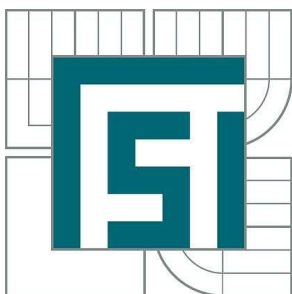


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

ZKUŠEBNÍ STANICE PRO TESTOVÁNÍ RÁMU A VIDLICE KOLOBĚŽKY

TEST STAND FOR TESTING OF FRAME AND FORK OF SCOOTER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MAREK KOSTKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN BRANDEJS, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Marek Kostka

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

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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:

Zkušební stanice pro testování rámu a vidlice koloběžky

v anglickém jazyce:

Test stand for testing of frame and fork of scooter

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh zkušebního standu pro cyklické namáhání rámu a vidlice koloběžky s těmito parametry: zatížení 50 až 150 kg, zatěžovací frekvence 10 až 120 1/min.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Koncepční řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, návrhový výkres

Typ práce: konstrukční; Účel práce: výzkum a vývoj

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2015.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam odborné literatury:

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, Ch.R., BUDYNAS, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jan Brandejs, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh konstrukce zkušební stanice pro testování cyklického namáhání rámu a vidlice koloběžky. Při zatížení člověkem o hmotnosti 50 až 150 kg a frekvenci odrazu 10 až 120 1/min. Struktura této práce je rozdělena do čtyř hlavních částí. V první části je tato práce orientována na současné požadavky pro koloběžky. Je zde také popsáno konstrukční řešení jiných testovacích stanic. V další části je provedena analýza působících sil na koloběžku a definovány jednotlivé parametry pro testovací stanici. Ve třetí kapitole je uveden možný přístup k řešení zkušební stanice a jednotlivým konstrukčním uzlů. Poslední kapitola pojednává o výsledném návrhu konstrukčního řešení zkušební stanice.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zkušební stanice, koloběžka, konstrukce, cyklické namáhání, rám, vidlice

ABSTRACT

The aim of this bachelor thesis is construction design of the testing station for tests of cyclical straining of the frame and fork of the footbike in loading by men in weight from 50 to 150 kg and in kick frequency from 10 to 120 kicks per minute. The format of this work is divided into four main parts. In the first part is this work orientated to actual demands of the footbike. In this part is also described construction design and solution of other testing stations. In other part of this work is accomplished analysis of powers which influent footbike and there are defined particular parameters for testing station. In the third part is described possible approach to solution of testing station and to particular constructional nodes. Last part of this work talks about the resulting proposal of constructional design of the testing station.

KEY WORDS

Test stand, footbike, construction, cyclic stress, frame, fork

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOSTKA, M. *Zkušební stanice pro testování rámu a vidlice koloběžky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 52 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jan Brandejs, CSc..

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych rád poděkoval panu doc. Ing. Jan Brandejsovi, CSc., za příkladné vedení mé bakalářské práce. Velké poděkování také patří panu doc. Ing. Ivanovi Mazůrkovi, CSc., za zapůjčení měřících přístrojů a za poskytnuté cenné rady. V neposlední řadě také mé rodině a přátelům za udělenou podporu při studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma *Zkušební stanice pro testování rámu a vidlice koloběžky*, zpracoval samostatně. S využitím odborné literatury a veřejně dostupných zdrojů, uvedených v seznamu použité literatury. Pod vedením pana doc. Ing. Jana Brandejse, CSc..

V Brně dne:.....

Podpis:.....

