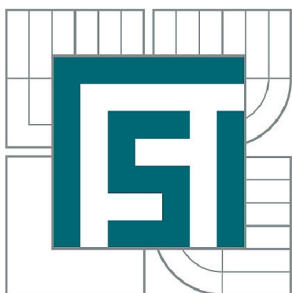


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

REKUPERACE ENERGIE U VOZIDEL POHÁNĚNÝCH LIDSKOU SILOU

THEORETICAL CONCEPT OF POWER DRIVETRAIN IN HUMAN POWERED VEHICLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

BORIS FRANK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK KAPLAN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Boris Frank

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

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 bakalářské práce:

Rekuperace energie u vozidel poháněných lidskou silou

v anglickém jazyce:

Theoretical Concept of Power Drivetrain in Human Powered Vehicle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem práce je studium problematiky pohonu vozidel poháněných lidskou silou a rekuperace vložené energie.

Cíle bakalářské práce:

Zpracovat teoretický koncept hnacího systému vozidla poháněného lidskou silou s plynulou změnou převodů a rekuperací energie pomocí setrvačnicku.

Seznam odborné literatury:

Abbott A.V., Wilson D.G.: Human-Powered Vehicles.

Kameš J.: Alternativní pohon automobilů.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 26.11.2012

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Táto práca sa zaoberá použitím zotrvačníku ako prostriedku na rekuperovanie brzdnéj energie vo vozidlách poháňaných ľudskou silou. V úvode je spracovaná rešerš ohľadne konštrukcie a použitia zotrvačníku na rekuperáciu vo vozidlách. Ďalej sú prebrané možnosti riešenia automatickej plynulej zmeny hnacieho prevodu v HPV. V praktickej časti sa práca zaoberá návrhom rotora zotrvačníku z hľadiska dosiahnutia optimálnej energetickej hustoty, jeho pevnosť je testovaná metódou konečných prvkov. Ďalej zohľadňuje aspekty a problémy konštrukcie takéhoto systému a hodnotí jeho praktickú využiteľnosť pomocou energetickej bilancie.

KLÍČOVÁ SLOVA

zotrvačník, bicykel, HPV, energetickej hustota, rekuperácia energie, pevnostná analýza rotora, CVT prevodovka

ABSTRACT

Thesis is aimed on regeneration braking systems in human powered vehicle, which uses a flywheel as an energy storage medium. In the beginning is research about design and usage of flywheel energy storage systems in vehicles. Research about possibilities of continuously automatic shifting in HPV is also accomplished. Practical part deals with design of flywheel and FEM analyses of it. Also take into account practical aspects and problems of designing kinetic energy recovery system in bicycle. In energy balance thesis appreciate contribution of practical application of this system.

KEYWORDS

flywheel, bicycle, HPV, energy density, regenerative braking, FEM analyse, CVT transmission



BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

FRANK, B. *Rekuperace energie u vozidel pohánených lidskou silou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 58 s. Vedoucí diplomové práce doc.Ing.Zdeněk Kaplan , CSc.



ČESTNÉ PREHLÁŠENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, zpracoval som ju samostatne pod vedením doc.Ing.Zdeňka Kaplana , CSc a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dňa 24. mája 2013

.....

Boris Frank



POĎAKOVANIE

Chcem poďakovať vedúcemu práce doc.Ing.Zdeňkovi Kaplanovi za ochotu, pochopenie a cenné rady. Ďalej chcem poďakovať doc.Ing. Pavlovi Vorelovi, Ph.D. za nesmiernu ochotu a odborné poznámky k mojej práci. V poslednej rade ďakujem Ing. Petrovi Vosynkovi za pomoc pri FEM analýze.



OBSAH

Úvod	9
1 Skladovanie energie pomocou zotrvačníku	10
1.1 Teória konštrukcie zotrvačnickových systémov	10
1.2 Použitie zotrvačnickov na ukladanie energie vo vozidlách	14
2 Prevodovka s plynulou zmenou prevodu pre HPV	19
2.1 Modifikovaný motocyklový remeňový variátor	19
2.2 NuVinci	21
3 Zotrvačnick na ukladanie rekuperovanej energie	23
3.1 Návrh rotora	26
3.1.1 Pevnostná analýza rotora	29
3.2 Vplyv gyroskopického momentu	33
4 Rekuperačný systém a jeho časti	36
4.1 Skriňa zotrvačníku	36
4.2 Hnacie ústrojenstvo	37
4.2.1 Mechanický pohon rotora	37
4.2.2 Elektrický pohon rotora	38
4.3 Ovládanie systému	39
4.4 Parametre systému	40
5 Energetická bilancia	41
5.1 Modelová Jazda bez rekuperačného systému	41
5.2 Modelová Jazda s rekuperačným systémom	48
Záver	56
Použité informačné zdroje	57



ÚVOD

Dopravné prostriedky poháňané ľudskou silou sú na vzostupe. Je to jedna z možností riešenia mestskej dopravy v budúcnosti. Sú ekologické, ekonomické, ich masové používanie ako každodenného dopravného prostriedku by prospelo k zdravšej populácii, pretože zároveň slúžia ako kondičné cvičenie. Jednou z ich najväčších výhod je aj to, že v mestskej doprave patria medzi najrýchlejšie dopravné prostriedky. Prepracovanosť, efektivita a atraktivnosť sú kľúčom k ich naozaj masívnemu rozšíreniu ako hromadného dopravného prostriedku. Jednou z ciest zvýšenia efektivity je rekuperácia brzdných energie a existuje niekoľko spôsobov ako tohoto dosiahnuť. Pre návrh takéhoto systému nutný dôkladný prieskum. Aplikácie ktoré využívajú zotrvačnik ako akumulátor energie v posledných rokoch pribúdajú a cieľom tejto práce je zistiť použiteľnosť tejto myšlienky vo HPV. K tomu cieľu povedú dlhšie úlohy: preskúmať problematiku zotrvačnikov a prevodoviek z plynulou zmenou prevodu, spraviť približný návrh rotora a zhodnotiť všetky aspekty praktickej aplikácie. Hlavný cieľ práce je zhotoviť energetickú bilanciu, na základe ktorej bude možné zhodnotiť aký prínos by takéto zariadenie prinieslo.



1 SKLADOVANIE ENERGIE POMOCOU ZOTRVAČNÍKU

Zotrvačníky sa používajú od nepamäti či už na akumuláciu energie, alebo na stabilizáciu otáčok. Archeologické nálezy vypovedajú o tom, že už 3000 rokov p.n.l. boli súčasťou hrnciaskych kruhov [1]. Neskôr sa začali využívať v priemyselných strojoch a v spaľovacích motoroch pre zlepšenie kultúry chodu a stabilizáciu. S príchodom pokročilých technológií ako magnetické ložiská, kompozitné materiály a zlacnením tvorby a udržania kvalitného vákua, dostali zotrvačníky nový zmysel. Vysokopevnostné rotory skladujú pri vysokých otáčkach energiu využiteľnú v energetickom a dopravnom priemysle, ale aj v iných odvetviach ľudského snaženia. Zotrvačníky dokážu konkurovať energetickej hustotou, vzhľadom k objemu aj hmotnosti, batériam a okrem toho majú oproti batériam výrazne vyššiu výkonovú hustotu. Mohli by byť teda ideálnym prostriedkom pre rekuperovanie brzdnjej energie vo vozidlách.

1.1 TEÓRIA KONŠTRUKCIE ZOTRVAČNÍKOVÝCH SYSTÉMOV

Jedná sa pomerne jednoduchý princíp ukladania energie v podobe kinetickej energie rotujúcej hmoty.

Kinetická energia rotujúceho telesa je

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2$$

Kde I je moment zotrvačnosti a ω je uhlová rýchlosť rotácie. Moment zotrvačnosti je daný vzorcom

$$I = \int \rho r^2 dV$$

Kde r je polomer, ρ je hustota a V je objem. Z týchto rovníc vyplýva, že energiu uloženú v zotrvačníku môžeme zvyšovať objemom, hustotou materiálu, geometriou zotrvačníku, alebo maximálnymi otáčkami.

Jedným zo smerodatných parametrov pri skladovaní energie nielen v doprave je energetickej hustota. Pre dosiahnutie čo najväčšej energetickej hustoty je nutné aby dosahoval zotrvačník čo najväčších maximálnych otáčok. Limitujúcim faktorom je napätie ktoré vzniká v rotore odstredivými silami, nesmie presiahnuť medzu pružnosti materiálu rotora. Výber materiálu je teda zásadný. Teoretické maximum pre energetickej hustotu zotrvačníku pre daný materiál vypočítame [1]:

$$\frac{E}{m} = \frac{Re}{\rho}$$



Kde E je kinetická energia rotora, m jeho hmotnosť, Re predstavuje medzu pružnosti v ťahu a ρ hustotu materiálu [1].

V tabuľke 1 sú uvedené hodnoty maximálnej energetickej hustoty pre vybrané materiály, vypočítané z medzí pevnosti a hustôt týchto materiálov [2]:

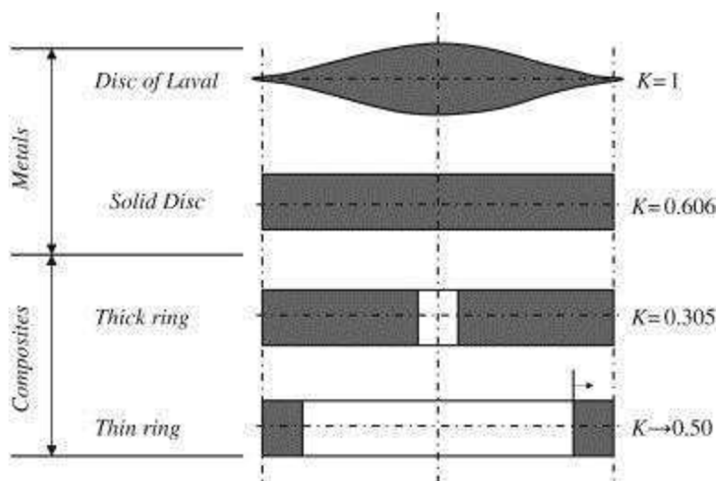
Tab 1. Maximálne teoretické energetickej hustoty rôznych materiálov

Druh materiálu	Označenie materiálu	Hustota [kg m^{-3}]	Medza pružnosti [MPa]	Energetická hustota [KJ kg^{-1}] / [Wh kg^{-1}]	
Horčíková zliatina - kovaná	ZK60-T5	1830	275	150,2	41,7
Hliníková zliatina - odlievajúca	201-T6	2800	435	155,3	43,1
Chróm-molybdénová oceľ - zušľachtená	4150 Cr-Mo	7800	1215	155,7	43,25
Hliníková zliatina - kovaná	7075-T6	2800	505	180,3	50
Titánová zliatina	R56400	4400	1100	250	69,4
Vysokopevnostná oceľ	Trieda 350	8000	2300	287,5	79,8

Tieto hodnoty predstavujú maximálnu dosiahnuteľnú hodnotu energetickej hustoty zotrvačníku pri použití daného materiálu, v praxi sa však dá k tejto hodnote iba priblížiť. Pre energetickú hustotu reálneho rotora platí vzorec [1] :

$$\frac{E}{m} = K \frac{Re}{\rho}$$

Kde K je súčiniteľ geometrie rotora. Z obrázku 1 je zrejmé že tvar zásadne ovplyvňuje pevnosť rotora [3]:



Obr.1 Súčinitele geometrie rotora pre rôzne tvary

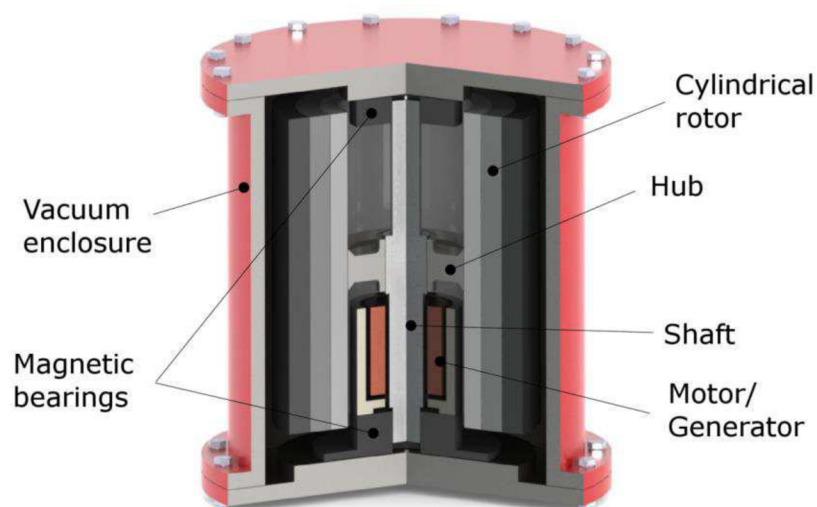
Najideálnejší tvar rotora pre izotropický materiál je Lavalov disk nazývaný tiež constant stress disc, teda rotor ktorý má pri zaťažení odstredivou silou v každom mieste rovnakú hodnotu napätia. Maximálne napätie dosiahne naraz vo všetkých miestach, je teda využitý potenciál materiálu naplno, a súčiniteľ K dosahuje maximálnej možnej hodnoty 1. Jeho tvar vychádza z hodnôt výsledných vnútorných účinkov pri rotačnom pohybe. Tento tvar však v praxi nefunguje z konštrukčného a výrobného hľadiska, preto býva nahradený obdobnými geometriami ktoré dosahujú menších hodnôt súčiniteľa K . Constant stress disc a jeho rôzne podoby sú efektívne iba pri použití izotropických materiálov, pretože tie majú pevnosť vo všetkých smeroch rovnakú.

Pri použití kompozitných materiálov, najmä karbonových vlákien ktoré majú pomer pevnosti a hustoty niekoľkonásobne lepší ako najlepšie izotropické materiály, nie je Lavalov disk efektívny. Kompozitné materiály väčšinou dosahujú vysokú pevnosť iba v jednej osy namáhania, preto je najvhodnejšie na výrobu kompozitného rotora použiť tvar tenkostenného valca. Minimalizuje sa tým radiálne zaťaženie, vlákna kompozitu tvoria obvod valca a sú zaťažované najmä obvodovým napätím. Pre dosiahnutie čo najväčšej pevnosti je rotor zložený z niekoľkých vrstiev. Vnútorý priemer vonkajšej vrstvy je vždy menší ako vonkajší priemer vnútornej vrstvy, pri rozdielnych teplotách sa vrstvy zostavia a po vyrovnaní teplôt vonkajšia vrstva pôsobí dostredivou silou na vrstvu vnútornú. Táto konštrukcia pomáha minimalizovať hodnoty radiálneho napätia pri roztočení na maximálne otáčky. Takéto rotory sú schopné dosiahnuť až 400KJ/kg [1]. Náročnosť návrhu, konštrukcie a výroby sa spája s vysokou cenou týchto rotorov, preto sú nevhodné pre koncept použitia v bežných vozidlách poháňaných ľudskou silou a nemá preto zmysel sa nimi v tejto práci ďalej zaoberať.

Pri konštrukcii zotrvačnickových systémov je zásadné dosiahnuť čo najmenšie odporové straty. Tie vznikajú aerodynamickým odporom a trením v ložiskách. Pre minimalizovanie vzdušného odporu sa rotor väčšinou umiestňuje do podtlaku alebo takmer do vakuu, do uzavretého



vzduchotesného krytu. Pre minimalizovanie trenia v ložiskách rotora sa volia ložiská s čo najmenším priemerom. Ložiská rotora môžu byť rôzne, používajú sa väčšinou guľičkové, alebo magnetické. Magnetické ložiská sú bezkontaktné, teda nemajú trecie straty, iba straty ktoré vznikajú odporom magnetického poľa, ktoré sú oproti trecím stratám v guľičkových ložiskách zanedbateľné. Magnetické ložiská nepotrebujú byť mazané, čo je nesmierna výhoda pri rotore umiestnenom vo vzduchotesnom kryte, a sú v podstate bezúdržbové. Existujú pasívne alebo aktívne. Aktívne magnetické ložiská dokážu poskytnúť dostatočnú radiálnu aj axiálnu podporu aj pri veľkom zaťažení a dokážu udržať rotor stabilný aj pri malej frekvencii otáčania. Potrebujú však na svoju kontrolu aktívnu elektroniku a do ich cievok musí byť v špičkách privádzaný vysoký prúd pre dostatočnú silu magnetického poľa [4]. Vysoké prúdy vyžadujú chladenie cievok, pri aplikáciách s veľkým zaťažením, kde sa používajú supervodivé cievky dokonca kryogénne chladenie tekutým dusíkom [5]. Pasívne magnetické ložiská nevyžadujú zložitú elektroniku ani chladenie, nedokážu ale udržať rotor stabilný pri nízkych otáčkach. Pri vysokých otáčkach dokážu poskytnúť rotoru potrebnú stabilitu, najmä pasívne homopolárne elektrodynamické magnetické ložiská ktoré s rastúcimi otáčkami zvyšujú silu magnetického poľa [6]. Mechanické ložiská ale musia byť použité ako podpora.



