [3]

Pozdějšími úpravami a neustálým vývojem se z tohoto kola stal hit, který přetrvává dodnes. Za posledních 100 let se bicykly prakticky nezměnily. Na obrázku 5 moderního kola můžeme vidět podobu dnešního bicyklu. Samozřejmě koncepce procházela a prochází nejrůznějšími úpravami, zejména použití lehčích a pevnějších materiálů, zavedení kuličkových ložisek do nábojů kol a zvýšení efektu brzd.

2 VLIV CYKLISTIKY NA ZDRAVÍ ČLOVĚKA

Není pochyb, že jízda na kole má velmi pozitivní vliv na lidské zdraví. Mezi nejvýznamnější přednosti jízdy na kole patří snížení rizika předčasného úmrtí na následky kardiovaskulárních chorob. Přitom v Evropě je 49 % úmrtí způsobeno právě tímto onemocněním. Naštěstí se většině těchto chorob dá v čas zabránit prevencí. Cyklistika však nemá pozitivní vliv pouze na srdce a nemoci s ním spojené. Pravidelný pohyb totiž snižuje nebezpečí výskytu rakoviny prsu, tlustého střeva, cukrovky a také vysokého krevního tlaku. Mezi další pozitivní aspekty můžeme zařadit snižování váhy těla, udržování zdravých kostí, svalů a kloubů. [6][7] Obsáhlou studii zabývající se vztahem mezi zdravím, tělesným cvičením a cyklistikou provedl The Danish Ecological Council. Jedním z cílů této studie bylo kvantifikovat ohrožení zdraví vlivem obezity, jelikož v poslední době můžeme pozorovat zvyšující se trend obézních lidí vlivem sedavého životního stylu. Zaměření nebylo pouze na dospělé osoby, ale také na děti a adolescenty. The Danish Ecological Council se zaměřil i na posouzení tělesné nečinnosti a kvantifikování aktivního životního stylu v závislosti na zdraví.[8]

V Tabulce 1 můžeme pozorovat závislost každodenního pohybu na snížení rizika onemocnění. S odkazem na dlouho trvající studie prováděné The Danish Ecological Council lze dosáhnout snížení rizika pouhými třiceti minutami cvičení denně.

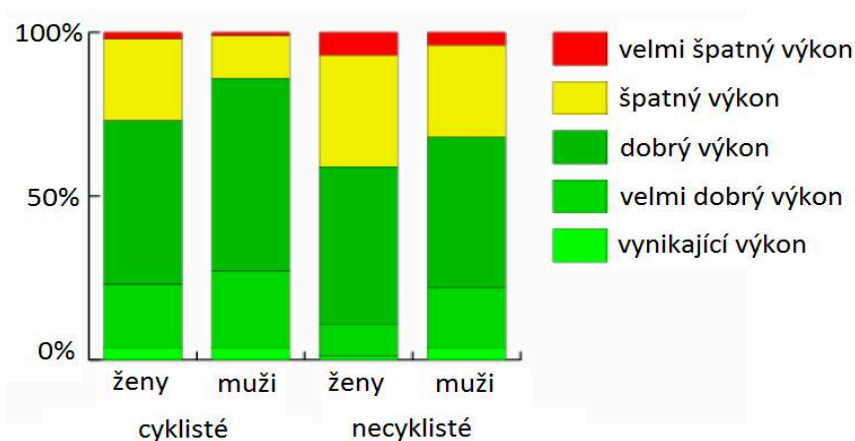
Tab. 1 Vliv cvičení na snížení potenciálního rizika různými onemocněními [8]

Onemocnění	Dánsko	Norsko	Světová zdravotnická organizace	Švýcarsko
	2003	2001	2003	2001
Hypertenze		30		32
Kardiovaskulární onemocnění	40	50	33	46
Diabetes	>20	50		47
Osteoporóza	50			50
Rakovina prsu	50	20-30	20-25	28
Rakovina tlustého střeva	50	50	20-25	47
Žlučové kameny	34			
Deprese				68
Bolest zad				26

Jízda na kole vyžaduje minimální množství energie. Šlapání při konstantní rychlosti na rovném úseku vyžaduje mnohem menší energetický výdaj, než je potřeba při poklidné chůzi. Pokud bereme v potaz mírné svahy a občasné rozjíždění, mluvíme o vydání energie přibližně stejně velkým, jako je tomu u svižnější chůze. Při srovnatelném množství vydané energie nás však kolo doveze mnohem dále, než bychom došli pěšky.

Bližší zkoumání dánských dospělých lidí dojíždějících do práce na bicyklu prokázalo pozitivní účinky na jejich zdraví. Dokonce při zohlednění veškerých vlivů, jako je fyzická náročnost v zaměstnání, kouření, aktivity ve volném čase nebo body mass index byla zjištěna 28% odchylka v úmrtnosti v porovnání s lidmi, kteří na bicyklu do práce nedojíždí.

The Danish Ecological Council se také zabýval korelací mezi jízdou na kole a fyzickými výkony v jiných oblastech. Studie shledala, že pravidelní cyklisté jsou mnohem fyzicky zdatnější v ostatních oblastech než lidé, kteří jsou sice také fyzicky aktivní, ale navštěvují například pouze fit centrum a zaměřují se pouze na posilování svalstva. Rozdíly mezi těmito lidmi jsou vyobrazeny v Grafu 1 přiloženým pod odstavcem. [8]

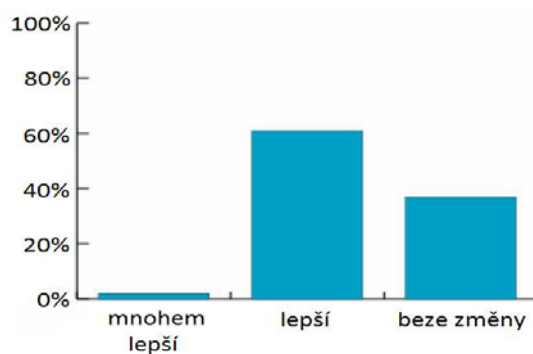


Graf 1 Porovnání fyzických výkonů cyklistů a necyklistů [8]

Pro úplnost a objektivitu uvádím další pozitivní vlivy jízdy na kole, které jsou zmíněny v jiné literatuře a odkazující na jiné zdroje:

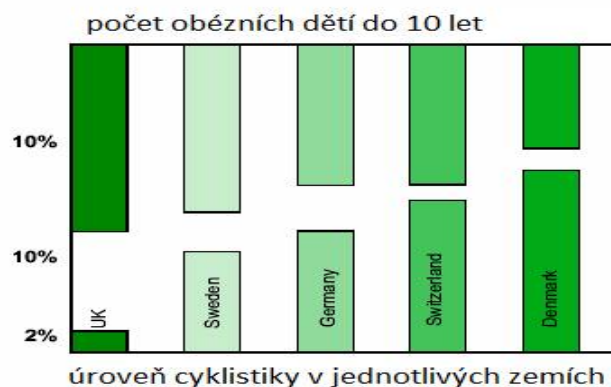
- V Kodani byla uspořádána studie zaměřena na lidi, kteří jezdí do práce denně na kole. Trvání studie bylo 14,5 let a výsledkem bylo zjištění, že lidé, kteří do práce jezdí výhradně na kole, mají o 39% nižší úmrtnost než lidé, kteří se do zaměstnání dopravují jiným dopravním prostředkem. [9]
- Každodenní dojíždění do práce na bicyklu zlepšuje tělesnou kondici a zdatnost u mužů i u žen. Je také velmi vhodným prostředkem při prevenci proti obezitě, vysokému krevnímu tlaku nebo při nadměrném množství insulinu v krvi. [10]
- Tělesnou zdatnost pravidelného cyklisty můžeme přirovnávat ke kondici jedince o 10 let mladšího. Cyklisté mladší 35 let získají až dva roky života navíc. [11]
- Devítiletý výzkum ve Velké Británii zaměřený na britské státní úředníky prokázal o polovinu nižší úmrtnost u lidí, kteří stráví dojížděním do práce na kole minimálně jednu hodinu týdně, než u těch, kteří na kole nejezdí vůbec. [12]

Experiment prováděný v Dánsku se realizoval na lidech, kteří jezdili na kolech velmi zřídka a můžeme je považovat za „ne“cyklisty. Test probíhal soustavně po dobu jednoho kalendářního roku, kdy lidé jezdili pravidelně 1 hodinu denně na bicyklu. Výstupem byla evaluace svého zdraví, tzn. vyhodnocení, zda aktivní cyklistika má vliv na lidské tělo nebo ne. Názory dotazovaných jsou uvedeny v Grafu 2



Graf 2 Sebehodnocení zdraví vlivem používání bicyklu po jednom roce [8]

Graf 3 zobrazuje data z pěti zemí. Poukazuje se zde na závislost mezi úrovní cyklistiky a obézními dětmi ve věku do 10 let v jednotlivých státech.



Graf 3 Závislost mezi jízdou na kole a obézními dětmi [8]

Jízda na kole se řadí do skupiny aerobního cvičení, která zapojuje hlavní svalové skupiny v nohách a způsobuje zvýšení tepové frekvence. Pokud porovnáme cyklistiku s běháním, zjistíme, že cyklistika má jednu zásadní přednost. Jako jedno z velmi mála cvičení totiž nepředstavuje velikou zátěž na dolní končetiny, jelikož při jízdě na kole nezapojujeme celou váhu těla. Z tohoto důvodu je jízda na kole zdravější než běhání, zejména pro osoby trpící onemocněním kloubů. [12]

Lidé mající odpor k rekreačním sportům a všeobecně pohybovým aktivitám, často považují jízdu na kole za velmi přijatelnou. Bicykl totiž zajišťuje příležitost dostat se z města do přírody a jak je velmi dobře známo, toto prostředí má blahodárné účinky na fyzické, ale především na duševní zdraví člověka.

3 VLIV DOPRAVY NA ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ

Znečištění ovzduší je jedním z největších problémů lidstva. Středem pozornosti je špatné ovzduší, které značně ovlivňuje kvalitu života zejména v městských a příměstských oblastech. Silniční doprava hraje významnou roli ve znečišťování ovzduší a tím přispívá ke zhoršení zdravotního stavu obyvatel, žijících v těchto oblastech. Množství škodlivých plynů je totiž ovlivněno hned několika vlivy: stáří vozidla⁵, druh paliva, velikost vozidla nebo způsob jízdy řidiče.

Samotná technická opatření, jako je například zlepšování spalování, použití katalytických konvertorů nebo přidávání močoviny do výfukových systémů se ukazují jako málo efektivní pro dosažení kvalitnějšího ovzduší v městských částech. Pro dosažení kvalitního ovzduší zatím bohužel neexistuje žádná účinná technologie, takže jediným způsobem jak redukovat škodliviny ve vzduchu je omezení silniční dopravy.

V souladu s tímto tvrzením je v poslední době cyklistika prezentována jako způsob zkvalitnění ovzduší a velmi efektivní doprava ve městech. V souvislosti s tím bylo zavedeno několik relevantních opatření pro zvýšení počtu cyklistů a snížení počtu automobilů. Nejlepšími příklady na zvýšení počtu cyklistů ve městech je zavedení systému sdílení kol, infrastruktura pro cyklisty, „trip-end zařízení“ a obecně integrace cyklistů do dopravy. Co se týče nejefektivnějších opatření namířených na snížení počtu automobilů, můžeme zmínit nízkoe emisní zóny, poplatky za přetížení dopravy, zónu 30 a zónu bez vozidel.

Abychom pochopili potenciální roli opatření na zlepšení ovzduší, bylo vybráno pět evropských měst, kde byla sledována kvalita ovzduší v souvislosti s rozvojem cyklistiky. Vybraná města byla Antverpy (Belgie), Londýn (UK), Nantes (Francie), Sevilla (Španělsko) a Soluň (Řecko). Zmíněná města nebyla vybrána náhodně, nýbrž podle pozitivního přístupu k cyklistice a snaze o nalezení alternativy za osobní automobily. Všechna tato města důrazně zmiňují podporu a rozvoj cyklistiky ve svých plánech na zkvalitnění ovzduší. [13] Naměřená data a výsledky z měření jsou zmíněny v Příloze 1



Obr. 6 Smog způsobený dopravou [14]

⁵ s tím spojená technologie spalování

3.1 OPATŘENÍ ZAMĚŘENA NA ROZVOJ CYKLISTIKY

3.1.1 SYSTÉM SDÍLENÍ KOL

Jde o síť několika desítek až stovek půjčoven nebo automatických stanic s jízdními koly, které si lze vypůjčit na jednom stanovišti a na jiném je vrátit. Nejčastěji se počítá s půjčováním kol ve městě pro dopravu na krátkou vzdálenost, respektive na krátký čas, existují ale i systémy pro regionální turistiku. [15]

Systém sdílení kol se zdá jako inovativní přístup ke zvýšení počtu kol v několika zemích v Evropě, Asii a Severní Americe. Do roku 2014 bylo realizováno téměř 700 programů tohoto charakteru. Mezi hlavní přínosy sdílení jízdních kol se označuje snížení znečišťujících látek a snížení množství skleníkových plynů v důsledku nahrazení automobilů určených na cestování ve městě a v jeho okolí. V Barceloně (Španělsko) v roce 2005 byl spuštěn program sdílení kol, který se stal velmi oblíbeným. Do roku 2007 zvýšil podíl kol z 0.76% na 1.76%. Město Lyon (Francie) ve zprávách z roku 2007 zmiňuje úbytek automobilů o 7% vlivem systému sdílených kol.

Několik studií se zabývalo motivačními faktory spojenými s využíváním zmiňovaného systému v Severní Americe, Číně, Anglii a Austrálii. Jako nejdůležitější ukazatel pro použití nabízených kol dotazovaní uváděli vzdálenost mezi domovem a nejbližší stanicí na půjčení kol, to přímo souvisí s pohodlím uživatele. Bylo dokonce zjištěno, že umístění stanice blíže než 500 metrů od domova, se užívání této služby téměř ztrojnásobilo.

Vlivem zavedení systému ve městech Melbourne (Austrálie) a Minneapolis (Minnesota) se každoročně nenajede automobily až 90 000 kilometrů ročně, Washington D. C. (USA) a St. Paul (Minnesota) dokonce uvádí úsporu 244 000 km ročně. Výsledky průzkumu o podílu bicyklů v dopravě uvádějí snížení používání automobilů až o 10% ve městech Londýn (UK), Brusel (Belgie), Berlín (Německo), Stuttgart (Německo), Paříž (Francie), Lyon (Francie) a Barcelona (Španělsko). Snížilo se používání mopedů dokonce o 46% v Berlíně a o 34% ve Stuttgartu. [13]



Obr. 7 Systém sdílení kol v New Yorku [16]

3.1.2 INFRASTRUKTURA PRO CYKLISTY

Infrastrukturou pro cyklisty myslíme zejména vybudování oddělených jízdních pruhů, míst pro parkování kol ve městě a parkování kol a úschovu vybavení ve veřejných prostorách, v zaměstnání nebo na nádraží.

Hlavní myšlenka projektů budoucích infrastrukturu je založena na principu „postavit a oni přijdou“. Využití této teorie se zdá být velmi riskantní, nicméně je statisticky prokázáno, že drtivá většina těchto projektů je úspěšná. Samozřejmě je důležité zohlednit více faktorů, jako je reklama, propagace a celkové připojení k městské síti. Budování infrastruktury je důležité zejména kvůli podvědomí veřejnosti, která považuje cyklistiku v městech za riskantní. Průzkum provedený v roce 2010 ve Velké Británii zjistil, že 86% dotazovaných označil jízdu na kole ve městě jako velmi nebezpečnou. Podobná studie prováděna v Portlandu (USA) odhalila u 60% dotazovaných potenciál pro zvýšení počtu jízdních kol v případě vybudované infrastruktury. [13]

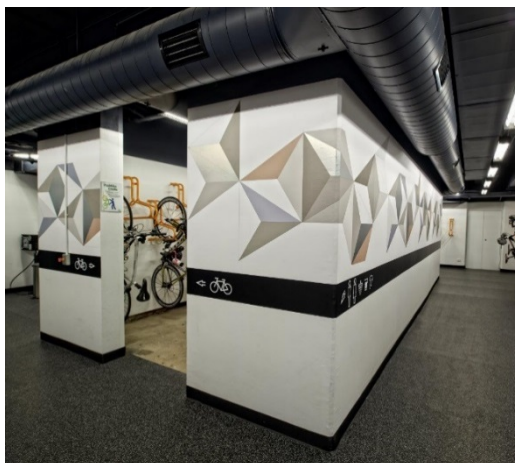


Obr. 8 cyklostezka v Holandsku [17]

3.1.3 POSKYTOVÁNÍ TRIP-END ZAŘÍZENÍ

Trip-end zařízení můžeme detailně popsat jako vyhrazená místa pro osoby, které nevyužívají motorová vozidla ani veřejnou dopravu. Součástí takových zařízení jsou cyklistické stojany, skříňky a místnosti, kde si cyklisté, běžci a chodci mohou uschovat své cennosti nebo se osprchovat. [18]

Kromě rozvoje cyklistické infrastruktury je důležitou součástí budování dalších pomocných zařízení. Řádné a bezpečné parkování bicyklu i ukládání cenností pravděpodobně ještě zvýší počet lidí, kteří budou využívat tento druh přepravy. Studie provedená ve Spojených státech amerických prokázala, že kvalitní parkování bicyklů je hned druhou prioritou potenciálních cyklistů.



Obr. 9 Trip-end zařízení v Londýně [19]

3.1.4 INTEGRACE CYKLISTŮ DO DOPRAVNÍ INFRASTRUKTURY

Současné programy na podporu cyklistiky, jakožto na formu alternativní dopravy, se zaměřují hlavně na bezproblémovou integraci se stávající veřejnou dopravní infrastrukturou. V posledních letech získal nebývalou popularitu systém „bike-and-ride“, který můžeme chápat jako kombinaci používání jízdního kola a městské hromadné dopravy. Jako příklady této integrace můžeme uvést například stavbu cyklostezek, instalaci stojanů na kola v městských autobusech, umožnění přepravy jízdních kol ve vlacích, cyklistické skříňky nebo parkoviště určená pro kola. [13]

Zařazení jízdních kol do dopravy je zvláště zajímavé pro zkrácení cestovních časů při takzvaných door-to-door, tj. zejména v cestách mezi zastávkou hromadné dopravy a domovem nebo domovem a zaměstnáním. Jízda na kole je podstatně rychlejší než chůze a mnohem pružnější než městská hromadná doprava, odstraňuje čekání na spoj a respektování jízdních řádů. V Nizozemsku prováděný průzkum prokázal výrazné zkrácení cestovního času při použití jízdního kola místo městské hromadné dopravy nebo osobního automobilu. Průměrná hodnota času strávená v městské hromadné dopravě je 1,42 hodiny denně, zatímco při použití bicyklu jsme schopni dosáhnout hodnoty 1,25 hodiny denně. Již zmíněné Nizozemsko by mělo být vzorem pro vyspělé státy, protože 39% všech výletů je realizováno na kole a 10% cestujících vlakem pokračuje dále na kole.



Obr. 10 cyklisté v Nizozemí [20]

3.2 OPATŘENÍ NA REDUKCI MOTOROVÝCH VOZIDEL VE MĚSTECH

3.2.1 NÍZKOEMISNÍ ZÓNY

Nízkoemisní zóny ve městech jsou oblasti, do kterých mají zákaz vjezdu vozidla nesplňující určité emisní normy. V případě porušení hrozí řidičům velmi vysoké pokuty. Mnozí řidiči označují nízkoemisní zóny za omezující opatření, která omezují vjezd jejich aut do centra měst. To je nutí k obnově vozového parku, který již splňuje emisní normy. Tyto zóny byly zrealizovány ve více než 200 evropských městech. Nejpřísnější limity jsou zavedeny v Londýně (Anglie) a Stockholmu (Švédsko). O poznání nižší emisní normy jsou zavedeny v Antverpách (Belgie), Aténách (Řecko), Kodani (Dánsko), Berlíně (Německo), Brémách (Německo), Budapešti (Maďarsko), Římě (Itálie), Veroně (Itálie), Lisabonu (Portugalsko), Brightonu (Anglie) a dalších evropských městech. [13] Se zavedením nízkoemisních zón úzce souvisí přímá podpora cyklistiky, jako budování cyklostezek apod. Za hlavní účinek zón se považuje redukce automobilů ve městě, snížení počtu registrovaných automobilů a změna způsobu dopravy. Tato změna vyžaduje určitou dávku trpělivosti a času. Bohužel zatím nejsou žádné relevantní údaje o efektivitě těchto opatření, nicméně v Berlíně byl zaznamenán nárůst cyklistické dopravy v období 1998 až 2014 ze 3 % na 13 %. Podle dostupných informací z Berlína, těchto 10 % navýšení podílu bicyklů v dopravě je zapříčiněno právě zavedením zón, řidiče toto opatření odradilo používat vlastní motorová vozidla. V Londýně je vysoký podíl jízdních kol považován za nedílnou součást obecného plánu zavádění nízkoemisních zón.



Obr. 11 Značení nízkoemisní zóny [21]

3.2.2 POPLATKY ZA PŘETÍŽENÍ DOPRAVY



Obr. 12 Značení zpoplatněných zón v Londýně [22]

Zpoplatnění zón si klade za cíl snížit dopravní zácpy v přesně definovaných městských oblastech prostřednictvím denních tarifů, které umožňují řidičům pouze omezený počet vjezdů do těchto zón za den. Je ovšem důležité rozlišovat nízkoemisní zóny od zavedených poplatků. Tyto poplatky jsou zavedeny na jednotlivá městská pásma a povolují vjezd jakýmkoliv vozidlům bez ohledu na emisní normy. [13]

Jako pozoruhodný fungující příklad tohoto opatření bych chtěl zmínit zavedení zpoplatněných zón v Londýně. Po spuštění zmiňovaného systému byl zaznamenán 27% pokles automobilů v centru města. Pokud přepočítáme tento úbytek na počet aut, dostáváme se o 80 000 automobilů denně ve městském provozu méně. Jako důsledek tohoto opatření se v centru Londýna zvýšil počet cyklistů o 81% mezi roky 2002 až 2013. Můžeme zmínit i další města, která podstoupila stejná opatření, například Stockholm (Švédsko) a Singapur v Asii. Hlavní myšlenka tohoto systému je totožná s myšlenkou nízkoemisních zón, tzn. potenciální posun k cyklistice, která je od těchto poplatků osvobozena.

3.2.3 ZÓNA 30

Pojem „Zóna 30“ popisuje ohraničenou městskou část, ve které je snížena rychlost pro motorová vozidla na 30 km/h. Snížení rychlostního limitu vede k výraznému zvýšení bezpečného prostředí pro cyklisty a chodce. Opatření je, stejně jako dříve zmíněná opatření, zaměřeno na redukci motorových vozidel v daných městských částech, ale také na snížení hlukového znečištění v hustě obydlených oblastech. [13]

První zóna byla zavedena v Grazu (Rakousko) v roce 1992. Následně se stejným směrem vydalo několik dalších evropských měst, jako jsou Mol (Belgie), Barcelona (Španělsko). Následně v těchto městech byla prováděna studie zaměřena na důsledky zavedení „Zóny 30“. Tato studie prokázala výrazné snížení hluku a snížení znečištění ovzduší. Největším přínosem tohoto opatření je zvýšení bezpečnosti chodců a cyklistů. Konkrétně v Barceloně od roku 2007, kdy byly zavedeny tyto zóny, zaznamenali do roku 2009 úbytek 27% střetu vozidla s cyklistou nebo mezi vozidlem a chodcem.



Obr. 13 Ukázka Zóny 30 spolu s vyhrazenými pruhy pro cyklisty v Belgii [23]

3.2.4 ZÓNA BEZ VOZIDEL

Zóny bez aut se stávají obvyklou strategií městského plánování za účelem zlepšení životního prostředí, které je silně ovlivněno silniční dopravou. Cílem takových opatření je zvýšení kvality života v okolních oblastech a podpora občanů ke změně způsobu dopravy z osobních vozidel na bicykly nebo na chůzi.

Pro Evropskou unii je rekultivace městských částí tímto způsobem doslova prioritou při plánování v oblasti životního prostředí. Opatření byla realizována v Kodani (Dánsko), Štrasburku (Francie), Gentu (Belgii), Londýně, Cambridge a Oxfordu (Anglie). Podle studie prováděné ve Velké Británii regenerace významně přispěla na snížení počtu automobilů v dopravní špičce v okolí a to až o 15%.



Obr. 14 Značení zóny bez vozidel [23]

4 DEFINICE MĚSTSKÉHO KOLA

Městské kolo lze definovat jako kolo, jehož konstrukce je určena pro krátké nebo střední vzdálenosti v nezhoršených podmínkách. Nezhoršenými podmínkami rozumíme rovné městské oblasti se zpevněným povrchem. Obecně platí, že tento typ kol se hodí do městského prostředí a zaměřuje se spíše na komfort a praktičnost než na rychlost a účinnost. Charakteristickým rysem pro tento typ kola je vzpřímený posed jezdce na sedátku, čehož si můžeme všimnout na obrázku 15.



Obr. 15 Ideální poloha jezdce na městském kole [24]

Městská kola mají méně převodů a jsou ve většině případů těžší než kola horská. Některé konstrukce městských kol mají kvůli zvýšení pevnosti přidělanou horní trubku, tzn. stejné uspořádání jako Obr. 16. Pro dosažení maximální praktičnosti bicyklu je většina městských kol vybavena zadním nosičem, pro přepravu předmětů. Obecně lze také konstatovat, že sedátka montovaná na městská kola jsou mnohem širší a pohodlnější než je tomu na horských kolech. Při zohlednění tématu diplomové práce a cílové skupiny, pro kterou bude navrhovaný bicykl sloužit, se budu zabývat pouze kategorií městských kol.