OBSAH

ÚVOD	13
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU A POZNÁNÍ	14
1.1 Současné požadavky na koloběžky	14
1.2 Hlavní části koloběžky	14
1.3 Síly působící na koloběžku	14
1.3.1 Technika jízdy na koloběžce	15
1.4 Norma pro konstrukci koloběžky	15
1.5 Kompletní testovací stanice	16
1.5.1 Testovací stanice od firmy BMD	16
1.5.2 Testovací stanice HT-2332	17
2 Analýza problému a cíl práce	19
2.1 Cíl práce	19
2.2 Měření působících sil	20
2.2.1 Průběh měření	20
2.3 Jednotlivá měření	21
2.3.1 Statické zatížení	22
2.3.2 Maximální odrazová síla	22
2.3.3 Síly působící při zhoupnutí jezdce	22
2.3.4 Interval působících sil při odrazu	23
2.3.5 Zhodnocení výsledků	23
3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	27
3.1 Varianta řešení 1	27
3.2 Varianta řešení 2	28
3.3 Rám	28
3.3.1 Systém hliníkových profilů	28
3.3.2 Ocelový svařenec	29
3.3.3 Ustavení	30
3.4 Hnací členy	30
3.4.1 Bubnové motory	30
3.4.2 Hnaný a hnací buben s elektromotorem	31
3.5 Tažné členy	31
3.5.1 Převody s klínovými řemeny	32
3.6 Zatěžující prvky	32
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	34
4.1 Rám	34
4.1.1 Výběr profilu	35
4.1.2 Spojení profilů a ustavení	35
4.1.3 Kontrolní výpočet	36
4.2 Zatěžující prvky	38
4.2.1 Zatížení působící na řídítka	38
4.2.2 Zatížení působící na nášlapnou plochu	39
4.3 Hnací systém kol	40
4.3.1 Hnací a hnaný buben	41
4.3.2 Stanovení výkonu elektromotoru a otáček	41
4.3.3 Tažné členy	43
4.4 Ustavení koloběžky	44

4.5 Opláštění	45
5 DISKUZE	46
6 ZÁVĚR	47
7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	48
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	50
8.1 Seznam zkratk	50
8.2 Seznam symbolů a veličin	50
9 Seznam použitých obrázků tabulek a příloh	52
9.1 Seznam obrázků	52
9.2 Seznam tabulek	52
9.3 Seznam příloh	52

ÚVOD

V současné době zažívá koloběh velký rozmach mezi širokou veřejností. Koloběžky již nejsou vnímány jen jako hračky pro děti, ale stávají se nedílnou součástí životního stylu a jsou využívány jako sportovní nářadí či dopravní prostředek do měst. Tento fakt klade velké nároky na vývoj a výrobu různých typů koloběžek. V současné době na trhu bohužel neexistuje uspokojivé řešení experimentálního testování únavy konstrukce koloběžky při cyklickém namáhání.

To bylo také podmětem k vytvoření mé práce. Rozhodl jsem se tedy pro návrh konstrukce testovací stanice, která by simulovala reálné dynamické zatížení při jízdě a pomohla tak ověřit teoretické návrhy jednotlivých částí koloběžky, a to převážně rámu a vidlice koloběžky. Tato testovací stanice může následně sloužit také pro prezentační účely na firemních akcích. Cílem této práce bylo navrhnout takové řešení, které by bylo finančně dostupné a bylo schopné rozdílného nastavení pro jednotlivé velikosti koloběžek, a to od velikosti předního kola 16“ až 28“ a zadního kola od velikosti 12“ až po 28“. To znamená, že testovací stanice musí být nastavitelná od rozvoru kol 850 mm, až po rozvor kol 1300 mm. Dalším kritériem byla možnost nastavení ekvivalentního zatížení člověkem o hmotnosti 50 až 150 kg při frekvenci odrazu 10 až 120 1/min.

Struktura mé práce se skládá ze čtyř hlavních částí. V první části jsou uvedeny současné požadavky na koloběžky a popsány různé provedení jiných testovacích stanic. V další části se zabývám analýzou působících sil a jsou zde definovány parametry, které musí testovací stanice splňovat. Na to navazuje uvažované koncepční řešení. Zde jsou také popsány přístupy k jednotlivým konstrukčním uzlům. V poslední kapitole popisují mé finální konstrukční řešení.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU A POZNÁNÍ