Obr.2 Usporiadanie vyspelej aplikácie zotrvačniku na ukladanie energie [1]

Prenos energie na rotor a z rotora môže byť zabezpečený rôznymi spôsobmi. V praxi sa využívajú dva spôsoby, elektromotor, alebo mechanický spôsob prenosu. Najčastejšie býva umiestnený elektromotor/generátor priamo v skrini zotrvačniku, ktorý roztáča, alebo brzdí rotor. Jednou z veľkých výhod je v tomto prípade to že zo vzduchotesného obalu vystupuje iba napájací kábel motoru, ktorý je jednoduché utesniť. Elektromotory sa používajú hlavne tam, kde je potrebné premeniť kinetickú energiu zotrvačniku na elektrickú energiu. Sú to

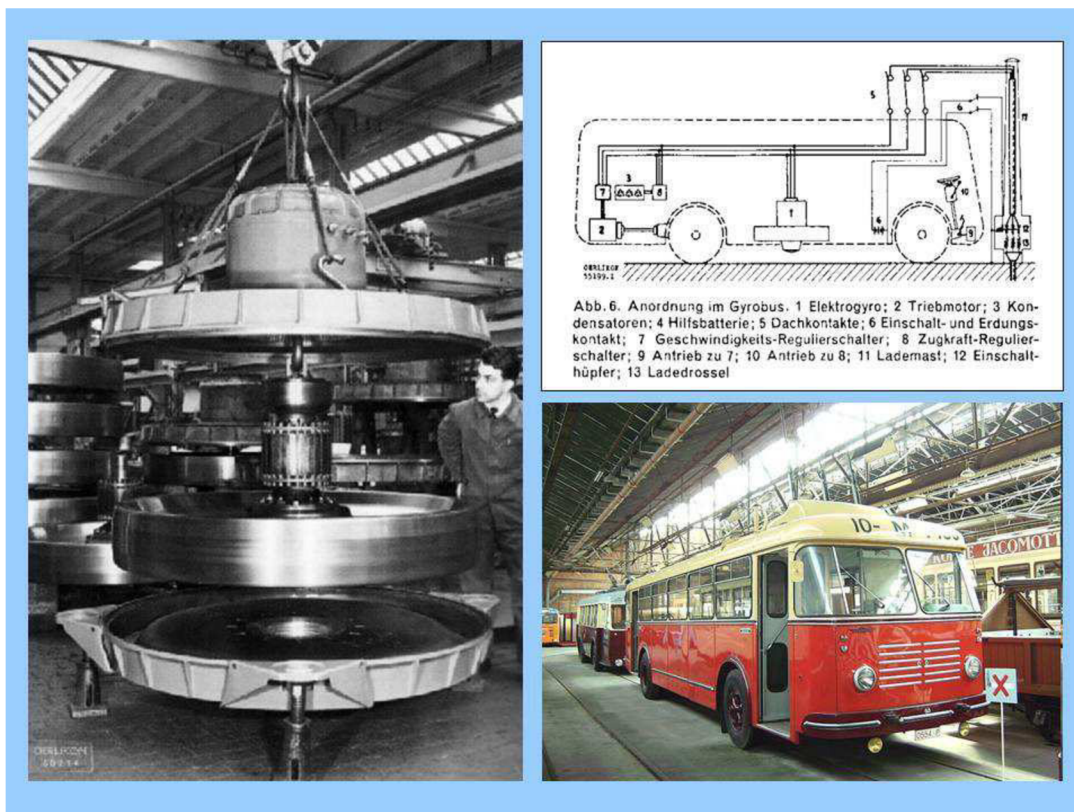


napr. záložné stanice pre výpadky prúdu v elektrickej sieti, laboratórne experimenty ktoré vyžadujú vysoký elektrický výkon: vysokovýkonné lasery, tokamaky atď., ale aj vozidlá poháňané elektrickou energiou: vlaky, elektromobily atď. Elektromotory už majú dnes v praxi účinnosť nad 90%, dokonca až 96% [7], čo ich predurčuje k použitiu v takýchto aplikáciách. Ak v systéme nie je potrebné meniť mechanickú energiu na inú formu, je väčšinou výhodné použiť mechanické spojenie so zotrvačnikom. Príkladom je F1 KERS (Kinetic Energy Recovery System), ktorý využíva na prenos krútiaceho momentu medzi zotrvačnikom a prevodovkou formule prevodovku Torotrak s plynulou zmenou prevodov [8]. Problematické je v tomto prípade utesnenie výstupného hriadeľa zo skrine zotrvačniku, KERS toto rieši špeciálnym vákuovým tesnením ktoré sa dokáže vysporiadať s veľkým rozdielom tlakov [9]. Alternatívnym riešením je použitie magnetickej spojky ktorá dokáže prenášať moment cez skriňu zotrvačniku [10].

1.2 POUŽITIE ZOTRVAČNÍKOV NA UKLADANIE ENERGIE VO VOZIDLÁCH

Gyrobús

V roku 1950 bol skonštruovaný vo švajčiarskej firme Maschinenfabrik Oerlikon pre účely mestskej dopravy autobus poháňaný zotrvačnikom. Z technického hľadiska sa jednalo o prerobný predvojnový autobus, do stredu ktorého osadili zotrvačnik s priemerom 1,6 metra a hmotnosťou 1,5 tony. Diskový rotor z ocele bol umiestnený vo vzduchotesnej komore naplnenej vodíkovým plynom pri tlaku 70 KPa, teda iba o 30% nižšom ako tlak atmosférický. Zotrvačnik bol spojený s asynchrónnym elektromotorom ktorý ho roztáčal, alebo brzdil. Na pohon kolies autobusu slúžil ďalší elektromotor o výkone 52kW. Gyrobús dokázal dokonca rekuperovať energiu z brzdzenia alebo zjazdu. Maximálna frekvencia otáčania rotora bola 50 Hz, no ak klesla pod 25 Hz, systém už nedokázal zo zotrvačnika vyťažiť energiu. Uložená energia stačila na to aby autobus dokázal prejsť 6 km so započítaním obmedzení dopravou, medzi zastávkami, ktoré slúžili zároveň ako dobíjacie stanice. Na zastávke bola trolej, na ktorú sa Gyrobús napojil pomocou vyklápacích líšt. Nabíjanie 380 V napätím zabralo 2 minúty. Dynamika vozidla, na ktorú výrazne negatívne vplývala samotná hmotnosť zotrvačniku, bola však aj na vtedajšie pomery slabá a zodpovedá tomu aj maximálna rýchlosť 55 km/h. Gyroskopický efekt rotora sa takisto podpísal na jazdných vlastnostiach autobusu, ktorého ovládanie, podľa slov zúčastnených, vyžadovalo určitú techniku. Zároveň stabilizačný efekt pozitívne vplýval na komfort jazdy. Zopár desiatok týchto autobusov fungovalo v mestských linkách v niekoľkých mestách od roku 1950 do roku 1960. Nakoniec to nebola technika ktorá pochovala tento projekt, ale ekonomické hľadisko. Vysoká elektrická spotreba autobusov spolu s vysokou cenou elektrickej energie nemohli konkurovať v tej dobe nízkym cenám palív. Postupne boli nahradené dieselovými autobusmi práve z ekonomických dôvodov. V dnešnej dobe by vďaka oveľa pokročilejšej technológii mohli byť podobné autobusy oveľa efektívnejšie. Zvyšujúca sa cena fosílnych palív, dôraz na ich nízku spotrebu a nízke emisie zo strany legislatívy tvoria takémuto projektu dnes oveľa priaznivejšie prostredie. Gyrobús v istom zmysle predbehol svoju dobu [11].



Obr.3 Gyrobus a jeho ústrojenstvo

Chrysler Patriot

Bol to projekt hybridného závodného auta určeného pre preteky 24 hodín v LeMans. S nápadom prišiel v roku 1992 inžinier chrysleru Ian Sharp. Hybridný koncept pozostával z plynovej turbíny, ktorá pri efektívnych otáčkach, spojená s generátorom, dodávala do systému elektrický prúd s konštantným výkonom. Takáto turbína dosahuje oveľa lepšiu účinnosť ako bežné spaľovacie motory. Zotrvačnik s kompozitným rotorom spojený s elektromotorom sa staral o okamžitú dodávku energie k trakčným elektromotorom pre pohon kolies a takisto rekuperoval brzdnú energiu. Na každej náprave bol umiestnený jeden elektromotor, cez diferenciály bol zabezpečený pohon všetkých štyroch kolies. Palivom pre turbínu bol skvapalnený zemný plyn, uskladnený v špeciálnej nádrži pri veľmi nízkej teplote. Odpadné teplo z turbíny a z elektrickej sústavy slúžilo na jeho splynovanie, Chrysler Patriot preto nemal takmer žiadne chladiče ktoré by zhoršovali jeho aerodynamický odpor, čo predstavovalo veľkú výhodu. Chrysler mal ambície vyhrať s týmto vozidlom LeMans a takisto získať cenu za najekonomickejšiu jazdu. Napriek veľkej snahe Iana Sharpa a niekoľkým miliónom dolárov minutých na tento projekt, bol Sharp kvôli nezhodám s vedením Chrysleru stiahnutý z vedenia projektu. Neskôr prišli škrtky v rozpočte a nakoniec zánik celého projektu. Napriek tomu že bol Patriot z 90% pripravený závodieť, do LeMans, ani na žiadne iné preteky nikdy nenastúpil. Zotrvačnik ktorý bol použitý v Patriote mal takmer identické parametre ako ten ktorý využíva KERS Formule 1 o 20 rokov neskôr [12].



Obr.4 Chrysler Patriot

F1 KERS (Kinetic Energy Recovery System)

V roku 2009 FIA (Federation Internationale de l'Automobile) povolila vo Formuli 1 systémy pre rekuperáciu energie. Prvý systém ktorý spĺňal všetky regule vyvinula spoločnosť Flybrid a stala sa hlavným dodávateľom KERS do Formule 1. Systém pozostáva z kompozitného zotrvačníku vo vákuovej komore a prevodovky s plynulou zmenou prevodu od firmy Torotrak. Maximálne otáčky rotora sú 60000 ot/min. Komora zotrvačníka spĺňa tiež ochrannú funkciu v prípade havárie. Medzi rotorom a prevodovkou je spojka a stály prevod. Systém je pripojený na skriňu prevodovky monopostu a krútiaci moment prechádza na kolesá cez prevodovku Torotrak, aj cez prevodovku formule. Systém je schopný uložiť 400 kJ energie a poskytnúť výkon 60kW po dobu 6,7s. Celková hmotnosť je 25kg a zaberá objem 13 dm³. KERS od Flybrid systems bol takisto úspešne zabudovaný do pretekárskeho auta jazdiace LeMans v kategórii LMP1 a spoločnosť pracuje na projekte KERSu pre osobné vozidlá, konkrétne pre Volvo[9].

Flybus prototype

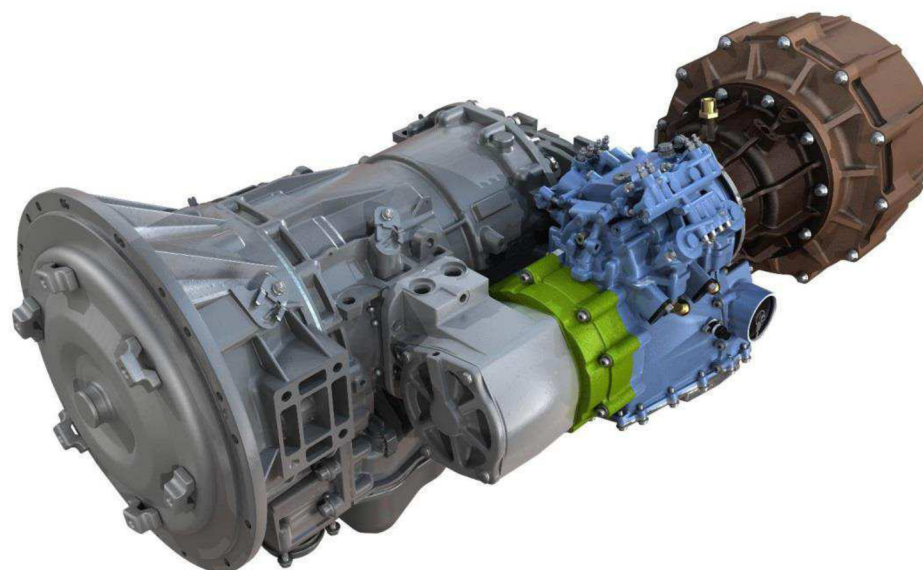
Flybus je projekt v ktorom sa spojily štyri spoločnosti aby pretvorili autobus od firmy Optare, na hybrid využívajúci mechanický systém rekuperácie energie. Firma Ricardo dodala vysokotáčkový zotrvačník, firma Torotrak CVT prevodovku a Allison transmission sa postarala o ostatné prevody. Systém je veľmi podobný s KERS, prenos energie je čisto mechanický, až na to že tento systém využíva na prenos krútiaceho momentu zo zotrvačníku magnetické spojenie. Toto riešenie lepšie utesňuje komoru zotrvačníku a robí celý systém efektívnejší. Presné parametre systému nie sú zverejnené, no pri brzdení dokáže rekuperovať



až 70% kinetickej energie autobusu a celý systém má hmotnosť menšiu ako 40 kg. V porovnaní s elektrickými hybridnými autobusmi je ústrojenstvo Flybusu ľahšie, kompaktnéjšie a aj neporovnateľne lacnejšie [13]. Táto aplikácia má nepochybne veľký potenciál do budúcnosti, pravdepodobne najväčší spomedzi spomenutých. Mestské autobusy majú pre svoju veľkú hmotnosť aj veľkú kinetickú energiu pri pohybe, energie premrhaná v trecích brzdách nie je rozhodne zanedbateľná a pri bežnej frekvencii zastávok je implementácia takéhoto systému nie len enviromentálne ale aj ekonomicky výhodná.



Obr.5 KERS s prevodovkou Torotrak v reze [9]



Obr.6 Flybus: prevodovka autobusu spolu so systémom na rekuperáciu brzdnjej energie [13]



Flywheel bicycle

Študent univerzity Cooper Union v New Yorku Maxwell von Stein ako svoju záverečnú prácu skonštruoval bicykel ktorý rekuperuje brzdnú energiu pomocou zotrvačníku. Ako rotor použil zotrvačník z vozidla Porsche, s hmotnosťou 6,8kg umiestnený do stredu rámu bicykla, bez akéhokoľvek krytu. Zotrvačník je vystavený okolitému prostrediu, čo znižuje jeho efektivitu a takisto jazdec nie je nijako chránený proti náhodnému styku s rotorom, alebo jeho možnom uvoľnení pri nehode. Zotrvačník je spojený reťazou s prevodovkou Nuvinci 360 ktorá umožňuje plynulú zmenu prevodu medzi zadným kolesom a zotrvačníkom. Brzdenie je uskutočnené rýchlou zmenou prevodu čo spôsobí nárast otáčok rotora a spomalí bicykel. Podľa slov autora je schopný zotrvačník spomaliť bicykel z 16 km/h na 12 km/h. Napriek niektorým nedokonalostiam a tomu že v praxi je využiteľnosť značne obmedzená, práca získala cenu Nicholasa Stefana za najlepší diplomový projekt. Zdá sa, že Flywheel bicycle Maxwella von Steina je zatiaľ jediná aplikácia FES (Flywheel Energy Storage) v HPV (Human Powered Vehicle), no priestor na vylepšenie jeho priekopníckeho projektu ukazuje na potenciál tejto myšlienky [14].



Obr.7 Flywheel bicycle od Maxwella von Steina [15]



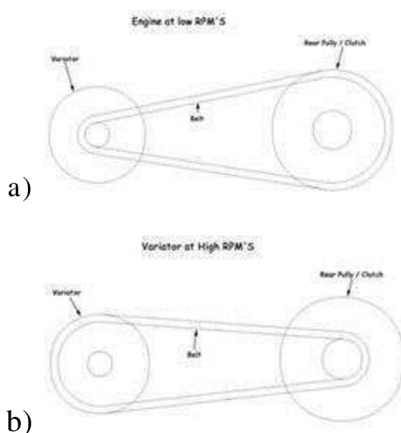
2 PREVODOVKA S PLYNULOU ZMENOU PREVODU PRE HPV

Pri uvažovaní o rekuperácii brzdnjej energie v HPV je dôležité sa zamyslieť na ktorých miestach má pohon rezervy, čo sa týka efektivity. Problém riešenia rekuperácie je pomerne komplexný, preto je nutné aby boli všetky časti nie len pohonu bicykla, alebo iného HPV, čo najefektívnejšie. Inak nemá príliš veľký zmysel implementovať rekuperáciu energie. Jednou z častí bicykla ktorá výrazne ovplyvňuje efektívnosť pohonu, sú prevody. Pre ľudské telo je dôležité aby bol pohyb, ktorým dodáva vozidlu energiu, pre neho prirodzený, či už pre jeho výkon, alebo únavu organizmu. Frekvencia pedálovania a hlavne veľkosť momentu je zásadným faktorom pre jazdca. Ideálne by bolo ak by jazdec pôsobil na pedále stále rovnakým, pre neho ideálnym momentom. Tento ideálny moment a tým aj frekvencia šľapania nie je univerzálna a nezhodnú sa na nej ani profesionálni cyklisti [16], preto je taktiež dôležité aby bola nastaviteľná.