4.1 RÁMY

Rám můžeme označit jako nejdůležitější část celého bicyklu hned z několika důvodů. Prvním důvodem je celková geometrie. Geometrie je termín odkazující na všechny úhly a rozměry, které dělají kolo pohodlným a plně vyhovujícím pro určenou skupinu uživatelů. Správná pozice těla je velmi důležitá pro co nejefektivnější šlapání, konkrétně mluvíme o poloze a nastavení sedátka, šlapátek a řídítek. Geometrie dále určuje chování a ovladatelnost kola, jak stabilní bude při jízdě v terénu, jak se bude chovat při průjezdu zatáčkou nebo jaké má vlastnosti při větším zatížení. To závisí na vztahu jednotlivých rozměrů a úhlů celého rámu. Jak lze asi odhadnout, není jednoduchým úkolem postavit univerzální kolo, které by vyhovovalo všem uživatelům a bylo vhodné do jakýchkoliv podmínek. Výrobci kol z toho důvodu dělají

různé kompromisy. Aby bylo dosaženo co nejlepších jízdních vlastností, je důležité zvolit co nejvhodnější konstrukční materiál a sladit společně s rámem i další komponenty, jako například velikost a typ pneumatik. [25]

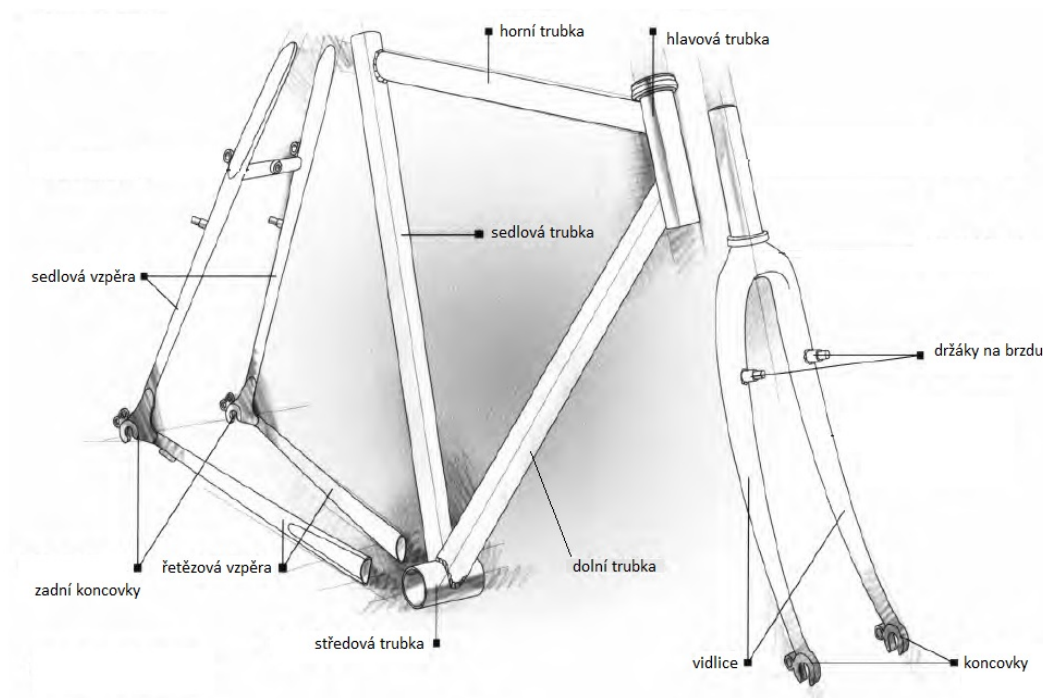
Při popisování rámu jej většinou dělíme na poloviny a mluvíme o předním a zadním trojúhelníku. Přední trojúhelník, také známý jako hlavní trojúhelník je ve skutečnosti čtyřúhelník skládající se z následujících trubek:

- Hlavová trubka – nachází se v přední části rámu a nese v sobě ložiska řízení
- Horní trubka – spojuje hlavovou trubku s trubkou sedlovou, která je umístěna pod sedátkem
- Sedlová trubka – je orientována od sedátka po středovou trubku a po konec dolní trubky
- Dolní trubka – je orientována od hlavové trubky po středovou trubku.
- Středová trubka v sobě nese ložiska a hřídel s klikami.

Zadní trojúhelník je složen z:

- Řetězové vzpěry – jedná se o dvě trubky směřující od středové trubky dozadu ke koncovkám, které zabezpečují stabilní polohu hřídele zadního kola
- Sedlové vzpěry – jedná se o dvě trubky spojující koncovky a sedlovou trubku, jsou k nim připevněny čelisti zadní brzdy

Abychom mohli hovořit o kompletním rámu, je důležité zmínit i vidlice. Ta se skládá ze dvou vidlic, v nichž je připevněno přední kolo. Vidlice jsou v horní části spojeny a otočně uloženy v hlavové trubce. Pro úplnost a přehlednost uvádím Obr. 16 popisující přesnou terminologii a pozici jednotlivých částí rámu.



Obr. 16 Názvosloví jednotlivých částí rámu [25]

Nejznámějším a nejtypičtějším rámem většiny bicyklů je rám diamantový. Název vyplývá z jeho tvaru, který připomíná diamant. Široká veřejnost však tuto konstrukci nazývá zjednodušeně „pánské kolo“. Nejčastější uspořádání můžeme vidět na Obr. 17, který vyobrazuje městské kolo s diamantovým rámem. Bicykl se skládá z předního a zadního trojúhelníku, které jsou popsány výše v této kapitole. Existují záznamy staré 100 let, kde je doložena existence tohoto rámu, tzn., bez výraznějších změn se tento rám vyrábí po tak dlouhou dobu, zejména kvůli jeho pozitivním vlastnostem. Tento typ konstrukce se totiž vyznačuje velmi vysokou tuhostí, při zachování nízké hmotnosti celku. Ačkoliv je několik druhů rámu, tento typ je suverénně nejužší. Jako hlavní nevýhodu zmíněné koncepce můžeme označit velmi obtížné nasedání na kolo, zapříčiněné umístěním horní trubky. Při nastupování musíme jednou nohou překročit horní trubku a zároveň udržovat stabilitu celého těla na druhé noze. Někteří tento nedostatek nepovažují za důležitý, pro osoby s omezenou hybností těla nebo pro seniory je takový rám zcela nevhodný. [25]



Obr. 17 Městské kolo s diamantovým rámem [26]

Další koncepcí městských kol jsou takzvaná dámská kola. Odlišností od rámu diamantových je absence horní trubky. Namísto této je vedena druhá, paralelní dolní trubka. Úprava rámu byla zavedena z důvodu jednoduššího nastupování na kolo, což diamantový rám neumožňoval. Dalším důvodem vedoucím ke vzniku této koncepce byla ve 20. století revoluce v oblékání. Byla vysoká poptávka po bicyklu, který by umožňoval nasednutí i v případě, že uživatelka má na sobě šaty nebo sukni. Na rám diamantový je prakticky nemožné nastoupit v sukni nebo šatech. [25]

Bohužel změna geometrie si vyžádala výrazné snížení tuhosti. Aby byla dosažena stejná tuhost jako u rámu diamantového, musí být použity silnější trubky, které zvyšují hmotnost celého kola, musíme tedy při šlapání vydat více energie. Vyšší míru energie při šlapání také vyžaduje případ, kdy rám není dostatečně tuhý a část energie se ztrácí v kroucení rámu. V posledních letech se částečně daří odstranit nevýhodu nízké tuhosti rámu použitím vysoce kvalitních materiálů. Můžeme tedy hovořit o podobně kladných vlastnostech, jako má rám diamantový, ale výsledkem je několikanásobně vyšší cena kola.

Lidem, zejména ženám v sukních a šatech nebo seniorům, se lépe na kolo s dámským rámem nasedá, nemusí zvedat nohu příliš vysoko, na rozdíl od rámu diamantového. Hlavní nevýhoda je, jak již bylo zmíněno, nízká tuhost při použití konvenčních materiálů a vyšší namáhání kola na krut, které vede ke snížení životnosti rámu. Tento rám je lepším řešením pro seniory a lidi s omezenou hybností, nicméně ani tato koncepce není zcela ideální



Obr. 18 Městské kolo s dámským rámem [27]

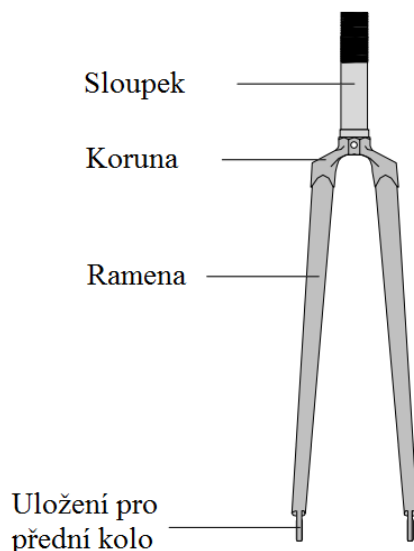
Posledním zástupcem městských kol, kterým se budu v této práci zabývat, je rám s hlubokým nástupem. Můžeme ho označit za poslední vývojový krok dámských bicyklů. Stejně jako diamantový rám se skládá z předního a zadního trojúhelníku. Zadní trojúhelník je u obou zástupců totožný, zatímco přední trojúhelník je zcela odlišný. U rámu s hlubokým nástupem zcela chybí horní trubka, jejíž absence téměř zcela odstranila problémy s nasedáním. Cílem mé diplomové práce je navrhnout rám pro seniory a tělesně postižené osoby. Právě tento typ konstrukce rámu považuji za nejvhodnější.



Obr. 19 Rám s hlubokým nástupem [28]

4.2 VIDLICE

Vidlice je část bicyklu, spojující přední kolo s rámem, potažmo s hlavovou trubkou. V jejich horní části je sloupek⁶ vidlice. Pod tímto pojmem si představme trubku, která je otočně uložena v hlavové trubce rámu, při čemž je zamezeno axiálnímu posuvu celé vidlice. Shora se do ní montují řídítka, ve spodní části je pevně spojena s korunou. Korunou označujeme přechod mezi sloupkem a jednotlivými rameny. Ramena jsou dvě tyče na konci opatřené segmenty na upevnění předního kola. [29]



Obr. 20 Názvosloví částí vidlice [29]

U prvních bicyklů byly použity pevné vidlice, nicméně s postupem času rostly požadavky na zvýšení komfortu při jízdě na kole. Jednotlivé komponenty jako jsou řídítka, vidlice a vzduchem plněná pneumatika sice měly minimální tlumení, ale jejich parametry nesplňovaly dále zmíněné požadavky. Později se proto začaly používat vidlice odpružené. Moderní městská kola jsou vybavena výhradně odpruženými předními vidlicemi. V nejčastějších případech se používá teleskopické odpružení. Jejich největší výhodou je zejména minimální potřeba údržby.

Podle dostupné definice mají odpružené vidlice za úkol při jízdě v nerovném terénu absorbovat vertikální pohyb vzniklý nerovnostmi v silnici, hrboly a jinými překážkami. [30] Pokud nebudeme brát v potaz komfort, tlumení je také důležité pro zvýšení styku kola s vozovkou při přejezdu přes nerovnost. Můžeme tedy odpružené vidlice pokládat za prvek výrazně zlepšující jízdní vlastnosti a bezpečnost cyklisty.

⁶ V jiné literatuře se můžeme setkat s pojmem řídicí tyč

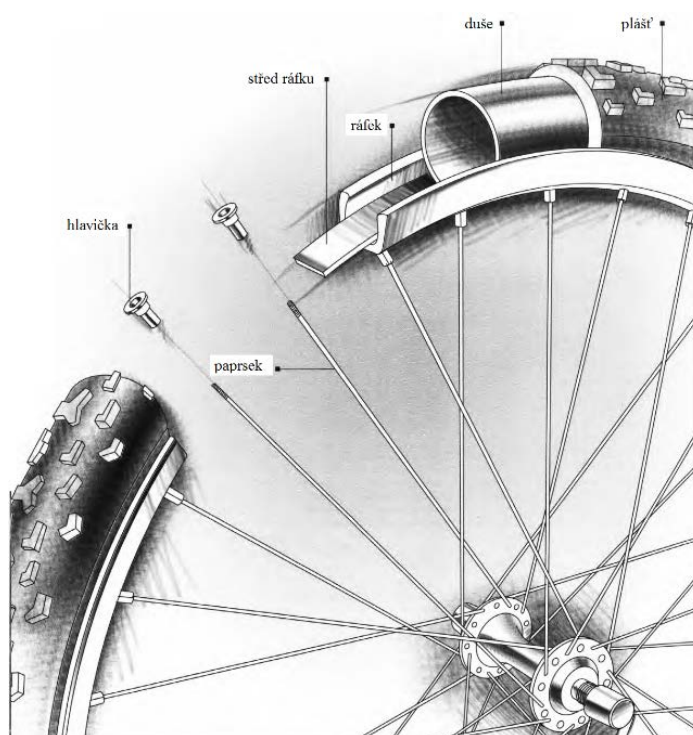
4.3 RÁFEK A PLÁŠŤ

4.3.1 RÁFEK

Je součástí kola, na jejíž obvod se montuje plášť. Spojení mezi pláštěm a ráfkem musí být na tolik dobré, aby mohly být přenášeny svislé, boční a obvodové síly bez relativního pohybu mezi pláštěm a ráfkem. Nejčastěji se vyrábějí z oceli. [31]

Pod pojmem „jízdní kolo“ si většina lidí představí rám a dvě kola. Sám o sobě rám může ovlivnit ovladatelnost a řízení bicyklu. Nicméně drtivou většinu vlastností celku ovlivňují řídicí vlastnosti jezdce a správná volba kvalitních plášťů a ráfků. Kvalitně vyrobené ráfky, se správnou tuhostí a vhodně nahuštěnými plášti, dělají z jízdy velmi příjemný zážitek. V opačném případě, při volbě nekvalitních ráfků spolu s podhuštěnými plášti může být velmi nepříjemnou záležitostí už po pár minutové jízdě. Nahuštění plášťů a tuhost ráfků mají zásadní vliv na kvalitu a bezpečnost jízdy. Zejména při vyšších rychlostech a při brždění se kolo může stát neovladatelným.

Pro dosažení kvalitního celku je důležité, aby byly kvalitní jednotlivé komponenty, ze kterých se kolo skládá. Ovšem za nejdůležitější části, u kterých jsou kladeny největší požadavky na kvalitu, jsou paprsky. Zdroj [13] dokonce uvádí, že při použití podprůměrně kvalitního náboje kola a ráfku jsme schopni vyrobit velmi kvalitní kolo s výbornými vlastnostmi za předpokladu správné montáže paprsků do kola. Ovšem pro takovou konfiguraci je potřeba mnoho teoretických znalostí a praktických zkušeností. Důraz je kladen na stejné napětí všech paprsků v kole. Správné napnutí zabezpečuje stálou kulatost kola a odolnost proti nárazům přenášené od podložky. V případě nerovnoměrnosti napnutí v kole může dojít k trvalé deformaci ráfku vlivem působení sil. Naštěstí při koupi nového bicyklu již nemusíme řešit obdobné problémy s vyvážením ráfků a kontrolou napjatosti. Paušálně se dá říci, že všechna běžně dostupná kola mají ráfky velmi dobře stavěny a jsou kvalitní.



Obr. 21 Názvoslovní části ráfku a pláště [25]

4.3.2 PLÁŠŤ

Je vzduchem plněná pružná součást kol u dopravních prostředků zabezpečující přenos sil mezi koly a vozovkou. Obvykle má tvar toroidu a je nasazen na ráfku. Slouží i jako primární odpružení bicyklu. [32] Kvalitní pláště mají vnitřní strukturu z nylonových vláken, ke kterým bývá přidán nějaký specifický materiál, nejčastěji Kevlar, pro zvýšení odolnosti proti propíchnutí nebo snížení hmotnosti. Vhodná gumová směs na výrobu pláště se vybírá tak, aby odpovídala typu použití pneumatiky. Závodní pláště musí být tenké, lehké a musí být co nejvíce přilnavé k asfaltu, cestovní pláště jsou vyráběny ze směsi, která garantuje maximální životnost pláště a směs pro pláště na horská kola musí zabezpečit maximální trakci v jakýchkoliv podmínkách. Samotnou kapitolou jsou nejlevnější pláště na trhu. Ty jsou nejčastěji vyráběny z nekvalitní bavlny nebo polyesterové tkaniny a použitá směs nemá prakticky žádné pozitivní vlastnosti a navíc se velmi rychle opotřebuje. Pro dosažení obstojné tuhosti pláště musí být levné varianty nafoukány na vysoký tlak, jinak je jízda na nich nepříjemná.

Samotná kvalita pláště nestačí pro dosažení pohodlné a bezpečné jízdy. Prvkem, výrazně ovlivňujícím zmíněné aspekty, je tlak, na který jsou pláště nahuštěny. Při správném nahuštění se plášť valí rychle a hladce a zároveň se přizpůsobuje tvaru vozovky. Správný tlak také poskytuje ochranu ráfku před nárazy, kameny a výmoly ve vozovce. Otázkou je, jaká je správná hodnota tlaku, na který bychom měli mít pneumatiku nahuštěnou. Každá pneumatika má na boku vytištěn doporučené hodnoty tlaku. U silničního provedení bychom se měli pohybovat spíše u horní hranice, aby byla zabezpečena trakce a minimalizován valivý odpor kola. U běžně dostupných kol se horní hranice nahuštění uvádí okolo 60 – 65 psi. U terénního provedení bývá hranice o něco nižší, konkrétně 35 – 40 psi, ale najít optimální hodnotu tlaku je někdy obtížné, protože úzce souvisí s charakterem terénu.

4.4 POHON

Celá diplomová práce se zaměřuje na konstrukční návrh silničního vozidla poháněného lidskou silou určeného pro každodenní jízdu ve městě se zaměřením na starší uživatele. Obecně tuto koncepci můžeme zařadit do kategorie městských kol. Z tohoto důvodu se v této kapitole budu zaměřovat pouze na dva druhy pohonů a to řetězem a řemenem. U městských kol se totiž jiné pohony⁷ nepoužívají a je zbytečné se jim věnovat.

4.4.1 POHON ŘETĚZEM

Historie tohoto pohonu sahá až do viktoriánského období (1837-1901). I přes stáří tohoto vynálezu se stále jedná o jeden z nejpoužívanějších pohonů, zejména ve Střední Evropě. Celek se skládá z převodníku, což je ozubené kolo, na které jsou přimontovány kliky se šlapátky. Interakci mezi pákami a převodníkem zabezpečuje několik šroubů. Způsobu připevnění je několik, nicméně nejčastěji se setkáme se závitěm v převodníku a přírubou pro hlavu šroubu v klice. Hlava šroubu se utahuje imbusovým klíčem. Úkolem klik je konverze síly z rotačního pohybu převodníku na axiální pohyb řetězu. Po obvodu převodníku obíhá válečkový řetěz, který přenáší sílu vyvolanou od cyklisty dále k zadnímu kolu na další ozubené kolo, přezdívané pastorek. Pastorek je přes volnoběžnou spojku spojen k zadnímu kolu.

Používání tohoto pohonu je výhodné zejména kvůli vysoké účinnosti a jednoduchosti. Vysoká účinnost je zabezpečena interakcí mezi jednotlivými zuby a řetězem, a to díky přenosu síly bez prokluzu. Ke ztrátám tedy dochází pouze při tření válečků řetězu a zuby. Řetěz je sice

⁷ Existují výjimky, které však nejsou běžně dostupné

součást podléhající opotřebení, ale do úplného opotřebení jsme schopni ujet až 10.000 mil (16.093 km) podle zdroje [33]. Navíc výměna, zkrácení nebo prodloužení řetězu je velmi jednoduchá i pro méně zručného jedince. Další výhodou je dostupnost řetězů a také jejich nižší cena v porovnání s řemeny. Jeho hlavní nevýhoda spočívá v pravidelné péči o řetěz, což je mazání řetězu a udržování v čistotě. V případě velké koncentrace nečistot nebo zanedbání mazání dochází k nadměrnému opotřebování jednotlivých součástí.

U starších bicyklů byl používán pouze jednorychlostní převod. Výhodou byla velmi jednoduchá a lehká konstrukce. Nevýhoda se projevila při jízdě do kopce nebo ve zhoršených podmínkách, kde se vyžadovalo velké množství hnací síly. V dnešní době se s takovým systémem téměř nesetkáme. S postupem času se začaly vyrábět vícestupňové převody, jejichž realizace může být prováděna dvěma způsoby. Prvním z nich je použití přehazovačky. Jedná se o změnu převodového poměru, kdy je řetěz přesouván z jednoho ozubeného kola na jiné. Posuv řetězu je nejčastěji realizován přesmykačem, který je ovládán ocelovým lankem. Na hnací části bývají nejčastěji 3 převodníky a na hnané části je rozpětí od 4 až do 10 pastorků. Při použití podobných počtů pastorků dostáváme konfiguraci, která je velmi jemně odstupňována. Bohužel při posuvu řetězu z jednoho pastorku na druhý musí uživatel stále šlapat, ale v danou chvíli musí být síla vyvíjena na řetěz co nejmenší, aby nedošlo k destrukci systému. Další nevýhodou je absence krytů a s tím spojené usazování nečistot z okolí.



Obr. 22 Pohon řetězem v kombinaci s přehazovačkou [34]

Druhý způsob změny převodového poměru je použitím takzvaného zapouzdrěného řazení. Charakteristika tohoto řazení je podobná předchozímu systému s použitím jednoho pastorku a jednoho převodníku. Samotná změna převodu se realizuje pomocí planetové převodovky umístěné v náboji kola. Výhodou systému je zapouzdrění a tím zabránění vniknutí nečistot do systému a možná změna převodu bez šlapání. V případě použití u městských kol má tento způsob řazení velký význam, hlavně kvůli častému zastavování na křižovatkách. Tato koncepce totiž dokáže změnit převodový poměr bez šlapání. Mezi nevýhody můžeme zařadit složitost a prakticky nemožnost opravy. Zdroj [35] doporučuje okamžitou výměnu při poruše. Další nevýhodou je pravidelná výměna oleje, který je uvnitř v převodovce.



Obr. 23 Pohon řetězem v kombinaci s planetovou převodovkou [36]

4.4.2 POHON ŘEMENEM

U některých městských kol se můžeme setkat s méně konvenčním pohonem. Na místo klasického řetězu slouží pro přenos síly z pedálů na kola synchronní ozubený řemen. Některé společnosti vyrábějí městská kola výhradně s tímto způsobem pohonu zejména kvůli jeho přednostem v porovnání s řetězem. Jako výhody můžeme zmínit, že některé sofistikované řemenové pohony jsou o poznání lehčí v porovnání s řetězovým pohonem. Dále odpadá starost o údržbu, protože řemen není náchylný na rez a nevyžaduje žádné mazání. Jedna z pozitivních vlastností je také pružnost⁸, která zabezpečuje hladší a tišší chod. Renomovaní výrobci řemenů určených jak pro bicykly, tak pro automobilový průmysl aj. garantují delší životnost v porovnání s řetězy.

Bohužel ani tento systém není dokonalý a má své nevýhody. Největší nevýhodou je nemožnost použití přesmykače v případě vícestupňového převodu, jako tomu bylo u pohonu řetězem. V případě požadavků na vícestupňový převod je zapotřebí použít zapouzdržené řazení. Při montáži se setkáme s dalším handicapem, konkrétně s nerozebíratelností řemene. Abychom tedy byli schopni celý systém zprovoznit, musíme odmontovat zadní kolo. Délka řemene není variabilní, jako je délka řetězu, kde lze přidat/odebrat jednotlivé články. Napnutí řemene, respektive napětí řemene musí být velmi vysoké, aby nedocházelo k přeskokům jednotlivých zubů. S tím je spojeno vysoké namáhání ložisek a tím výrazné zkrácení jejich životnosti.



Obr. 24 Pohon řemenem [37]

⁸ je dána vlastnostmi materiálů používaných na výrobu, nejčastěji je to guma, plast, uretan a další příměsi

5 NÁVRH VLASTNÍHO RÁMU

Tato diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh vozidla poháněného lidskou silou určeného pro každodenní jízdu ve městě se zaměřením na starší a tělesně postižené uživatele. Pro úplné dosažení cíle je důležité se nejprve zaměřit na jednotlivé úrovně návrhu rámu. Jelikož nevyházím z žádného dostupného rámu bicyklu, který již byl někým navrhnut, musím nejprve charakterizovat úplné základy. Konkrétně musím znát jednotlivé rozměry lidského těla, ze kterých později budu vycházet při návrhu geometrie rámu. Dále je velmi důležité si uvědomit účel a prostředí, ve kterém bude bicykl využíván. Po kompletaci všech zmíněných prvků je důležité rám poskládat podle jednotlivých norem. Není možné, aby při výrobě byly použity jakékoliv díly, do kterých nelze namontovat například sedlo nebo řídítka. Jednoduše řečeno, všechny díly použité na bicyklu musí být kompatibilní s běžně dostupnými nakupovanými díly. Zároveň budu navrhovat vhodnou velikost pláště a další nezbytné subsystémy bicyklu, bez kterých je jízda nemožná.

Nejprve zpracuji jednotlivé návrhy, pak se budu věnovat modelování objemového tělesa, které budu následně v programu Ansys zatěžovat. Tento krok je velmi důležitý pro bezpečné užívání bicyklu. Jak jsem již zmínil, zatěžování rámu je úzce spjato s bezpečnou jízdou. Z tohoto důvodu není možné rám zatěžovat libovolnými silami při libovolných okrajových podmínkách. Proto budu vycházet z normy udávající přesné velikosti a směry jednotlivých sil za doprovodu přesně definovaných okrajových podmínek. Také bez zadání materiálových konstant, vyplývajících z vybraného materiálu vhodného na výrobu rámu, není možné výpočet dokončit.

Společnosti zabývající se vývojem a výrobou bicyklů však nekončí pouhým vytvořením modelu ve výpočtovém softwaru. Je běžné, že se vyrobí jednotky prototypů a ty se postupně důkladněji zkoumají a následně optimalizují. Tento krok je však velmi nákladný a časově náročný. Z tohoto důvodu se návrh a kontrola mého rámu zastaví na úrovni výpočtů v prostředí Ansys.



Obr. 25 Cyklista v USA [38]

5.1 TĚLESNÁ KONSTITUCE UŽIVATELE

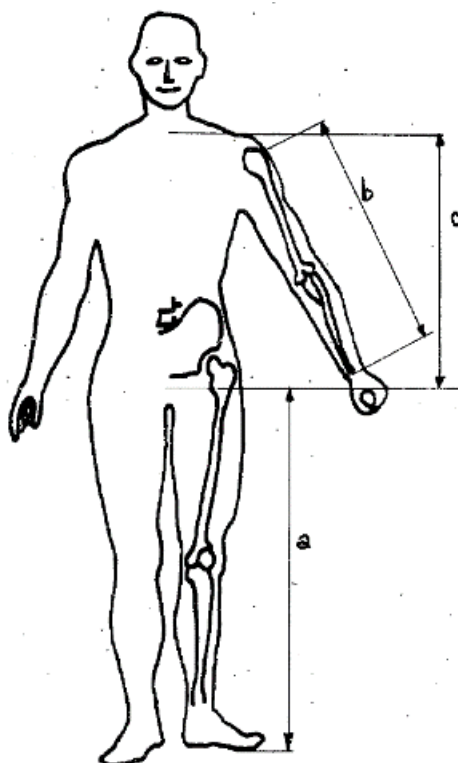
Pro správnou volbu bicyklu je důležité, aby vztah mezi tělesnou konstitucí uživatele a geometrií kola byl harmonický. Cyklista a kolo mají být jako jeden celek, kvůli dosažení co nejvyššího komfortu a maximálního výkonu. Samozřejmě každý člověk má jiné tělo, proto nelze vyrábět pouze jednu velikost bicyklů, ba naopak hlavní rozměry jsou voleny s odkazem na tělesnou konstituci jednotlivé cílové skupiny uživatelů a pro úplné splnění požadavků jsou prvky jako sedátko i řídítka nastavitelná. Ačkoliv jsou všechna dostupná kola opatřena nastavitelnými prvky, je důležité se zaměřit na rozměry, které v průběhu používání nejdou nikterak upravovat. Délky sedlové a horní trubky jsou základní strukturou bicyklu a měly by být v ideální koordinaci s tělem cyklisty.