1.1 Současné požadavky na koloběžky

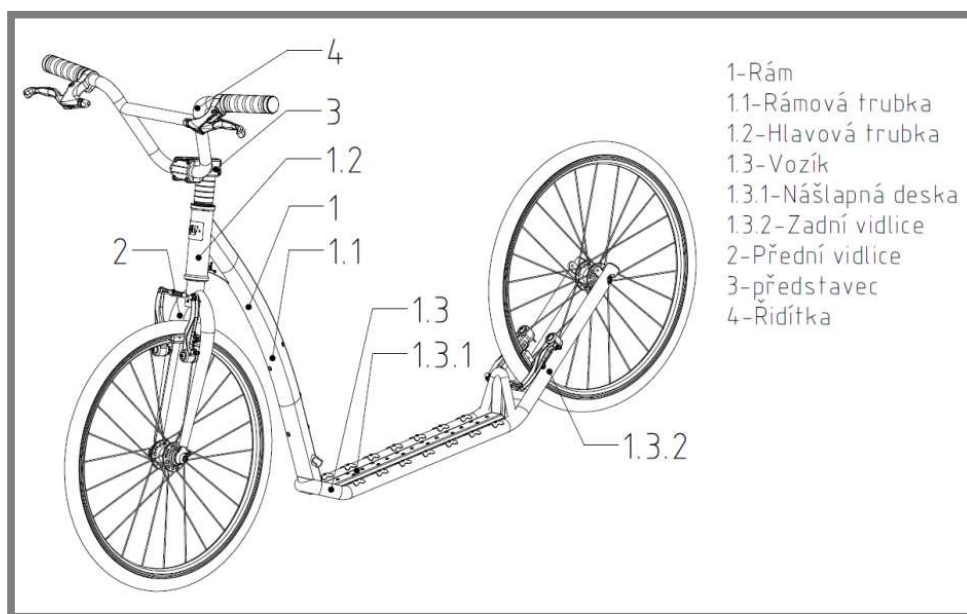
Nároky na koloběžky každým rokem rostou, a proto je nutné zdokonalovat návrh, testování a kvalitu výroby. U koloběžek je velice důležitá světlost nášlapu nad zemí, tzv. výška nášlapné plochy, kde stojí jezdec a to včetně nosného prvku určeného pro stojnou nohu. Důvodem je snížení námahy stehenního svalu při odrazu. V současnosti je trend světlost koloběžek snižovat a to vede ke značným problémům. Rám koloběžky totiž musí odolat nárazům a opotřebení vlivem časté kolize s povrchem vozovky, proto je nutné tento fakt při návrhu koloběžky brát v úvahu. Spodní část rámu tedy musí být pro tyto účely uzpůsobena.

Dalším důležitým parametrem je optimální tuhost rámu při zachování přijatelné hmotnosti. Pokud by rám nebyl dostatečně tuhý, docházelo by ke ztrátě energie při odrazu. Na druhou stranu, příliš tuhý rám je pro jezdce nepohodlný. Je tedy třeba volit optimální míru tuhosti pro jednotlivé typy použití.

1.2 Hlavní části koloběžky

Pro návrh konstrukce testovací stanice je nutné definovat si jednotlivé části koloběžky. Nejdůležitější částí koloběžky je rám a vidlice. Rám se skládá z rámové trubky, v praxi nazývané také jako „rámovka“, dále pak z hlavové trubky a tzv. vozíku. Ten je tvořen nášlapnou plochou a zadní vidlicí pro upevnění zadního kola. Konstrukce rámu koloběžky je velice specifická. Rám je totiž na rozdíl od cyklistického rámu otevřený podobnému tvaru písmene U a tvoří tedy uzavřenou konstrukci. To způsobuje značné nároky na jednotlivé konstrukční uzly.

Přední vidlice slouží k upevnění předního kola a řídítek, ty jsou upevněny v představci. Koloběžka musí mít také dvě na sobě nezávislé brzdy.