Po patričnom prieskume sa zdá, že existujú iba dve zmysluplné možnosti riešenia plynulej zmeny prevodu pre vozidlá poháňané ľudskou silou, konkrétne pre bicykel.

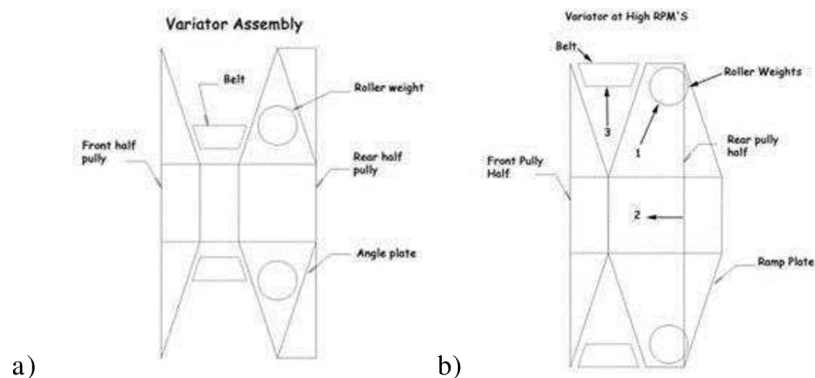
2.1 MODIFIKOVANÝ MOTOCYKLOVÝ REMEŇOVÝ VARIÁTOR

Na obrázkoch 8-10 je schématicky znázornený klasický motocyklový variátor. Pozostáva s hnacej a hnanej remenice ktoré sú spojené remeňom. Na obrázku 8 je vidieť krajné polohy variátora. Variátor mení prevodový pomer plynule a automaticky s narastajúcimi otáčkami.



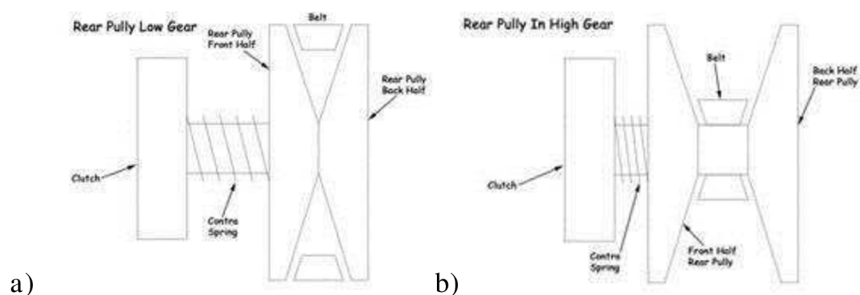
Obr.8 Pohľad na remenice z boku a) pri nízkych otáčkach b) pri vysokých otáčkach [17]

Hnacia remenica pozostáva z dvoch polremeníc ktoré sú vložené do seba a môžu sa navzájom axiálne oddaľovať alebo približovať a tým menia priemer kružnice na ktorej zaberá remeň. Ovládanie tohto pohybu zabezpečujú odstredivé valčeky, ktoré so zvyšujúcimi otáčkami stále viac tlačia na polremenicu a pritlačujú ju na druhú polremenicu vid'. Obr.9 .



Obr.9 Hnacia remenica variátora a) pri nízkych otáčkach b) pri vysokých otáčkach [17]

Hnaná remenica takisto pozostáva z dvoch polremeníc a prispôsobuje sa pohybu hnacej remenice, vďaka kontrastnej pružine ktorá pritláča polremenice k sebe vid'. Obr. 10



Obr.10 Hnaná remenica variátora a) pri nízkych otáčkach b) pri vysokých otáčkach [17]

To ako rýchlo bude variátor meniť prevodový pomer v závislosti na otáčkach, závisí na odstredivých valčekoch, na ich hmotnosti a na kontrastnej pružine, na jej tuhosti. V motocykloch pracuje variátor pri značne väčších otáčkach ako je potrebné na bicykli. Väčšiu citlivosť na otáčky by bolo možné dosiahnuť použitím ťažkých valčekov a mäkšej kontrastnej pružiny.

Toto riešenie však rozhodne nie je ideálne, po prvé nie je možné jednoducho, prípadne počas jazdy, nastaviť frekvenciu šľapania. Za ďalšie nie je isté či by variátor fungoval správne pri nízkych otáčkach, takisto je toto riešenie pomerne drahé a má veľkú hmotnosť. Spomenuté je najmä preto, že je to jedno z mála možných riešení a v určitých prípadoch môže byť ideálne. Ocenia ho skôr domáci kutili ako profesionálni konštruktéri bicyklov.

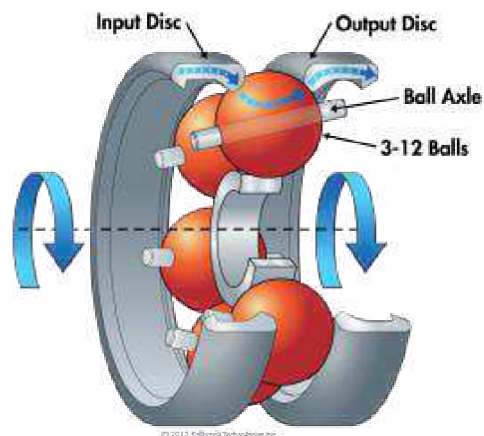




Obr.11 Variátor Malossi [18]

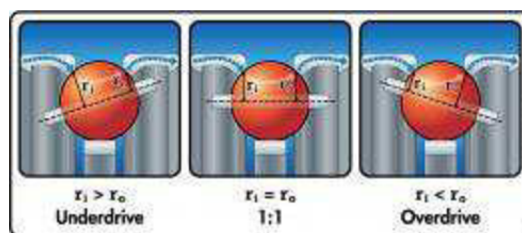
2.2 NUVINCI

NuVinci je prevodovka od spoločnosti Fallbrook Technologies, navrhnutá špeciálne pre bicykle a iné HPV. Umožňuje plynulú zmenu prevodu a narozdiel od predchádzajúceho riešenia je táto prevodovka jednoosá. Obrázok 12 znázorňuje funkciu prevodovky. Zo vstupného disku sa prenáša moment na guľičky a z nich na výstupný disk. V podstate sa jedná o planétovú prevodovku, unášač v podobe ôs guľičiek je zastavený, osy sa však môžu nakláňať.



Obr.12 Grafické znázornenie funkcie prevodovky NuVinci [19]

Podľa toho ako sa nakláňa os týchto guľičiek, tak sa mení prevodový pomer. Ak sa os nakloní k vstupnému disku, moment sa prenáša zo vstupného disku cez väčší polomer ako na výstupnom a prevodový pomer je väčší ako 1. Ak je os vodorovná je prevodový pomer 1. Ak sa nakloní smerom k výstupnému, tak je prevodový pomer menší ako 1, viď. Obr. 13.



Obr.13 Rôzne polohy prevodovky NuVinci [19]

Disky presne doliehajú na guľičky a nie je medzi nimi vôľa, čo vytvára prítlačnú silu, ktorá spôsobuje treciu silu, ktorá umožňuje prenášať moment. Medzi diskom a guľičkami je tenký film tekutiny ktorá zaisťuje hladký chod a zároveň dobrú adhéziu.

Prevodovka NuVinci N360 má podobu zadného náboja kolesa bicykla, a ovládanie prevodu je zabezpečené manuálne pomocou lanka. Náboj má hmotnosť 2450gramov a rozsah prevodového pomeru je od 0,5 do 1,8. K produktu N360 sa dá pripojiť NuVinci Harmony ktorý ovláda prevodovku pomocou servomotora. Ten má v sebe zabudované senzory a software vďaka ktorým je schopný ovládať prevodovku automaticky podľa otáčok zadného kolesa. Jazdec si môže nastaviť veľkosť momentu ktorým chce pôsobiť na pedále a takisto má možnosť plne manuálneho režimu. Tento systém vyžaduje 12-48V napájanie a má spotrebu 2-



4W, preto je ideálny pre použitie v elektrobicykloch, alebo v HPV ktoré majú elektrickú sústavu. NuVinci Harmony pridáva k hmotnosti N360 ďalších 250 gramov.



Obr.14 NuVinci Harmony systém namontovaný na bicykli a jeho ovládanie

NuVinci Harmony predstavuje to najlepšie z možností riešenia prevodového ústrojenstva v HPV, oproti predchádzajúcemu riešeniu má celý rad výhod ako, menšia hmotnosť, menšie rozmery, jednoduchosť, väčšia životnosť, možnosti a pohodlnosť ovládania a aj menšia cena. Pre koncept, ktorým sa zaoberá táto práca je to ideálne riešenie.



3 ZOTRVAČNÍK NA UKLADNANIE REKUPEROVANEJ ENERGIE

Pre návrh zotrvačníku je potrebné na začiatku určiť na čo má slúžiť a koľko energie má byť schopný uchovať. V tomto prípade by mal byť schopný absorbovať energiu z brzdenia a zjazdov pri parametroch bežného mestského bicykla a jeho bežnej jazdy. Pre správny odhad posluží orientačný výpočet akumulovanej kinetickej energie pri brzdení z veľkej rýchlosti s jazdcom a bicyklom priemernej hmotnosti a porovnanie s potenciálnou energiou sústavy jazdec-bicykel na vrchu kopca:

$$m = 100\text{kg}$$

$$v_1 = 12\text{ ms}^{-1}$$

$$v_2 = 1\text{ ms}^{-1}$$

$$h = 10\text{ m}$$

$$E_{ab} = E_{k1} - E_{k2} = \frac{1}{2} m (v_1^2 - v_2^2) = 7150\text{ J}$$

$$E_p = mgh = 9810\text{ J}$$

Kde m je hmotnosť jazdca spolu s bicyklom, v_1 je rýchlosť jazdy pred brzdením, v_2 rýchlosť jazdy po brzdení, h je prevýšenie kopca, E_{ab} je akumulovaná energia z brzdenia, E_{k1} a E_{k2} sú kinetickej energie sústavy pred a po brzdení, E_p je potenciálna energia sústavy na vrchu kopca vzhľadom k jeho prevýšeniu. Tento výpočet slúži iba na odhad, sú v ňom zanedbané straty pri ukladaní energie, takisto ako kinetickej energie rotujúcich častí bicykla. Energia ktorá sa dokáže uložiť pri zjazde z kopca bude iba časť z potenciálnej energie v tomto výpočte. Dá sa z neho však odhadnúť že znovuvyužitelná energia pri zjazdoch bude väčšia ako pri bežnom brzdení, keďže sme použili na odhad s malým prevýšením zjazdu a prehnanou rýchlosťou jazdy pred brzdením. Pri určovaní energetickej kapacity zotrvačníku je preto vhodné vychádzať z modelovej situácie zjazdu.

Určiť aké prevýšenie bežný mestský cyklista každodenne zdoláva je problematické. Záleží to od mnohých faktorov. Je dôležité aby energetická kapacita zotrvačníku nebola zbytočne predimenzovaná, čo by spôsobilo jeho veľkú hmotnosť. Zároveň však musí byť užitočný aj pri dlhých zjazdoch. Ako príklad z praxe môže slúžiť pražský Petřín. Lanovka na jeho vrchol má prevýšenie 130m, takáto jazda je už skôr turistického charakteru ako bežný mestský presun. Toto miesto ale je súčasťou typického veľkomesta a rekuperačný systém by mal byť schopný akumulovať dostatok energie na to aby aspoň z veľkej časti pomohol pri takomto výstupe, resp. akumulovať čo najviac energie pri takom zostupe. Užívateľ sa môže napríklad rozhodnúť že počas niekoľkohodinovej jazdy po meste bude energiu šetriť na podobný výstup. V bežnej jazde ale takýchto extrémnych prevýšení príliš veľa nebude, preto je nutné zvoliť kompromis.

Pre modelovú situáciu zjazdu sa zvolil zjazd s prevýšením 100 m a stúpaním 10° pri konštantnej rýchlosti a konštantnom výkone rekuperačného systému. Pre presnejší výpočet je nutné zahrnúť do výpočtu jazdné odpory bicykla, straty systému a obmedzenie výkonom



systému. Do výpočtu nie sú zahrnuté mechanické straty bicykla, pretože tento výpočet stále slúži iba na orientáciu a oproti ostatným odporom sú zanedbateľné. Dostupné motory pre elektrobicykle majú výkony od 250W do 1500W, vzhľadom na hmotnosť, robustnosť a cenu bude výkon rekuperačného systému v tomto rozmedzí. Jazdné odpory bicykla tvorí vzdušný a valivý odpor. Pri započítavaní strát systému sa bude vychádzať z toho že systém využíva na prenos energie zo zotrvačníka na koleso a opačne, dva elektromotory.

Aerodynamický odpor:

$$F_{ao} = \frac{1}{2} CS\rho v^2$$

Kde F_{ao} je vzdušná odporová sila pôsobiaca na objekt, C je koeficient aerodynamického odporu, S je čelná plocha objektu, ρ je hustota vzduchu a v je relatívna rýchlosť objektu vzhľadom k vzduchu.

Valivý odpor:

$$F_{vo} = F_n C_r$$

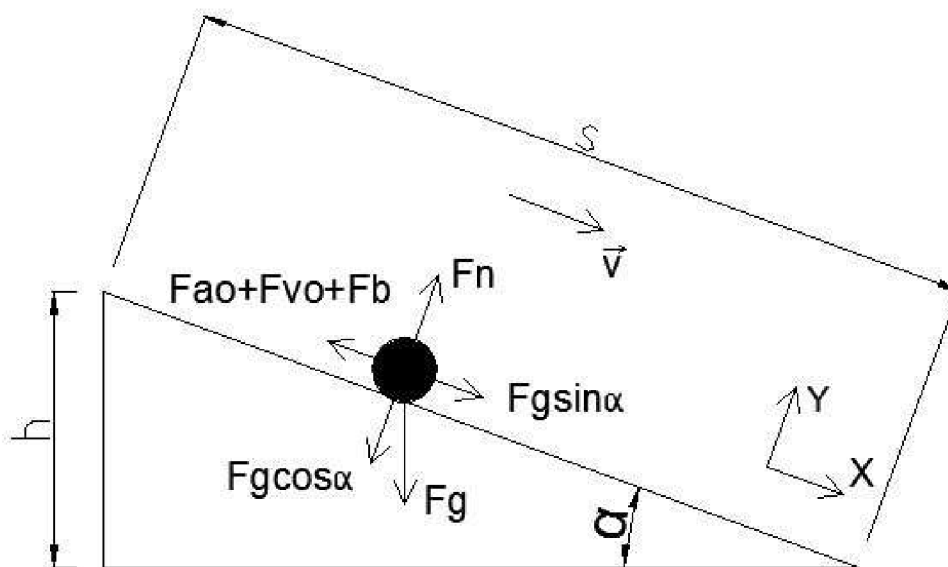
Kde F_{vo} je sila valivého odporu, F_n je normálová sila, a C_r je koeficient valivého odporu.

Sila brzdzenia:

$$F_b = P_b v^{-1}$$

Kde F_b je sila brzdzenia, P_b je brzdný výkon elektromotora a v je rýchlosť zjazdu.

Z rovníc rovnováhy na naklonenej rovine sa dá výpočtom zistiť rýchlosť zjazdu a následne veľkosť uložennej energie.