Nelze hovořit pouze o výšce těla, ale musíme brát v potaz délku dolních končetin, horních končetin a rozměry hrudníku. Výška rámu, dána délkou sedlové trubky je v určitém poměru k délce stehna, holeně a chodidla. Délka rámu, dána délkou horní trubky je ve vztahu k součtu výšky hrudníku a délky horní končetiny. Obecně existují dvě metody, které se používají ke zvolení jednotlivých rozměrů, při návrhu rámu. První metoda je založena na principu plánování jednotlivých rozměrů s odkazem na morfologickou strukturu cyklisty. Jedná se tedy o metodu, kde nejprve změříme jednotlivé rozměry těla a následně pomocí příslušných tabulek odečteme jednotlivé rozměry rámu. Druhá metoda, stejně jako první, zohledňuje morfologickou strukturu cyklisty, přičemž důraz je kladen zejména na rozměry dolních končetin. Tato metoda je vhodná spíše pro závodníky, jelikož je navržena pro maximální účinnost, tzn., aby cyklista dojel co nejdále i za cenu ztráty pohodlí. Proto cíle této diplomové práce je druhá metoda nevhodná, zvolím tedy metodu první.[39]

5.2 NÁVRH ROZMĚRŮ

Nejprve musíme získat jednotlivé rozměry cyklisty, pro kterého je daný rám určen. První rozměr (a) jsou dolní končetiny, dále horní končetiny (b) a délka hrudníku (c). Přičemž musíme dbát na přesnost měření, nelze měřit jednotlivé části těla od libovolných bodů. Je zavedeno, že měření dolních končetin se provádí od stydké kosti po zem, kde je důležité, aby cyklista stál rovně a bez bot. Měření horních končetin se měří od kosti acromion⁹ na vnější záhyb zápěstí s napřaženou rukou. Samotné měření hrudníku vede od stydké kosti po horní okraj hrudní kosti. Jednotlivé vzdálenosti jednotlivých bodů měření je zobrazeno na obrázku 26.[39]

⁹ acromion – latinsky nadpažek, nadpažkový výběžek [40]



Obr. 26 Měření částí lidského těla [39]

Po změření všech potřebných parametrů budu postupovat v souladu se zdrojem [39], kde je uveden návod pro přesné zkonstruování bicyklu.

1. Nakreslíme 3 horizontální roviny
 - a. e-f reprezentuje referenční rovinu,
 - b. c-d rovina bude umístěna 26.5 cm^{10} nad rovinou e-f a na ní zvýrazněný bod 1 představuje umístění osy středové trubky,
 - c. a-b rovina bude 34 cm nad rovinou e-f a v této rovině budou umístěny středy kol,
2. Z bodu 1 do bodu 2 vedeme přímkou pod úhlem 72° ¹¹ do námi požadované výšky,
3. Z bodu 2 vedeme horizontální přímkou směrem k hlavové trubce. U některých typů kol tato přímkou nahrazuje horní trubku, v mém případě horní trubku ignorujeme, tudíž nám tato přímkou určuje pouze vzdálenost sedátka od řídítek (tuto vzdálenost nám určí Tab. 2),
4. Z bodu 1 vedeme přímkou doleva do roviny a-b ve vzdálenosti 61 cm , vytvoříme bod 5,
5. Z bodu 1 vedeme přímkou doprava do roviny a-b ve vzdálenosti 45 cm , vytvoříme bod 6

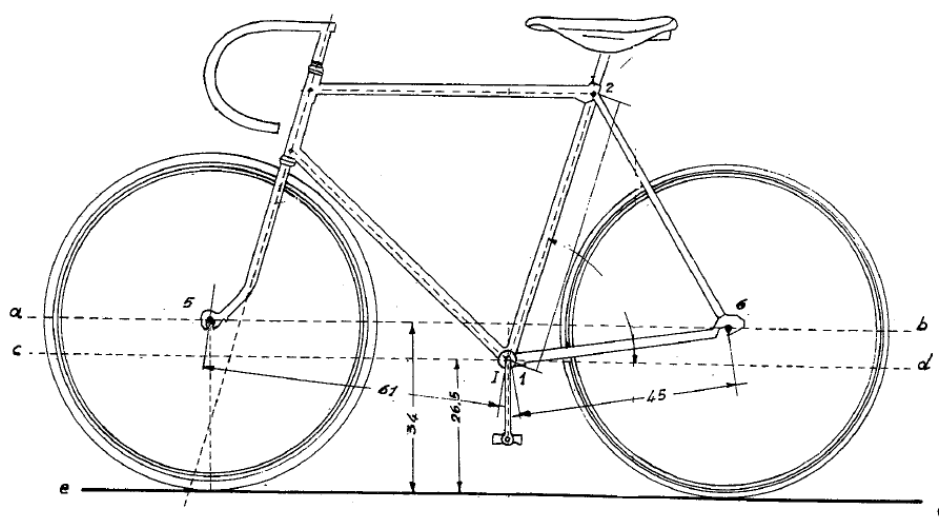
Zmíněné body s rovinami jsou zobrazeny na Obr. 27

¹⁰ Hodnota $26,5\text{ cm}$ od úrovně vozovky je dána normou. Při dodržení této výšky nesmí docházet ke kontaktu šlapátek s vozovkou, za předpokladu, že jsou použity konvenční kliky o délce 175 mm

¹¹ ideální sklon sedlové trubky pro městská kola

Tab. 2 Závislost rozměrů bicyklu na rozměrech lidského těla [39]

DOLNÍ	Sedlová trubka	Horní končetina +	Horní trubka
80	51	100	53
81	51,7	101	53,4
82	52,4	102	53,8
83	43,1	103	54,1
84	53,7	104	54,4
85	54,3	105	54,7
86	54,9	106	55
87	55,5	107	55,3
88	56,1	108	55,6
89	65,7	109	55,9
90	57,5	110	56,2
91	57,9	111	56,5
92	58,5	112	56,8
93	59	113	57,1
94	59,5	114	57,4
95	60	115	57,7
96	60,5	116	58
97	60,9	117	58,3
98	61,3	118	58,6
99	61,7	119	58,8
100	62,1	120	59



Obr. 27 Grafické zobrazení jednotlivých referenčních rovin [39]

5.3 VOLBA ROZMĚRŮ

Předchozí kapitola nám pomohla určit některé velmi důležité rozměry. Jedná se zejména o jednotlivé pozice rovin, ve kterých jsou umístěny prvky, jako osa středové trubky, výška os pro uložení kol a vzdálenosti těchto os od osy šlapání. Uvedené rozměry jsou pro návrh kola velmi důležité, nicméně se ani z daleka nejedná o všechny potřebné rozměry. Kapitola 5.2 pojednává zejména o rozměrech, které jsou dány paušálně pro většinu dostupných bicyklů bez ohledu na cílovou skupinu uživatelů nebo účel použití. Nyní je nutné dimenzovat rozměry s ohledem na kategorii vozidla.

5.3.1 ÚHEL SEDLOVÉ TRUBKY

Volba úhlu sedlové trubky je velmi důležitá pro dosažení co nejvyšší účinnosti šlapání. Cyklista musí být posazen tak, aby dojel co nejdále, ale také musí být dodržena určitá hodnota komfortu. U závodních kol se úhel co nejvíce zvětšuje kvůli zvýšení efektivity šlapání. Logicky vzato u městských kol je tomu právě naopak. Není zde kladen důraz na maximální efekt, nýbrž na komfort a praktičnost při nasedání na bicykl. Většina městských kol je vyráběna se sklonem sedlové trubky od 70 do 73°. Pro návrh mého bicyklu jsem zvolil nejnižší hodnotu 72°.

5.3.2 VÝŠKA SEDLA

Samotný úhel sedlové trubky nestačí pro dosažení maximálního efektu šlapání nebo zvýšení pohodlí pro cyklistu. Důležitým rozměrem je také výška sedla, respektive délka sedlové trubky. Při zvolení špatné výšky nedochází k ideálnímu přenosu sil, cyklista se unavuje a jeho maximální dojezd je výrazně zkrácen. Únava a špatná konfigurace sedátka se nejčastěji projeví bolestí dolních končetin. Pokud máme sedlo nastaveno příliš vysoko, dochází k namáhání bederní páteře, z důvodu „natahování se“ při šlapání. Dalším a neméně důležitým faktorem je nasedání na kolo. Při nastavení sedla příliš vysoko může mít starší nebo tělesně postižený člověk velké potíže při nasedání. Navrhovaný rám bicyklu v mé diplomové práci má sloužit zejména pro dvě zmíněné kategorie lidí, z toho důvodu jsem zvolil výšku sedlové trubky 48 cm, ačkoliv nejkratší sedlová trubka s odkazem na Tab. 2 odpovídá délce 51,5 cm. Tato délka byla zvolena zejména z důvodu dodržení vzpřímeného posedu na sedátku¹². V případě, že bicykl bude používat člověk s delšími dolními končetinami, délka se přizpůsobí vhodným nastavením sedátka.

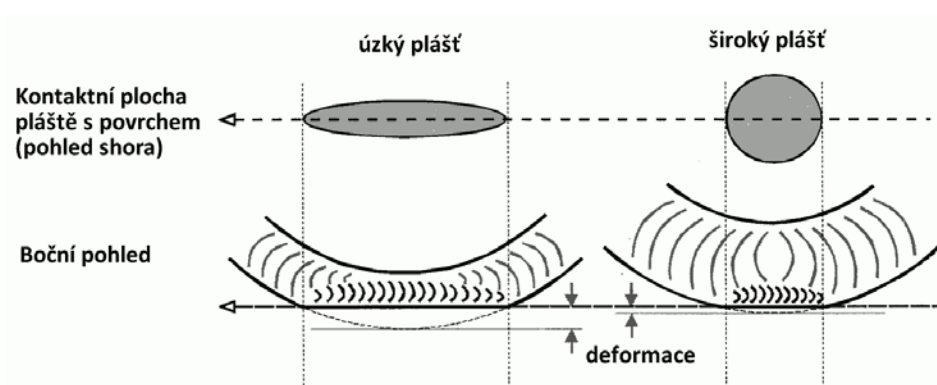
5.3.3 DÉLKA KLIK

Posledním prvkem ovlivňujícím efektivitu šlapání a pohodlí cyklisty je délka klik. U většiny městských kol se volí 175 mm. Pouze ve výjimečných případech se volí jiný rozměr. Z tohoto důvodu jsem zvolil shodný rozměr, který používá drtivá většina výrobců.

¹² Sedátko v nejnižší poloze musí být níže, než jsou řídítka vůči vozovce

5.4 VELIKOST RÁFKU

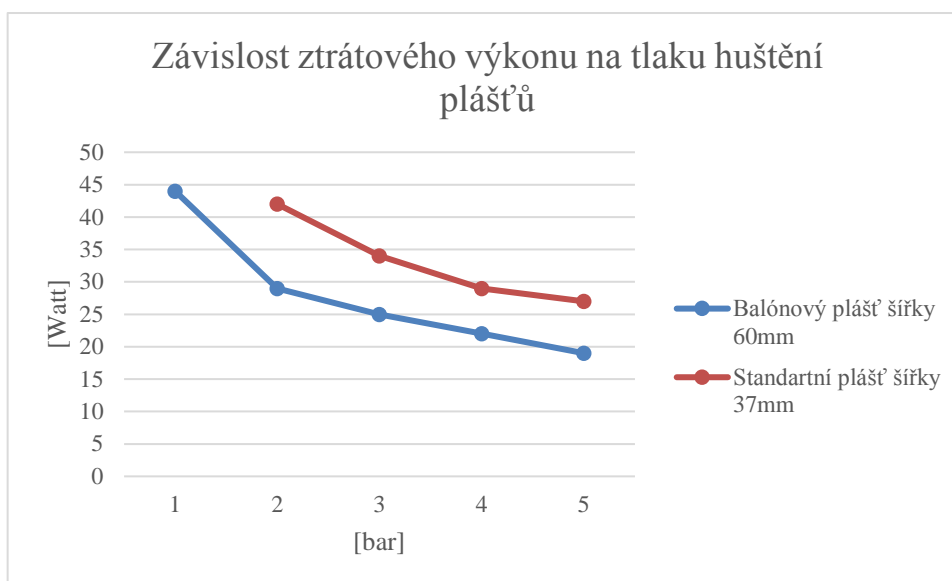
Správná volba ráfku s pneumatikou není důležitá jen z pohledu maximální efektivity šlapání. Je důležité si také uvědomit, kde dané kolo bude jezdit, respektive jakým povrchem bude cyklista čelit. Při průjezdu městem na uživatele bicyklů čeká hned několik nástrah. Zejména jsou to kanály, tramvajové koleje nebo dlážděný povrch. Ve všech zmíněných situacích je velmi obtížné udržet stabilitu bicyklu, pokud je naše kolo vybaveno úzkými koly. Z tohoto důvodu většina lidí jezdí po městě s horskými koly, které mají široké pneumatiky s hlubokým vzorkem již z výroby pro jízdu po nezpevněných površích. Jelikož se tato práce nezabývá horským kolem, ale určitým typem městského kola, je nutné zvolit podobnou šířku pneumatiky jako u horského kola, ale bez hlubokého vzorku. Tuto specifikaci, tj. široký plášť bez hlubokého vzorkování přesně splňují tzv. balónové pláště. V posledních letech použití těchto plášťů u městských kol nabývá velké oblibě. Především díky jemnému vzorku je zabezpečen nižší valivý odpor v porovnání s pláštěmi použitými u horských kol. Při jízdě na kole vzniká na styku kol s povrchem valivý odpor, což je odporová síla působící proti směru jízdy. Zjednodušeně lze říci, že valivý odpor je tím větší, čím větší je drsnost vzorku pláště a nerovnost povrchu a čím menší je hustíci tlak, šířka pláště a průměr kola. [41] Pro jednoduchost je modelová situace zobrazena na Obr. 28



Obr. 28 Porovnání velikostí kontaktních ploch plášťů [41]

Úzký plášť má při stejném hustícím tlaku oproti širokému plášti delší deformační oblast ve směru otáčení a proto i větší valivý odpor. Proto mezi další přednost tohoto druhu pneumatiky je možnost huštění na nižší tlak.

Zastavme se u šířky pláště. Při logické úvaze nadává smysl, že by širší plášť měl mít za jinak stejných podmínek menší valivý odpor než užší plášť. Nicméně platí, že užší plášť má při styku s povrchem delší deformační oblast ve směru jízdy. Ztrácí tedy v tomto směru více ze své „kulatosti“ a má tak při stejném hustícím tlaku větší valivý odpor než širší plášť. Graf 4 ukazuje výkonové hodnoty, nutné pro překonání valivého odporu



Graf 4 Závislost výkonových hodnot na tlaku huštění pláštěů [41]

Šířka ovšem není jediným rozměrem, který musím zvolit. Důležitá je také volba průměru ráfku. Většina dnešních výrobců městských kol volí průměr 28 palců. Ve svých prvních návrzích jsem bez váhání chtěl zvolit stejný rozměr. Nicméně po vytvoření modelu rámu jsem se setkal s mnohými omezeními. Zvolený průměr pro finální verzi je tedy druhý nejpoužívanější rozměr pro městská kola, tj. 26 palců.

5.5 VOLBA PŘEVODU

Prvotní myšlenka při návrhu převodu byla jasná. Použít konvenční, vhodně odstupňovanou přehazovačku a řetěz. Nastudováním literatury jsem se rozhodl koncepci změnit a použít sice řetěz, ale v kombinaci s planetovou převodovkou. Hlavní výhodou je přeřazení převodového stupně u stojícího vozidla. Tuto variantu ocení cílová skupina, zejména při rozjíždění se na křižovatkách. Při plánování jsem zvolil převodovku od japonského výrobce Shimano s označením Nexus 7. Pro tento typ jsem se rozhodl z důvodu dobrých recenzí a cenové dostupnosti. V Tabulce 3 jsou vypsány převodové stupně zvolené převodovky.

Tab. 3 Převodové poměry planetové převodovky Shimano Nexus 7 [42]

Zařazený stupeň	Převodový poměr
1	1:0,632
2	1:0,741
3	1:0,843
4	1:0,989
5	1:1,145
6	1:1,335
7	1:1,545

Samozřejmě nestačí pouze vybrat vhodnou převodovku. Výsledný převodový poměr je závislý na převodovém poměru převodovky, počtu zubů pastorku a převodníku. V následujících krocích budu volit počty zubů na jednotlivých komponentech. Optimalizace celého spektra převodů je zcela zásadní. Špatnou volbou převodových poměrů by se bicykl mohl stát zcela nevhodným do městského provozu. Budu klást důraz na co nejhodnější zpřevodování do městského provozu. Aby bylo dosaženo přesného převodu, bude nejrozumnější zvolit jako poměrový údaj ujetou vzdálenost na jedno otočení kliky. Tento údaj je dán rovnicí (1),

$$(1) s = \frac{z_1}{z_2} * d * \pi$$

kde z_1 udává počet zubů převodníku, z_2 udává počet zubů pastorku a d je průměr kola

Jako výchozí bod pro návrh převodů bude rozbor převodů jiného, sériově vyráběného bicyklu. Vybral jsem model Avenue 70 od výrobce Kellys z důvodu jeho rozšířenosti. U tohoto bicyklu je zvolen převodník s 48x38x28 zuby. Počet zubů pastorku je 11-34.

Tab. 4 Ujetá vzdálenost na jedno otočení kliky bicyklu Kellys Avenue 70 [43]

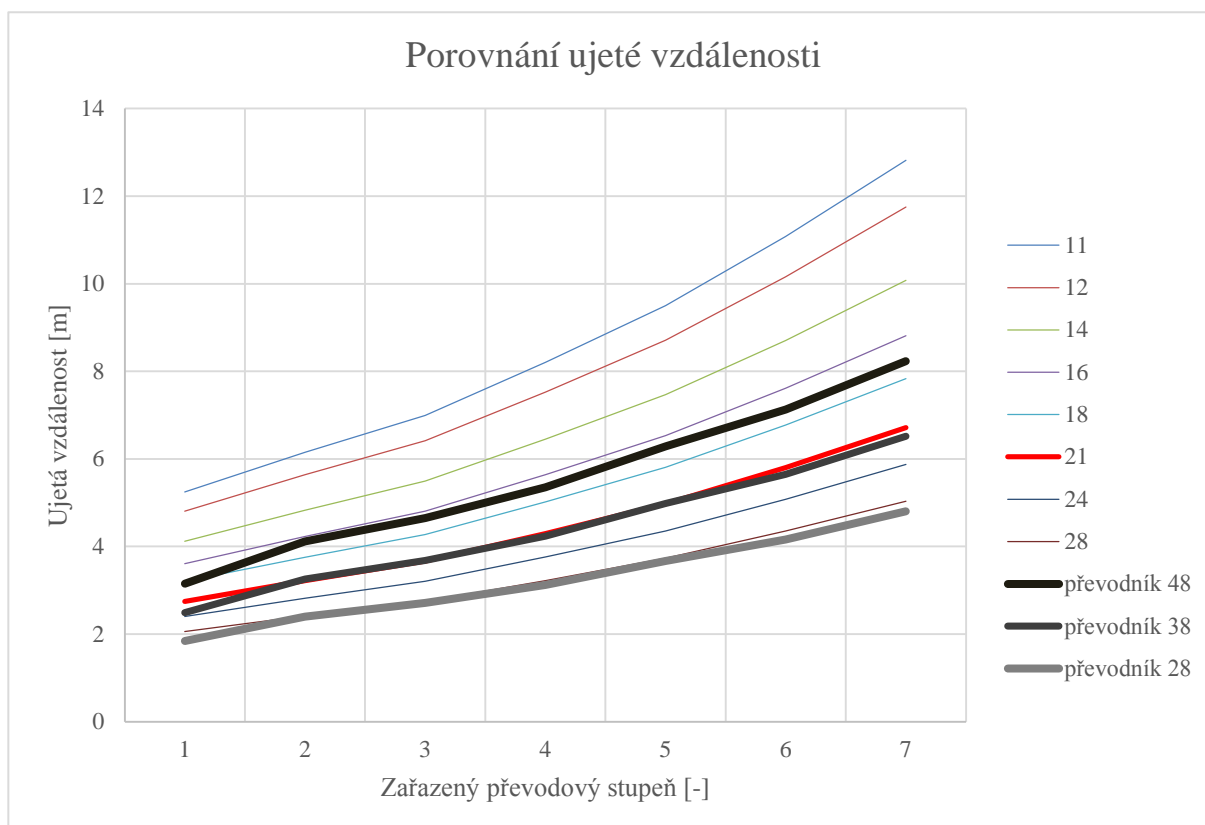
PŘEVODNÍK	PASTOREK							
	11	13	15	17	20	23	26	34
48	9,73	8,23	7,13	6,29	5,35	4,65	4,12	3,15
38	7,70	6,52	5,65	4,98	4,24	3,68	3,26	2,49
28	5,67	4,80	4,16	3,67	3,12	2,71	2,40	1,84

Vypočítal jsem ujetou vzdálenost na jedno otočení kliky na bicyklu od výrobce Kellys, jejíž výsledky uvádím v Tab. 4. V případě mnou navrhovaného bicyklu se budu snažit co nejvíce přiblížit k těmto hodnotám. Při porovnávání nelze brát v potaz pouze počty zubů, ale také velikost ráfků. Jak se zmiňuji v kapitole 5.4, zvolil jsem pro svůj bicykl velikost 26 palců. Předlohový bicykl má však ráfky o velikosti 28 palců. Abych tedy dosáhl stejné vzdálenosti na jedno otočení kliky, zvolím o něco větší převodový poměr.

Porovnání zrealizuji následujícím způsobem. Vypočtené hodnoty z Tab. 4 jsem vykreslil v Grafu 5 s legendami¹³. Každá ze tří zvýrazněných křivek reprezentuje ujetou vzdálenost bicyklu Avenue 70 na jedno otočení kliky vždy s jedním převodníkem, přičemž se postupně mění počty zubů na pastorku. Do stejného grafu zaznamenám hodnoty ujeté vzdálenosti mnou navrhovaným bicyklem. Abych získal tyto požadované průběhy, je nezbytné zvolit počet zubů převodníku a pastorku. Ideálním počtem se jeví 44 zubů na převodníku. Tato

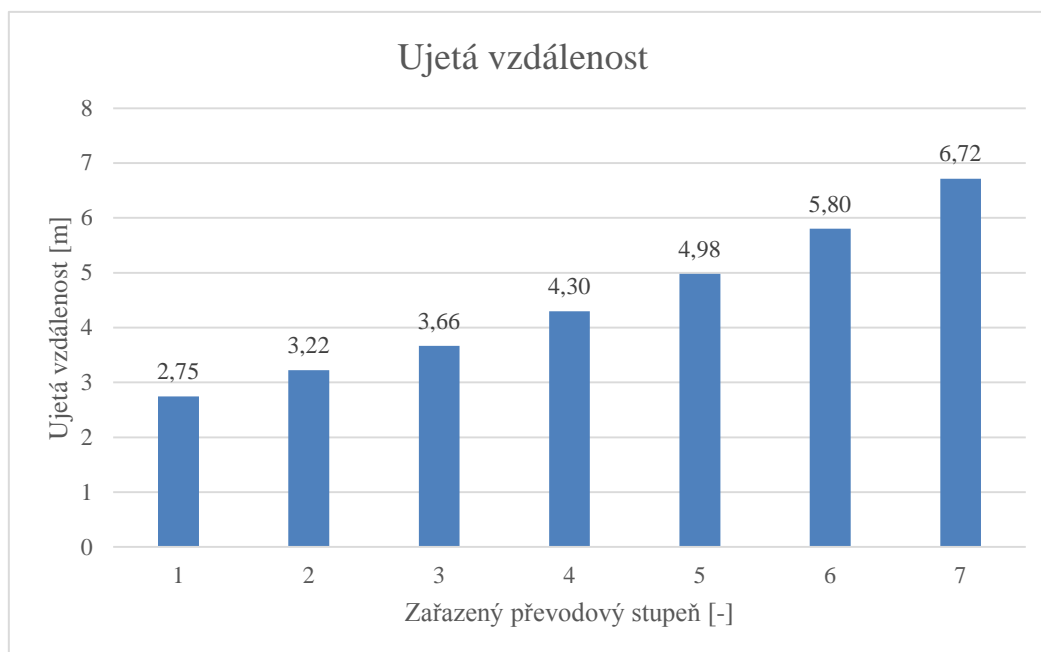
¹³ převodník 48, převodník 38, převodník 28

hodnota je obvyklá na běžně dostupných bicyklech. Tímto vyšším počtem zubů částečně eliminují rozdíl mezi velikostmi ráfků. Je vhodné taky zmínit výhodu většího poloměru, na kterém bude obíhat řetěz, což částečně eliminuje jeho opotřebování. Jelikož se chci co nejvíce přiblížit k jedné křivce předlohového Avenue 70, zahrnu do výpočtu 8 různých pastorků. Počty zubů jsem zvolil podle běžně dostupných pastorků, aby se nemusely vyrábět nekonvenční kusy, které by zbytečně zvýšily výrobní náklady. Počty zubů se pohybují v rozmezí 11 až 28 zubů.



Graf 5 Průběhy ujeté vzdálenosti v závislosti na počtu zubů pastorku a převodníku

S odkazem na Graf 5 volím pastorek s 21 zuby. Průběh křivky se prakticky shoduje s křivkou vystihující průběh ujeté vzdálenosti v kombinaci s převodníkem s 38 zuby u předlohového bicyklu. Po konzultaci s vedoucím práce, panem doc. Kaplanem, jsme se shodli na vhodnosti použití této konfigurace. Hodnoty ujeté vzdálenosti na předlohovém bicyklu, se zařazeným převodníkem se 48 zuby, odpovídají spíše závodnímu bicyklu. Hodnoty ujeté vzdálenosti s převodníkem s 28 zuby jsou příliš malé. Znamená to tedy, aby cyklista dosáhl vyšší cestovní rychlosti, musel by šlapat s vysokou frekvencí. Graf 6 zobrazuje hodnoty ujeté vzdálenosti na jedno otočení kliky mnou navrhnutým převodovým ústrojím.



Graf 6 Ujetá vzdálenost na jedno otočení kliky se zařazenými převody 1 až 7

Doposud jsem zmiňoval jako hlavní ukazatel pouze ujetou vzdálenost na jedno otočení kliky. Je však důležité také zmínit celkový převodový poměr. Ten bude realizován převodníkem se 44 zuby, dále pastorkem s 21 zuby a planetovou převodovkou Nexus 7. Výsledný převodový poměr je vypočítán podle rovnice 2.

$$(2) i_{\text{celkový}} = \frac{z_2}{z_1} * i_{\text{převodovky}}$$

Kde $i_{\text{převodovky}}$ jsou jednotlivé převodové poměry planetové převodovky

Výsledné převodové poměry jsou vypsány v Tab.5.

Tab. 5 Celkový převodový poměr navrhovaného bicyklu

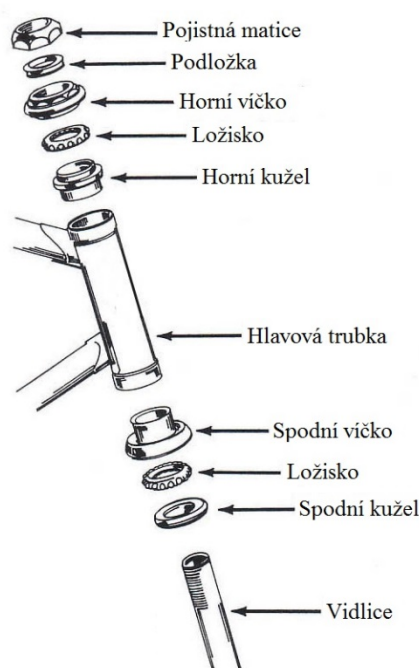
Zařazený stupeň	Celkový převodový poměr
1	1:1,324
2	1:1,553
3	1:1,766
4	1:2,072
5	1:2,399
6	1:2,797
7	1:3,237

5.6 NORMALIZOVANÉ ROZMĚRY

Rám složený z trubek může mít prakticky jakékoli vnitřní i vnější rozměry. Problém nastává tehdy, když je zapotřebí na samotný rám namontovat jednotlivé díly s normalizovanými rozměry nebo při nákupu samotných trubek s netypickými průměry a tloušťkou jejich stěn. Z tohoto důvodu je důležité zvolit konkrétní rozměry dle normy. Správnou volbou rozměrů zaručíme kompatibilitu s běžně dostupnými nakupovanými komponenty.