Obr. 1 Hlavní části koloběžky

1.3 Síly působící na koloběžku

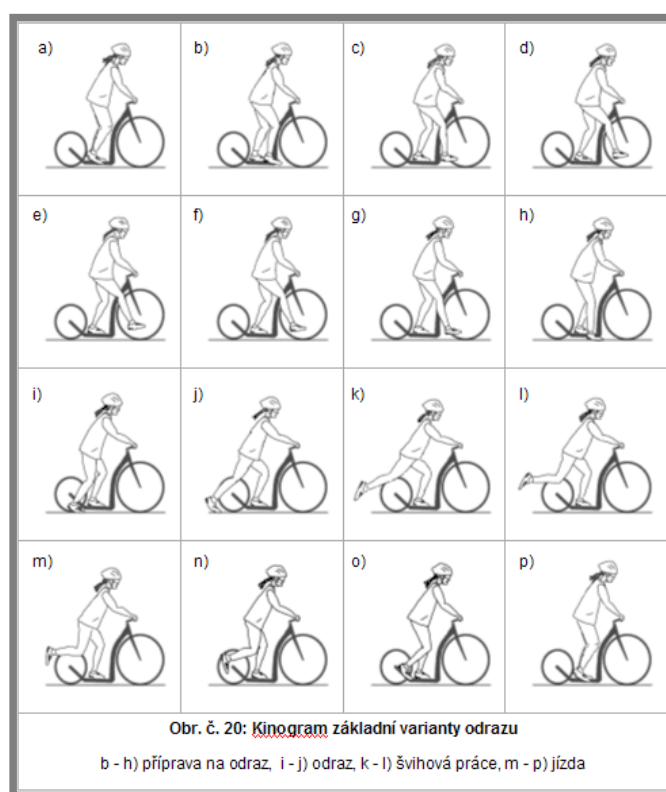
1.3

Hlavní síly působící na koloběžku při jízdě jsou vyvolány jezdce, dále nerovnostmi na vozovce a při brždění, kdy člověk svojí hmotností vlivem zrychlení (zpomalení) působí na řídítka koloběžky.

1.3.1 Technika jízdy na koloběžce

1.3.1

Existuje mnoho technik jízdy na koloběžce. Ty se liší převážně silou a frekvencí odrazu. Jezdec vždy stojí jednou nohou pevně na nášlapné ploše a druhá dolní končetina slouží jako odrazová, kdy se převážná část energie přenáší špičkou boty. Základem těchto technik je několik fází. Základní fáze je příprava na odraz, kdy je odrazová noha přizvednuta zhruba do oblasti nad osu předního kola. Následuje odraz, kdy se odrazová noha vrací zpět k povrchu a při dotyku nastává jízda, kdy se koloběžka uvádí do pohybu [1].



Obr. 2 Základní varianta odrazu [1]

1.4 Norma pro konstrukci koloběžky

1.4

V České republice musí koloběžky splňovat normu ČSN EN 14619 pro konstrukci koloběžek. Po prostudování této normy je však nutné říci, že nepokrývá současné požadavky při návrhu a testování koloběžky. Proto má většina výrobců vlastní interní normy, které jsou přísnější a zahrnují více testovaných kritérií. Norma se totiž z převážné části zabývá malými skládacími koloběžkami opatřenými koly z in-line bruslí. To je samozřejmě při současném trendu konstrukce velkých koloběžek pro širokou veřejnost nedostačující. Proto bylo nutné definovat si vlastní parametry zatěžování [2].

1.5 Kompletní testovací stanice

Jelikož v současnosti neexistuje komerčně dostupné řešení kompletní testovací stanice pro koloběžky, bylo nutné vzít v úvahu nejbližší podobné řešení a to testovací stanice pro jízdní kola. Tyto stanice existují v různých provedeních. Většinou ale pracují na obdobném principu, kdy jsou kola poháněna bubny, a rám je zatížen závažím.

Dále existují testovací stanice pro jednotlivé části jízdního kola. Ty jsou například určeny pro testování vidlic, rámu či pedálů. V mém případě jsem se však zaměřil jen na kompletní testovací stanice.

Je však nutné podotknout, že většina výrobců si testovací stanice navrhuje dle svých kritérií, které bývají přísnější než příslušné normy pro jednotlivé státy. To samozřejmě znamená velké know-how výrobců, kteří si ho dobře střeží. Na trhu proto lze nalézt jen malé množství testovacích stanic [3][4][5][6].

1.5.1 Testovací stanice od firmy BMD

Nizozemská firma BMD se zabývá především stroji na vyplétání kol. V současnosti také nabízí stanici na kompletní testování jízdních kol. Stanice splňuje příslušné EN normy a DIN+ standart.

Kolo je umístěno na dvou rotujících bubnech poháněných dvěma elektrickými motory. Na bubnech jsou umístěny pohyblivé retardéry simulující nerovnosti na vozovce. Rychlost otáčení těchto bubnů lze měnit v závislosti na čase nebo také nastavit náhodnou proměnlivou rychlost. Upevnění kola je zajištěno pomocí fixních pásů a pružin. Simulace zatížení je zajištěna závažím umístěného na řídítkách, sedle a pedálech. Stanice je vyrobena ze stavebnicového systému z hliníkových profilů a celá je zakrytována plexisklem zabraňující možnému kontaktu obsluhy s rotujícími částmi.