Obr.15 Rozbor sil na naklonenej rovine, čierny bod predstavuje hmotný bod ťažiska bicykla



$$x: F_g \sin \alpha - F_{ao} - F_{vo} - F_b = 0$$

$$y: F_n - F_g \cos \alpha = 0$$

$$F_n = F_g \cos \alpha$$

$$x: m g \sin \alpha - \frac{1}{2} C S \rho v^2 - m g \cos \alpha C_r - P_b v^{-1} = 0$$

$$m = 110 \text{ kg} \quad (\text{počíta sa s odhadovanou pridanou hmotnosťou systému})$$

$$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$$

$$\alpha = 10^\circ$$

$$C = 1,1$$

$$S = 0,6 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,2 \text{ kgm}^{-3}$$

$$C_r = 0,007$$

$$P_b = 1000 \text{ W}$$

$$110 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \cdot \sin(10^\circ) - \frac{1}{2} \cdot 1,1 \cdot 0,6 \text{ m}^2 \cdot 1,2 \text{ kgm}^{-3} \cdot v^2 - 110 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \cdot \cos(10^\circ) \cdot 0,007 - 1000 \text{ W} \cdot v^{-1} = 0$$

Rovnica má tri korene:

$$v = \{-23,6859 ; 6,04287 ; 17,643\} \text{ ms}^{-1}, \text{ jediný zmysluplný koreň je : } v = 6,04 \text{ ms}^{-1}$$

Rýchlosť zjazdu:

$$v = 6,04 \text{ ms}^{-1}$$

Práca brzdnnej sily:

$$W = P t$$

$$t = \frac{s}{v}$$

$$s = \frac{h}{\sin \alpha}$$

$$W = \frac{P h}{\sin \alpha v}$$

Uložená energia z brzdzenia:



$$E_b = \eta W$$

$$\eta_m = 0,9$$

$$\eta = \eta_m^2$$

Kde η je účinnosť systému a η_m je účinnosť jedného elektromotora. V celkovej účinnosti niesú zahrnuté mechanické straty rotora.

$$E_b = \eta_m^2 \frac{P h}{\sin \alpha v}$$

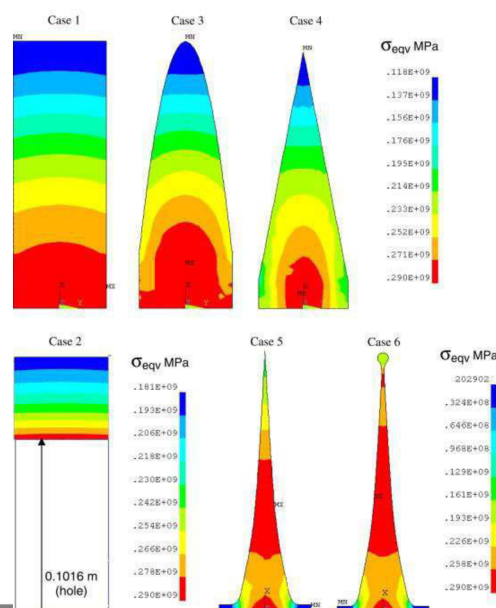
$$E_b = 0,9^2 \frac{1000W \cdot 100m}{\sin(10^\circ) \cdot 6,04m^{-1}}$$

$$E_b = 77228,54 J$$

Pri vychádzaní z tejto modelovej situácie bude návrh rotora počítať s kapacitou zotrvačníka približne 80kJ pri dosiahnutí čo najlepšej energetickej hustoty a čo najmenších rozmeroch systému.

3.1 NÁVRH ROTORA

Pri návrhu rotora je jedným z najpodstatnejších parametrov jeho pevnosť, ktorá zabezpečí vysokú energetickú hustotu systému. Pevnosť rotora závisí najmä od jeho tvaru a použitého materiálu. Návrh počíta s izotropickými materiálmi, takže pri výbere tvaru rotora sa bude vyberať z rôznych tvarov diskov. Je dôležité aby bolo napätie pri zaťažení v rotore rozložené čo najrovnomernejšie. Ak je na jednom mieste napätie výrazne väčšie ako na ostatných miestach, dosiahne maximálne napätie rotora limitných hodnôt na tomto mieste, zatiaľ čo ostatné miesta rotora nebudú ani zďaleka plne zaťažené. Rozloženie napätia v rotore zásadne ovplyvňuje jeho výslednú energetickú hustotu.





Obr.16 Rozloženie napätia v rezoch rôznych tvarov rotora[20]

Obrázok 16 je z práce Mehmeta Ali Arslana, ktorý sa v nej zaoberá práve hľadaním optimálneho tvaru zotrvačníka na ukládanie energie, pomocou metódy konečných prvkov. Z obrázka je zrejmé, že najlepšie rozloženie napätia dosahuje rotor v prípade č.6, čo je vlastne exponenciálne sa zužujúci disk s guľatým zakončením. Návrh sa bude inšpirovať práve týmto tvarom.

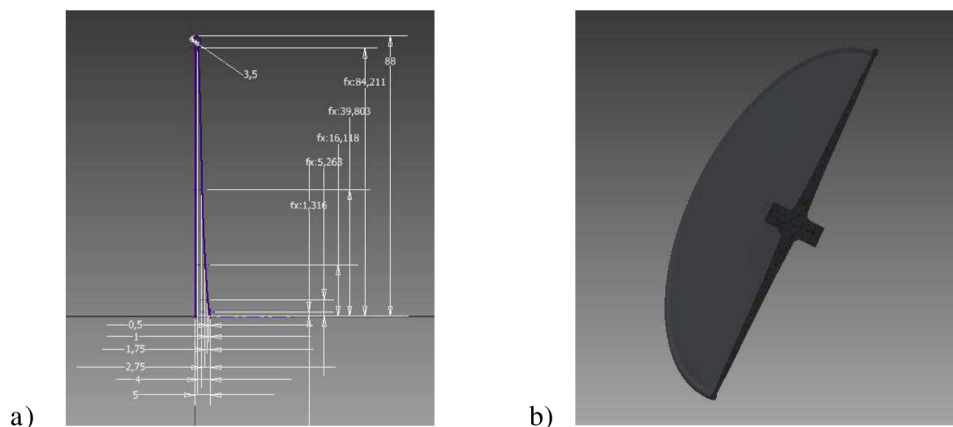
Pred navhnutím geometrie zotrvačníku je nutné spraviť výber materiálu. Pretože sa jedná o zotrvačník s konkrétnymi parametrami, je potrebné prispôbiť geometriu podľa hodnôt hustoty, pevnosti a teoretickej maximálnej energetickej hustoty materiálu.

Pri výbere materiálu sa berie na zreteľ čo najväčšia pevnosť materiálu a čo najmenšia hustota, ale takisto aj to že sa jedná o aplikáciu určenú pre bicykel a cena materiálu musí byť primeraná. Potenciálne vhodné materiály sú uvedené v tabuľke 1. Najvhodnejšia pre konštrukciu rotora by bola vysokopevnostná oceľ, alebo zliatina titánu, no tieto materiály sa okrem vysokej pevnosti vyznačujú aj vysokou cenou a problematická výroba rotora z týchto materiálov by ešte zvýšila náklady. Vhodným kompromisom sa zdajú byť zušľachtená chróm-molybdénová oceľ alebo kovaná zliatina hliníka. Čo sa týka energetickej hustoty sú ich hodnoty podobné, avšak tým že má oceľ vyššiu hustotu by mal rotor z Cr-Mo ocele pri rovnakej hmotnosti a rovnakej energetickej kapacite značne menšie rozmery, čo je výhodné. Navyše kovanie by takisto značne zvýšilo náklady. V ďalšom návrhu rotora sa bude uvažovať s materiálom 4150 Cr-Mo.

Nárh geometrie rotora sa uskutočnil pomocou programu na 3D modelovanie Autodesk Inventor. Z hodnoty maximálnej teoretickej energetickej hustoty zvoleného materiálu pri konštante $K=0,5$ sa zistila predpokladaná hmotnosť rotora. 3D model bol vytvorený pomocou orotovania náčrtu, v ktorom bola snaha priblížiť sa čo najviac tvaru z práce Mehmeta Ali Arslana. Do náčrtu sa vynesli body exponenciálnej funkcie:

$$fx = ax^2$$

Tie sa potom preložili krivkou spline a náčrt sa ukončil kružnicou s polomerom r . Po orotovaní náčrtu a zadaní hustoty materiálu program vygeneroval hmotnosť a momenty zotrvačnosti rotora. Tieto parametre boli smerodatné. Optimalizáciou parametrov a a r , takisto ako šírkou rotora sa dosahovalo čoraz väčšieho momentu zotrvačnosti v ose rotácie pri zachovaní priaznivej hmotnosti. Optimalizácia sa považovala za ukončenú keď už nebolo možné zvyšovať moment zotrvačnosti pri zachovaní hmotnosti.



Obr.17 a) Náčrt rotora v prostredí Inventor. b) 3D model rotora v polovičnom reze

Pri vysokých otáčkach rotora je pravdepodobné že budú vznikať gyroskopické momenty, dosť veľké na to aby nepriaznivo ovplyvnili jazdné vlastnosti bicykla pri zatáčaní. Preto návrh rotora uvažuje s dvomi variantami. Ak sa ukáže, že varianta 1, teda jeden rotor, spôsobuje v zákrutách neprípustne veľké gyroskopické momenty, pristúpi sa na variantu 2. V druhej variante sa počíta s dvomi rotormi ktoré sa budú otáčať oproti sebe, čo znamená že vzniknuté gyroskopické momenty budú vždy pôsobiť proti sebe a tým sa eliminujú. Prvá varianta by bola konštrukčne jednoduchšia, preto musí o správnom riešení rozhodnúť výpočet vid. kapitola 3.2 .

Varianta 1:

Parametre rotora:

Hmotnosť	$m = 1,024kg$
Moment zotrvačnosti v ose rotácie	$I = 3,309 * 10^{-3} kgm^2$
Priemer disku	$D = 187 mm$
Dĺžka hriadele disku	$s = 50 mm$
Priemer hriadele disku	$d = 10 mm$
Maximálna hrúbka disku	$L_{max} = 11,9 mm$
Minimálna hrúbka disku	$L_{min} = 2 mm$
Predpokladaná energetická kapacita	$E_{max} = 80 kJ$
Pri otáčkach	$n_{max} = 66402 ot/min$

Varianta 2:

Parametre rotora:

Hmotnosť	$m = 2 * 0,578 kg$
----------	--------------------



Moment zotrvačnosti v ose rotácie	$I = 2 * 1,646 * 10^{-3} \text{ kgm}^2$
Priemer disku	$D = 2 * 171 \text{ mm}$
Dĺžka hriadele disku	$s = 2 * 50 \text{ mm}$
Priemer hriadele disku	$d = 2 * 10 \text{ mm}$
Maximálna hrúbka disku	$L_{max} = 2 * 7 \text{ mm}$
Minimálna hrúbka disku	$L_{min} = 2 * 1,4 \text{ mm}$
Predpokladaná energetická kapacita	$E_{max} = 2 * 45 \text{ kJ}$
Pri otáčkach	$n_{max} = 70611 \text{ ot/min}$

Predpokladané energetické kapacity sú vypočítané z hodnôt hmotnosti a maximálnej teoretickej energetickej hustote pri koeficiente tvaru $K=0,5$. Skutočné maximálne otáčky rotora ukáže až pevnostná analýza.



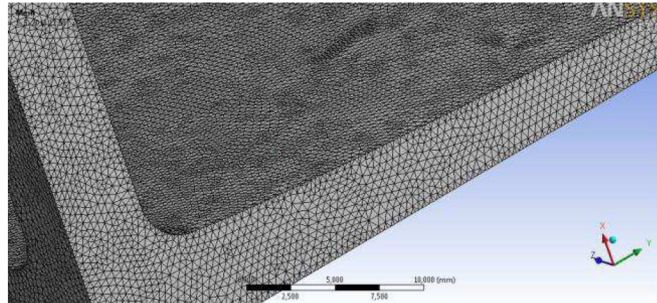
Obr.18 Porovnanie rotorov dvoch variant

3.1.1 PEVNOSTNÁ ANALÝZA ROTORA

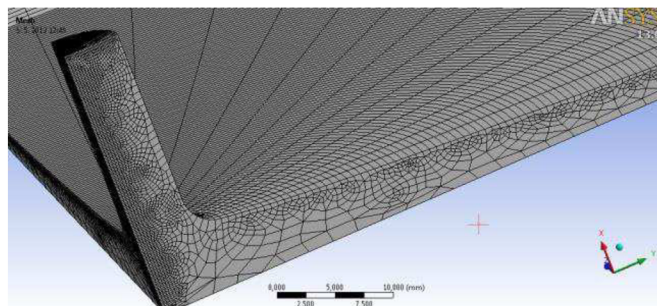
Na testovanie pevnosti rotora bol použitý program Ansys ktorý využíva metódu konečných prvkov. Model do tohto programu bol importovaný priamo z programu Inventor. Pre zjednodušenie výpočtu bude testovaný model predstavovať osminu rotora, čo umožňuje jeho symetria. Takéto zjednodušenie výrazne zmenší výpočtový čas a taktiež umožní lepšie generovanie mriežky konečných prvkov. Roviny symetrie sa nastavili ako nepohyblivé v osách na ne kolmých a modelu sa udelila rotácia konštantnou uhlovou rýchlosťou. Obe varianty boli testované s niekoľkými rôznymi mriežkami. Prvou testovanou mriežkou je tá ktorú vygeneruje program bez akýchkoľvek zásahov. Následne sa postupne zmenšoval prvok mriežky z cieľom spresniť výpočet. Pri veľkosti prvku 0,25 mm už bolo ďalšie zmenšovanie prvku neprípustné kvôli dĺžke výpočtového času. Testy tiež prebehli s mriežkou generovanou metódou sweep, s postupným zmenšovaním prvku až na 0,25 mm. Úlohou pevnostnej analýzy bolo v tomto prípade určenie limitných otáčok rotora pri ktorých maximálne napätie prekročí medzu pružnosti materiálu a dôjde tým k plastickej deformácii a poškodeniu rotora.



Následne bolo potrebné zistiť maximálne prípustné otáčky pri ktorých je dodržaná stanovená bezpečnosť. Limitné otáčky sa zistili postupným zvyšovaním uhlovej rýchlosti rotácie, až maximálne napätie nedosahovalo hodnôt blízkych 1215Mpa, čo je medza pružnosti materiálu rotora.



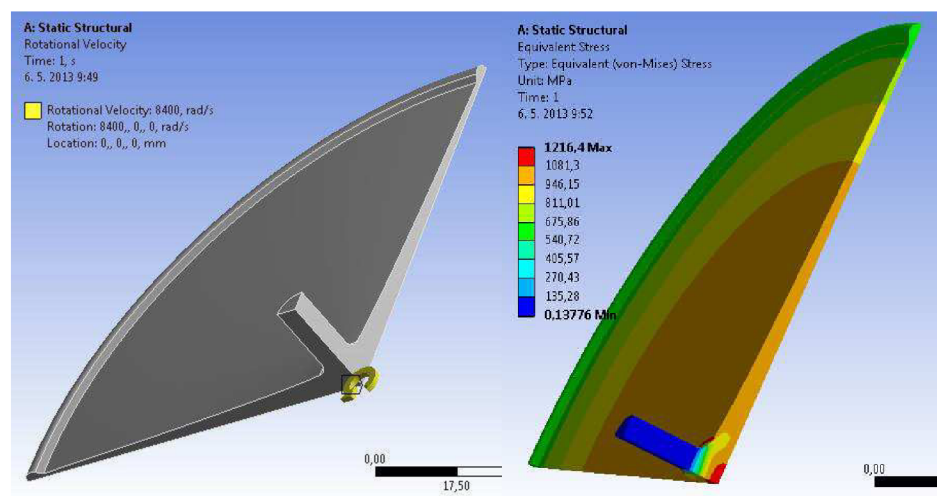
Obr.19 Mriežka generovaná automaticky pri veľkosti prvku 0,25mm



Obr.20 Mriežka generovaná metódou sweep pri veľkosti prvku 0,25mm

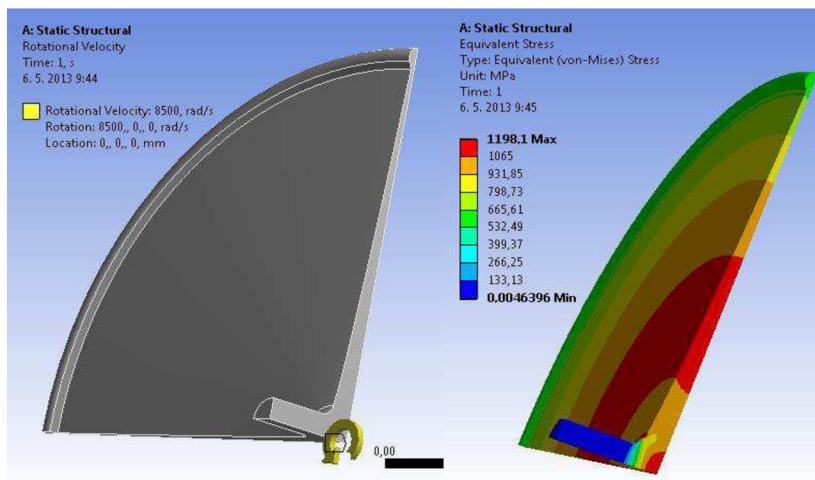
Pri rôznych druhoch mriežky boli dosiahnuté mierne odlišné výsledky v rádoch desiatok Mpa. Výpočet teda nie je absolútne presný, na jeho zpresnenie by bolo nutné ďalej vylepšovať mriežku a spôsob výpočtu, no na určenie maximálnych prípustných otáčok tento výpočet postačuje. Rozloženie napätia sa pri rôznych metódach mriežky takisto líši, pri metóde sweep bolo dosiahnuté predpokladané rozloženie napätia z obrázku 16.