5.6.1 HLAVOVÉ SLOŽENÍ

Uspořádání komponent v hlavové trubce má za úkol zabezpečit spojení vidlice s rámem a zároveň umožnit její otáčení v ose hlavové trubky. Tento, jak je označováno v anglické literatuře, „headset“ musí také vydržet enormní zátěž v podobě rázů přenášených z ráfku na rám. Nejčastěji se setkáme s použitím tzv. klasického hlavového složení. Složení z jednotlivých částí je podrobně popsáno na Obr. 29.



Obr. 29 Uspořádání hlavového složení [44]

Jak je vidět na Obr.29, klasické hlavové složení je umístěno do hlavové trubky pomocí kuželů. Z toho vyplývá, že protikus, tj. hlavová trubka musí být opatřena také kuzelem. Tato operace zvýší výrobní náklady, nicméně je nejrozumnější jít právě cestou klasického hlavového složení zejména při porovnávání pořizovacích nákladů. Při použití integrovaného nebo semi-integrovaného složení jsou pořizovací náklady mnohonásobně vyšší než u klasického složení. Z toho důvodu volím do mnou navrhovaného rámu zmíněné hlavové složení.

5.6.2 STŘEDOVÉ SLOŽENÍ

Ve středové trubce jsou uloženy kliky pomocí středového složení. Uložení klik se provádí přes ložiska, která umožňují vykonávat rotační pohyb klik vyvolaný šlapáním. Existuje celá řada možností středového složení. V globále lze ale konstatovat, že téměř všechny prvky jsou do středové trubky šroubovány. Zdroj [45] poukazuje na nejběžnější šířku středu 68 mm, kterou také volím pro rám. Dále zdroj [25] popisuje nejčastější použití anglického závitu BSA 1,37" x 24 tpi. Poslední položkou týkající se volby středového složení je způsob přenosu síly z klik na hřídel, respektive ukončení středové osy. Existuje několik způsobů ukončení, přes čtyřhran až po Octalink, které není potřeba podrobněji popisovat. Z důvodu jednoduchosti a největšího rozšíření volím zakončení středové osy pomocí čtyřhranu. Na obr. 30 je vyobrazen celý komponent.



Obr. 30 Středové složení se závitem BSA 1,37" x 24 tpi [45]

5.6.3 SEDLOVÁ TRUBKA

Normalizovaný vnitřní průměr sedlové trubky je důležitý pro kompatibilitu s běžně dostupnými sedlovkami. Podle zdroje [35] se vyrábí sedlovky o průměrech 25.4 mm, 27.2 mm, 30.9 mm a 31.6 mm. Pro mnou navrhovaný rám bude nejvhodnější použití sedlovky o průměru 30.9 mm. Vnitřní průměr sedlové trubky je 29 mm, takže odebráním 1.9 mm materiálu zajistím kompatibilitu dílů.

6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Cílem mé diplomové práce je vytvořit vlastní konstrukční návrh vozidla do městského provozu pro seniory a tělesně postižené osoby, na který budu dále aplikovat metodu konečných prvků. Pomocí této metody provedu pevnostní kontrolu rámu. Aby mohla být použita metoda konečných prvků, je důležité podniknout určité kroky před samotným výpočtem. Pro výpočet je absolutně nezbytné vytvořit model rámu, který budu později zatěžovat. Prostorový model mého rámu jsem zhotovil v programu PTC Creo. Pro tento program jsem se rozhodl z několika důvodů. Jedním z nejdůležitějších je dostupnost tohoto softwaru na školních počítačích, dále absolvování kurzu Creo, který mi objasnil strukturu a logiku programu a nakonec jednoduchá konverze prostorového modelu do prostředí Ansys, kde bude probíhat pevnostní výpočet. Samozřejmě i v prostředí Creo lze provádět pevnostní analýzy, nicméně po konzultaci s odborníkem jsem se rozhodl zvolit jinou cestu na provedení samotného výpočtu. Výpočet v prostředí Creo je nepatřičný zejména z důvodu nevhodného síťování. Síť hraje významnou roli při výpočtu, respektive při použití nevhodné metody nebo při použití méně vhodného prvku na vysíťování. V těchto případech dojde k velkému ovlivnění výsledku chybou. Při použití špatné sítě se výsledek výpočtu stává irelevantním pro obhajobu a další použití.

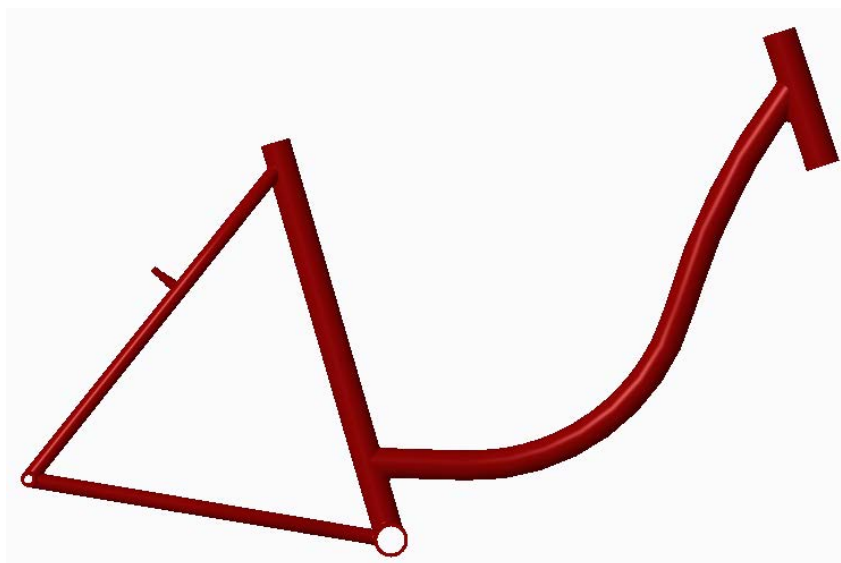
6.1 MODEL Y

Jak jsem již zmínil dříve, tvorba modelu je prvním krokem k výpočtu pevnostní analýzy metodou konečných prvků. Připravovaný model může být vytvořen jako objemové těleso nebo naopak těleso skořepinové. Obě zmíněné metody mají nejen svá úskalí, ale i své výhody. Pokud bychom vytvořili těleso jako skořepinu, můžeme očekávat velmi rychlý výpočet a model bude obsahovat mnohem méně prvků a uzlů, než je tomu u objemového tělesa. Proti tomuto velmi výhodnému hledisku stojí velká nevýhoda při řešení přechodů mezi jednotlivými komponentami. V případě využití první zmíněné metody, tj. vytvořit objemový model, je situace přesně opačná. Přechody jsou zde řešeny velmi elegantně, nastává však problém při tvorbě sítě a celkové výpočtové náročnosti. Model může být několikanásobně větší, respektive jeho počet uzlů a počet prvků. Z logiky věci vyplývá, čím je model větší, tím je výpočet časově náročnější.

Po konzultaci s odborníky z ústavu ÚADI jsem dospěl k názoru, že pro případ mé diplomové práce bude vhodnější zvolit objemové těleso ze dvou důvodů. Prvním důvodem je přítomnost velkého množství přechodů, protože rám bicyklu je tvořen z mnoha trubek a dalších komponent, které musí být vzájemně pevně spojeny. Druhým důvodem je velikost modelu. Jak jsem již zmínil, rám je tvořen z trubek, což je výhodné z hlediska nárůstu počtu prvků a uzlů, protože velká část tělesa je dutá. Bylo by tedy zbytečné použít skořepinový model, jestliže výpočtový čas u objemového modelu je vyhovující. Celkově se dá považovat pevnostní analýza rámu bicyklu za ne příliš výpočetně náročnou.

6.1.1 MODEL 1

Konstrukční návrh pro bicykl, který bude vhodný pro seniory a tělesně postižené osoby s sebou nese některá úskalí. Není prakticky možné použít shodný rám, jako u konvenčních městských bicyklů, zejména kvůli nasedání. U některých osob je obtížné v jednu chvíli držet bicykl za řídítka a zároveň držet stabilitu svého těla na jedné noze. Proto jsem při návrhu kladl největší důraz na co nejnižší umístění dolní trubky rámu. Zaměřil jsem se také na jednoduchost rámu, což přináší úsporu v oblasti výrobních nákladů. První fáze návrhu je znázorněna na obr. 31.



Obr. 31 První verze rámu

Jedná se o nejjednodušší provedení rámu, které neobsahuje žádné vzpěry v oblasti hlavové nebo středové trubky. Absence vzpěr je výhodná z hlediska hmotnosti, tj. nejsou zde navíc prvky, které by zvyšovaly hmotnost rámu. Nicméně vzpěry mají velký význam při řešení otázky pevnosti a tuhosti¹⁴. Dolní trubka se záměrně nenapojuje do středové trubky, ale je napojena na trubku sedlovou. Výška napojení byla zvolena těsně nad úrovní převodníku. Ten totiž brání snadnému nastupování a je potřeba jej překročit. Rám spolu s převodníkem jsou zobrazeny na Obr. 32. Tento rám považuji za koncept, na kterém bude při pevnostní analýze dokázána nezbytnost vyztužení dolní trubky pomocí vzpěr.



Obr. 32 První verze rámu spolu s převodníkem

¹⁴ Výsledky z pevnostní analýzy jsou uvedeny v kapitole 7.

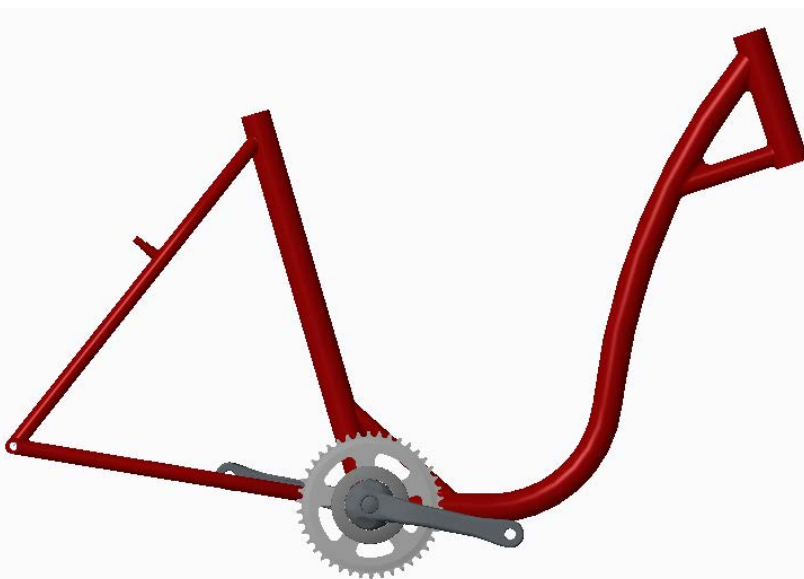
6.1.2 MODEL 2

Při návrhu druhé verze byla dodržena stejná logika, jako u bicyklů s hlubokým nástupem, které jsou sériově vyráběny. Tedy dolní trubka spojuje středovou a hlavovou trubku. Návrhem rámu, který je běžně dostupný, chci poukázat na nevhodnost řešení geometrie jednotlivých trubek pro cílovou skupinu uživatelů. Pro zachování pevnosti a tuhosti byl rám také vybaven vzpěrami v oblastech středové a hlavové trubky, stejně jako je tomu u konvenčních rámu. V místech napojení dochází k výraznému namáhání při šlapání a brzdění. Nicméně při pevnostní analýze bude prokázáno ne příliš vhodné řešení vzpěr právě způsobem, zobrazeným na obr. 33



Obr. 33 Druhá verze rámu s hlubokým nástupem

Druhá verze bicyklu má oproti první verzi výhodu v nižším umístění dolní trubky, tím pádem by se mohlo zdát, že nastupování na tento rám je jednodušší, protože uživatel nemusí zvedat nohu zbytečně vysoko. Problém nastává v okamžiku osazení rámu převodníkem.

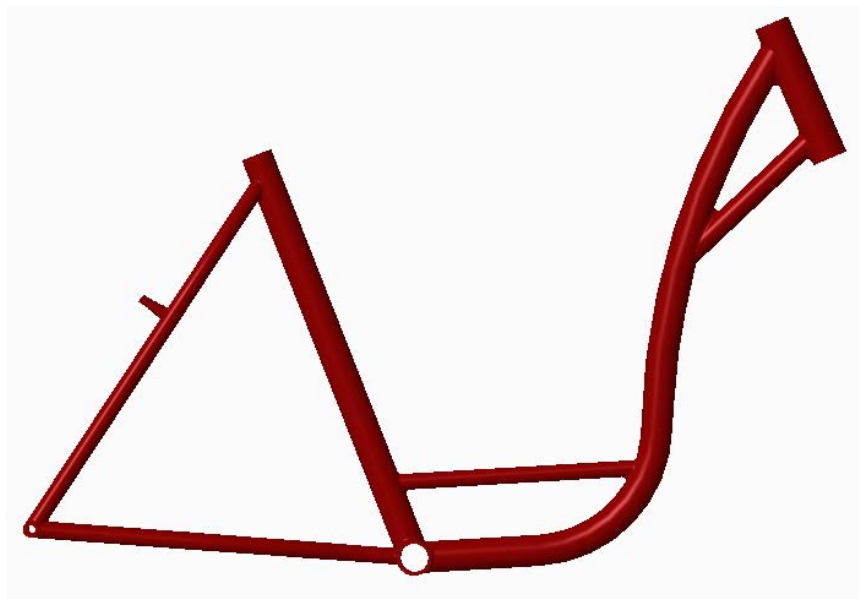


Obr. 34 Druhá verze rámu s hlubokým nástupem s převodníkem

Obecně se dá říci, že největší překážkou při nástupu je samotný převodník. Ten zásadně brání využití prostoru, který jsem získal odlišným uložením dolní trubky v porovnání s první verzí rámu. Aby byl tento prostor využitelný při nástupu, muselo by mezi převodníkem a dolní trubkou v horizontálním směru být vzdálenost alespoň 30 cm¹⁵. U této konfigurace je však maximální vzdálenost pouhých 22 cm. Znamená to tedy nezbytné vytáčení chodidla, což u tělesně postiženého člověka může být problém. Pro uživatele by tedy bylo pohodlnější, v některých případech i bezpečnější, zvednout nohu nad úroveň převodníku. Tím pádem ztrácí smysl vytvářet rám s podobnou konfigurací. Nicméně považuji za vhodné i tento rám podrobit pevnostní analýze, aby na závěr mohlo být provedeno porovnání jednotlivých variant rámu.

6.1.3 MODEL 3

Při návrhu třetí, poslední, verze rámu jsem vycházel z původního, prvotního konceptu. Cílem bylo navrhnout jednoduchou konstrukci, která bude levná na výrobu, ale zároveň bude dostatečně tuhá, bezpečná a nastupování na ni bude pohodlné. V tomto případě dolní trubka spojuje hlavovou a středovou trubku. Pro zvýšení tuhosti a pevnosti při brzdění, případě přejíždění překážky, jsem přidal mezi dolní a hlavovou trubku vzpěru, která by měla značným způsobem redukovat napětí. Dále byla přidána vzpěra mezi sedlovou a dolní trubku, která má za úkol snížit napětí vznikající při šlapání.



Obr. 35 Třetí verze rámu

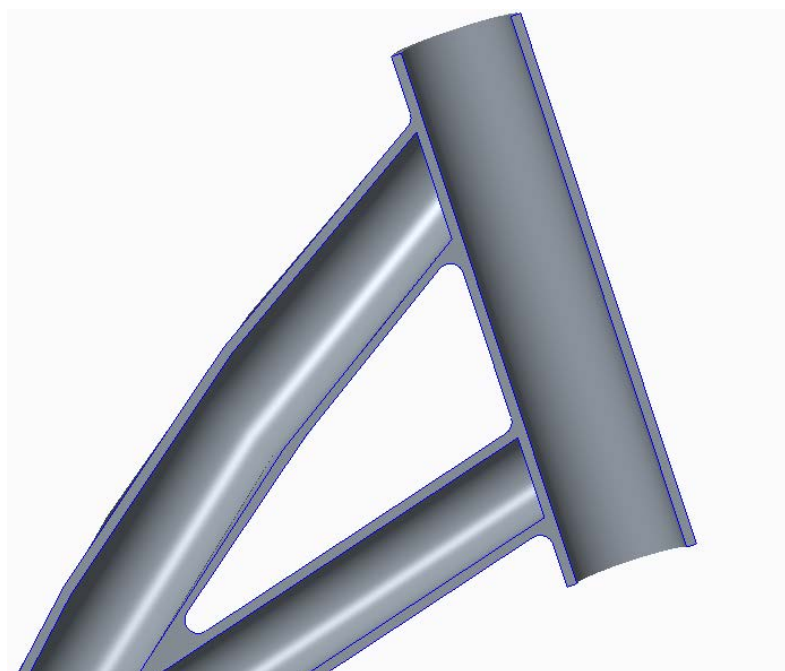
Umístění této vzpěry však nebylo náhodné. Její poloha byla určena nejvyšším bodem převodníku, aby se eliminoval jeho vliv na komfort nasedání. Po konzultaci s vedoucím práce, panem doc. Kaplanem, jsme se shodli, že tato varianta, i přes vyšší nástupní hranu, je nejschůdnější. Uživatel sice musí dát nohu do vyšší úrovně než u předchozí varianty, nicméně u tohoto provedení není omezující žádný prvek, jako je převodník. Výška nástupní hrany je částečně snížena použitými ráfky. Běžná městská kola se používají v kombinaci s ráfky o velikosti 28 palců. Při návrhu bicyklu jsem zvolil 26 palcové ráfky právě z důvodu snížení nástupní hrany.

¹⁵ Průměrná velikost chodidla je velikost 39 = 250mm



Obr. 36 Třetí verze rámu s převodníkem

V tuto chvíli je vytvořena finální podoba modelu bicyklu. Nicméně před samotnou konverzí modelu do software Ansys Workbench je v prostředí Creo důležité podniknout další krok, který bude upravovat nezaoblené přechody mezi jednotlivými trubkami. Je zapotřebí, aby model obsahoval ve všech přechodech potřebná rádia. Pokud by nedošlo k jejich vytvoření, napětí ve spojeních mezi trubkami by byla zkreslena, tím pádem bych nezískal relevantní výsledky. Musím zabezpečit plynulý přechod a vyloučit všechny ostré hrany.



Obr. 37 Detail spojení trubek s aplikovanými rádií

Poslední částí, týkající se bezprostředně modelu jsou rozměry jednotlivých trubek, které byly na vytvoření použity. Jak se několikrát zmiňuji, prvky použité na výrobu bicyklu jsou normalizovány, takže průměry a tloušťky trubek jsou běžně dostupné. Normalizovanými rozměry jsem zabezpečil zejména nižší výrobní náklady. Průměry a tloušťky jednotlivých trubek jsou uvedeny v Tab. 6¹⁶

Tab. 6 Rozměry použitých trubek na výrobu bicyklu

Sedlová trubka	TR ø 35x3
Hlavová trubka	TR ø 40x5
Středová trubka	TR ø 40x3
Dolní trubka	TR ø 35x3
Řetězová vzpěra	TR ø 18x2
Sedlová vzpěra	TR ø 18x2
Můstky	TR 16x2
Horní vzpěra	TR ø 25x3
Dolní vzpěra	TR ø 18x2

6.2 VÝBĚR PROSTŘEDÍ

Po úspěšném vytvoření prostorového modelu v prostředí Creo je nutná diskretizace modelu a konverze do prostředí výpočetního programu, v mém případě se jedná o software Ansys. Pod pojmem diskretizace se myslí vytvoření sítě v prostorovém modelu konečným počtem prvků, následné sestavení rovnic v každém uzlu a nakonec numerické řešení soustavy rovnic. Na trhu existuje mnoho výpočetních programů. V mém případě jsem se zaměřil pouze na software Ansys, jehož licence je dostupná na školních počítačích. Při volbě řešiče jsem měl na výběr ze dvou dostupných verzí. První se nabízelo použít Ansys Classic, který je vhodný pro zkušené konstruktéry a je schopen s vysokou přesností vypočítat i velmi složité součásti. Druhou variantou je program ze stejné dílny jako Ansys Classic, který se jmenuje Ansys Workbench. Workbench nabízí velmi příjemné uživatelské prostředí a na rozdíl od Classic nevyžaduje takovou míru znalostí a zkušeností z praxe. Podle odborníků je v obou případech použit shodný řešič na řešení rovnic. Znamená to tedy, že pokud nadefinuji do obou prostředí naprosto shodný model, zadám stejné okrajové podmínky a budu je stejně zatěžovat, musím získat shodné výsledky. Workbench ovšem navíc vyřeší některé kroky za uživatele. Jsou zde totiž mnohé konstanty zadány, což je hlavní rozdíl od verze Classic. V mém případě bude bezpochybně schůdnější řešení zvolit Workbench, kvůli transparentnímu uživatelskému prostředí, časové náročnosti přípravy výpočtu a absolvování kurzů zaměřených na Workbench v 1. a 2. ročníku magisterského studia.

¹⁶ Názvosloví trubek je převzato z Přílohy 2

6.3 KONVERZE MODELU Z CREO DO ANSYS

Následujícím krokem po volbě prostředí, ve kterém bude výpočet probíhat je potřeba zvolit způsob převodu modelu z programu Creo, kde byl vytvořen 3D objemový model, do prostředí Ansys Workbench. Reálně existuje mnoho způsobů, jak převést geometrii mezi dvěma prostředími, nicméně v současné době se používají dva nejvýznamnější formáty. Těmi jsou STEP a IGES. Při volbě vhodného formátu na převod jsem se rozhodoval pouze mezi těmito dvěma zmíněnými, zejména kvůli jejich rozšířenosti a dostupnosti potřebných informací o daném formátu.

Formát IGES¹⁷ vznikl na americkém kontinentu a je starší než formát STEP. Dokáže přenést výkresy ve 2D a zároveň modely ve 3D. Bohužel v případě přenosů prostorových modelů má zmíněný formát určitá omezení. Neumožňuje totiž přenos 3D modelu vytvořeného jako objemové těleso, ale přenáší pouze povrch modelu, který je složený z ploch. V tomto případě se ztrácí veškerá logika 3D modelu a zároveň se ztrácí i návaznost mezi jednotlivými plochami tvořící povrch modelu. Pokud chceme dosáhnout bezchybného modelu a reálných výsledků při výpočtu, je nutné nespojitosti opravit ručně. Tyto nevýhody vedly k zastavení vývoje tohoto formátu a zvýšené úsilí na vývoj je kladeno u formátu STEP. [46]

Formát STEP¹⁸ se dá považovat za následovníka IGES. Nejen že dokáže totéž co předchůdce, ale navíc dokáže přenést uzavřený povrch 3D tělesa. Tím odpadají problémy s nespojitostí přeneseného povrchu tělesa. [46] STEP je zaměřen na jednoznačný a úplný popis modelu, a to nezávisle na jakémkoliv počítačovém systému. Obecně lze shrnout, že STEP poskytuje neutrální způsob, jak popsat všechny relevantní informace vztahující se k modelu. Obecným cílem je umožnit komunikaci mezi různými systémy. [47]

Pro účely mé diplomové práce bude zcela vyhovující právě formát STEP. Hlavním důvodem této volby je fakt, že mnou vypracovaný model je vytvořen jako objemové těleso a nikoliv jako skořepina.



Obr. 38 Grafické znázornění vzájemného spojení programů [48]

6.4 Síť

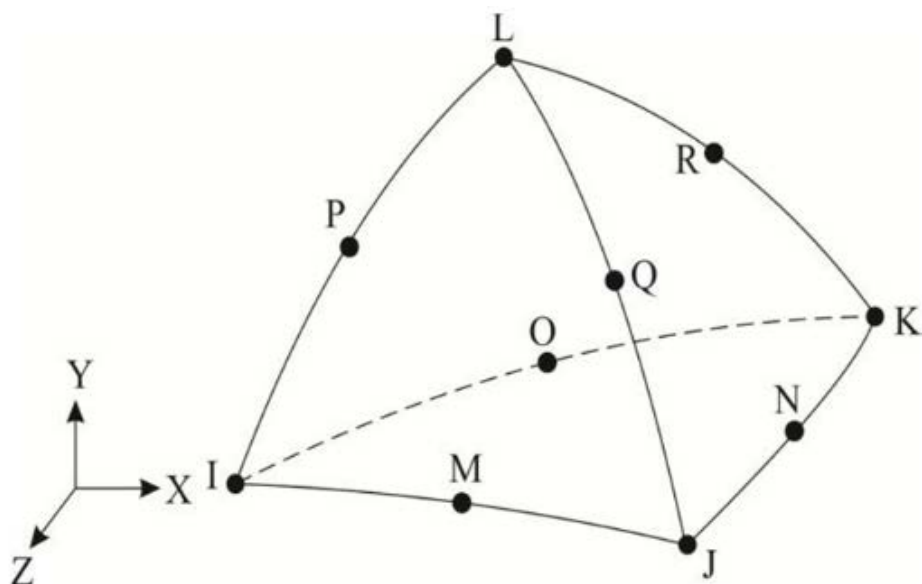
Jakmile je vyřešena konverze modelu do prostředí, ve kterém bude probíhat pevnostní analýza, přichází na řadu několik důležitých kroků, bez kterých nelze výpočet provést. Základními stavebními kameny pro výpočet je vytvoření sítě v celém objemu tělesa, nadefinování materiálu, respektive stanovení klíčových hodnot, jako jsou Youngův modul pružnosti, mez kluzu apod. V neposlední řadě musím stanovit konkrétní vazby a silové účinky působící na model. V této podkapitole se budu věnovat pouze vytvoření sítě. Exaktnímu definování materiálu a volbě použitých vazeb budou věnovány samostatné podkapitoly.