Nevýhodou tohoto zařízení je, že působící zatížení je realizováno pouze závažím, a proto nesimuluje dynamické účinky od člověka při jízdě [3][4].

Tab. 1 Parametry kompletní testovací stanice od firmy BMD [4]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Maximální hnací síla	N	1000
Testovací rychlost	km/h	0-30
Příkon	kW	4,5
Výška	mm	2600
Šířka	mm	1700
Délka	mm	2500
Hmotnost	kg	400



Obr. 3 Kompletní testovací stanice od firmy BMD [4]

1.5.2 Testovací stanice HT-2332

1.5.2

Dalším výrobcem testovacích stanic je tajwanská společnost Hung Ta Instruments zabývající se konstrukcí testovacích stanic pro různá odvětví. V jejich sortimentu lze nalézt různá provedení testovacích stanic, jak pro jednotlivé části, tak pro celé kolo.

Stanice s modelovým označením HT-2332 opět disponuje hnacím a hnaným bubnem poháněným elektromotorem. Retardéry umístěné na povrchu bubnů simulují nerovnosti na vozovce. Jízdní kolo je upevněno pomocí vodících lišt, které umožňují pohyb ve 2 směrech a to ve vertikálním i horizontálním. To umožňuje udržet kolo v jízdní poloze. Dalším vodícím prvkem jsou boční vodící rolny zajišťující boční vedení a zamezující otáčení řídítek. Zatížení je zde nahrazeno pouze statickým závažím. Na rozdíl od předchozí stanice je zde simulováno „šlapání“. Na pedálech je umístěno závaží a středy klik jsou napojeny na elektromotor, který otáčí klikami pedálů.

Výhodou této testovací stanice je simulace brždění, kdy je v určitém časovém intervalu stisknuta brzdová páka, a tím dochází k brždění. Pro co nejreálnější simulaci podmínek při brždění na brzdové špalky proudí voda pro zhoršení adheze povrchu. Při simulaci brždění bohužel nedochází k působení setrvačných sil od jezdce. Zařízení není chráněno žádnou konstrukcí.

Možnost simulovat povětrnostní podmínky je realizována větrákem. Výrobce garantuje splnění norem pro testování jízdních kol dle standardů jednotlivých zemí. S parametry udávaných výrobcem lze bohužel dohledat pouze rozsah rychlostí sedm až dvacet pět km/h [5][6][7].



Obr. 4 Kompletní testovací stanice HT-2332 [6]

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2

2.1 Cíl práce

2.1

Cílem této práce je návrh konstrukce kompletní testovací stanice, která bude schopna simulovat jízdu jezdce o hmotnosti 50 až 150 kg na koloběžce při frekvenci odrazu 10 až 120 1/min a to včetně vlivu nerovností na vozovce. To pomůže ověřit návrhové výpočty a životnost hlavních částí koloběžky při cyklickém namáhání a to převážně rámu a vidlice. Tato stanice musí být rozměrově přenastavitelná pro různé velikosti a typy koloběžek.

Pro simulaci dynamických sil od jezdce bude užito dvou zatěžovacích elementů, kde bude možnost regulovat zatěžující síly v určitých cyklech. Pro určení přesných křivek zatěžování bude třeba provést rozsáhlá měření. Rozsah této bakalářské práce se zabývá pouze měřením orientačních sil, které pomohou vhodně nadimenzovat testovací stanici. Zatěžovací elementy musí být posuvné ve vertikálním a vodorovném směru. Tento fakt umožní rozměrovou variabilitu pro různé velikosti koloběžek, ale také umožní nastavení požadovaného úhlu působící síly.

Simulace vlivu vozovky bude realizována pomocí dvou rotujících bubnů s retardéry. Toto zatěžování taktéž bude sloužit k ověření životnosti kol koloběžky. Vliv okolního prostředí a simulaci setrvačných sil při brždění na koloběžce nebude tato testovací stanice obsahovat.