Varianta 1:





Obr.21 Mriežka generovaná automaticky a) Uhlová rýchlosť udelená modelu b) Rozloženie napätia v modeli



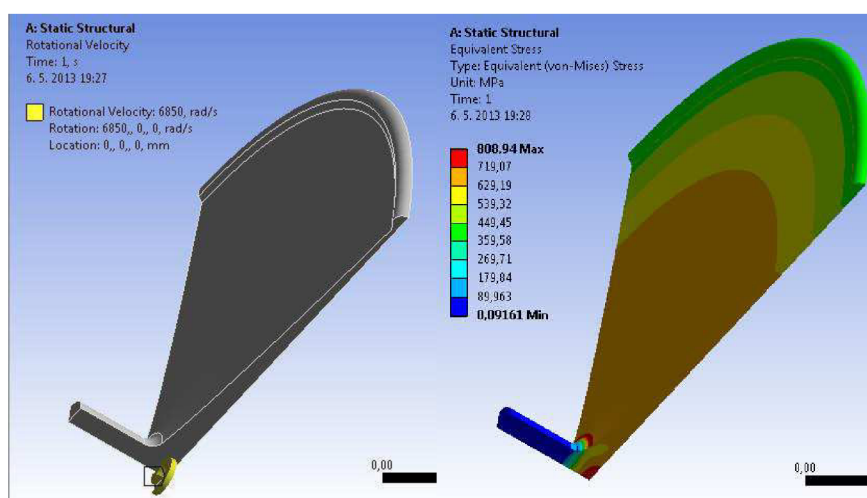
Obr.22 a) Mriežka generovaná metódou sweep a) Uhlová rýchlosť udelená modelu b) Rozloženie napätia v modeli

Pri použití automatickej mriežky bola prekročená medza pružnosti pri uhlovej rýchlosti 8400 rad s^{-1} . So sweep mriežkou boli podobné hodnoty maximálneho napätia zaznamenané až pri 8500 rad s^{-1} . Pre dosiahnutie čo najväčšej bezpečnosti sa bude ďalej brať do úvahy hodnota 8400 rad s^{-1} .

$$\sigma_{max} = \frac{R_e}{K}$$

σ_{max} je maximálna hodnota napätia pri bezpečnosti K , vzhľadom k medzi pružnosti R_e . Bezpečnosť sa stanoví na $K = 1,5$.

$$\sigma_{max} = \frac{1215 \text{ MPa}}{1,5} = 810 \text{ MPa}$$

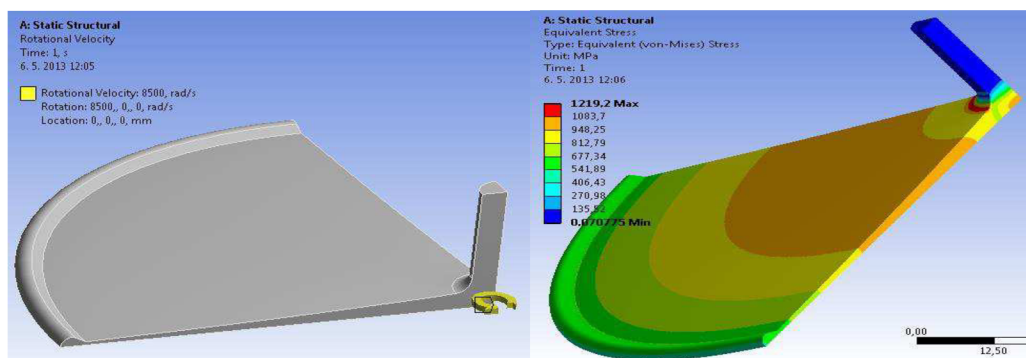


Obr.23 a) Maximálna uhlová rýchlosť pri zachovaní bezpečnosti b) Rozloženie napätia v modeli

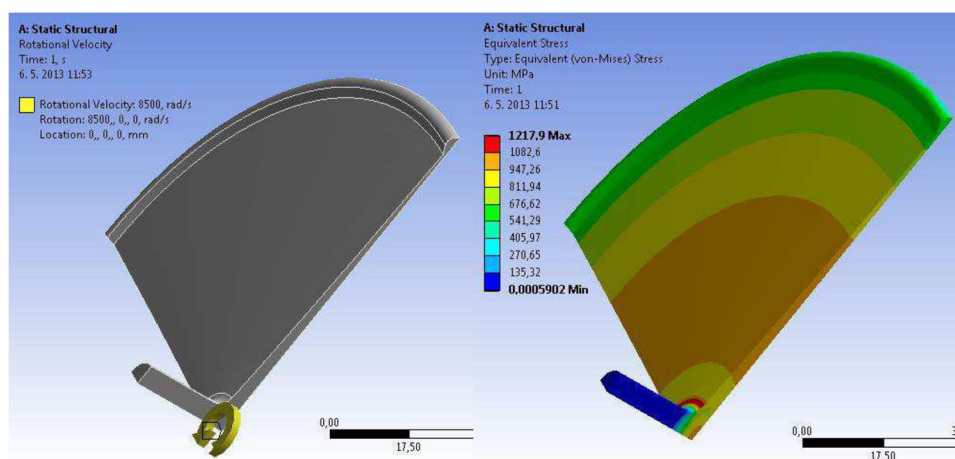


Maximálna prípustná uhlová rýchlosť rotora je 6850 rad s^{-1} pri maximálnom napätí $808,94 \text{ MPa}$, čo predstavuje 65412 ot/min . Pri maximálnych otáčkach, bude kinetická energia rotora $77,6 \text{ kJ}$, čo takmer zodpovedá predpokladu. Maximálna energetická hustota pri bezpečnosti 1,5 je $75,8 \text{ kJ}$ a koeficient tvaru $K = 0,48$.

Varianta 2:

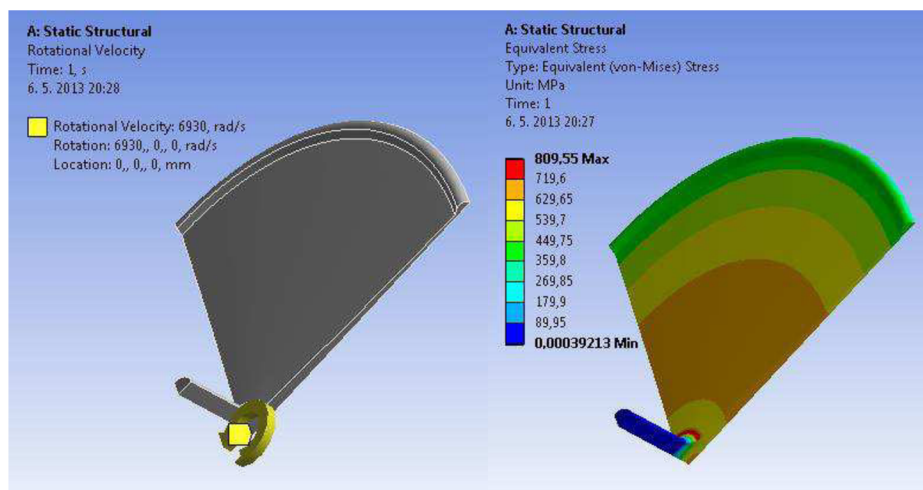


Obr.24 Mriežka generovaná automaticky a) Uhlová rýchlosť udelená modelu b) Rozloženie napätia v modeli



Obr.25 Mriežka generovaná metódou sweep a) Uhlová rýchlosť udelená modelu b) Rozloženie napätia v modeli

Pri variante dva sú výsledky pri použití rôznych mriežok takmer totožné, medza pružnosti bola prekročená pri uhlovej rýchlosti 8500 rad s^{-1} .



Obr.26 a) Maximálna uhlová rýchlosť pri zachovaní bezpečnosti b) Rozloženie napätia v modeli

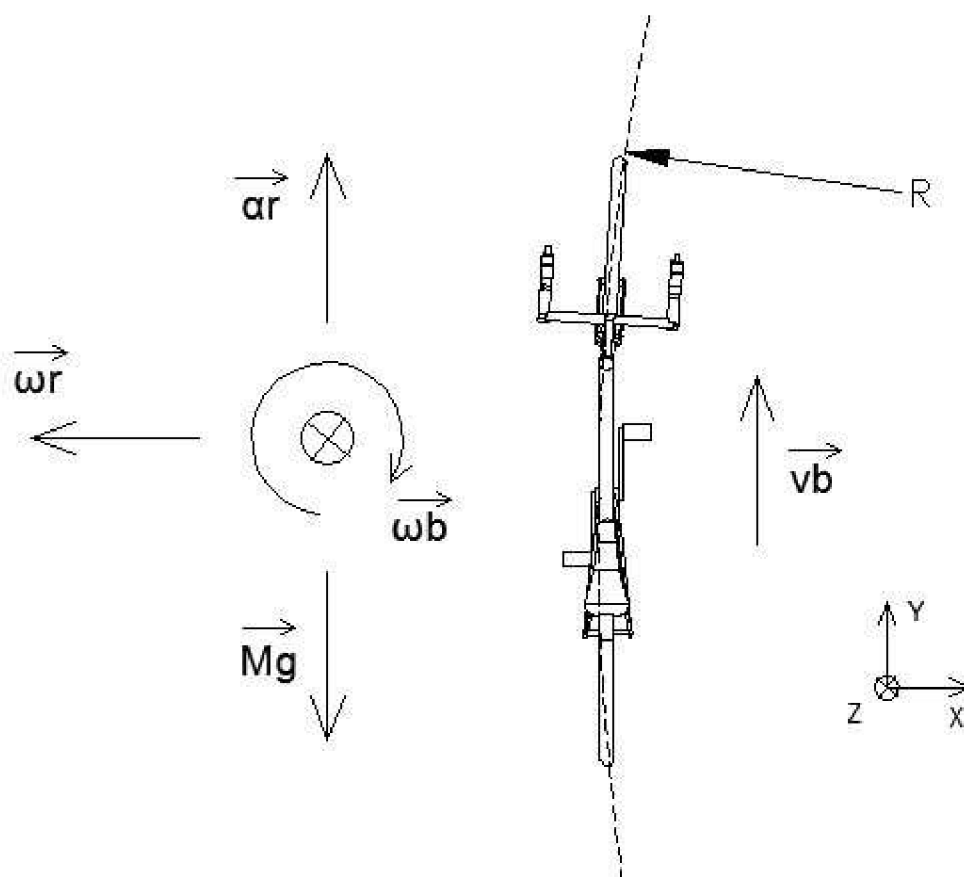
Maximálna prípustná uhlová rýchlosť rotora je 6930 rad s^{-1} pri maximálnom napätí $809,55 \text{ MPa}$, čo predstavuje 66177 ot/min . Pri maximálnych otáčkach, bude kinetická energia rotora $39,5 \text{ kJ}$, dvoch rotorov potom 79 kJ . Maximálna energetická hustota pri bezpečnosti 1,5 je $68,3 \text{ kJ}$ a koeficient tvaru $K = 0,43$.

3.2 VPLYV GYROSKOPICKÉHO MOMENTU

Pri aplikácii zotrvačníku do bicykla je nutné zhodnotiť vplyv gyroskopických momentov na jazdu. Pri dvojstopých vozidlách je táto problematika obzvlášť dôležitá. Porovnanie gyroskopického momentu generovaného pohyblivými časťami bežného bicykla a bicykla so zotrvačníkom ukáže veľkosť vplyvu rotora na výsledný gyroskopický moment.

$$\vec{M}_g = -I \vec{\alpha}_r$$

Vzorec pre výpočet gyroskopického momentu, kde I je moment zotrvačnosti a $\vec{\alpha}_r$ je vektor resalovho zrýchlenia.



Obr.27 Náčrt pôsobenia gyroskopického momentu v pravotočivej zákrute. $\vec{\omega}_r$ je uhlová rýchlosť rotujúcich častí bicykla a $\vec{\omega}_b$ je uhlová rýchlosť bicykla v zákrute.

$$\vec{\alpha}_r = \vec{\omega}_b \times \vec{\omega}_r$$

$$\vec{\omega}_b = (0; 0; |\vec{\omega}_b|)$$

$$\vec{\omega}_r = (-|\vec{\omega}_r|; 0; 0)$$

$$\vec{\alpha}_r = (0 \cdot 0 - |\vec{\omega}_b| \cdot 0; 0 \cdot 0 - |\vec{\omega}_b| \cdot (-|\vec{\omega}_r|); 0 \cdot 0 - 0 \cdot (-|\vec{\omega}_r|)) = (0; |\vec{\omega}_b| \cdot |\vec{\omega}_r|; 0)$$

Z obrázka a z výpočtu je zrejme že vektor resalovho zrýchlenia pôsobí v zmysle kladného smeru osy Y, gyroskopický moment bude pôsobiť presne opačne, teda v zápornom smere osy Y. To znamená že bude nakláňať bicykel smerom von zo zákruty, presne proti prirodzenému náklonu bicykla bez ktorého by bicykel nezatočil. V lavotočivej zákrute sa vektory otočia okolo osi zatačania a situácia bude rovnaká, gyroskopický moment bude nakláňať bicykel von zo zákruty. V praxi to znamená že jazdec musí pôsobiť momentom proti gyroskopickému momentu aby bicykel naklonil a tým zatočil.

Pre dosadenie do výpočtu je potrebné poznať moment zotrvačnosti rotujúcich častí bicykla. Pre zjednodušenie bude výpočet vychádzať z toho že hmotnosť kolies je sústredená na obvode a nebude rátať s ostatnými rotujúcimi súčasťami ako sú prevody, kľuky a podobne. Pre porovnanie a vyhodnotenie takáto presnosť postačuje. Hmotnosť kolesa bežného



mestského bicykla je približne 3kg, ak sa jedná o 28-palcové koleso, polomer bude 350mm. Moment zotrvačnosti rotujúcich častí bicykla:

$$I_r = 2 \cdot I_k = 2 \cdot m_k r_k^2 = 2 \cdot 3 \text{ kg} \cdot (0,35 \text{ m})^2 = 0,735 \text{ kgm}^2$$

Modelová zákruta má polomer $r = 10 \text{ m}$ a rýchlosť bicykla je $v = 5 \text{ ms}^{-1}$, uhlová rýchlosť bicykla:

$$\omega_b = \frac{v}{r} = \frac{5 \text{ ms}^{-1}}{10 \text{ m}} = 0,5 \text{ rad s}^{-1}$$

Uhlová rýchlosť kolesa:

$$\omega_k = \frac{v}{r_k} = \frac{5 \text{ ms}^{-1}}{0,35 \text{ m}} = 14,29 \text{ rad s}^{-1}$$

Moment zotrvačnosti a maximálna uhlová rýchlosť rotora zotrvačníku:

$$I_z = 0,003309 \text{ kgm}^2$$

$$\omega_z = 6850 \text{ rad s}^{-1}$$

Veľkosť gyroskopického momentu generovaného rotujúcimi časťami bicykla:

$$|\vec{M}_{gr}| = I_r \cdot |\vec{\omega}_b| \cdot |\vec{\omega}_k| = 0,735 \text{ kgm}^2 \cdot 0,5 \text{ rad s}^{-1} \cdot 14,29 \text{ rad s}^{-1} = 5,25 \text{ Nm}$$

Veľkosť gyroskopického momentu generovaného rotujúcimi časťami bicykla a rotorom zotrvačníku:

$$|\vec{M}_g| = I_r \cdot |\vec{\omega}_b| \cdot |\vec{\omega}_k| + I_z \cdot |\vec{\omega}_b| \cdot |\vec{\omega}_z| = 0,735 \text{ kgm}^2 \cdot 0,5 \text{ rad s}^{-1} \cdot 14,29 \text{ rad s}^{-1} + 0,003309 \text{ kgm}^2 \cdot 0,5 \text{ rad s}^{-1} \cdot 6850 \text{ rad s}^{-1} = 5,25 \text{ Nm} + 11,33 \text{ Nm} = 16,58 \text{ Nm}$$

Rozdiel v gyroskopických momentoch pri modelovej zákrute je viac ako trojnásobný. Aj napriek tomu však prídanie rotora nespôsobuje gyroskopické momenty závratných hodnôt. Na jazdu bude mať nesporne vplyv, no rozhodne nespôsobí to že by bol bicykel neovládateľný. S bicyklom sa bude ťažšie zatáčať, čo bude veľmi zreteľné najmä pri nízkych rýchlostiach kde sú cyklisti zvyknutí na výbornú manévrovateľnosť, zároveň však bude stabilnejší pri vyšších rýchlostiach. Správaním sa bude podobáť na menší moped. To či by takéto jazdné vlastnosti boli prípustné pre mestský bicykel by ukázala až praktická aplikácia. Gyroskopické momenty by sa však dali eliminovať použitím varianty 2, to znamená dvoch oproti sa otáčajúcich rotorov. Toto riešenie by bolo určite konštrukčne náročnejšie, drahšie a taktiež by mierne zvýšilo hmotnosť systému, ale efektívne by odstránilo problémy pridaného gyroskopického momentu. Generovanie prídavného gyroskopického momentu rotorom zotrvačníku nepredstavuje zásadný problém pri praktickej aplikácii rekuperačného systému.