¹⁷ Initial Graphic Exchange Specification

¹⁸ STandard for Exchange of Product model data

Cílem programu Ansys Workbench při síťování je poskytnout komplexní a zároveň snadno použitelný nástroj, který uživateli velmi zjednoduší tvorbu sítě. Tento nástroj má tu výhodu, že je vysoce automatizován, přičemž je zachována vysoká míra uživatelského ovládání. [49]

V mém případě bylo zvoleno síťování tetraedrovým¹⁹ prvkem Solid 187. Objemová síť tvořená pomocí pravidelných tetraedrů je jedním z nejčastěji používaných typů sítě pro numerické analýzy využívané v inženýrské praxi. Hlavní výhodou jsou velmi nízké nároky na přípravu geometrie při síťování a z toho plynoucí rychlá tvorba výpočtového modelu. Výhodou je i možnost vysokého stupně automatizace procesu síťování. [50] Zvolený prvek Solid 187 má 10 uzlů, kde každý z nich má tři stupně volnosti. V praxi je velmi vhodný při síťování nepravidelných tvarů těles. Samotná volba prvku nestačí, je potřeba zadat také jeho velikost. V prvotním návrhu jsem měl v úmyslu defaultně nastavit velikost prvku na 3 mm. Tento přístup se jevil jako velmi pohodlný. Problém však nastává u trubek, kde je tloušťka stěny jiná než 3 mm. Konkrétně zadní trojúhelník je vytvořen z trubek o tloušťce 2 mm. Bylo by zcela nelogické a prakticky nemožné vytvořit síť za takových předpokladů. Z toho důvodu jsem zvolil velikost prvku shodnou s tloušťkou stěny konkrétní trubky, to znamená vytvoření sítě o velikosti 2, 3 a 5 mm aby byl po tloušťce trubky alespoň jeden prvek. Avšak pro dosažení co nejpřesnějších výsledků je nutné v nejméně namáhaném místě mít po tloušťce trubky alespoň 3 prvky. Přistoupil jsem tedy k následujícímu postupu. Nejprve jsem provedl výpočet s hrubou sítí, tj. jeden prvek po tloušťce trubky. Díky tomuto zjednodušenému výpočtu jsem velmi rychle odhalil kritické místo, respektive místo, kde bylo naměřeno nejvyšší napětí. V dalším kroku jsem přistoupil k lokálnímu zjemnění sítě, aby bylo dosaženo maximální přesnosti. Pomocí funkce Refinement jsem zmenšil velikost prvků na 1 mm v místě kritického místa a jeho okolí. Tato hodnota vyplývá z již zmíněného předpokladu, tj. aby po tloušťce trubky byly nejméně 3 prvky. Zvolený postup při výpočtu byl konzultován s Ing. Ramíkem, který jej hodnotil kladně.



Obr. 39 Prvek Solid 187 [51]

¹⁹ Tetraedr znamená v překladu do češtiny čtyřstěn

Důvodem aplikování dvou výpočtů na jeden totožný zátěžný stav je zcela zřejmý. Pokud bych použil jemnou síť v celém objemu, došlo by k neúměrnému prodloužení výpočtového času. Tento přístup je zcela neefektivní a zbytečný, protože maximální napětí je vždy naměřeno pouze v jednom místě. Z toho důvodu není potřeba aplikovat jemnou síť na nezatížené nebo minimálně zatížené prvky. Ukázalo se, že z hlediska časové náročnosti na výpočet bude mnohem lepší jednotlivé zátěžné stavy vypočítat s tělesem vysítovaným hrubou sítí a v následujícím kroku lokálně použít zmíněnou funkci na zjemnění sítě a spustit výpočet znovu. Tímto přístupem dosáhnu vyšší přesnosti výsledku a neprodloužím si zbytečně výpočtový čas. Jednotlivým zatěžovacím zkouškám bude věnována celá kapitola 7 a 8

6.5 MATERIÁL

Volba materiálu, respektive zadání přesných materiálových charakteristik, je další nezbytný krok pro definování podmínek výpočtu. Správná volba materiálu má velký vliv na životnost, deformaci a celkové chování rámu.

Z výše uvedených důvodů jsem se rozhodl zvolit dva materiály. První materiál je ocel Hi-Ten 1020, druhý materiál slitina hliníku. Ocel se používala na výrobu bicyklů v dřívějších dobách. Je sice možné ocelový rám koupit i dnes, nicméně větší část rámu je vyráběna ze slitiny hliníku. S odkazem na materiálové charakteristiky, má ocel vyšší mez kluzu a vyšší hodnotu Youngova modulu. Naopak slitiny hliníku jsou výhodnější z hlediska hmotnosti. Pevnostní analýza prokáže, který z materiálů bude vhodnější na výrobu bicyklu použít.

Tab. 7 Materiálové charakteristiky oceli Hi-Ten 1020 [55]

Hustota	7850 kg/m ³
E	166,7 GPa
G	76,9 GPa
μ	0,33
R_{m min}	510 MPa
R_{p0,2 min}	355 MPa

Slitina hliníku nebyla volena pouze podle dostupných charakteristik jednotlivých materiálů. Na internetových stránkách různých výrobců městských kol jsem dohledal, jaký materiál na výrobu použili, a ve své diplomové práci jsem zvolil podobný materiál. Ačkoliv se každý výrobce použitým materiálem nepatrně lišil, všichni na výrobu použili slitinu hliníku a hořčíku.

Slitiny hliníku jsou velice výraznou skupinou konstrukčních materiálů. Jsou hojně využívány především kvůli jejich měrné pevnosti, která je vlivem legujících prvků výrazně vyšší než u čistého hliníku. U slitin hliníku lze úpravou množství legujících prvků, omezením obsahu nečistot a tepelným zpracováním dosáhnout požadovaných mechanických, fyzikálních a technologických vlastností. [52] Samozřejmě existuje celá řada hliníkových slitin, nicméně nejvhodnější slitina na výrobu rámu je typ slitiny Al-Mg-Si. Tato skupina slitin patří mezi nejvýznamnější hliníkové tvářené slitiny. Vlivem nižšího obsahu legujících prvků nedisponuje nejvyšší pevností, ale její přednost je ve výborné tvářitelnosti za tepla i za studena. Další výhodou těchto slitin je možnost povrchových úprav, nicméně i bez nich jsou velmi odolné proti korozi. Nadbytkem hořčíku se slitina stává méně pevnou a tvářitelnou, ale má vyšší odolnost proti korozi. V případě nadbytku křemíku je slitina pevnější a lépe tvářitelná. [53] Pro výrobu rámu jsem vybral materiál AlMg0,7Si, neboli EN AW-6063. Tento materiál se vyznačuje dobrou odolností proti korozi, má střední mez únavy, je dobře tvářitelný a v neposlední řadě se vyznačuje velmi dobrou svařitelností. [54]

Tab. 8 Materiálové charakteristiky EN AW-6063 [55]

Hustota	2700 kg/m ³
E	69,5 GPa
G	26,1 GPa
μ	0,33
R_{m min}	215 MPa
R_{p0,2 min}	170 MPa

7 STATICKÁ PEVNOSTNÍ ANALÝZA

V návaznosti na předchozí kapitolu přecházím k samotnému zatěžování rámu. Po úspěšném vytvoření sítě a definování materiálových konstant přichází na řadu komplexní zadání okrajových podmínek, tedy správné použití vazeb, velikost a směr zatěžujících sil. Při reálné jízdě na bicykl působí celá řada sil, které určitým způsobem zatěžují a deformují celou konstrukci. Jelikož nebudu nejprve rám vyrábět a zjišťovat deformace pomocí snímačů umístěných na rám, ale veškeré hodnoty získám z programu Ansys, je zadání okrajových podmínek nevyhnutelné. Vystává ovšem otázka, jak exaktně rám zatěžovat a jaké vazby na něj aplikovat, aby bylo dosaženo co nejreálnějších výsledků. Pochopitelně naměříme jinou deformaci při brzdění a naopak při šlapání do prudkého kopce. Problém by také nastal, pokud bych na rám aplikoval nevhodné vazby, při návrhu jeho uložení. V takovém případě je žádoucí se řídit podle normy, která pojednává o zátěžných cyklech a která přesně definuje způsob uložení rámu a stanovuje velikost, směr a místo působení síly. Konkrétně mluvím o normě ČSN EN ISO 4210-6²⁰. Tato norma udává výrobcům bicyklů bezpečnostní požadavky, které musí bicykl splňovat, aby mohl být prodáván na evropském trhu. V normě je stanoveno zatěžování pro šlapání, brzdění, zatížení sedlové trubky vahou jezdce apod. Všechna data použita ve výpočtech byla získána právě v této publikaci.



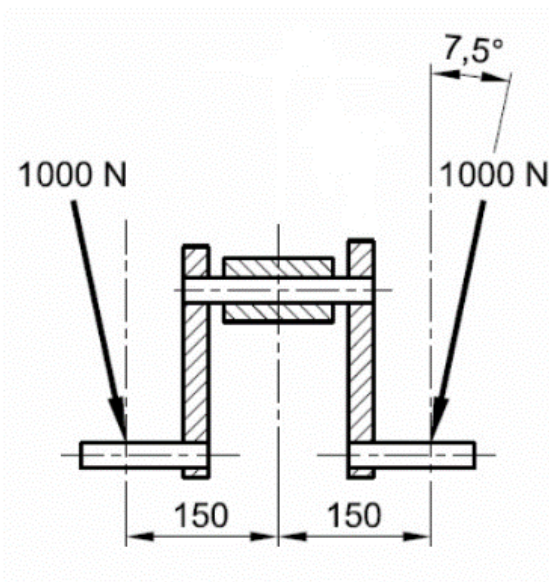
Obr. 40 Testovací zařízení pro bicykly [56]

²⁰ Bezpečnostní požadavky na jízdní kola – Část 6: Zkušební metody pro rám a vidlici

7.1 ZATÍŽENÍ PŘI ŠLAPÁNÍ

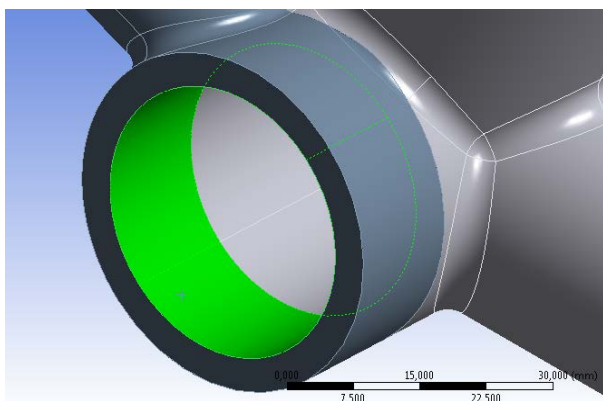
První zátěžný test, o kterém norma pojednává, je zaměřen na zjištění maximálního napětí v kritickém místě rámu při šlapání. Tento test má simulovat podmínky, kdy cyklista působí celou svojí vahou na jednu kliku se šlapátkem, přičemž se ještě opírá o řídítka a působící sílu tím zvyšuje. Celková síla působící na kliku je 1000N. Váha cyklisty se předpokládá 80 kg, což odpovídá přibližně 800N. Zbýlých 200N cyklista vyvolá zapřením se o řídítka. Před samotným zahájením testu, musí být rám uchycen vhodnými vazbami, aby bylo dosaženo co nejrealnějších podmínek. Zadní trojúhelník, respektive jeho patky musí být pevně spojeny s osou zadního kola. Použitá vazba se nazývá bonded. Na samotnou osu je aplikována cylindrická vazba, aby byla umožněna rotace kolem její vlastní osy. Takovouto konfigurací vazeb jsem schopen nasimulovat přesné chování rámu opatřeného zadním kolem. Samotné uchycení zadní zástavby samozřejmě nestačí a je potřeba vhodnými vazbami uložit i přední část. V mém případě budou všechny vazby vztaženy k plochám hlavové trubky, ve které jsou uložena řídítka a vidlice. Vazbou „remote displacement“ je zamezen posuv ve vertikálním směru. Vazby vztaženy k vnitřním plochám hlavové trubky simulují uložení přední vidlice. Tento přístup se dá označit jako konzervativní, jelikož při zatěžování není brána v potaz tuhost vidlice. V této fázi jsou zcela vyřešeny vazby, jejichž správné zadání je důležité pro získání relevantních výsledků.

Dalším krokem je stanovení silových účinků působících na rám. Všechny působící síly na rám budou přenášeny z klik se šlapátky přes středové uložení na středovou trubku. Jako nejkritičtější pozici klik stanovila norma jejich sklonění o 45° od horizontální roviny směrem dopředu. V kapitole 5.3.3 jsem stanovil délku klik na 175 mm. S touto hodnotou počítá i zmíněná norma.

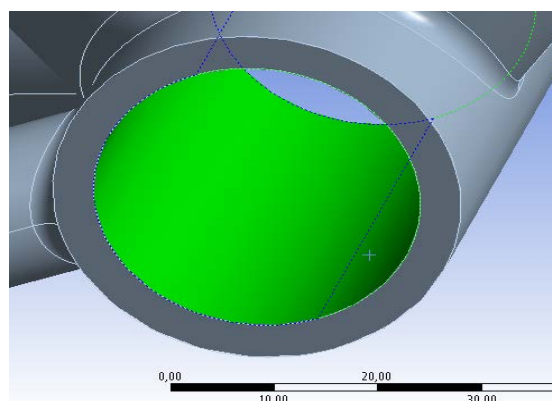


Obr. 41 Působící síly při šlapání [57]

Na obrázku 41 je znázorněno místo působení síly, její velikost a sklon. Při realizaci výpočtu v programu Ansys Workbench bylo zapotřebí podniknout určité úpravy modelu. To je rozložení síly do složek a stanovení bodu, ve kterém bude síla působit. Zmíněnou úpravou modelu je myšleno rozdělení vnitřní plochy středové trubky. Středové složení, které drží kliky se šlapátky, jsou uloženy ve středové trubce pomocí ložisek. Samotná ložiska zabírají plochu 20 mm od kraje středové trubky. Bylo by tedy zavádějící nechat působit sílu na celou vnitřní plochu zmíněné trubky. Úprava modelu je demonstrována na obrázcích 42 a 43.

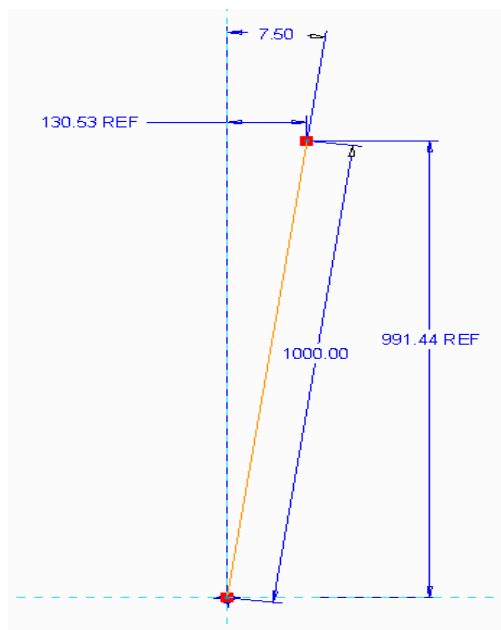


Obr. 42 Středová trubka po úpravě



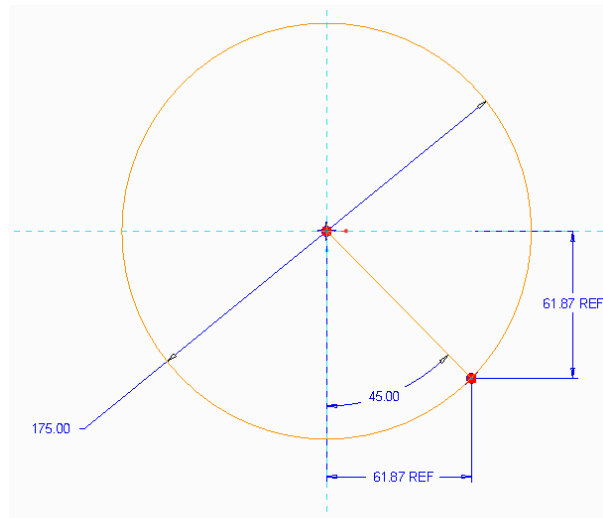
Obr. 43 Středová trubka před úpravou

Z obrázku 41 je patrné působení síly pod úhlem $7,5^\circ$. Zadávání sil v programu Ansys je prováděno po složkách, nikoliv zadáním velikosti a úhlu sklonění. Je tedy nezbytné působící sílu rozložit do složek. Toto rozložení jsem vytvořil pomocí grafického řešení v programu Creo. Z grafického řešení vyplývá velikost síly v horizontálním směru 130,5 N a ve směru vertikálním 991,5 N. Obě hodnoty byly zaokrouhleny na jedno desetinné místo. Norma zmiňuje 5% toleranci velikosti působící síly, což pokrývá provedené zaokrouhlení. Grafické řešení je znázorněno na obrázku 44.



Obr. 44 Grafické řešení velikosti síly

Aby bylo dořešeno působení síly, bylo nezbytné vytvořit další grafické řešení. Jeho úlohou je určení polohy, ve které bude síla působit. Vysvětlení je na obrázku 45. Průměr kružnice odpovídá délce klik a úhel 45° je stanoven normou, jako nejkritičtější poloha kliky při šlapání. Působíště síly je ve vzdálenosti 61,87 mm od horizontální i vertikální roviny. Působíště bylo vztaženo k souřadnicovému systému umístěnému v ose středové trubky.



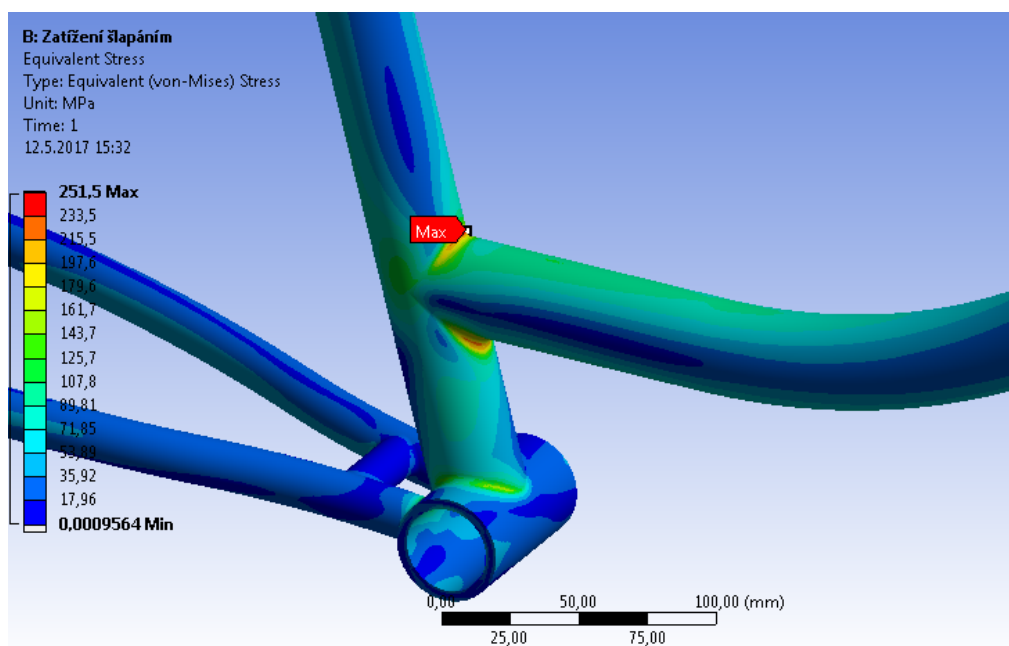
Obr. 45 Grafické řešení působíště síly

7.1.1 ZATÍŽENÍ PŘI ŠLAPÁNÍ - MODEL 1

Test simulující šlapání, bude nejprve proveden na prvním rámu, který byl navržen. S odkazem na kapitolu 6.1.1, tento rám nemá žádné výztuhy a dá se předpokládat velké namáhání mezi přechody jednotlivých trubek. Jak již bylo avizováno v kapitole věnované volbě materiálů²¹, nejprve bude proveden test na bicyklu vyrobeném z oceli. Nejdříve byl výpočet spuštěn s hrubou sítí²², aby bylo zjištěno kritické místo. Prvotní výpočet, podle očekávání, odhalil toto místo na přechodu mezi dolní a sedlovou trubkou. Po aplikování jemné sítě byl spuštěn druhý výpočet. Ten prokázal kritické místo ve stejné lokalitě, jako tomu bylo u výpočtu prvního. Změnou byla hodnota maximálního napětí a také reálnější rozložení napětí v celém rámu. Grafické rozložení napětí jsou znázorněny na obrázku 46. První relevantní výpočet ukázal hodnotu 255,1 MPa. Naměřená hodnota překračuje výrazně mez kluzu hliníková slitiny, což poukazuje na nevhodnost geometrie. V případě vytvoření pomocných vzpěr by s největší pravděpodobností došlo k výraznému snížení naměřeného napětí. Tato geometrie je však pouhý koncept, který poukazuje právě na nezbytné přidání vzpěr.

²¹ Kapitola 6.5

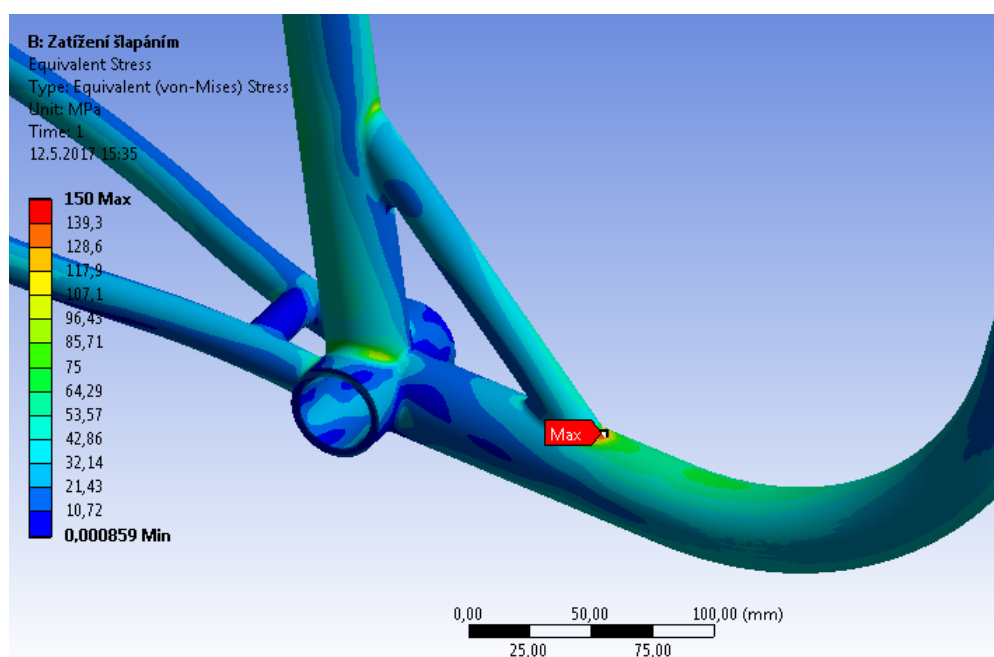
²² Problematika jemné a hrubé sítě byla podrobně popsána v kapitole 6.4



Obr. 46 Vykreslené napětí vzniklé při šlapání – ocelový rám

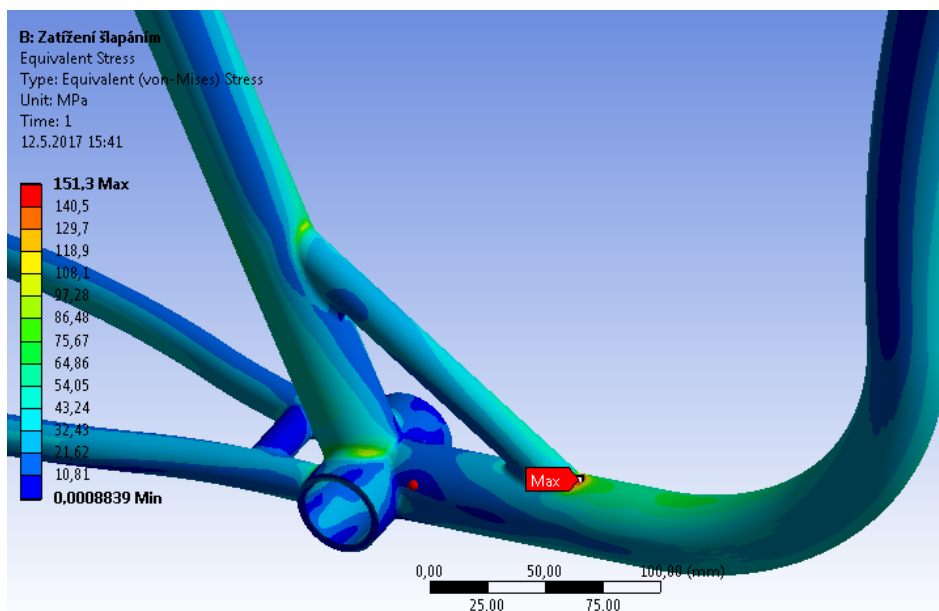
7.1.2 ZATÍŽENÍ PŘI ŠLAPÁNÍ - MODEL 2

Zadání stejných okrajových podmínek bude také aplikováno na druhou verzi rámu. Byly provedeny shodné úpravy modelu a zadáno stejné působení sil. Nejprve bude provedena analýza ocelového rámu, a následně rámu z hliníkové slitiny. I v tomto případě bude nejprve provedena analýza s hrubou sítí, kvůli lokalizaci kritického místa.



Obr. 47 Vykreslení napětí model 2 – rám z oceli

Maximální napětí bylo vykresleno na rozhraní dolní trubky a výztuhy, což se s odkazem na normu dalo očekávat. V dalším kroku byl proveden výpočet se zjemněnou sítí, v okolí středové trubky a vzpěry, který odhalil vzniklé napětí 150 MPa. Tato hodnota je přípustná pro ocelový rám, protože mez kluzu oceli je 355 MPa. V následujícím kroku bude postup zopakován na totožném rámu, jedinou změnou bude materiál, který v tomto případě bude slitina hliníku.



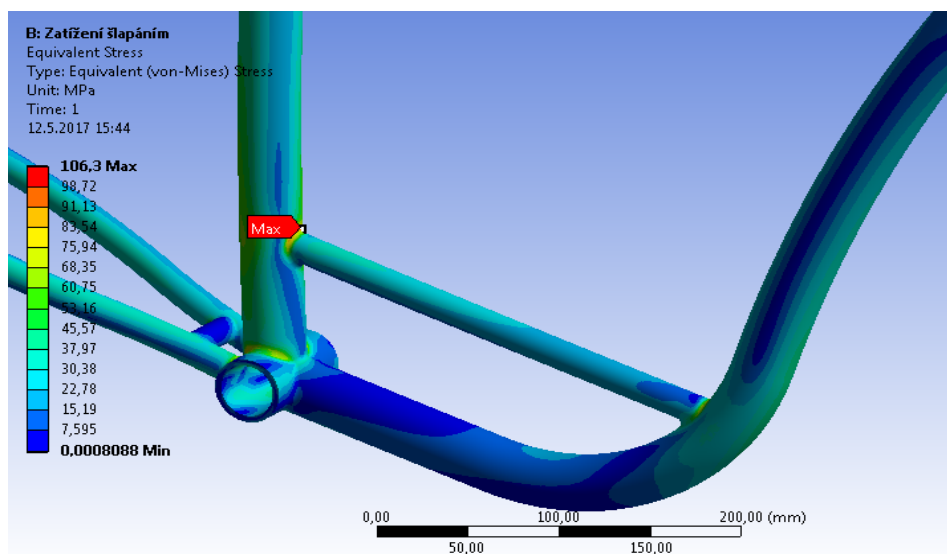
Obr. 48 Vykreslení napětí model 2 – rám ze slitiny hliníku

Napětí na ocelovém rámu a na rámu ze slitiny hliníku jsou téměř shodná. Jediným rozdílem jsou hodnoty koeficientu bezpečnosti, protože jednotlivé materiály mají odlišné meze kluzu a pevnosti. Důležité je si také uvědomit rozdíl hmotností, každý z materiálů totiž disponuje odlišnou hustotou²³.