Návrh konstrukce bude volen s ohledem na co největší možné množství využití nakupovaných dílů. Dále pak musí být zajištěn pohodlný transport, díky kterému bude možné testovací stanici využívat i pro prezentační účely, například na výstavách. Cílem této práce nebude návrh elektrických a dalších rozvodů.

V tabulkách 2 a 3 lze nalézt základní parametry zatěžování a rozsah nastavení. Vnější rozměry koloběžky jsou vždy uváděny v nejvzdálenějších bodech.

Tab. 2 Základní parametry zatěžování

Parametr	Jednotka	Hodnota
Hmotnost člověka	kg	50 až 150
Testovací rychlost	km/h	0 až 40
Frekvence odrazů	1/min	10 až 120

Tab. 3 Rozsah nastavení

Parametr	Jednotka	Hodnota
Velikost předního kola	"	16 až 28
Velikost zadního kola	"	12 až 28
Rozvor kol	mm	800 až 1300
Délka koloběžky	mm	1200 až 2050
Výška koloběžky	mm	650 až 1150
Šířka řídítek koloběžky	mm	480 až 680

2.2 Měření působících sil

Pro dimenzování testovací stanice bylo nutné určit přibližné zatěžovací síly působící na koloběžku při jízdě. Jelikož dosud neexistuje veřejná studie měření těchto sil, bylo zapotřebí realizovat alespoň přibližné měření. Mé měření je tedy velice orientační. Pro nastavení konkrétních parametrů zatěžování testovací stanice bude třeba provést rozsáhlejší a přesnější měření, například tenzometrické měření. Je třeba také brát v úvahu fakt, že rozdílná velikost či geometrie koloběžky ale i styl odrazu každého jezdce bude mít za následek působení jiné velikosti a směru sil.

Pro měření byly použity přenosné automobilové váhy vyrobené firmou TannerRacing v počtu 4 kusů. Tyto váhy byly rozmístěny dle obrázku 5. Koloběžka byla pevně zapřena o zeď a následně zatěžována. Měření bylo realizováno na koloběžce Kostka TOUR 3.

Tab. 4 Testovaná osoba (muž)

Parametr	Jednotka	Hodnota
Hmotnost	kg	112
Výška postavy	cm	191

Tab. 5 Parametry testovaného objektu (Koloběžka Kostka TOUR 3) [8]

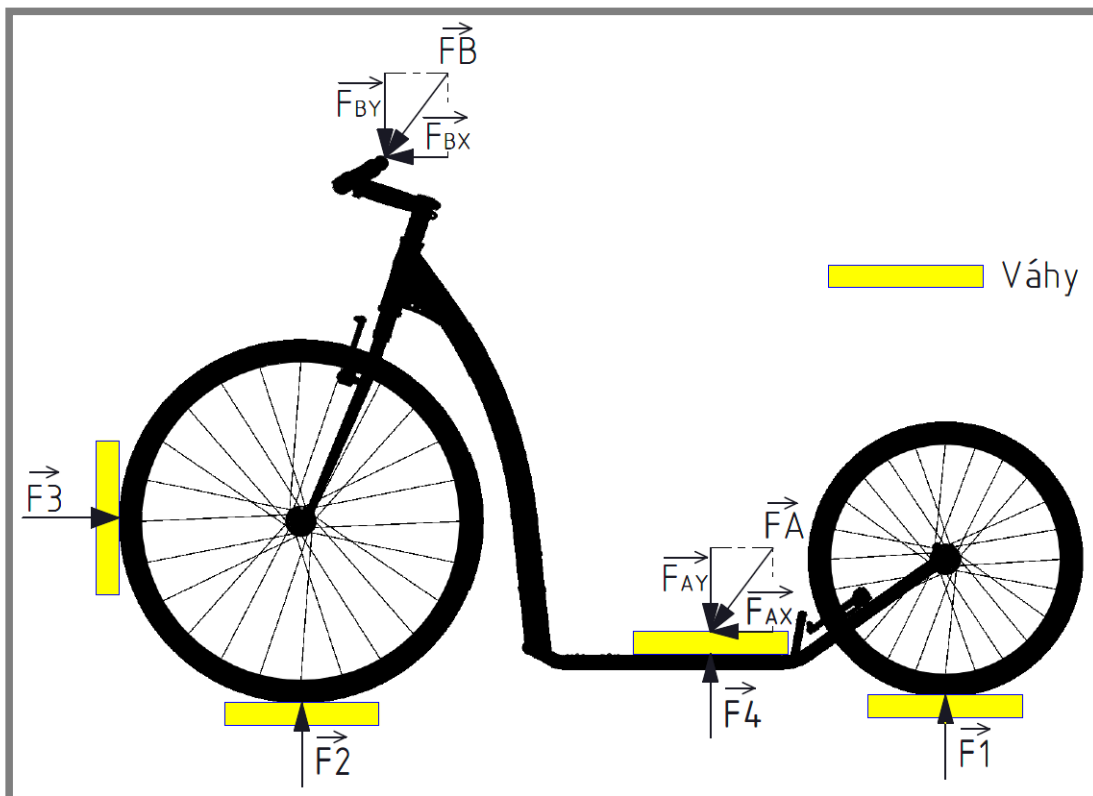
Parametr	Jednotka	Hodnota
Celková délka	mm	1735
Rozvor kol	mm	1160
Délka nášlapné plochy	mm	420
Výška řídítek	mm	1000
Hmotnost	kg	9
Nosnost	kg	150
Velikost předního kola	"	26
Velikost zadního kola	"	20