4 REKUPERAČNÝ SYSTÉM A JEHO ČASTI

System sa bude skladať z troch základných logických celkov:

- Skriňa zotrvačníku
- Hnacie ústrojenstvo
- Ovládanie systému

Najviac problematickou časťou systému je jeho hnacie ústrojenstvo, pretože musí umožniť preniesť energiu z kolesa bicykla na vysokotáčkový rotor a opačne. Návrh takéhoto ústrojenstva predstavuje nemalú úlohu. Táto práca sa zaoberá dvomi najzmyslupnejšími variantami, a to, mechanické ústrojenstvo a elektrické. Výber pohonu značne ovplyvňuje ostatné časti systému, preto budú pri ich popise zohľadnené obe varianty.

4.1 SKRIŇA ZOTRVAČNÍKU

Kvôli sníženiu strát a najmä kvôli bezpečnosti musí byť rotor umiestnený v pevnom obale s vnútorným podtlakom. Pôvodný zámer bol umiestniť zotrvačnik do kolesa tak aby s ním tvoril jeden celok. Toto riešenie by malo tú výhodu, že by sa nemusel modifikovať rám bežného bicykla a mohol by byť tak vylepšený týmto systémom akýkoľvek bicykel. Z hľadiska zložitosti takejto konštrukcie a problematcky dosahovateľnej tuhosti je však jasné že musí byť zotrvačnik umiestnený v ráme bicykla. Jeho poloha by mala byť čo najnižšie kvôli zníženiu ťažiska, ale zároveň taká aby nebránila jazdcovi pri šľapaní. Kvôli zachovaniu čo najväčšej tuhosti by bolo ideálne aby bola skriňa zotrvačníku privarená alebo pevne priskrutkovaná k rámu v mieste osi rotora. Samotná skriňa by bola vyrobená z hliníku a to dostatočne robustne aby ani pri ťažkej nehode nedošlo k poškodeniu rotora a ak by sa tak aj stalo, aby ochránila jazdca aj ostatných členov premávky. Systémy využívané v motoršporte používajú podobné skrine a úspešne prechádzajú náročnými bezpečnostnými testami [flybrid]. Skriňa by mohla byť vyrobená z dvoch odliatkov priskrutkovaných k sebe po obvode a utesnených tesnením na udržanie podtlaku vo vnútri. Rotor bude uložený v dvoch guľčkových ložiskách, ktoré budú zachytávať axiálne aj radiálne sily. Pre väčšinu bežných guľčkových ložisiek predstavujú otáčky nad 60000/min limit. Budú musieť byť použité špeciálne ložiská určené na vysokotáčkovú prevádzku [21], čo sa prejaví na cene systému. Ložiská by mali mať čo najmenší priemer pre minimalizovanie strát a taktiež pre dosiahnutie únosnosti vo vysokých otáčkach. Ložiská budú umiestnené vo vnútri podtlakovej komory a ich mazanie by malo byť utesnené od zvyšku komory.

Čím nižší tlak bude v komore tým nižšie straty bude systém mať, no zároveň to výrazne bude zvyšovať cenu systému. Bežne dostupnými vákuovými pumpami je možné dosiahnuť takzvané hrubé vákuum o tlaku rádovo 10-100 Pa [22]. Podtlak by sa v priebehu používania znižoval bolo by ho teda nutné obnovovať pomocou takejto pumpy. Spočítať straty zotrvačníku nieje predmetom tejto práce, spoločnosť Flybrid, ktorá vyvinula F1 KERS, ale uvádza že ich systémy strácajú približne 2% energie za minútu. Dá sa predpokladať, že tento systém by na tom bol pri najlepšom podobne.

To akým spôsobom bude privádzaný a odvádzaný moment na a z rotora závisí na tom či by bola použitá elektrická, alebo mechanická varianta. Elektrická varianta by bola z tohto hľadiska jednoduchšia. Motor by bol priamou súčasťou skrine. Jeho rotor by bol spojený so



zotrvačnikom a stator so skriňou zotrvačniku. Odvod tepla vedením by bol zabezpečený skriňou, ktorá by bola chladená vzduchom. Jediné spojenie skrine zotrvačniku z ostatnými časťami systému je v tomto prípade napájací kábel motora.

Pri použití mechanickej varianty by boli dve možnosti spojenia. Prvá možnosť je vyviesť hriadel zotrvačniku von zo skrine a utesniť ju špeciálnym vákuovým tesnením, podobne ako je to riešené v F1 KERS [flybrid], toto riešenie má výhodu umiestnenia ložísk mimo podtlaku. Druhá možnosť je preniesť krútiaci moment pomocou magnetickej spojky cez stenu skrine. Tieto spojky sú pomerne dostupné [magnetal], no obe riešenia sú technicky náročné a ich funkčnosť v praktickej prevádzke je otázna. V tomto smere má elektrická varianta nespornú výhodu.

Hmotnosť skrine spolu so zotrvačnikom, ktorý má hmotnosť 1kg, sa dá odhadnúť na 3-4kg, bez pohonných systémov. Cena týchto dvoch komponentov by závisela na tom či budú vyrábané sériovo, pohybovala by sa však rádovo v desiatkach tisíc korún.

4.2 HNACIE ÚSTROJENSTVO

Obe varianty pohonu zotrvačniku počítajú s tým že prenos krútiaceho momentu od pedálov na koleso bicykla bude cez bežnú reťaz a prevodovku s plynulou zmenou prevodu NuVinci vid' kap 2.2, umiestnenú v náboji zadného kolesa. To zabezpečí ideálny prevod počas všetkých jazdných situácií.

4.2.1 MECHANICKÝ POHON ROTORA

Úlohou hnacieho ústrojenstva je v tomto prípade prepojiť koleso bicykla so zotrvačnikom. Markantný rozdiel medzi frekvenciami ich otáčania však vyžaduje obrovský prevodový pomer. Ak vezmeme do úvahy, že prevodovka v zadnom náboji pracuje nezávisle na hnacom ústrojenstve zotrvačniku a vlastne zabezpečuje stále otáčky pedálov, stačí prevodový pomer medzi pedálmi a rotorom. Frekvencia šľapania typického cyklistu je $n_1 = 70 \text{ ot/min}$, maximálne otáčky rotora $n_2 = 65412 \text{ ot/min}$. Maximálny prevodový pomer je:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{65412}{70} = 934,5$$

Takýto veľký prevodový pomer je už na prvý pohľad nerealizovateľný, určité možnosti riešenia však existujú. Ovládanie prevodového pomeru by riadilo energetický tok, čo je možné dosiahnuť pomocou ďalšej NuVinci prevodovky. Tá by bola spriahnutá so stálym prevodom a spolu by zabezpečovali celkový prevodový pomer medzi oskou pedálov a rotorom. Ďalej by v sústave musela byť zaradená spojka, ktorá by dokázala oddeliť zotrvačník od kolesa. Voľnobežka by sa v tejto konštrukcii presunula zo zadného náboja medzi osku pedálov a ozubené kolo reťaze, pretože zadné koleso musí byť schopné poháňať zotrvačník. Prevodový pomer NuVinci prevodovky je v rozmedzí 0,5-1,8, čo znamená, že na dosiahnutie maximálneho celkového prevodového pomeru $i = 934,5$ je nutný stály prevod s prevodovým pomerom:



$$i_s = \frac{i}{i_{Nmax}} = \frac{934,5}{1,8} = 519,2$$

Takýto prevodový pomer je stále príliš vysoký. Teoreticky by sa dal dosiahnuť sústavou planétových súkolí radených v sérii za sebou tak že sa ich prevodové pomery násobia. Šesť súkolí, každé s prevodovým pomerom $i_p = 2,835$:

$$i_s = i_p^n = 2,835^6 = 519,18$$

Takáto planétová prevodovka by bola však konštrukčne nesmierne náročná a pravdepodobne aj neprípustne drahá, s vysokou hmotnosťou. Taktiež účinnosť takejto prevodovky je otázna. Nižší prevodový pomer by bolo možné dosiahnuť znížením maximálnych otáčok rotora, čo by malo za následok aj zníženie maximálnej kapacity a taktiež energetickej hustoty. Zmenou geometrie rotora na valec by sa dalo dosiahnuť rovnakej kapacity pri nižších otáčkach, no rotor by mal väčšie rozmery a vyššiu hmotnosť. Prevodové ústrojenstvo ktoré poskytuje takýto veľký prevodový pomer má značnú hmotnosť a v konečnom dôsledku by sa oplatilo znížiť otáčky rotora na úkor jeho hmotnosti v tomto prípade. Aj keby sa však podarilo zredukovať otáčky rotora na tretinu, stály prevod by musel mať prevodový pomer $i_s = 173$ a planétovú prevodovku by to zredukovalo iba o jedno súkolie.

Väčšina dnešných aplikácii zotrvačnikov na ukladanie energie vo vozidlách, či už v motoršporte alebo v bežnej premávke, využíva mechanickú variantu pohonu rotora. Napriek tomu v HPV je táto možnosť veľmi problematická a náročná na konštrukciu, výrobu aj údržbu. Nevýhodou je aj predpokladaná vysoká hmotnosť a cena. U ostatných vozidiel je výhodou to že systémy využívajú pôvodné prevodové ústrojenstvá a nemusia preto zabezpečiť enormný prevodový pomer.

4.2.2 ELEKTRICKÝ POHON ROTORA

Princíp elektrického hnacieho ústrojenstva je ten že budú použité elektromotory namiesto mechanického sprevodovania. Elektromotor na pohon bicykla bude umiestnený v náboji predného kolesa, pretože v zadnom je prevodovka NuVinci. Druhý elektromotor je umiestnený priamo v skrini zotrvačniku a slúži na jeho roztáčanie, alebo brzdenie. Oba elektromotory sú prepojené s riadiacou jednotkou a frekvenčným meničom, ktorý zabezpečuje správne napájanie. Princíp je ten, že pri brzdení je využívaný elektromotor v kolese ako generátor ktorý brzdí bicykel a tým zároveň napája elektromotor na zotrvačniku, roztáča rotor a ukladá brzdnú energiu. Pri spätnom využití tejto energie sa elektromotory správajú presne opačne a motor na zotrvačniku generuje prúd pre hnací elektromotor v kolese. Ako motor v kolese by mohol byť použitý motor určený pre elektrobicykle, s tým, že by z neho bola odstránená voľnobežka, ktorú tieto motory väčšinou majú a bol by schopný plniť funkciu generátora. Motor ktorý bude poháňať zotrvačník však musí byť špeciálne vyrobený pre tento účel a jeho výkon by mal zodpovedať výkonu druhého motora. Pôvodný zámer stanoviť výkon na 1000W bol prehodnotený kvôli veľkej hmotnosti motora pre zotrvačník. Po zvážení je vhodné zvoliť motor s výkonom $P = 500W$. Na roztáčanie zotrvačniku by postačoval motor s maximálnym momentom $M = 1Nm$ a maximálnymi otáčkami ktoré približne zodpovedajú maximálnym prípustným otáčkam rotora, 65000ot/min. Konečný krútiaci moment znamená, že motor nebude pracovať pri maximálnom výkone v celom spektre otáčok. Uhlová rýchlosť pri ktorej dosiahne motor maximálnych otáčok:



$$\omega_{min} = \frac{P}{M} = \frac{500W}{1Nm} = 500\text{rads}^{-1}$$

$$n_{min} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 500\text{rads}^{-1}}{\pi} = 4774,6 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Zotrvačník bude mať efektívne pásmo otáčok od $4774,6 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ do $65000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$, kde bude schopný poskytnúť maximálny výkon $500W$. Ak bude poskytovať motor maximálny moment od nulových otáčok tak čas za ktorý sa dostane rotor z pokoja do efektívneho pásma je:

$$t = \frac{\omega_{min} I_z}{M} = \frac{500\text{rads}^{-1} \cdot 0,003309\text{kgm}^2}{1Nm} = 1,65 \text{ s}$$

Prepojovací článok medzi motormi tvorí výkonová elektronika, ktorá by musela byť navrhnutá presne pre tento účel. Hmotnosť pohonného systému pozostáva z hnacieho motoru v kolese ktorého hmotnosť by mohla byť 3-4kg, ďalej hmotnosti elektromotoru zotrvačníku, približne 1kg, hmotnosti výkonovej elektroniky a kabeláže, zhruba 1,5-2,5kg. Hrubý odhad hmotnosti elektrického hnacieho ústrojenstva je 7 kg. Účinnosť ústrojenstva je súčin účinnosti jeho komponentov. Účinnosti motorov by mohli byť na úrovni 80%, účinnosť elektroniky 90%, zotrvačník so stratami by mohol mať účinnosť 95%. Pri znovuvyužití energie dôjde k obojsmernému toku systémov. Celková účinnosť systému:

$$\eta = (\eta_m^2 \cdot \eta_e \cdot \eta_z)^2 = (0,8^2 \cdot 0,9 \cdot 0,95)^2 = 0,29$$

Účinnosť celého systému v prípade použitia tohto hnacieho ústrojenstva je približne 30%, čo je pomerne málo. Cena je v tomto prípade ešte väčší problém ako účinnosť. Motor pre zotrvačník a výkonovú elektroniku by bolo nutné navrhnuť a navyše vysokotáčkový motor s týmito parametrami a s prijateľnou účinnosťou je technológia špičkovej úrovne. Cena týchto komponentov pri sériovej výrobe by sa pohybovala rádovo v desiatkách až v stovkách tisíc korún. Odhady hmotností, účinností a cien komponentov vznikli pri diskusii s doc. Ing. Pavlom Vorelom, Ph.D. a Ing. Daliborom Červinkom, Ph.D. z Ústavu výkonovej elektrotechniky a elektroniky FEKT Brno. Napriek vysokej cene a pomerne nízkej účinnosti je pravdepodobné, že elektricky riešená sústava je vhodnejšia ako mechanická, pri ktorej sa zdajú byť problémy spojené s vysokým prevodovým pomerom neprekonateľne limitujúce. V kapitole Energetická bilancia je preto počítané s takýmto pohonným systémom.

4.3 OVLÁDANIE SYSTÉMU

Ovládanie mechanického systému by sa dialo zmenou prevodového pomeru medzi kolesom a rotorom a ovládaním spojky mechanizmu. Ovládanie prevodového pomeru by zabezpečovali sériové otočné ovládače oboch prevodoviek NuVinci umiestnené na riadidlách, spojku by jazdec ovládal pomocou pravej páčky cez lanko. Ľavou páčkou by jazdec ovládal treciu brzdú, ktorá by v tomto systéme nesmela chýbať.

Elektrický systém by bol riadený riadiacou jednotkou ktorej by dával jazdec pokyny pomocou potenciometrov. Pravá páčka by slúžila ako elektrická brzda a pravá otočná rukovet' ako



akcelerátor. Ľavá páčka by bola spojená s trecou brzdou a na ľavej rukoveti by bol umiestnený otočný ovládač prevodovky NuVinci.

Elektrický pohon má aj v tomto smere výhodu, jeho ovládanie je jednoduchšie a intuitívnejšie, zároveň má širšie pásmo využiteľných otáčok zotrvačníku.

4.4 PARAMETRE SYSTÉMU

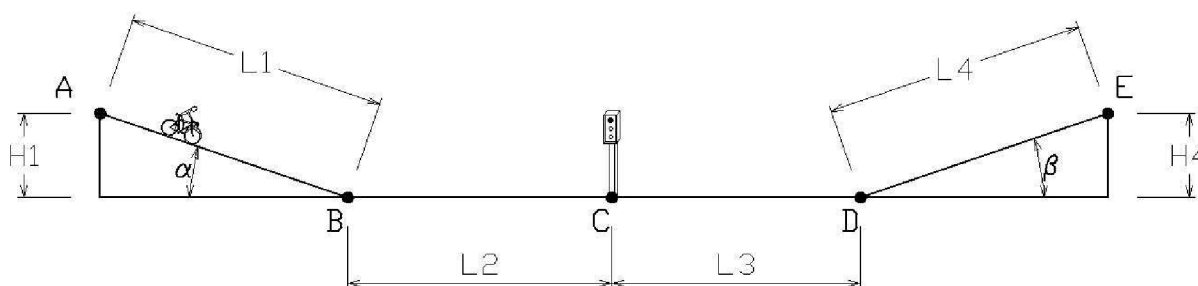
Parametre systému vychádzajú zväčša z odhadovaných hodnôt, relevantnosť týchto parametrov nie je zaručená. Budú však použité k porovnaniu s klasickým bicyklom v nasledujúcej kapitole.