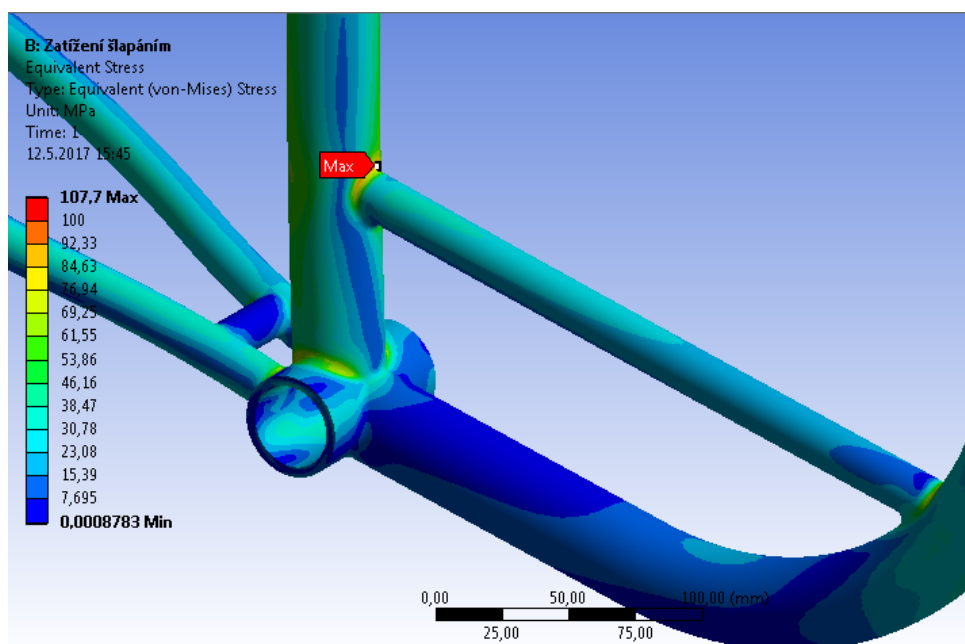
²³ Porovnání hmotností rámu je zpracováno v Tab. 13 na str. 76

7.1.3 ZATÍŽENÍ PŘI ŠLAPÁNÍ- MODEL 3

Naprosto shodný postup bude aplikován na poslední ze zkoušených ráků. I v tomto případě bude nejprve proveden test na ráku vyrobeném z oceli.



Obr. 49 Vykreslení napětí model 3 – rám z oceli

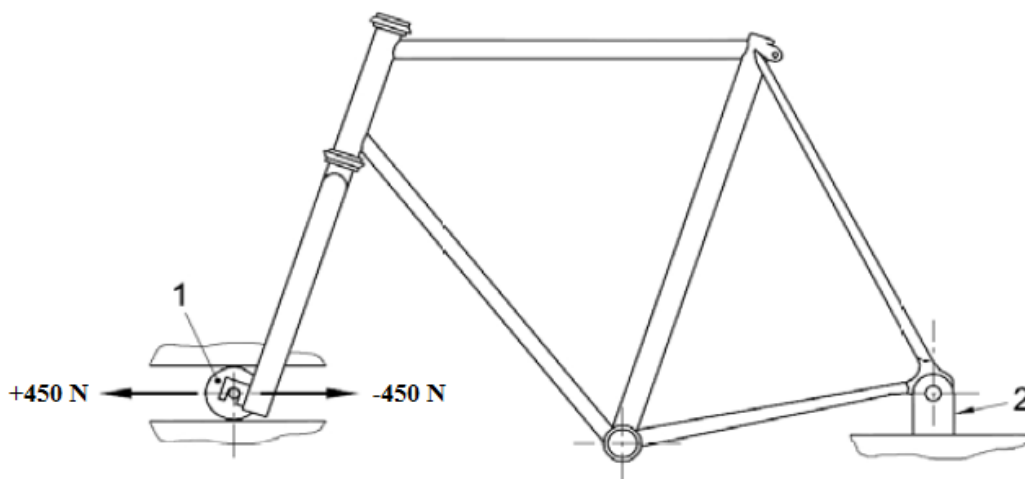


Obr. 50 Vykreslení napětí model 3 – rám ze slitiny hliníku

Analyzováním ráku z oceli a slitiny hliníku jsme, stejně jako u modelu 2, získali téměř shodný výsledek. Pokud uděláme krátké shrnutí, tak se dá říci, že vhodnou geometrií vzpěry jsme schopni snížit napětí z 250 MPa, která byla naměřena u modelu 1, až na konečných 107 MPa u modelu 3. Celkové zhodnocení výsledků, tedy již zmíněné koeficienty bezpečnosti, váha ráku, jednotlivé hodnoty napětí atd. jsou uvedeny v kapitole 7.5 a 9. Pro zjednodušení a přehlednost práce budou další testy prováděny pouze na ráku vyrobeném z oceli. Změna materiálu ovlivní výsledné napětí pouze minimálně.

7.2 ZATÍŽENÍ VIDLICE

Druhým testem bude silové zatěžování přední vidlice. Tento test má prokázat kritické místo mezi dolní trubkou a hlavovou trubkou, kde nejčastěji dochází k porušení na většině běžně dostupných rámu. Jelikož se jedná o nejvíce zatěžované místo na celém rámu, rozhodl jsem se pro přidání vzpěry mezi hlavovou a dolní trubku. Přidáním výztuhy bych měl dosáhnout značného zredukování kritického napětí mezi zmíněnými trubkami. Na běžně dostupných rámech se vyztužení tohoto místa provádí několika způsoby. První způsob je přidáním vzpěry, stejně jako jsem to udělal já v návrhu 2 a 3. Druhý způsob je určitá deformace dolní trubky, respektive změna průřezu z kruhu na elipsu. Tímto zploštěním bych byl také schopen dosáhnout značného zredukování napětí. Nevýhoda zmíněné varianty je náročnost na přípravu a z toho plynoucí vyšší pořizovací náklady. V případě vzpěry použiji běžně dostupný průřez trubky, takže náklady na výrobu budou nižší. Samozřejmě aplikováním další trubky na rám zvýším jeho hmotnost.



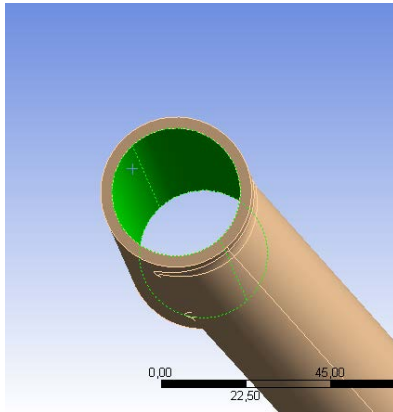
Obr. 51 Působení sil na přední vidlici a uložení rámu [57]

- 1 – volně otáčející se kolo na podložce, přičemž je zamezen posuv ve vertikálním směru
- 2 – cylindrická vazba

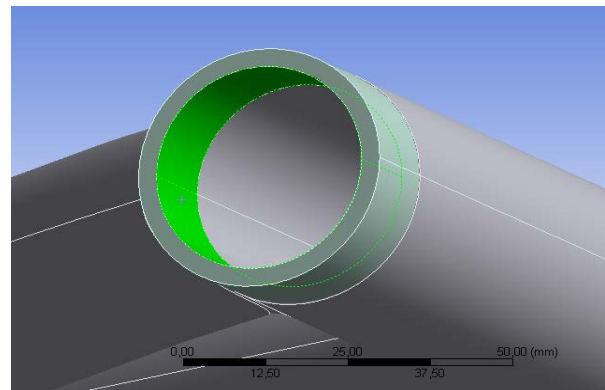
Obrázek 51 demonstruje, jakým způsobem má být rám bicyklu zavazben. Vazba číslo 1 má simulovat namontované přední kolo, kde je umožněno horizontálního posuvu ve/proti směru jízdy. Předpokládá se trvalý kontakt kola s vozovkou, proto je zamezen jakýkoliv posuv ve směru vertikálním. Vazba číslo 2 je vazba cylindrická, která brání zadní zástavbě posuvům ve všech směrech. Je umožněna pouze rotace kolem osy zadního kola. V této fázi jsou vyřešeny vazby a můžeme přejít k samotnému silovému působení na rám.

Norma předpokládá působení sil ve/proti směru jízdy. V obou případech budu počítat s velikostí síly 450 N. Působící síla proti směru jízdy představuje nájezd na překážku nebo brzdění přední brzdou. V těchto případech má přední kolo tendenci se přiblížit k rámu. Naopak síla působící ve směru jízdy simuluje působení sil například při sjíždění z chodníku na silnici

přes obrubník. V tomto případě se kolo snaží oddálit od rámu ve směru jízdy. Stejně jako v případě zatěžování šlapáním je nutné model upravit, respektive vnitřní plochy trubky, na které bude působit síla. Vznikající síly v ose předního kola jsou přenášeny přes vidlici do hlavové trubky, ve které je uložena v ložiscích. Vidlice je v tomto testu zcela zanedbána a je nahrazena tuhým tělesem. Síla tedy bude působit v hlavové trubce na vymezené plochy, ve kterých jsou umístěna ložiska. V programu Ansys je síla zadána pomocí funkce remote force a je vztažena ke zmiňovaným plochám. Tento test má za úkol prověřit přední trojúhelník silami vznikajícími od předního kola. Je tedy jasné, že působiště síly bude v ose předního kola.



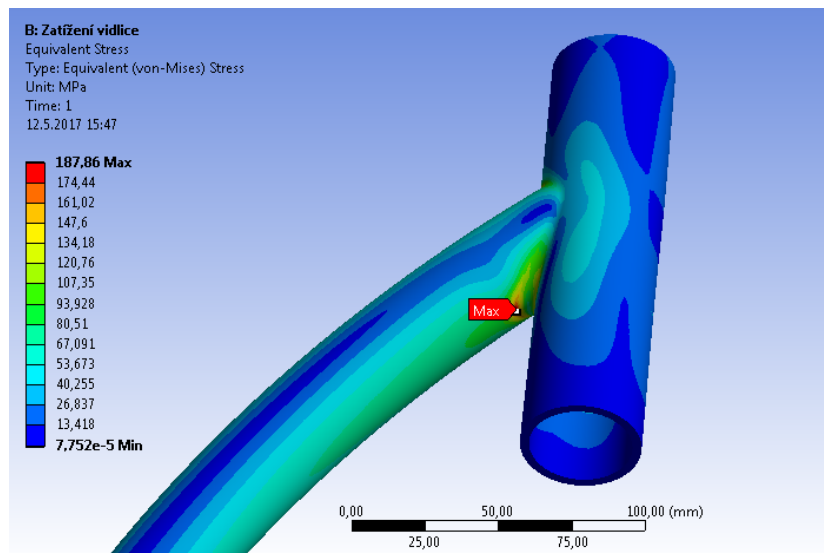
Obr. 52 Hlavová trubka před úpravou



Obr. 53 Hlavová trubka po úpravě

7.2.1 ZATÍŽENÍ VIDLICE – MODEL 1

Upravením modelu, zavazbením a aplikováním silových účinků se dostávám do fáze samotného výpočtu. Prvním krokem bylo použití hrubé sítě na celý model, stejně jako tomu bylo u předchozího výpočtu. Tímto krokem bylo nalezeno kritické místo, které bylo podle očekávání na přechodu mezi dolní a hlavovou trubkou.

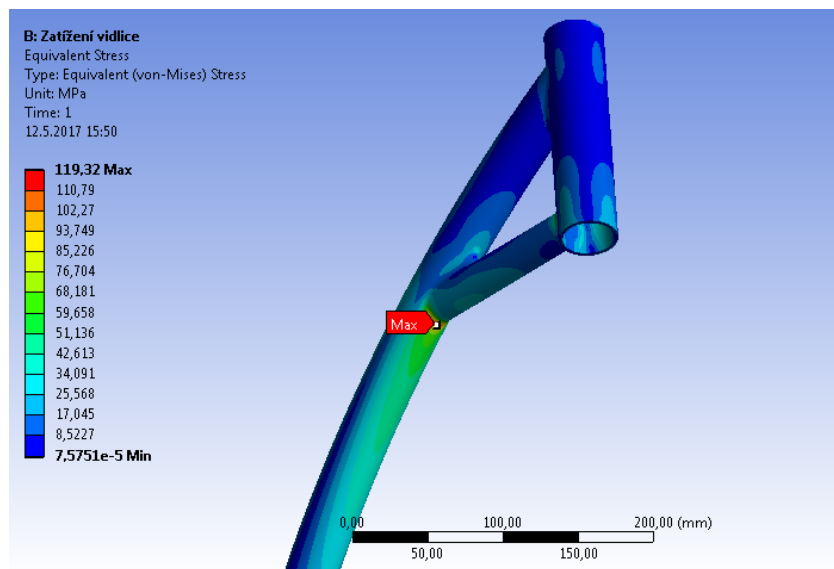


Obr. 54 Napětí na přechodu hlavové a dolní trubky – model 1

Výpočet s jemnou sítí odhalil vzniklé napětí 187 MPa. Tento výsledek dokazuje nezbytnou přítomnost vzpěry mezi zmíněnými trubkami. Výsledná hodnota napětí je vyšší, než je mez kluzu slitiny hliníku. Bylo by tedy, zbytečné provádět výpočet v takové konfiguraci, protože tato slitina nemůže být zvolena jako materiál na výrobu rámu.

7.2.2 ZATÍŽENÍ VIDLICE – MODEL 2

Při výpočtu byly použity stejné okrajové podmínky a stejné zadání sil jako u modelu 1. V tomto případě se však dá očekávat výrazně nižší naměřené napětí a to kvůli přidané vzpěře mezi hlavovou a dolní trubkou.

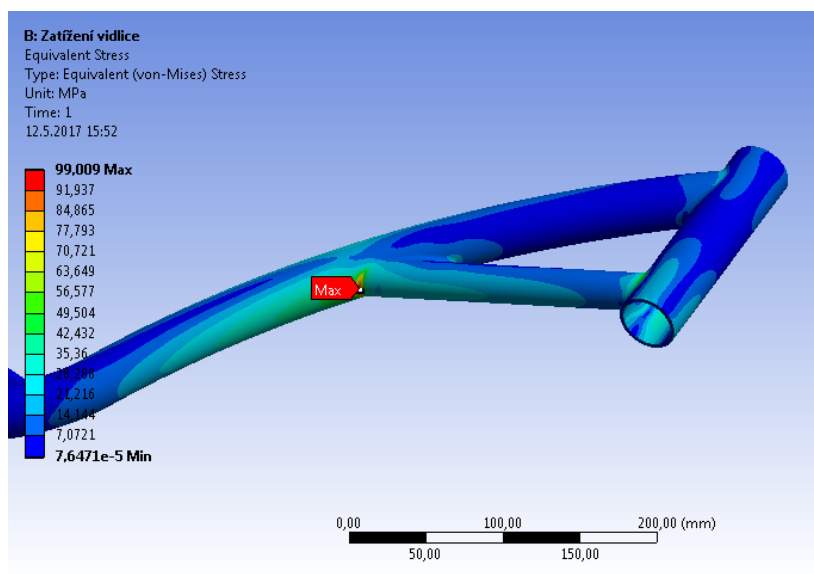


Obr. 55 Napětí na přechodu mezi vzpěrou a dolní trubkou – model 2

Jak jsem uvedl výše, hodnota napětí výrazně klesla. V tomto případě by se na výrobu rámu mohly použít oba zvolené materiály, protože nebyla přesažena hodnota mezí kluzu. Na obr. 55 je také viditelně lepší rozložení napětí na dolní trubce, v porovnání s modelem rámu 1.

7.2.3 ZATÍŽENÍ VIDLICE – MODEL 3

Poslední rám je také opatřen vzpěrou ve stejné lokalitě jako model 2, avšak byl zvolen jiný úhel mezi vzpěrou a hlavovou trubkou.

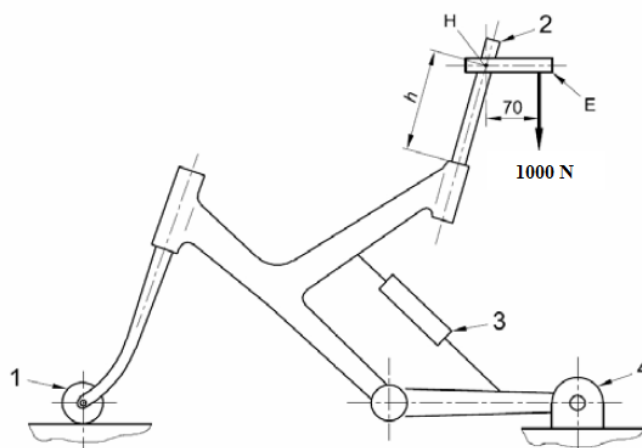


Obr. 56 Napětí na přechodu mezi vzpěrou a dolní trubkou – model 3

Volba jiného úhlu se zdá být vhodnější, když porovnáme hodnoty napětí naměřené na modelu 2 a 3. Došlo k poklesu téměř o 20 MPa, což je příznivý fakt týkající se životnosti bicyklu.

7.3 ZATÍŽENÍ SEDLOVÉ TRUBKY

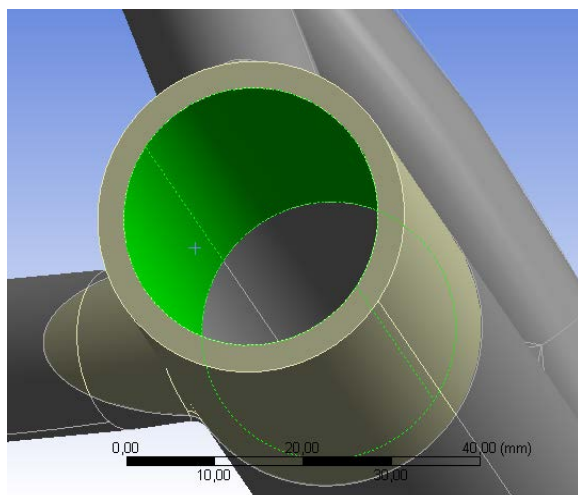
Následující test je modelová situace, kdy uživatel sedí celou vahou na sedátku. V tomto případě se tedy bude veškeré zatěžování přenášet od sedátka. S určitou pravděpodobností se dá předpokládat lokalita, kde vznikne kritické místo. Pravděpodobně se bude jednat o přechod mezi sedlovou trubkou a sedlovými vzpěrami. Tato pozice je zmíněna také v normě. Stejně jako pro předchozí testy byla i nyní předlohou norma ČSN EN ISO 4210-6. Nejprve je nutné model uložit do vhodných vazeb, pro dosažení relevantních výsledků a nasimulování reálného stavu.



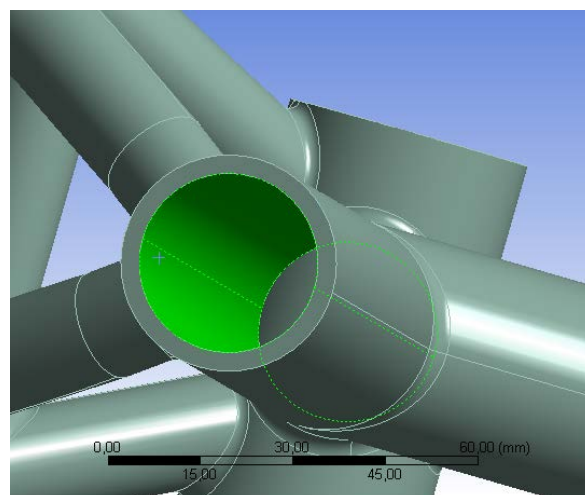
Obr. 57 Zatížení sedla spolu s vhodným uložením rámu [57]

Ukazatel 1 na obr. 57 představuje volně otáčející se kolo na podložce za předpokladu trvalého kontaktu s podložkou. Číslo 2 označuje sedlovku. Pozice 3 ukazuje zamčený tlumič v případě odpružené konstrukce. Tento bod je pro můj případ irelevantní, jelikož jsem neuvažoval o odpruženém rámu. Pozice 4 ukazuje cylindrickou vazbu, která jako v předchozích případech zamezuje posuv ve všech směrech, ale umožňuje rotaci zadní zástavby kolem osy zadního kola.

Silové zatěžování má stejně jako vazby přesně stanovené podmínky. Na obr. 57 je znázorněna síla působící na sedátko o velikosti 1000 N. Její pozice je popsána několika kótami. Vzdálenost h je normou stanovena na 250 mm. Zmíněný rozměr ukazuje vzdálenost od kraje sedlové trubky po průsečík sedátka se sedlovkou. Síla má působit 70 mm v horizontálním směru od již zmíněného průsečíku. Posledním rozměrem popisující tento test je délka zasunutí sedlovky do sedlové trubky. Ten je normou stanoven na 75 mm. Poslední test není výjimkou a vyžaduje také určité úpravy modelu. Je nutné vnitřní plochu sedlové trubky rozdělit ve vzdálenosti 75 mm od okraje, aby síla působící na sedlo působila pouze na tuto plochu. Na okraji sedlové trubky byl také vytvořen lokální souřadný systém. Zejména z důvodu usnadnění práce při zadávání souřadnic působišť síly.

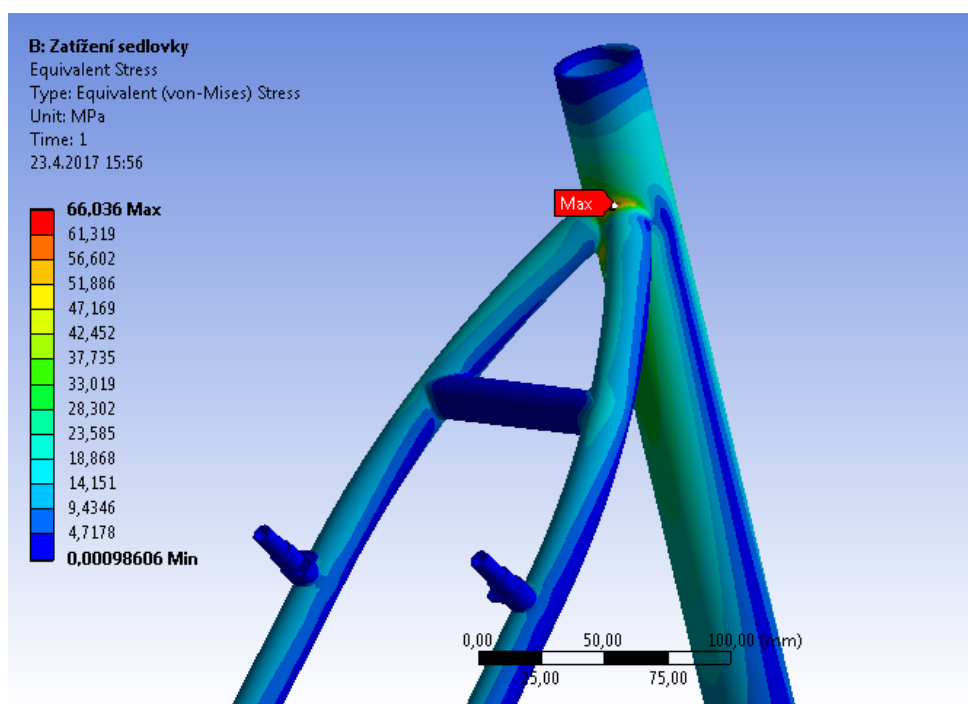


Obr. 58 Sedlová trubka s vymezenou vnitřní plochou



Obr. 59 Sedlová trubka bez úprav vnitřní plochy

První výpočet byl opět proveden s hrubou sítí. Potvrdila se výše zmíněná teorie o místě výskytu kritického místa. Následně jsem provedl lokální zjemnění sítě na sedlových vzpěrách a sedlové trubce.



Obr. 60 vykreslené napětí vyvolané vahou jezdce

Nominální napětí má hodnotu 66 MPa, což je s ohledem na materiálové charakteristiky obou zvolených materiálů přijatelná hodnota z pohledu bezpečnosti. Tento test byl proveden na všech třech předlohových modelech. Jelikož jsou všechny opatřeny stejným zadním trojúhelníkem, naměřená hodnota 66 MPa byla naměřena na každém z nich. Považuji tedy za zbytečné vykreslovat 3 shodné obrázky. Průběh napětí zadního trojúhelníku a sedlové trubky jsou tedy vyobrazeny na obr. 60, který reprezentuje všechny tři modely.

7.4 BRZDNÉ ÚČINKY

V této kapitole se budu zabývat silami, které nejsou vyvolány vahou nebo silovým působením jezdce, nýbrž silami, které vznikají při brzdění. Důvodem realizace tohoto testu je prezenze čelistových brzd na zadním kole, resp. na sedlových vzpěrách. Při brzdění dochází ke kontaktu brzd a ráfku. V kontaktu vzniká velké tření, vlivem něhož jsme schopni dosáhnout určité decelerace. Aby bylo dosaženo správné funkce brzd, je klíčové jejich pevné spojení s rámem, exaktně se sedlovými vzpěrami. Tento test má za úkol prokázat, zda jsou sedlové vzpěry schopny snášet silové působení vyvolané brzděním. Doposud jsem se zmiňoval pouze o brzdách na zadním kole. Bicykl je samozřejmě opatřen brzdami i na předním kole, nicméně v kapitole 7.2 byly vlivy předních brzd reflektovány. Tato kapitola tedy bude zaměřena pouze na zadní brzdy. Veškeré údaje potřebné pro výpočet jsou získány z normy ČSN EN ISO 4210-4²⁴. Existují dva přístupy na zjištění brzdných účinků. Na provedení testu prvním způsobem známe hodnoty rychlosti a maximální brzdné dráhy. Následně jsme schopni získat hodnotu brzdné síly.

Tab. 9 Hodnoty rychlosti a brzdné dráhy stanoveny normou ČSN EN ISO 4210-4

Podmínky	Rychlost [km/h]	Brzdění	Brzdná dráha [m]
Sucho	25	oběma brzdami	7
		zadní brzdou	15
Mokro	16	oběma brzdami	5
		zadní brzdou	10

Pro výpočet potřebné síly budu vycházet z následujících rovnic. Základní rovnicí (3) je rovnice pro výpočet brzdné dráhy.

$$(3) s = \frac{v^2}{2 \cdot a}$$

Z této rovnice vyjádřím jedinou neznámou, kterou je průměrná hodnota zpomalení. Nejprve dosadím hodnoty měřené na suché podložce z Tab. 9, přičemž je nutné rychlost v [km/h] převést na [m/s].

$$(4) a = \frac{v^2}{2 \cdot s} = \frac{25^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 15} = 1,607 \text{ ms}^{-2}$$

²⁴ Jízdní kola – Bezpečnostní požadavky na jízdní kola – Část 2: požadavky na městská a trekkingová jízdní kola, na jízdní kola pro mládež, na horská a závodní jízdní kola

Nyní aplikuji stejnou rovnici pro výpočet za mokra.

$$(5) a = \frac{v^2}{2 \cdot s} = \frac{16^2}{3,6^2 \cdot 2 \cdot 10} = 0,987 \text{ ms}^{-2}$$

Byla vypočítána vyšší hodnota zpomalení na suchém povrchu. Z toho vyplývá i vyšší působící síla na rám. Budu tedy následně pracovat pouze s touto hodnotou. Po vypočítání zrychlení jsem schopen vypočítat velikost působící síly z rovnice (6). Vstupními parametry pro tuto rovnici jsou zrychlení a hmotnost soustavy. Podle normy se předpokládá hmotnost rámu spolu s hmotností jezdce 100 kg. Po dosazení a vypočítání dostávám hodnotu 160,7 N.

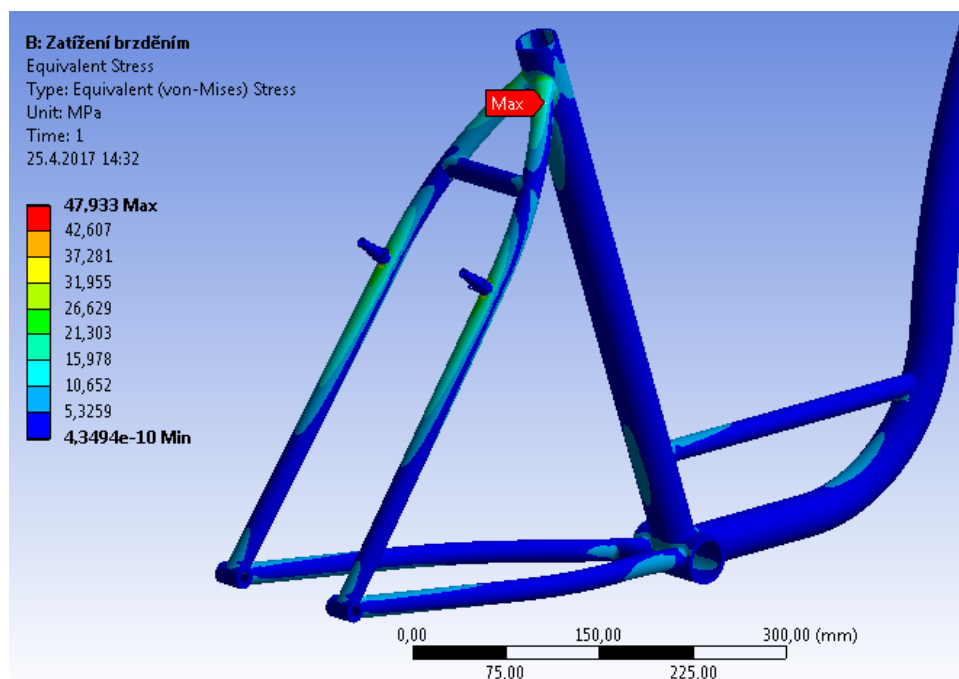
$$(6) F = m \cdot a = 100 \cdot 1,607 = 160,7 \text{ N}$$

Druhý způsob na zjištění brzděné síly je inverzní vůči prvnímu. Konkrétně norma uvádí velikosti sil vyvolaných přední a zadní brzdou, z čehož lze vypočítat zpomalení a brzděná dráha. Tento způsob je konzervativnější v porovnání s prvním, pokud bereme v úvahu velikosti působících sil na jednotlivých kolech a za stejných podmínek. V Tab. 10 jsou vypsané hodnoty pro přední a zadní brzdu. Jak již bylo zmíněno, beru v potaz pouze zadní brzdu a zkoušku prováděnou na suché podložce.

Tab. 10 Velikosti vyvolaných sil přední a zadní brzdou

Podmínky	Použitá brzda	Velikost síly [N]
Sucho	Pouze přední	340
	Pouze zadní	220
Mokro	Pouze přední	220
	Pouze zadní	140

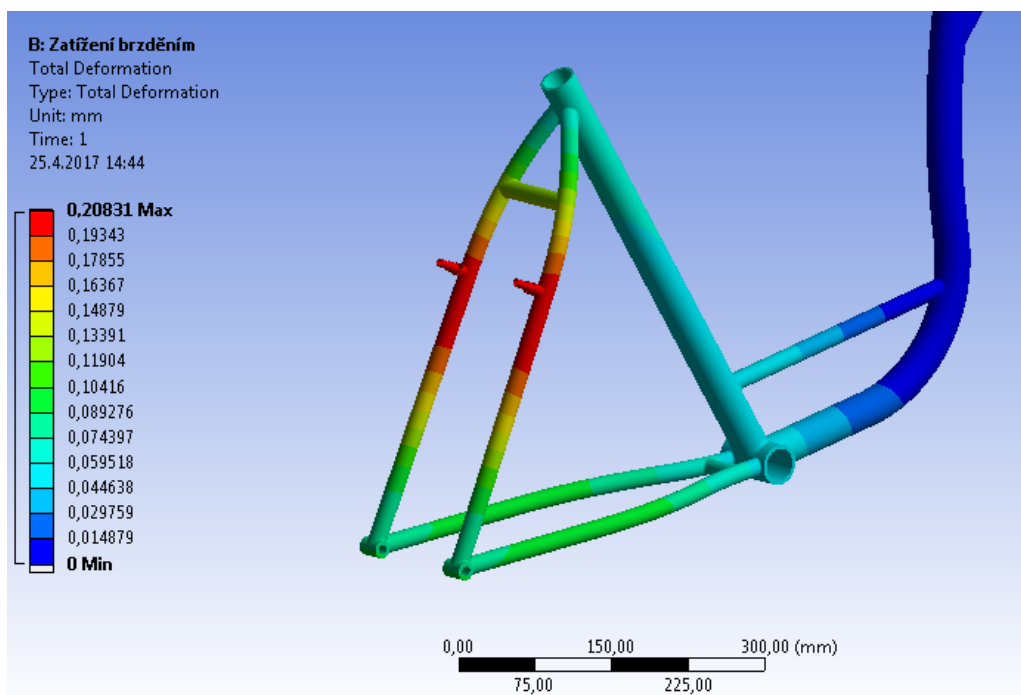
Při porovnání výsledků získaných zmíněnými dvěma přístupy je patrný nezanedbatelný rozdíl ve velikosti působící síly. Výsledek z prvního testu je 160,7 N, ale stanovením brzdě síly druhým způsobem dostávám hodnotu 220 N, při zachování stejných podmínek v průběhu testu. Rozdíl 60 N je téměř jedna třetina hodnoty prvního výsledku. Z toho důvodu se v pevnostní analýze budu držet výhradně vyšší naměřené hodnoty, tj. 220 N viz Tab. 10.



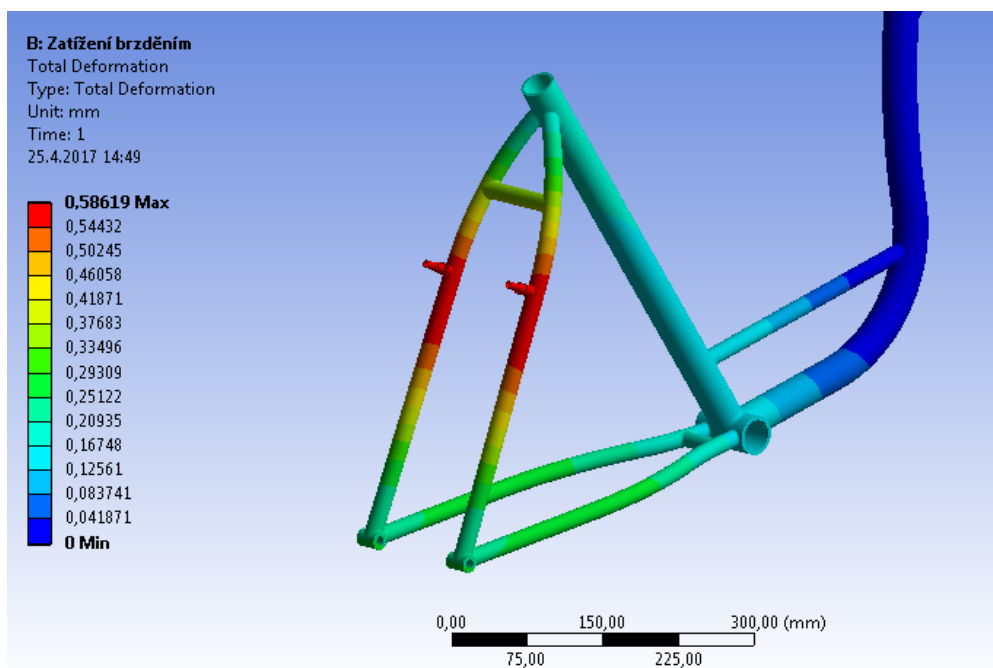
Obr. 61 Napětí vzniklé od působících sil při brzdění zadní brzdou

První kroky při výpočtu nebyly shodné s přechozími testy. V tomto případě bylo zcela jasné, že kritické místo se vyskytne v přechodu mezi sedlovými vzpěrami a sedlovou trubkou. Toto místo zmiňuje také norma. Nebylo tedy nutné provádět první výpočet s hrubou sítí, takže jsem ihned aplikoval jemnou síť na zadní trojúhelník. Výsledek pevnostní analýzy prokázal kritické místo na přechodu mezi sedlovými vzpěrami a sedlovou trubkou, přesně podle očekávání a normy. V tomto místě bylo naměřeno napětí o velikosti 48 MPa, pro případ kdy je rám vyroben z oceli i slitiny hliníku. V tuto chvíli mě však nejvíce zajímá posuv zadních vzpěr. Norma přikládá větší význam posuvu než napětí, a to z důvodu zachování polohy čelistí vůči ráfku. Pokud by totiž došlo k výraznému posunutí čelistí vůči ráfku, mohlo by dojít ke kontaktu čelistí s pláštěm nebo v horším případě s paprskem ráfku. Dle výpočtu dojde v místě držáků čelistí k posuvu 0,21 mm u ocelového rámu. Tato hodnota je zcela vyhovující a posuv je takřka zanedbatelný.

Ačkoliv napětí bylo na rámech z obou materiálů naměřeno téměř totožné, u posuvu toto tvrzení neplatí. Zadáním shodných zátěžných podmínek a shodným zavazbením, získám velmi odlišnou hodnotu posuvu u rámu vyrobeného ze slitiny hliníku. Na tomto rámu byla naměřena téměř trojnásobná hodnota, oproti rámu ocelovému. Nicméně i přes vyšší naměřenou hodnotu se tento posuv u hliníkového rámu dá považovat za vyhovující.



Obr. 62 Vykreslení posuvu zadních vzpěr vlivem působení sil zadní brzdy – rám z oceli



Obr. 63 Vykreslení posuvu zadních vzpěr vlivem působení sil zadní brzdy – rám z hliníkových slitin

7.5 ZHODNOCENÍ STATICKÉ PEVNOSTNÍ ANALÝZY

V této fázi práce je na místě udělat krátkou evaluaci všech naměřených napětí, získaných při předchozích statických analýzách. V tomto krátkém zhodnocení prokážu výhody třetího navrhovaného modelu, oproti dvěma ostatním. V Tab. 11 jsou vypsány všechny hodnoty napětí a vypočítány koeficienty bezpečnosti.

Tab. 11 Porovnání hodnot napětí a koeficientů bezpečnosti

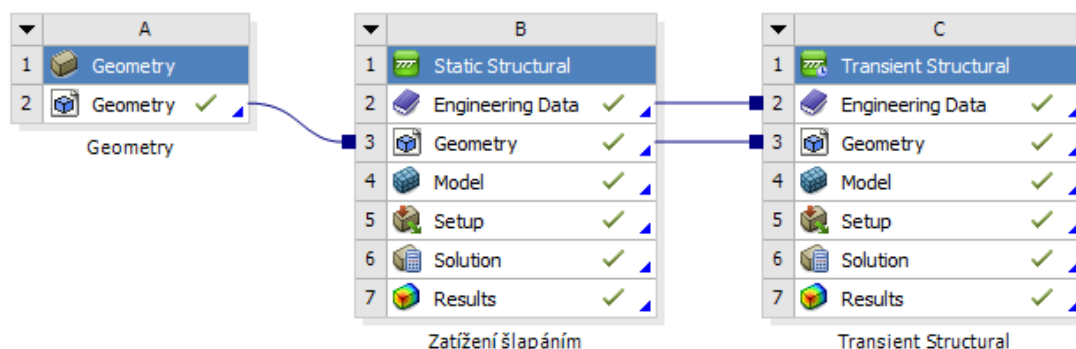
	model1		model2		model3	
	šlapání	vidlice	šlapání	vidlice	šlapání	vidlice
napětí [MPa]	251	187	150	119	106	99
Bezpečnost ocel [-]	1,41	1,9	2,37	2,98	3,35	3,59
bezpečnost AlMg0,7Si [-]	0,68	0,91	1,13	1,43	1,60	1,72

Při porovnání hodnot bezpečností z Tab. 11 je viditelné, že model 3 je z pohledu statické pevnostní analýzy nejlepší. Byly na něm naměřeny nejnižší hodnoty napětí v každém jednotlivém testu. Z toho logicky vyplývá, čím menší napětí na rám působí, tím delší je jeho životnost. Nižší hodnoty napětí jsou naměřeny zejména kvůli vhodné konstrukci jednotlivých vzpěr. Další výhodou je pohodlnější nástup na tento rám v porovnání s modelem 2. Do nástupu nezasahuje žádný omezující prvek jako je převodník. Doposud jsem se nezmiňoval o modelu číslo 1. Tento rám je sice velmi jednoduchý, nicméně z pohledu bezpečnosti se nejedná o nevhodnější geometrii. Při zohlednění výhod přichází v úvahu třetí model jako jediný možný kandidát na výrobu. Z toho důvodu se nadále budu zabývat pouze touto variantou.

Statická analýza slouží zejména pro představu, kde se vyskytují kritická místa a jaké napětí v nich můžeme očekávat. Ovšem všechny naměřené hodnoty nevypovídají vůbec nic o životnosti rámu bicyklu. Při krátkém zamyšlení musí být každému jasné, že rám bicyklu není součástka, která by byla zatěžována staticky. Abych se dopracoval k relevantním výsledkům týkající se životnosti součásti, je absolutně nezbytné provést analýzu na únavovou pevnost.

8 ÚNAVOVÁ PEVNOST

V návaznosti na předchozí shrnutí budu v této kapitole počítat únavovou pevnost pouze na třetím modelu. Doposud jsem se věnoval výhradně statickému zatěžování. To je velmi výhodné z pohledu odhalení kritických míst a získání přesných hodnot napětí v těchto místech. Díky těmto pevnostním analýzám jsem byl schopen stanovit nevhodnost výroby dvou dalších modelů. Ovšem pokud se zamyslíme nad způsobem používání bicyklu v provozu, nemůžeme hovořit o statickém zatěžování. Celý rám je zatěžován dynamicky, a to velmi výrazně. Zejména pokud hovoříme o šlapání. Proto by bylo nemožné, usuzovat o životnosti rámu pouze z předchozích výsledků získaných statickými úlohami. V této kapitole se budu věnovat únavové pevnosti, aby byla prokázána určitá životnost, kterou vyžaduje norma. I když bude analýza prováděna již na jednom typu rámu, budu stejně jako v předchozích kapitolách prověřovat rám vyrobený z oceli a slitiny hliníku. Výsledkem budou opět koeficienty bezpečnosti, v tomto případě však s ohledem na dynamické zatěžování, a stanovený počet cyklů, které by měl rám vydržet. Nakonec budu porovnávat získané hodnoty, na jejichž základě se rozhodnu, který ze dvou vybraných materiálů bude vhodnější pro výrobu navrženého rámu. Nebudou však posuzovány pouze zmíněné hodnoty, ale bude také přihlíženo na váhu a výrobní náklady. Samotný výpočet opět probíhal v prostředí Ansys Workbench. Pro tento případ zatěžování nemohla být zvolena úloha Static Structural, ve které probíhala statická analýza. Výpočet probíhal v sekci Transient Structural. Charakteristiky sítě, materiálu a vazeb byly převzaty z předchozích statických analýz. Jedinou změnou bylo zadání sil. V tomto typu úlohy lze totiž zadat průběh síly závislý na čase. Právě kvůli této možnosti byl zvolen přesně tento typ úlohy. Je velmi jednoduché nasimulovat cyklus šlapání nebo proměnlivé působení sil na hlavovou trubku bicyklu.

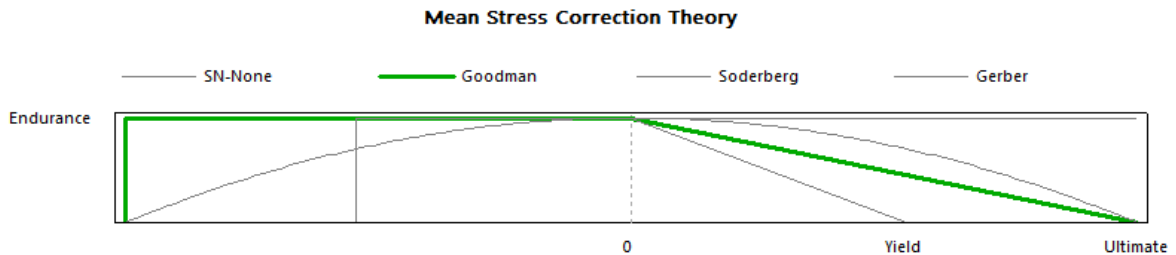


Obr. 64 Propojení statické a únavové analýzy

8.1 ÚNAVOVÝ TEST ŠLAPÁNÍ

Norma ČSN EN ISO 4210-6, která byla předlohou pro všechny statické výpočty, zahrnuje i vliv dynamického zatěžování. Budu tedy postupovat přesně podle stanov této normy. Prvním testem, je stejně jako u statické analýzy, prověření životnosti rámu z hlediska sil vznikajících při šlapání. Norma dokonce ponechává naprosto stejné okrajové podmínky, působíště sil a jejich velikosti pro tyto dva zmíněné testy. Jediným rozdílem je počet opakujících se cyklů v případě dynamického zatěžování. Při zachování stejných velikostí sil a stejného uložení rámu, jako u statické analýzy, by měl rám vydržet 100 000 cyklů. Jeden cyklus se uvažuje jako otočení obou klik, tedy dvě šlápnutí. Pro představu považuji za vhodné tento počet cyklů převést na ujetou vzdálenost. V kapitole 5.5 jsem se zabýval volbou převodu. Pokud bych zvolil 5.

převodový stupeň²⁵, ujel bych na předepsaný počet cyklů pouhých 996 km. Je ovšem důležité zmínit přehnanou působící sílu na jednotlivé kliky. Norma uvažuje působící sílu 1000 N²⁶, což je z pohledu seniora, popř. tělesně postižené osoby naprosto nedosažitelná hodnota. Zadání velikosti a směru sil jsou shodné s kapitolou 7.1. Rozdílem však je, že síly působí střídavě na obou klikách, nikoliv pouze na jedné, jako tomu bylo u statické zátěže. Jejich působení bylo zadáno v závislosti na čase, kdy v jednom cyklu působí postupně obě síly. Celý děj se opakuje 100 000 krát. Jako referenční bylo vybráno Goodmanovo kritérium.



Obr. 65 Goodmanovo kritérium vykresleno z Ansys Workbench

Následně byl zadán počet cyklů, který musí bicykl vydržet. Vůči tomuto počtu cyklů bude stanoven koeficient bezpečnosti únavy. Dalším velmi důležitým výsledkem je počet cyklů, který rám vydrží do porušení. Mimo jiné na základě tohoto počtu cyklů se budu rozhodovat, zda je vhodnější použít na výrobu ocel nebo slitinu hliníku.

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Design Life	1,e+005 cycles
Type	Safety Factor
Identifier	
Suppressed	No
Results	
Minimum	1,6764

Obr. 66 Koeficient bezpečnosti z Ansys - ocel

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Life
Identifier	
Suppressed	No
Results	
Minimum	7,0491e+006 cycles

Obr. 67 Počet cyklů do porušení z Ansys - ocel

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Design Life	1,e+005 cycles
Type	Safety Factor
Identifier	
Suppressed	No
Results	
Minimum	1,2938

Obr. 68 Koeficient bezpečnosti z Ansys – $AlMg0,7Si$

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Life
Identifier	
Suppressed	No
Results	
Minimum	2,9332e+005 cycles

Obr. 69 Počet cyklů do porušení z Ansys - $AlMg0,7Si$

²⁵ Při zvoleném 5. převodovém stupni ujede bicykl na jedno otočení kliky 4,98 m.

²⁶ Podrobné působení a velikost sil je popsáno v kapitole 7.1, je tedy zbytečné popisovat zadání sil i v této kapitole.

V tuto chvíli nebudu provádět evaluaci výsledků. Samotnému vyhodnocení a vhodnosti materiálu bude věnována samotná kapitola 9.

8.2 ÚNAVOVÝ TEST BRZDĚNÍ

Stejně jako v předchozí kapitole, i zde bude předlohou zmíněná norma ČSN EN ISO 4210-6. Zadání okrajových podmínek je i také v tomto případě shodné, jako tomu bylo u statické analýzy²⁷, kde se simulovalo brzdění a přejezd přes překážku. Počet cyklů, který musí bicykl vydržet je stanoven na 100 000. Kritérium únavy bylo stejně jako v předchozím testu zvoleno Goodmanovo. První výsledky byly získány z testu provedeném na ocelovém rámu.

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Design Life	1,e+005 cycles
Type	Safety Factor
Identifier	
Suppressed	No
Results	
<input type="checkbox"/> Minimum	1,809

Obr. 70 Koeficient bezpečnosti z Ansys - ocel

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Life
Identifier	
Suppressed	No
Results	
<input type="checkbox"/> Minimum	1,7283e+007 cycles

Obr. 71 Počet cyklů do porušení z Ansys - ocel

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Design Life	1,e+005 cycles
Type	Safety Factor
Identifier	
Suppressed	No
Results	
<input type="checkbox"/> Minimum	1,3938

Obr. 72 Koeficient bezpečnosti z Ansys –
AlMg0,7Si

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Life
Identifier	
Suppressed	No
Results	
<input type="checkbox"/> Minimum	4,7638e+005 cycles

Obr. 73 Počet cyklů do porušení z Ansys -
AlMg0,7Si

Únavová analýza zatížení vidlice je poslední test v normě, který má za úkol prokázat životnost rámu. Bylo by zcela redundantní provádět únavovou analýzu např. na počet nasednutí na sedátko. V této chvíli mám naměřeny hodnoty koeficientů bezpečnosti a počty cyklů do porušení, díky kterým provedu celkové zhodnocení vhodnosti materiálu pro daný model bicyklu.

²⁷ Podrobné zadání okrajových podmínek je zpracováno v kapitole 7.2, je tedy zbytečné popisovat zadání sil i v této kapitole.

9 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

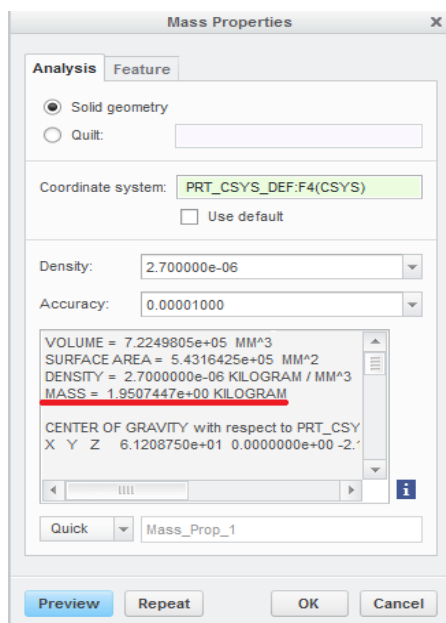
Poslední velmi důležitá část práce je zhodnocení výsledků, které jsem v průběhu jednotlivých analýz získal. Nebudu zde však hodnotit výsledky získané při statické analýze, protože ty byly podrobně popsány v kapitole 7.5. Právě pomocí těchto výsledků jsem se rozhodl následující únavovou analýzu provést pouze na modelu 3. V této kapitole se tedy budu věnovat zejména materiálu, který bude na výrobu použit.

Tab. 12 Porovnání dvou materiálů z hlediska bezpečnosti a počtu cyklů

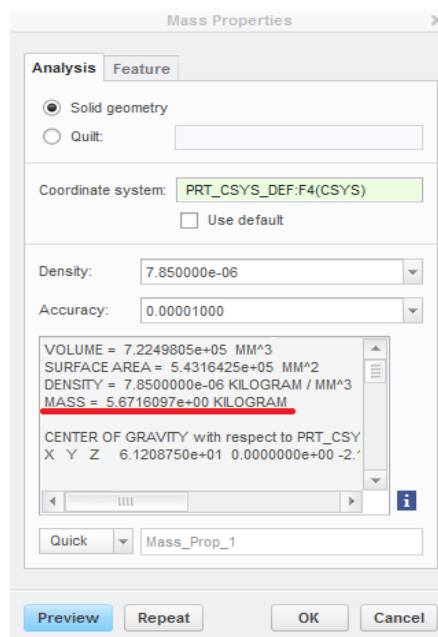
	šlapání		brzdění	
	ocel	AlMg0,7Si	ocel	AlMg0,7Si
koeficient bezpečnosti	1,6764	1,2938	1,809	1,3938
počet cyklů do porušení	$7,04 \cdot 10^6$	$2,9 \cdot 10^5$	$1,7 \cdot 10^7$	$4,7 \cdot 10^5$

Při porovnání jednotlivých hodnot v Tab. 12 je patrné, že vhodnějším materiálem z hlediska vyšší bezpečnosti a vyšším počtu cyklů je ocel. Tento výsledek se dal očekávat, jelikož ocel má vyšší mez kluzu a vyšší Youngův modul pružnosti, než má slitina hliníku. Nicméně po konzultaci s odborníkem z ústavu materiálových věd a inženýrství na VUT, jsem dospěl k závěru, že tento výsledek je relevantní pouze v případě použití stejných trubek. Vhodným zesílením tloušťek stěn rámu ze slitiny hliníku bych docílil stejných, nebo i lepších, výsledků jako u rámu ocelového. Nicméně tento krok není nezbytný, protože požadavky normy splňují oba zvolené materiály.

Při řešení otázky hmotnosti je nutné udělat několik kroků zpět. Konkrétně mám na mysli vrátit se do prostředí programu Creo, kde byly vytvořeny všechny objemové modely. Ve zmíněném softwaru je možné zjistit váhu rámu, za předpokladu, že znám hustotu materiálu. Konkrétní hodnoty hustoty obou materiálů jsou zmíněny v kapitole 6.5.



Obr. 74 Hmotnost rámu ze slitiny hliníku



Obr. 75 Hmotnost rámu z oceli

Tab. 13 Porovnání hmotností rámu

	<i>AlMg0,7Si</i>	<i>ocel</i>
hmotnost [kg]	1,95	5,67
rozdíl [kg]	3,72	
rozdíl [%]	65	

Obr. 73 a 74 jsou převzaty přímo z programu Creo. Řádky s označením Mass, které jsou podtrženy červenou barvou, uvádí přesnou váhu zvoleného rámu. Pro přehlednost jsem získané hodnoty vložil do Tab. 13, kde jako doplňující údaj uvádím i rozdíl hmotnosti. V tomto porovnání je vhodnější materiál na výrobu slitina hliníku. Rozdíl váhy na zvoleném rámu je 3,72 kg, což u bicyklu není zanedbatelná hodnota. Přepočítáním na procenta docílíme úsporu hmotnosti 65%. Posledním hlediskem, které je důležité zohlednit, je cena materiálu.

Bohužel nejsem schopen udělat přesný výpočet výrobních nákladů. Pro přesný výpočet je totiž nutné znát cenu za ohýbání, svařování, povrchovou úpravu trubek apod. Nicméně pro představu vytvořím odhad výrobních nákladů, kde bude brán ohled pouze na cenu nakupovaného materiálu. Ceny trubek jsou většinou udávány v metrech. Tato cena však koresponduje s cenou za kilogram nakupovaného materiálu. Proto se budu řídit cenou za kilogram, protože znám přesnou hmotnost rámu.