Hmotnosť	$m = 12 \text{ kg}$
Výkon	$P = 500 \text{ W}$
Energetická kapacita	$E = 500 \text{ W}$
Obojsmerná účinnosť	$\eta = 0,3$
Jednosmerná účinnosť	$\eta_j = 0,55$
Cena	150000 – 400000K



5 ENERGETICKÁ BILANCIA

Na zistenie skutočného prínosu rekuperačného systému posluží porovnanie jazdy bicykla s rekuperačným systémom a bez neho po modelovej trase. Obaja jazdci budú šlapať konštantným momentom pri konštantných otáčkach a výpočet teda bude počítať s tým, že poháňajú bicykel konštantným výkonom. Tento predpoklad vychádza z toho že oba bicykle budú používať prevodovku NuVinci a zabezpečia počas celej jazdy ideálny prevodový pomer. Do výpočtu budú zahrnuté jazdné odpory, to znamená valivý a vzdušný odpor. Pri zmenách rýchlosti budú sily vzdušného odporu a šľapania, kvôli zjednodušeniu výpočtu aproximované, zo vzorcov vyplýva, že závisia na rýchlosti. Mechanické straty prenosu šľapacieho momentu na cestu budú zanedbané, no účinnosť rekuperačného systému bude vo výpočte zahrnutá. Merítkom hodnotenia bude energia vynaložená na prejde trasy a výsledný čas jazdy



Obr.28 Modelová trasa

Začiatok trasy je v bode A, začína tam zjazd z kopca, od bodu B pokračuje trasa po rovine. V bode C je simulovaná križovatka, kde budú musieť jazdci zastaviť. Trasa pokračuje do bodu D po rovine, kde sa opäť začína stúpanie a v bode E je cieľový bod trasy. Výška bodov A a E sú zhodné, $H_1 = H_2$, potenciálne energie na začiatku a konci trasy sú rovnaké.

Parametre trasy:

$$L_1 = L_4 = L_2 = L_3 = 500m$$

$$H_1 = H_4 = 48m$$

$$\alpha = \beta = 5,5^\circ - \text{cca } 10\% \text{ stúpanie}$$

5.1 MODELOVÁ JAZDA BEZ REKUPERAČNÉHO SYSTÉMU

Úsek AB:

Počiatočná rýchlosť cyklistu v bode A je nulová, v čase $t = 0$ začne šľapať, vyrazí z miesta a dodáva bicyklu výkon $P_h = 250W$ [23]. Pri zmene rýchlosti je použitá aproximácia a tá spočíva v tom, že výpočet počíta s tým bude bicykel zrýchľovať konštantným zrýchlením až dovtedy kým sa hnacie a odporové sily nevyrovnajú. V skutočnosti sa zrýchlenie bicykla



s narastajúcou rýchlosťou exponenciálne znižuje. Pre zjednodušenie výpočtu je však nutné toto zanedbať. Rýchlosť pri ktorej sa sily vyrovnajú zistíme z rovnováhy síl na naklonenej rovine vid. kapitola 3:

$$F_g \sin \alpha + F_h - F_{ao} - F_{vo} = 0$$

Kde F_h je sila šľapania

$$mg \sin \alpha + \frac{P_h}{v_{max}} - \frac{1}{2} S \rho C v_{max}^2 - mg \cos \alpha C_r = 0$$

Kde v_{max} je rýchlosť ktorá nastane pri silovej rovnováhe

$$m = 85kg + 15kg = 100kg \quad - \text{hmotnosť jazdca} + \text{hmotnosť bicykla}$$

$$g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$$

$$C = 1,1$$

$$S = 0,6 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,2 \text{ kgm}^{-3}$$

$$C_r = 0,007$$

$$P_h = 250W$$

$$\alpha = 5,5^\circ$$

$$100kg \cdot 9,81ms^{-2} \cdot \sin(5,5^\circ) + 250W \cdot v_{max}^{-1} - 100kg \cdot 9,81ms^{-2} \cdot \cos(5,5^\circ) \cdot 0,007 - \frac{1}{2} \cdot 1,1 \cdot 0,6m^2 \cdot 1,2kgm^{-3} \cdot v_{max}^2 = 0$$

Rovnica má tri korene:

$$v_{max} = \{-13,11; -2,98; 16,10\} \text{ ms}^{-1} \quad , \text{ jediný zmysluplný koreň je :}$$

$$v_{max} = 16,1 \text{ ms}^{-1}$$

Aproximácia sily vzdušného odporu:

$$F_{aoA} = \frac{-\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{min}^2\right)}{2} = -\frac{\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2}{2}$$

Aproximácia sily šľapania:

$$F_{hA} = \frac{F_{hmax} + F_{hmin}}{2} = \frac{\frac{P_h}{v_{=1}} + \frac{P_h}{v_{max}}}{2} = \frac{P_h \cdot \left(1 + \frac{1}{v_{max}}\right)}{2}$$



Silové a pohybové rovnice zrychlovania:

$$F_V = m \cdot g \cdot \sin \alpha + \frac{P_h \cdot \left(1 + \frac{1}{v_{max}}\right)}{2} - \frac{\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2}{2} - m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot C_r$$

$$F_V = 168,76$$

$$a_V = \frac{F_V}{m}$$

$$v(t) = \int \frac{F_V}{m} \cdot dt$$

$$v(t) = \frac{F_V}{m} \cdot t$$

$$t = \frac{v(t) \cdot m}{F_V}$$

Čas za ktorý dosiahne bicykel maximálnu rýchlosť:

$$t = \frac{v_{max} \cdot m}{F_V} = \frac{16,1 \text{ ms}^{-1} \cdot 100 \text{ kg}}{168,76 \text{ N}}$$

$$t = 9,54 \text{ s}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu zrychlenia:

$$s(t) = \int \frac{F_V}{m} \cdot t \cdot dt$$

$$s(t) = \frac{F_V}{m} \cdot \frac{t^2}{2}$$

$$s(t) = 76,79 \text{ m}$$

Prejdená vzdialenosť za konštantnej rýchlosti:

$$s_{vmax} = L_1 - s(t) = 500 \text{ m} - 76,79 \text{ m} = 423,2 \text{ m}$$

Úsek L_1 prejde prvý jazdec za dobu:

$$t_{L_1} = t + \frac{s_{vmax}}{v_{max}} = 9,54 \text{ s} + \frac{423,2 \text{ m}}{16,1 \text{ ms}^{-1}} = 32 \text{ s}$$

Práca vykonaná jazdcom:

$$W_{jAB} = P_h \cdot t_h = 250 \text{ W} \cdot 32 \text{ s} = 8000 \text{ J}$$



Úsek BC:

Počiatočná rýchlosť cyklistu v bode B je maximálna rýchlosť z predošlého úseku. Gravitáčná sila už nepôsobí dopredne a vplyvom odporov začne spomalovať až kým nenastane silová rovnováha. Úsek končí simulovanou križovatkou, v bode C je semafor na ktorom svieti červená. Cyklista musí náhle zastat' a použije brzdy. Aby boli podmienky rovnaké, spomalenie bude rovnako prudké ako u druhého jazdca. Rýchlosť jazdy po rovine:

$$F_h - F_{ao} - F_{vo} = 0$$

$$\frac{P_h}{v_k} - \frac{1}{2} S \rho C v_k^2 - mg C_r = 0$$

$$250 W \cdot v_k^{-1} - 100 kg \cdot 9,81 ms^{-2} \cdot 0,007 - \frac{1}{2} \cdot 1,1 \cdot 0,6 m^2 \cdot 1,2 kg m^{-3} \cdot v_k^2 = 0$$

Rovnica má jeden koreň :

$$v_k = 7,9 ms^{-1}$$

Aproximácia sily vzdušného odporu:

$$F_{aoA} = \frac{-\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2\right)}{2}$$

Aproximácia sily šľapania:

$$F_{hA} = \frac{F_{hmax} + F_{hmin}}{2} = \frac{\frac{P_h}{v_k} + \frac{P_h}{v_{max}}}{2}$$

Silové a pohybové rovnice spomalovania:

$$F_V = \frac{\frac{P_h}{v_k} + \frac{P_h}{v_{max}}}{2} - \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2\right)}{2} - m \cdot g \cdot C_r$$

$$F_V = -46,8 N$$

Čas za ktorý dosiahne bicykel ustálenú rýchlosť:

$$t = \frac{(v_k - v_{max}) \cdot m}{F_V}$$

$$t = \frac{(7,9 ms^{-1} - 16,1 ms^{-1}) \cdot 100 kg}{-46,8 N}$$

$$t = 17,52 s$$

Prejdená vzdialenosť za dobu spomalovania:



$$s(t) = \int \left(\frac{F_V}{m} \cdot t + v_{max} \right) dt$$

$$s(t) = \frac{F_V}{m} \cdot \frac{t^2}{2} + v_{max} \cdot t$$

$$s(t) = 210,23 \text{ m}$$

Zrýchlenie udelené brzdami bicykla je odvodené z výkonu rekuperačného systému kvôli zhode:

$$a_b = -2,52 \text{ ms}^{-2}$$

Čas do zastavenia:

$$t_b = \frac{(0 - v_k)}{a_b} = \frac{-7,9 \text{ ms}^{-1}}{-2,52 \text{ ms}^{-2}} = 3,13 \text{ s}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu brzdenia:

$$s_b = a_b \cdot \frac{t_b^2}{2} + v_k \cdot t_b$$

$$s_b = 12,38 \text{ m}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu konštantnej rýchlosti:

$$s_{vk} = L_2 - s(t) - s_b = 500 \text{ m} - 210,23 \text{ m} - 12,38 \text{ m} = 277,38 \text{ m}$$

Úsek L_2 prejde prvý jazdec za dobu:

$$t_{L_2} = t + t_b + \frac{s_{vk}}{v_k} = 17,52 \text{ s} + 3,13 \text{ s} + \frac{277,38 \text{ m}}{7,9 \text{ ms}^{-1}} = 56 \text{ s}$$

Práca vykonaná jazdcom:

$$W_{jBC} = P_h \cdot t_h = 250 \text{ W} \cdot 52,63 \text{ s} = 13157 \text{ J}$$

Úsek CD:

Jazdec sa rozbíha z bodu C zo semaforu, z pokoja. Zrýchluje až kým nenastane silová rovnováha. Pokračuje stálou rýchlosťou až do bodu D. Rýchlosť jazdy po rovine je známa z predošlého úseku:

$$v_k = 7,9 \text{ ms}^{-1}$$

Aproximácia sily vzdušného odporu:



$$F_{aoA} = \frac{-\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2}{2}$$

Aproximácia sily šľapania:

$$F_{hA} = \frac{P_h \cdot \left(1 + \frac{1}{v_k}\right)}{2}$$

Silové a pohybové rovnice zrýchľovania:

$$F_V = \frac{P_h \cdot \left(1 + \frac{1}{v_k}\right)}{2} - \frac{\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2}{2} - m \cdot g \cdot C_r$$

$$F_V = 121,66 \text{ N}$$

Čas za ktorý dosiahne bicykel ustálenú rýchlosť:

$$t = \frac{v_k \cdot m}{F_V}$$

$$t = \frac{7,9 \text{ m s}^{-1} \cdot 100 \text{ kg}}{121,66 \text{ N}}$$

$$t = 6,49 \text{ s}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu zrýchľovania:

$$s(t) = \frac{F_V}{m} \cdot \frac{t^2}{2}$$

$$s(t) = 25,65 \text{ m}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu konštantnej rýchlosti:

$$s_{vk} = L_1 - s(t) = 500 \text{ m} - 25,65 \text{ m} = 474,35 \text{ m}$$

Úsek L_3 prejde prvý jazdec za dobu:

$$t_{L_3} = t + \frac{s_{vk}}{v_k} = 6,49 \text{ s} + \frac{474,35 \text{ m}}{7,9 \text{ m s}^{-1}} = 66,5 \text{ s}$$

Práca vykonaná jazdcom:

$$W_{jCD} = P_h \cdot t_h = 250 \text{ W} \cdot 66,5 \text{ s} = 16625 \text{ J}$$

Úsek DE:



Počiatočná rýchlosť cyklistu v bode D je maximálna rýchlosť z predošlého úseku. V tomto bode opäť začína stúpanie a proti pohybu pôsobí gravitačná sila. Cyklista začne spomalovať až kým nenastane silová rovnováha. Pokračuje konštantnou rýchlosťou do kopca. Úsek a celá trasa končí v bode E, kde jazdec zastane pomocou brzdy, spomalovanie sa zanedbáva. Silová rovnováha pri stúpaní:

$$F_h - F_g \sin \alpha - F_{ao} - F_{vo} = 0$$

$$\frac{P_h}{v_s} - mg \sin \alpha - \frac{1}{2} S \rho C v_s^2 - mg \cos \alpha C_r = 0$$

Koreň rovnice je rýchlosť ustáleného stúpania:

$$v_s = 2,42 \text{ ms}^{-1}$$

Aproximácia sily vzdušného odporu:

$$F_{aoA} = \frac{-\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_s^2\right)}{2}$$

Aproximácia sily šlapania:

$$F_{hA} = \frac{F_{hmax} + F_{hmin}}{2} = \frac{\frac{P_h}{v_s} + \frac{P_h}{v_k}}{2}$$

Silové a pohybové rovnice spomalovania:

$$F_V = \frac{\frac{P_h}{v_s} + \frac{P_h}{v_k}}{2} - \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_s^2\right)}{2} - m \cdot g \cdot \sin \alpha - m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot C_r$$

$$F_V = -46,87 \text{ N}$$

Čas za ktorý dosiahne bicykel ustálenú rýchlosť:

$$t = \frac{(v_s - v_k) \cdot m}{F_V}$$

$$t = \frac{(2,42 \text{ ms}^{-1} - 7,9 \text{ ms}^{-1}) \cdot 100 \text{ kg}}{-46,87 \text{ N}}$$

$$t = 11,69 \text{ s}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu spomalovania:

$$s(t) = \int \left(\frac{F_V}{m} \cdot t + v_k \right) dt$$



$$s(t) = \frac{F_V}{m} \cdot \frac{t^2}{2} + v_k \cdot t$$

$$s(t) = 60,32 \text{ m}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu konštantnej rýchlosti:

$$s_{vk} = L_4 - s(t) - s_b = 500 \text{ m} - 60,32 \text{ m} = 439,68 \text{ m}$$

Úsek L_4 prejde prvý jazdec za dobu:

$$t_{L_4} = t + t_b + \frac{s_{vk}}{v_s} = 11,69 \text{ s} + \frac{439,68 \text{ m}}{2,42 \text{ ms}^{-1}} = 193 \text{ s}$$

Práca vykonaná jazdcom:

$$W_{jDE} = P_h \cdot t_h = 250 \text{ W} \cdot 193 \text{ s} = 48250 \text{ J}$$

5.2 MODELOVÁ JAZDA S REKUPERAČNÝM SYSTÉMOM

Úsek AB:

Cyklista vyráža z pokoja z bodu A. Počas jazdy dolu kopcom bude jazdec zároveň šlapať aj rekuperovať brzdením. Na začiatku zrýchluje, po čase sa rýchlosť vyrovná.

$$F_g \sin \alpha + F_h - F_r - F_{ao} - F_{vo} = 0$$

Kde F_r je sila rekuperácie

$$m g \sin \alpha - \frac{(P_r - P_h)}{v_{max}} - \frac{1}{2} S \rho C v_{max}^2 - m g \cos \alpha C_r = 0$$

$m = 85 \text{ kg} + 15 \text{ kg} + 12 \text{ kg} = 112 \text{ kg}$ - hmotnosť jazdca + hmotnosť bicykla + hmotnosť systému rekuperácie

$$P_r = 500 \text{ W}$$

$$\alpha = 5,5^\circ$$

$$112 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \cdot \sin(5,5^\circ) - 250 \text{ W} \cdot v_{max}^{-1} - 112 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \cdot \cos(5,5^\circ) \cdot 0,007 - \frac{1}{2} \cdot 1,1 \cdot 0,6 \text{ m}^2 \cdot 1,2 \text{ kg m}^{-3} \cdot v_{max}^2 = 0$$

Rovnica má tri korene:



$v_{max} = \{-16,85; 2,63; 14,22\} \text{ ms}^{-1}$, jediný zmysluplný koreň je :

$$v_{max} = 14,22 \text{ ms}^{-1}$$

Aproximácia sily vzdušného odporu:

$$F_{aoA} = \frac{-\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{min}^2\right)}{2} = -\frac{\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2}{2}$$

Aproximácia sily rekuperácie šľapania:

Jazdec začne šľapať a rekuperovať presne v momente keď týmto svojim zásahom spôsobí silovú rovnováhu.

Silové a pohybové rovnice zrýchľovania:

$$F_V = m \cdot g \cdot \sin \alpha - \frac{\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2}{2} - m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot C_r$$

$$F_V = 57,72 \text{ N}$$

Čas za ktorý dosiahne bicykel maximálnu rýchlosť:

$$t = \frac{v_{max} \cdot m}{F_V} = \frac{14,22 \text{ ms}^{-1} \cdot 112 \text{ kg}}{57,72 \text{ N}}$$

$$t = 27,6 \text{ s}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu zrýchľovania:

$$s(t) = \frac{F_V}{m} \cdot \frac{t^2}{2}$$

$$s(t) = 196,29 \text{ m}$$

Prejdená vzdialenosť za konštantnej rýchlosti:

$$s_{vmax} = L_1 - s(t) = 500 \text{ m} - 196,29 \text{ m} = 303,71 \text{ m}$$

Úsek L_1 prejde prvý jazdec za dobu:

$$t_{L_1} = t + \frac{s_{vmax}}{v_{max}} = 27,6 \text{ s} + \frac{303,71}{14,22 \text{ ms}^{-1}} = 49 \text{ s}$$

Práca vykonaná jazdcom:

$$W_{jAB} = P_h \cdot t_h = 250 \text{ W} \cdot 21,4 \text{ s} = 5350 \text{ J}$$



Energia uložená v zotrvačníku:

$$E_{zAB} = P_r \cdot t_h \cdot \eta_j = 500W \cdot 21,4s \cdot 0,54 = 5860J$$

Znovuvyužitelná energia:

$$E_{AB} = P_r \cdot t_h \cdot \eta = 0,3 \cdot 500W \cdot 21,4s = 3210J$$

Úsek BC:

Počiatočná rýchlosť cyklistu v bode B je maximálna rýchlosť z predošlého úseku. Gravitáčná sila už nepôsobí dopredne a vplyvom odporov a rekuperácie začne spomalovať až kým nenastane silová rovnováha. Úsek končí simulovanou križovatkou, v bode C je semafor na ktorom svieti červená. Cyklista musí náhle zastať a použije rekuperáciu ako brzdu. Pri jazde po rovine nerecuperuje. Rýchlosť jazdy po rovine:

$$F_h - F_{ao} - F_{vo} = 0$$

$$\frac{P_h}{v_k} - \frac{1}{2} S \rho C v_k^2 - mg C_r = 0$$

$$250W \cdot v_k^{-1} - 112kg \cdot 9,81ms^{-2} \cdot 0,007 - \frac{1}{2} \cdot 1,1 \cdot 0,6m^2 \cdot 1,2kgm^{-3} \cdot v_k^2 = 0$$

Rovnica má jeden koreň :

$$v_k = 7,82ms^{-1}$$

Aproximácia sily vzdušného odporu:

$$F_{aoA} = \frac{-\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2\right)}{2}$$

Aproximácia sily šľapania:

$$F_{hA} = \frac{F_{hmax} + F_{hmin}}{2} = \frac{(P_r - P_h) \left(\frac{1}{v_k} + \frac{1}{v_{max}}\right)}{2}$$

Silové a pohybové rovnice spomalovania:

$$F_V = -\frac{(P_r - P_h) \left(\frac{1}{v_k} + \frac{1}{v_{max}}\right)}{2} - \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_{max}^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2\right)}{2} - m \cdot g \cdot C_r$$

$$F_V = -84,48N$$



Čas za ktorý dosiahne bicykel ustálenú rýchlosť:

$$t = \frac{(v_k - v_{max}) \cdot m}{F_V}$$

$$t = \frac{(7,82 \text{ ms}^{-1} - 14,22 \text{ ms}^{-1}) \cdot 112 \text{ kg}}{-84,48 \text{ N}}$$

$$t = 8,48 \text{ s}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu spomalovania:

$$s(t) = \int \left(\frac{F_V}{m} \cdot t + v_{max} \right) dt$$

$$s(t) = \frac{F_V}{m} \cdot \frac{t^2}{2} + v_{max} \cdot t$$

$$s(t) = 93,53 \text{ m}$$

Zrýchlenie udelené brzdením rekuperáciou:

$$a_b = \frac{P_r \cdot \left(1 + \frac{1}{v_k}\right)}{m}$$

$$a_b = -2,52 \text{ ms}^{-2}$$

Čas do zastavenia:

$$t_b = \frac{(0 - v_k)}{a_b} = \frac{-7,82 \text{ ms}^{-1}}{-2,52 \text{ ms}^{-2}} = 3,1 \text{ s}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu brzdenia:

$$s_b = a_b \cdot \frac{t_b^2}{2} + v_k \cdot t_b$$

$$s_b = 12,16 \text{ m}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu konštantnej rýchlosti:

$$s_{vk} = L_2 - s(t) - s_b = 500 \text{ m} - 93,53 \text{ m} - 12,16 \text{ m} = 394,31 \text{ m}$$

Úsek L_2 prejde druhý jazdec za dobu:

$$t_{L_2} = t + t_b + \frac{s_{vk}}{v_k} = 8,48 \text{ s} + 3,1 \text{ s} + \frac{394,31 \text{ m}}{7,82 \text{ ms}^{-1}} = 62 \text{ s}$$

Práca vykonaná jazdcom:



$$W_{jBC} = P_h \cdot t_h = 250W \cdot 59s = 14750J$$

Energia uložená v zotrvačníku:

$$E_{zBC} = P_r \cdot t_h \cdot \eta_j = 500W \cdot 11,58s \cdot 0,54 = 3126,6J$$

Znovuvyužitelná energia:

$$E_{BC} = P_r \cdot t_h \cdot \eta = 0,3 \cdot 500W \cdot 11,58s = 1688,4J$$

Úsek CD:

Jazdec sa rozbieha z bodu C zo semaforu, z pokoja. Zrýchluje až kým nenastane silová rovnováha. Pokračuje stálou rýchlosťou až do bodu D. Na tomto úseku rekuperáciu nepoužíva, vie že ho čaká stúpanie a šetrí si energiu tam. Rýchlosť jazdy po rovine je známa z predošlého úseku:

$$v_k = 7,82ms^{-1}$$

Aproximácia sily vzdušného odporu:

$$F_{aoA} = \frac{-\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2}{2}$$

Aproximácia sily šľapania:

$$F_{hA} = \frac{P_h \cdot \left(1 + \frac{1}{v_k}\right)}{2}$$

Silové a pohybové rovnice zrýchľovania:

$$F_V = \frac{P_h \cdot \left(1 + \frac{1}{v_k}\right)}{2} - \frac{\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2}{2} - m \cdot g \cdot C_r$$

$$F_V = 121,22N$$

Čas za ktorý dosiahne bicykel ustálenú rýchlosť:

$$t = \frac{v_k \cdot m}{F_V}$$

$$t = \frac{7,82ms^{-1} \cdot 112kg}{121,22N}$$

$$t = 7,23s$$

Prejdená vzdialenosť za dobu zrýchľovania:



$$s(t) = \frac{F_V}{m} \cdot \frac{t^2}{2}$$

$$s(t) = 28,25 \text{ m}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu konštantnej rýchlosti:

$$s_{vk} = L_1 - s(t) = 500 \text{ m} - 28,25 \text{ m} = 471,75 \text{ m}$$

Úsek L_3 prejde druhý jazdec za dobu:

$$t_{L_3} = t + \frac{s_{vk}}{v_k} = 7,23 \text{ s} + \frac{471,75 \text{ m}}{7,82 \text{ m s}^{-1}} = 67,6 \text{ s}$$

Práca vykonaná jazdcom:

$$W_{jCD} = P_h \cdot t_h = 250 \text{ W} \cdot 67,6 \text{ s} = 16888 \text{ J}$$

Úsek DE:

Počiatočná rýchlosť cyklistu v bode D je maximálna rýchlosť z predošlého úseku. V tomto bode opäť začína stúpanie a proti pohybu pôsobí gravitačná sila. Cyklista plným výkonom systému poháňa bicykel a uvoľňuje uloženú energiu. V momente keď ju minie, spomalí a pokračuje už len šľapaním. Úsek a celá trasa končí v bode E, kde jazdec zastane pomocou brzdy. Silová rovnováha pri stúpaní s prídavným výkonom systému:

$$F_h + F_{hs} - F_g \sin \alpha - F_{ao} - F_{vo} = 0$$

$$\frac{P_h + P_r \cdot \eta_j}{v_{sh}} - mg \sin \alpha - \frac{1}{2} S \rho C v_s^2 - mg \cos \alpha C_r = 0$$

Koreň rovnice je rýchlosť ustáleného stúpania s prídavným pohonom:

$$v_s = 4,32 \text{ m s}^{-1}$$

Čas do vyčerpania naakumulovanej energie:

$$t_s = \frac{\sum E_z}{P_r} = \frac{5860 \text{ J} + 3126,6 \text{ J}}{500 \text{ W}} = 17,97 \text{ s}$$

Prejdená dráha počas asistencie systémom:

$$s_s = v_s \cdot t_s = 77,64 \text{ m}$$

Silová rovnováha pri stúpaní:

$$F_h - F_g \sin \alpha - F_{ao} - F_{vo} = 0$$



$$\frac{P_h}{v_{sh}} - mg \sin \alpha - \frac{1}{2} S \rho C v_s^2 - mg \cos \alpha C_r = 0$$

Koreň rovnice je rýchlosť ustáleného stúpania:

$$v_s = 2,17 \text{ ms}^{-1}$$

Aproximácia sily vzdušného odporu:

$$F_{aoA} = \frac{-\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_s^2\right)}{2}$$

Aproximácia sily šlapania:

$$F_{hA} = \frac{F_{hmax} + F_{hmin}}{2} = \frac{\frac{P_h + P_r \cdot \eta_j}{v_s} - \frac{P_h + P_r \cdot \eta_j}{v_k}}{2}$$

Silové a pohybové rovnice spomalovania:

$$F_V = \frac{\frac{P_h + P_r \cdot \eta_j}{v_s} + \frac{P_h + P_r \cdot \eta_j}{v_k}}{2} - \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_k^2 + \frac{1}{2} \cdot S \cdot \rho \cdot C \cdot v_s^2\right)}{2} - m \cdot g \cdot \sin \alpha - m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot C_r$$

$$F_V = 35,29 \text{ N}$$

Čas za ktorý dosiahne bicykel ustálenú rýchlosť:

$$t = \frac{(v_s - v_k) \cdot m}{F_V}$$

$$t = \frac{(4,32 \text{ ms}^{-1} - 7,82 \text{ ms}^{-1}) \cdot 112 \text{ kg}}{-35,29 \text{ N}}$$

$$t = 11,1 \text{ s}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu spomalovania:

$$s_{(t)} = \frac{F_V}{m} \cdot \frac{t^2}{2} + v_k \cdot t$$

$$s_{(t)} = 67,39 \text{ m}$$

Prejdená vzdialenosť za dobu konštantnej rýchlosti:

$$s_{vk} = L_4 - s_{(t)} - s_b = 500 \text{ m} - 67,39 \text{ m} - 77,64 \text{ m} = 354,97 \text{ m}$$

Úsek L_4 prejde druhý jazdec za dobu:



$$t_{L_4} = t + t_s + \frac{s_{vk}}{v_s} = 11,1 s + 17,97 s + \frac{354,97 m}{2,42 ms^{-1}} = 176 s$$

Práca vykonaná jazdcom:

$$W_{jDE} = P_h \cdot t_h = 250 W \cdot 176 s = 44000 J$$

Tab 2. Výsledky energetickej bilancie

Úseky	Bez rekuperácie		S rekuperáciou		
	Čas	Práca jazdca	Čas	Práca jazdca	Znovuvyužitá energia
	t[s]	W[J]	t[s]	W[J]	E[J]
AB	32	8000	49	5350	3210
BC	56	13157	62	14750	1688
CD	66,5	16625	67,6	16888	-
DE	193	48250	176	44000	-
Celkovo	347,5	86032	354,6	80988	4898

Výsledky energetickej bilancie sú nejednoznačné. Na trase dlhej 2 km s prevýšením 48m dokázal rekuperačný systém znovuvyužiť 4898 J brzdné energie. V porovnaní s bicyklom bez rekuperácie bol o 7 sekúnd pomalší, ale jazdec musel vynaložiť o 5 kJ menej energie. Otázne však je aký by bol rozdiel ak by ich čas bol rovnaký. Podľa týchto výsledkov je systém v porovnaní s bežným bicyklom energeticky efektívnejší o približne 6%. Na to aby znamenal skutočný prínos by bolo nutné aby to bolo niekoľkonásobne viac.



ZÁVER

Všetky ciele práce boli úspešne splnené. Na začiatku bola problematika teoreticky preskúmaná. Podarilo sa dosiahnuť parametre rotora, ktoré sa približujú parametrom, ktoré vyplývajú z teórie návrhu ideálneho rotora a pevnostná analýza potvrdila predpokladané maximálne napätie v rotore. Boli zvážené aspekty gyroskopických momentov rovnako ako ostatné praktické problémy spojené s takýmto zariadením. V energetickej bilancii sa nedostavil výsledok ktorý by výrazne potvrdil prínos systému. V porovnaní s vplyvom odporu vzduchu sa zdá byť takmer zbytočné rekuperovať kinetickú energiu bicykla. Zlepšenie aerodynamiky by zrejme prinieslo väčšie zvýšenie efektivity ako rekuperácia. Najväčšie problémy súvisia s hnacím ústrojenstvom, ktoré by bolo bicyklu neprimerane zložité a drahé. Jedným z hlavných cieľov práce bolo zhodnotiť použiteľnosť takéhoto systému v HPV:

V HPV je nevhodné používať zotrvačnik na rekuperáciu energie, pre jeho veľkú hmotnosť, nízku účinnosť a vysokú cenu. Tieto systémy majú perspektívu a zmysel pri zariadeniach a vozidlách väčších merítiek.



POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] RENSBURG, P. Energy storage in composite flywheel rotors. Stellenbosch University, 2011. 91s. Supervisor: Prof. Albert A. Groenwold
- [2] Makeitfrom [online]. 2009 [cit. 2013-05-23]. <http://www.makeitfrom.com/>
- [3] Flywheel energy storage systems: Review and simulation for an isolated wind power system [online]. 2012 [cit. 2013-05-23].
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032112004777>
- [4] Active magnetic bearings - chances and limitations [online]. 2010 [cit. 2013-05-23].
http://www.mcgs.ch/web-content/AMB-chances_and_limit.pdf
- [5] Development of Superconducting Magnetic Bearings [online]. 2007 [cit. 2013-05-23].
<https://webform.rtri.or.jp/ent/entry/backnumbers/19/RTA-19-111.pdf>
- [6] Design and Analysis of a Novel Low Loss Homopolar Electrodynamic Bearing [online]. 2005 [cit. 2013-05-23]. <http://www.magnet.se/Dokument/PhDThesis.pdf>
- [7] Japanese Researchers Breakthrough 96% Electric Motor Efficiency [online]. 2009 [cit. 2013-05-23].:
<http://newenergyandfuel.com/http://newenergyandfuel.com/2009/04/06/japanese-researchers-breakthrough-96-electric-motor-efficiency/>
- [8] Torotrak: transmission for the future [online]. 2010 [cit. 2013-05-23].
<http://innovationnow.raeng.org.uk/innovations/default.aspx?item=16>
- [9] Flybrid F1 KERS [online]. [cit. 2013-05-23] .
<http://www.flybridsystems.com/F1System.html>
- [10] Magnetic gears and couplings [online]. [cit. 2013-05-23].
<http://www.magnetpowertransmission.com/>
- [11] Gyrobus: a great idea takes a spin [online]. 2008 [cit. 2013-05-23].
http://photo.proaktiva.eu/digest/2008_gyrobus.html
- [12] The Chrysler Patriot: Turbine-Powered Hybrid Racing Car [online]. [cit. 2013-05-23].
<http://www.allpar.com/model/patriot.html>
- [13] Flybus to start testing first flywheel hybrid bus [online]. 2011 [cit. 2013-05-23].
<http://www.ricardo.com/Documents/PRs%20pdf/PRs%202011/Flybus%20to%20start%20testing%20first%20flywheel%20hybrid%20bus.pdf>
- [14] Flywheel Bicycle [online]. [cit. 2013-05-23]. <http://www.flixy.com/flywheel-bicycle.htm#.UZ2U9If0Fil>



- [15] A Bike That Uses Its Brakes for a Speed Boost [online]. 2011 [cit. 2013-05-23].
<http://blogs.scientificamerican.com/observations/2011/06/24/a-bike-that-uses-its-brakes-for-a-speed-boost-and-other-student-engineer-inventions-video/>
- [16] Cycling Pedalling Frequency [online]. 2011 [cit. 2013-05-23].
<http://www.training4cyclists.com/cycling-pedalling-frequency-%E2%80%93-fast-or-slow/>
- [17] Zuma variator [online]. [cit. 2013-05-23].
<http://www.teamcalamari.com/zuma/variator.html>
- [18] Malossi variator [online]. [cit. 2013-05-23].
<http://majestyusa.com/forums//viewtopic.php?f=16&t=903>
- [19] Fallbrook technologies [online]. [cit. 2013-05-23].
<http://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology>
- [20] ASRLAN, Mehmet Ali. Flywheel geometry design for improved energy storage using finite element analysis [online]. 2008 [cit. 2013-05-23].
<http://discover.tudelft.nl:8888/recordview/view?recordId=Elsevier%3Aelsevier%3ACXT0207A%3A02613069%3A00290002%3A07000295&language=en>
- [21] Ibsco [online]. [cit. 2013-05-23]. <http://www.ibsco.com/>
- [22] Abbess vacuum pumps [online]. [cit. 2013-05-23].
<http://www.abbess.com/vacuum/pumps>
- [23] Human-powered transport [online]. [cit. 2013-05-23].
http://en.wikipedia.org/wiki/Human--powered_transport?oldid=26