Tab. 14 Cena nakupovaného materiálu

<i>cena</i>	<i>ocel</i>	<i>AlMg0,7Si</i>
cena za kg [Kč]	42,6	173,2
cena celkem [Kč]	241,5	337,7
rozdíl [Kč]	96,19	
rozdíl [%]	39,8	

V Tab. 14 je udělána přibližná kalkulace nakupovaného materiálu. V tomto porovnání vychází slitina hliníku jako horší varianta. Rozdíl ceny je necelých 40%, což je z pohledu výrobních nákladů velký nárůst. Na druhou stranu, rozdíl vyjádřený v korunách je necelých 97 Kč. Při zohlednění všech prvků, které bude potřeba koupit, aby byl bicykl schopen jízdy, je zmíněných 97 Kč zcela zanedbatelná částka.

ZÁVĚR

V poslední době se velmi často mluví o bicyklech, jako o alternativní dopravě v městských oblastech. Velké množství vyspělých států vyvíjí maximální úsilí právě na zvýšení podílu cyklistů v dopravě. Z tohoto hlediska má velký význam navrhovat a vyvíjet další vhodné konstrukce rámuů bicyklů do městského provozu. Samotným výsledkem diplomové práce je právě konstrukční návrh bicyklu do městského provozu s ohledem na seniory a tělesně postižené osoby. Zaměření právě na tyto osoby má také své opodstatnění. Většina evropských států se totiž potýká se stárnoucí populací.

První kapitola práce zmiňuje historii a veškerý vývoj bicyklu až do dnešní doby. Následující kapitola se zabývá vlivem cyklistiky na zdraví člověka. Ukazuje se, že používání bicyklu není vhodné pouze jako alternativa dopravy, ale také jako nástroj na predikci závažných onemocnění a boji s obezitou. V další kapitole je zmíněno několik způsobů na zvýšení podílu cyklistů v dopravě. Všechny zmíněné systémy jsou zaváděny v mnohých civilizovaných zemích. Naopak jsou zde zmíněny i nástroje na redukcii počtu automobilů ve městech. Následně v práci zmiňují jednotlivé druhy rámuů a vhodnost použití pro danou cílovou skupinu uživatelů. Většina konvenčních rámuů je zcela nevhodná, z důvodu přítomnosti horní trubky. Pro seniora nebo tělesně postiženého člověka může být překročení zmíněné trubky velmi komplikované. Existuje však rám s hlubokým nástupem, který horní trubku nemá vůbec. Právě tyto rámy byly námětem pro vypracování vlastního konstrukčního návrhu. Nicméně i tato kategorie má svá omezení, zejména je to nevhodná konstrukce z pohledu umístění převodníku.

Při vytváření rámu bylo důležité navrhnout správnou geometrii, která bude vhodná do městského provozu a pro cílovou skupinu uživatelů. Geometrie byla vytvořena s odkazem na tělesnou konstituci, která byla získána z příslušné literatury a dříve zmiňovaných tabulek. Bylo důležité navrhnout správné úhly jednotlivých trubek, jejich délky apod.

Výstupem práce je konstrukční návrh, pevnostní a únavová analýza. Pro dosažení cílů bylo nezbytné vytvořit objemový model rámu, na který byla aplikována pevnostní analýza. Při návrhu byl kladen důraz na běžně dostupný materiál, který lze snadno obrábět a svařovat, stejně tak, aby byla zaručena kompatibilita s běžně dostupnými doplňky bicyklu, jako jsou řídítka, sedátko apod. Těmito kroky je možné výrazně snížit výrobní náklady rámu. Předlohou pro pevnostní analýzu byla norma ČSN EN ISO 4210-6, která je předlohou pro výrobce bicyklů v Evropě. Byla snaha snížit napětí v kritických místech vhodnou úpravou geometrie rámu. Pevnostní analýza dokázala, že rám vydrží požadovaný počet cyklů. Přitom bylo přihlíženo na jednotlivé materiály, přičemž z mého pohledu je vhodnější materiál slitina hliníku. Počet cyklů do porušení sice vyšel vyšší u oceli, nicméně počet cyklů u slitiny hliníku je z hlediska normy více než přijatelný. Výhodou tohoto materiálu je také nižší hmotnost v porovnání s ocelí. Volbou slitiny hliníku také dodržují dnešní trend. Většina dostupných bicyklů je vyráběna právě z této slitiny.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MOZER, David. Chronology of the Growth of Bicycling and the Development of Bicycle Technology [online]. [cit. 2017-03-18]. Dostupné z: <http://www.ibike.org/library/history-timeline.htm>
- [2] PALERMO, Elizabeth. Who Invented the Bicycle? [online]. [cit. 2017-03-18]. Dostupné z: <http://www.livescience.com/44765-who-invented-the-bicycle.html>
- [3] DAVID V. HERLIHY. Bicycle: the history. New Haven, Conn: Yale University Press, 2004. ISBN 9780300120479
- [4] VELOCIPEDE BONESHAKER. In: Fotolibra [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.fotolibra.com/gallery/49515/velocipede-boneshaker-bicycle-illustration/>
- [5] Pocta velocipédům aneb Seskokem seskok!. In: [Http://zpravyceskyraj.cz](http://zpravyceskyraj.cz) [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://zpravyceskyraj.cz/pocta-velocipedum-aneb-seskokem-seskok/>
- [6] World Health Organization, Regional Office for Europe. Physical activity through transport as part of daily activities including a special focus on children and older people [online]. , 54 [cit. 2017-03-18]. Dostupné z: http://www.euro.who.int/__data/assets/pdf_file/0011/87572/E75662.pdf
- [7] CAVILL, Nick a Adrian DAVIS. Cycling and Health: What's the Evidence? [online]. , 24 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: http://www.cycle-helmets.com/cycling_and_health.pdf
- [8] EGE, Christian a Thomas KRAG. Cycling will improve environment and health [online]. , 12 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.cycle-helmets.com/denmark.pdf>
- [9] ANDERSEN, L. All-cause mortality associated with physical activity during leisure time, work, sports, and cycling to work. [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/10847255>
- [10] GORDON-LARSEN, Penny, Janne BOONE-HEINONEN, Steve SIDNEY, Barbara STERNFELD, David R. JACOBS a Cora E. LEWIS. Active Commuting and Cardiovascular Disease Risk. Archives of Internal Medicine [online]. 2009, 169(13), 1216- [cit. 2017-03-19]. DOI: 10.1001/archinternmed.2009.163. ISSN 0003-9926. Dostupné z: <http://archinte.jamanetwork.com/article.aspx?doi=10.1001/archinternmed.2009.163>
- [11] PAFFENBARGER, Ralph S., Robert HYDE, Alvin L. WING, Chung-cheng HSIEH, David R. JACOBS a Cora E. LEWIS. Physical Activity, All-Cause Mortality, and Longevity of College Alumni. New England Journal of Medicine [online]. 1986, 314(10), 605-613 [cit. 2017-03-19]. DOI: 10.1056/NEJM198603063141003. ISSN 0028-4793. Dostupné z: <http://www.nejm.org/doi/abs/10.1056/NEJM198603063141003>
- [12] OJA, Pekka. a Risto. TELAMA. Sport for all: proceedings of the World Congress on Sport for All held in Tampere, Finland on 3-7 June 1990. New York: Elsevier Science Publishers, 1991. ISBN 9780444814500.

- [13] HITCHCOCK, Guy. CYCLING AND URBAN AIR QUALITY A study of European Experiences [online]. , 19 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: https://ecf.com/files/150119-Cycling-and-Urban-Air-Quality-A-study-of-European-Experiences_web.pdf
- [14] Znečištění ovzduší v Praze a v Brně je vyšší než v západní Evropě [online]. In: . [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://zdravi.euro.cz/denni-zpravy/z-domova/znecesteni-ovzdusi-v-praze-a-v-brne-je-vyssi-nez-v-zapadni-evrope-474244>
- [15] Systém sdílení kol. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/System_sdileni_kol
- [16] Bicycle-sharing system. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Bicycle-sharing_system
- [17] Preview Dutch bicycle infrastructure and join a summer or fall study tour. Mobycon [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.mobycon.com/action/news/item/1182/preview-dutch-bicycle-infrastructure-and-join-a-summer-or-fall-study-tour.html>
- [18] End-of-trip facilities [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.hpw.qld.gov.au/SiteCollectionDocuments/EndOfTripFacilities.pdf>
- [19] Riverside Centre End of Trip Facility. Fdcbuilding [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://fdcbuilding.com.au/project/riverside-end-of-trip-facility/>
- [20] Bicycle Rush Hour Utrecht (Netherlands) III [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=n-AbPav5E5M>
- [21] Are you ready for the LEZ on 3 January 2012? [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.vwcamperandbus.com/blog/are-you-ready-for-3-january-2012-2180>
- [22] How To Pay Congestion Charge in London. LONDON BEEP [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://londonbeep.com/pay-congestion-charge-in-london>
- [23] Zona 30 [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: https://es.wikipedia.org/wiki/Zona_30
- [24] City bicycle. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/City_bicycle
- [25] DOWNS, Todd. The Bicycling guide to complete bicycle maintenance & repair for road & mountain bikes. Expanded and rev. 5th ed. Emmaus, Pa.: Distributed to the trade by Holtzbrinck Publishers, c2005. ISBN 1579548830.
- [26] Cycles Classic Diamond Frame City Bicycle Review. Outdoorequipmenthub [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://outdoorequipmenthub.com/2014/10/05/cycles-classic-diamond-frame-city-bicycle-review/>

- [27] Bicycle frame. Bikeschool [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.bikeschool.com/gallery/wp-content/uploads/2010/04/00219.jpg>
- [28] Trekingové kolo. Trefasport [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://trefasport.cz/trekingova-a-crossova-kola/176651-trekingove-kolo-galaxy-castalia-28-model-2015-stribrna-18.html>
- [29] BARNETT, John. Barnett's manual: analysis and procedures for bicycle mechanics. 5th ed. Boulder, Colo.: VeloPress, c2003. ISBN 978-1931382298.
- [30] SOBEY, Edwin J. C. A field guide to automotive technology. Chicago, Ill.: Chicago Review Press, c2009. ISBN 978-1556528125.
- [31] Ráfek. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/R%C3%A1fek>
- [32] Pneumatika. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Pneumatika>
- [33] FORESTER, John. Effective cycling. 6th ed. Cambridge, Mass.: MIT Press, 1993. ISBN 0262560704.
- [34] Low Gear Range: Road Shifters & Gears For Easier Hill Climbing. Cyclingabout [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.cyclingabout.com/wider-gear-range-road-shifters-gears-for-easier-hill-climbing/>
- [35] MILSON, Fred. Bike manuál: vše, co potřebujete vědět o svém kole. Praha: Grada, 2008. ISBN 978-80-247-2214-6.
- [36] Nabenschaltung. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://de.wikipedia.org/wiki/Nabenschaltung>
- [37] Schindelhauer Bikes: Belt Driven Beauties. Togoparts [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.togoparts.com/news/2093/schindelhauer-bikes-belt-driven-beauties>
- [38] Older Americans Rediscover Bikes [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.onthecommons.org/magazine/older-americans-rediscover-bikes>
- [39] CALLANDER, R. C.o.n.i. Cycling Rome 1972
- [40] Acromion. Velký lékařský slovník [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://lekarske.slovniky.cz/pojem/acromion>
- [41] Balónové pláště: jak (vyzrát) na pražské povrchy? [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://prahounakole.cz/2015/05/balonove-plaste-jak-vyzrat-na-prazske-povrchy/>

- [42] The Shimano Nexus 7-Speed Hub [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.sheldonbrown.com/nexus7.shtml>
- [43] City kolo KELLYS Avenue 70 [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.kellys-kola.cz/kola-kellys/city-kola-kellys/city-kolo-kellys-avenue-70-2015>
- [44] Headset. Bikeforums [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.bikeforums.net/bicycle-mechanics/430032-headset-tightening.html>
- [45] Středová složení - Osy. Wwww.kupkolo.cz [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: https://www.kupkolo.cz/komponenty_k982/stredova-slozeni-osy_k56/
- [46] Výměna dat mezi CAD systémy. Wwww.root.cz [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://www.root.cz/clanky/vymena-dat-mezi-cad-systemy/>
- [47] What is STEP ? Http://www.datakit.com [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: http://www.datakit.com/en/step_what_is_step.php
- [48] Link PTC Creo to ANSYS workbench [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=4rVSRqW1eiM>
- [49] ANSYS Meshing User's Guide [online]. 15. Canonsburg, 2013 [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Meshing%20Users%20Guide.pdf>
- [50] MKP analýza - tvorba 3D sítě v NX. Http://petr-janda.eu [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://petr-janda.eu/numericke-analyzy/mkp-analyza-tvorba-3d-site-nx>
- [51] Spatial element SOLID187 [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://pubs.sciepub.com/ajme/1/7/24/figure/4>
- [52] SEDLÁČEK, Vladimír. Únava hliníkových a titanových slitin. Praha: SNTL, 1989. ISBN 8003001803.
- [53] KUBĚNA, Martin. ÚNAVOVÉ VLASTNOSTI HLINÍKOVÉ SLITINY EN-AW 7020. Brno, 2011. Bakalářská práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Vedoucí práce Prof. Ing. STANISLAV VĚCHET, CSc.
- [54] Značení hliníku a jeho slitin [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <http://www.begroup.com/cz/BE-Group-Czech-Republic/Produkty/Hlinik-1/znaeni-hliniku-a-jeho-slitin-v-stav/>
- [55] Aluminium alloy EN-AW 6063 [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: http://www.aluminco.com/media/155967/ALUMINIUM-ALLOY-EN-AW-6063_MATERIAL-DATA-SHEET_ALUMINCO.pdf
- [56] Pedaling fatigue and seattube load fatigue test [online]. [cit. 2017-03-19]. Dostupné z: <https://cyclingtips.com/2015/10/a-visit-to-the-home-of-canyon-bikes-in-koblenz/>
- [57] ČSN EN ISO 4210-6 (309000). Jízdní kola - Bezpečnostní požadavky na jízdní kola - Část 6: Zkušební metody pro rám a vidlici. 2016.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

<i>a</i>	<i>zrychlení [m/s²]</i>
<i>d</i>	<i>průměr kola [m]</i>
<i>E</i>	<i>modul pružnosti v tahu [MPa]</i>
<i>F</i>	<i>brzdná síla [N]</i>
<i>G</i>	<i>modul pružnosti ve smyku [MPa]</i>
<i>i_{celkový}</i>	<i>celkový převod [-]</i>
<i>i_{převodovky}</i>	<i>jednotlivé převody převodovky [-]</i>
<i>m</i>	<i>hmotnost [kg]</i>
<i>R_{m min}</i>	<i>mez pevnosti v tahu [MPa]</i>
<i>R_{p0,2 min}</i>	<i>smluvní mez kluzu [MPa]</i>
<i>s</i>	<i>ujetá vzdálenost [m]</i>
<i>v</i>	<i>rychlost [m/s]</i>
<i>z1</i>	<i>počet zubů převodníku [-]</i>
<i>z2</i>	<i>počet zubů pastorku [-]</i>

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Naměřená data a výsledky z měření

Příloha 2: Výkresová dokumentace

- **Výrobní výkres rámu (DP 1-1-01)**
- **Výkres sestavy (DP 1-2-02)**

Příloha 3: Vizualizace modelu

Příloha 4: CD

OBSAH

1	Naměřená data a výsledky z měření	2
1.1	Podíl způsobů dopravy.....	2
1.2	Antverpy	2
1.3	Londýn	3
1.4	Nantes	4
1.5	Sevilla	5
1.6	Soluň	6
1.7	Závěr	8

1 NAMĚŘENÁ DATA A VÝSLEDKY Z MĚŘENÍ

Na začátku kapitoly 3 jsem zmínil několik evropských měst, ve kterých byla prováděna studie, zabývající se vlivem veškerých opatření na zvýšení podílu cyklistů a snížení automobilů ve městech. Pro přehlednost a možnost porovnání jsem vytvořil tabulky, do kterých jsem zpracoval veškerá naměřená data z jednotlivých měst. [13]

1.1 PODÍL ZPŮSOBŮ DOPRAVY

<i>Město</i>	<i>Rok</i>	<i>Auto</i>	<i>Kolo</i>	<i>Chůze</i>	<i>Autobus</i>	<i>Metro</i>	<i>Vlak</i>
Antverpy	2010	41%	23%	20%	6%	8%	2%
Londýn	2006	39%	2%	20%	19%	10%	8%
Nantes	2012	52%	5%	27%		16%	
Sevilla	2011	53%	7%	7%	28%	5%	0%
Soluň	2010	55%	10%	10%		25%	

1.2 ANTVERPY

Kvalita ovzduší	2008	2010	2012	Limit
NO₂ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	38	36	35	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
NO₂ hodinové překročení [hodiny]	2	0	6	18h>200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM₁₀ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	23	27	27	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM₁₀ denní překročení [dny]	27	25	27	35d>50 $\mu\text{g}/\text{m}^3$

Podíl v dopravě	2008	2010	2012
Bicykl	16%	23%	-
Auto	61%	41%	-

Opatření pro zvýšení kvality ovzduší

Shrnutí opatření týkající se silniční dopravy
(2008-2014)

- Plán mobility na zlepšení veřejné dopravy
- Plán na zavedení cyklistiky do regionu
- Podpora na vozidla (elektro, hybridní atd.)
- Nastavení roční silniční daně
- Zpoplatnění silnic

Jízda na kole jako opatření na zlepšení kvality ovzduší

ANO

Rozšíření cyklistické infrastruktury [km]

100

Celkový rozpočet na zvýšení cyklistiky (2013)

€60,000,000

Systém sdílení bicyklů

Velo Antwerp

Účast - Evropský týden mobility

ANO

Účast – Ve městě bez auta

ANO

1.3 LONDÝN

Kvalita ovzduší	2001	2006	2012	Limit
NO ₂ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	51	51	48	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
NO ₂ hodinové překročení [hodiny]	60	458	132	18h>200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM ₁₀ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	27	29	22	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM ₁₀ denní překročení [dny]	29	152	27	35d>50 $\mu\text{g}/\text{m}^3$

Podíl v dopravě	2001	2006	2012
Bicykl	2%	3%	-
Auto	41%	39%	-

Opatření pro zvýšení kvality ovzduší

Shrnutí opatření týkající se silniční dopravy
(2001-2014)

- Nízko emisní zóny
- Podpora prodeje nízko emisních vozidel
- Zavedení poplatků za přetížení dopravy
- Podpora rozumnějšího cestování (cyklistiky)
- Nízko emisní hromadná doprava
- Nízko emisní taxi vozy
- Podpora prodeje elektrických vozidel

Jízda na kole jako opatření na zlepšení kvality ovzduší

ANO

Rozšíření cyklistické infrastruktury [km]

-

Celkový rozpočet na zvýšení cyklistiky (2013)

€1,100,000,000

Systém sdílení bicyklů

Barclays Cycle Hire

Účast - Evropský týden mobility

ANO

Účast – Ve městě bez auta

ANO

1.4 NANTES

Kvalita ovzduší	2008	2012	Limit
NO ₂ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	19	14	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
NO ₂ hodinové překročení [hodiny]	0	0	18h>200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM ₁₀ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	17	22	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM ₁₀ denní překročení [dny]	20	20	35d>50 $\mu\text{g}/\text{m}^3$

Podíl v dopravě	2008	2010
Bicykl	2.0%	4.5%
Auto	-	52%

Opatření pro zvýšení kvality ovzduší

**Shrnutí opatření týkající se silniční dopravy
(2008-2014)**

- Podpora strategie: „lidé sdílející automobil“
- Zlepšení cyklistické infrastruktury
- Omezení rychlosti (Zóna 30)
- Podpora prodeje nízko emisních vozidel

Jízda na kole jako opatření na zlepšení kvality ovzduší

ANO

Rozšíření cyklistické infrastruktury [km]

373

Celkový rozpočet na zvýšení cyklistiky (2013)

€40,000,000

System sdílení bicyklů

Bicloo

Účast - Evropský týden mobility

ANO

Účast – Ve městě bez auta

NE

1.5 SEVILLA

Kvalita ovzduší	2006	2012	Limit
NO ₂ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	34	24	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
NO ₂ hodinové překročení [hodiny]	3	3	18h>200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM ₁₀ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	41	33	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM ₁₀ denní překročení [dny]	152	40	35d>50 $\mu\text{g}/\text{m}^3$

Podíl v dopravě	2006	2012
Bicykl	0.5%	7.0%
Auto	-	35%

Opatření pro zvýšení kvality ovzduší

Shrnutí opatření týkající se silniční dopravy
(2006-2014)

- Podpora dopravy bez spalovacích motorů
- Rozvoj a podpora cyklistiky
- Stavba cyklostezek oddělených od silnice
- Restrikce při používání osobního vozidla
- Zlepšování veřejné dopravy
- Zavedení zón bez aut

Jízda na kole jako opatření na zlepšení kvality ovzduší

ANO

Rozšíření cyklistické infrastruktury [km]

110

Celkový rozpočet na zvýšení cyklistiky (2013)

€421,000,000

System sdílení bicyklů

Bici Sevilla

Účast - Evropský týden mobility

ANO

Účast – Ve městě bez auta

NE

1.6 SOLUŇ

Kvalita ovzduší	2006	2010	2012	Limit
NO ₂ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	39	37	22	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
NO ₂ hodinové překročení [hodiny]	0	0	0	18h>200 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM ₁₀ roční průměr [$\mu\text{g}/\text{m}^3$]	30	46	36	40 $\mu\text{g}/\text{m}^3$
*PM ₁₀ denní překročení [dny]	0	0	79	35d>50 $\mu\text{g}/\text{m}^3$

Podíl v dopravě	2006	2010	2012
Bicykl	-	10%	-
Auto	-	55%	-

Opatření pro zvýšení kvality ovzduší

Shrnutí opatření týkající se silniční dopravy
(2004-2014)

- Zavedení nízko emisních zón
- Vývoj a stavba metra
- Ekonomická podpora na zvýšení prodeje nízko emisních vozidel
- Zvýšení počtu parkovacích míst

Jízda na kole jako opatření na zlepšení kvality ovzduší

NE

Rozšíření cyklistické infrastruktury [km]

-

Celkový rozpočet na zvýšení cyklistiky (2013)

-

Systém sdílení bicyklů

ThessBike

Účast - Evropský týden mobility

ANO

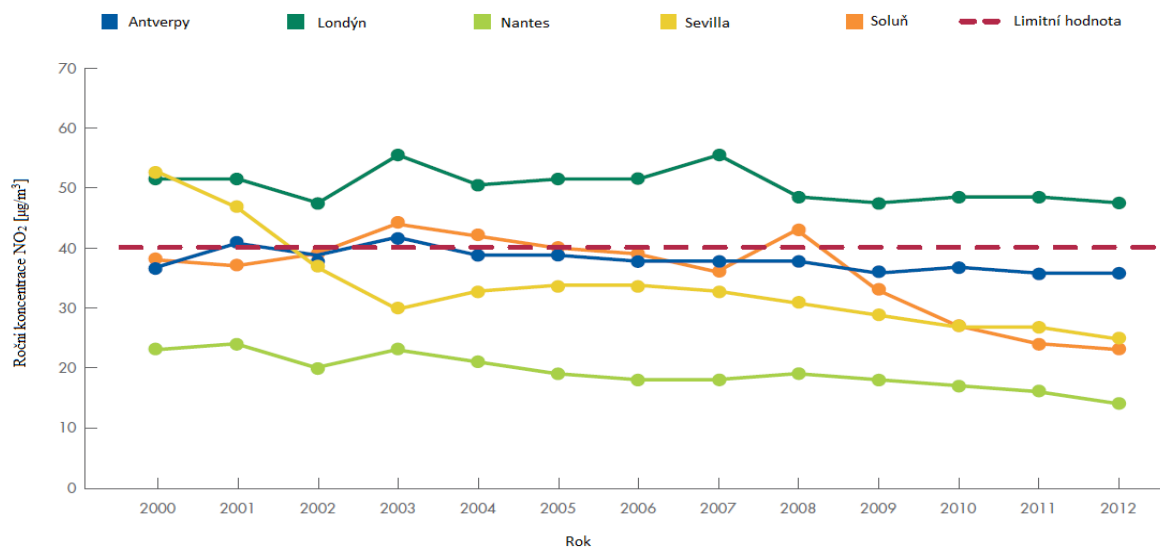
Účast – Ve městě bez auta

NE

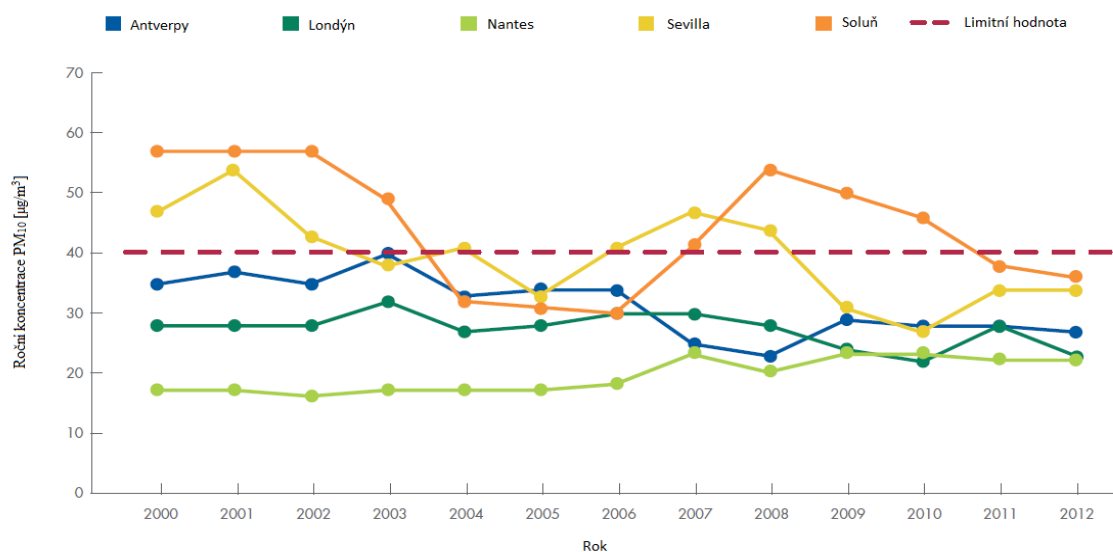
*PM₁₀ – jsou drobné částice pevného skupenství rozptýlené ve vzduchu, které jsou tak malé, že mohou být unášeny vzduchem. [13]

1.7 ZÁVĚR

Obecně lze říci, že čtyři z pěti studovaných měst provádí opatření na podporu cyklistiky kvůli snižování NO_2 a PM_{10} . Stupeň rozvoje různých opatření se liší město od města. V Seville a Antverpách hovoříme o velmi vyspělé cyklistické infrastruktuře a hned několika politických závazcích věnujících se podpoře tohoto tématu. Výjimkou je Soluň, která sice podstupuje různá opatření na podporu, avšak ve velmi omezené míře. Panuje však obecná shoda v tom, že jízda na kole je velmi užitečnou alternativou ke snížení motorové dopravy, která je nejvýznamnějším zdrojem, který znečišťuje ovzduší v městských aglomeracích.



Graf 1 Roční průměr koncentrace NO_2 ve studovaných městech [13]



Graf 2 Roční průměr koncentrace PM_{10} ve studovaných městech [13]