2.2.1 Průběh měření

Na obrázku 5 je zobrazeno rozmístění vah, které měřily reakční síly. Váhy byly rozmístěny následujícím způsobem. Pod každým kolem byla umístěna váha (přední kolo ($\vec{F}_2$), zadní kolo ($\vec{F}_1$)) tak, aby bylo možné určit přibližné rozložení radiálně působících sil mezi předním a zadním kolem. Další váha byla umístěna na nášlapné ploše koloběžky ($\vec{F}_4$). Tato váha byla klíčová, jelikož poskytovala údaj o velikosti hlavní radiální složky síly působící od jezdce v místě stojné dolní končetiny. Jediný údaj o působících axiálních silách poskytovala váha ($\vec{F}_3$) upevněna před předním kolem. Tato váha byla umístěna na zdi.

Je zřejmé, že pouhé 4 známé síly nedokáží přesně popsat velikost a směr působících sil, které je třeba znát pro nastavení zatěžujících elementů, avšak pro návrh testovací stanice by měly být dostačující. Do obrázku jsem taktéž zakreslil předpokládaný směr působících sil při zatěžování. Jejich přesný směr a velikost ovšem nedokáží určit. Tyto síly jsou označené jako $\vec{F}_A$, což je výsledná síla působící od jezdce na

nášlapnou plochu koloběžky a její složky ($\vec{F}_{AX}, \vec{F}_{AY}$), dále pak výslednice $\vec{F}_B$ působící od jezdce na řídítka a její složky ($\vec{F}_{BX}, \vec{F}_{BY}$). U reakcí $\vec{F}_2$ a $\vec{F}_1$ byla odečtena hmotnost váhy (8 kg), umístěné na nášlapné ploše koloběžky.



Obr. 5 Rozmístění vah a sil na koloběžce Kostka TOUR 3

Provedl jsem 5 nezávislých měření pro jednotlivé typy zatěžování. Z těchto měření jsem následně stanovil aritmetický průměr. Veškerá měření byla natáčena pomocí kamery, kde byl na záběru současně vidět odraz jezdce a také výstupní displej od měřicích vah. Následně jsem provedl analýzu těchto výsledků tak, že jsem z výsledných videí odečítal extrémy hodnot zobrazované na displeji. Jak jsem již podotknul, váhy měly velkou odezvu, a to mohlo vnést další nepřesnosti při měření. Rozdíl výšky po umístění vah pod koloběžku a nášlapnou plochou byl dorovnán upravenou paletou, která byla pevně ukotvena.

2.3 Jednotlivá měření

2.3

Provedl jsem čtyři různé druhy zatěžování koloběžky, a to statické zatížení koloběžky, dále pak měření maximální odrazové síly, maximální působící síly při zhoupnutí jezdce na koloběžce a v neposlední řadě jsem měřil interval síly při odrazu.

2.3.1 Statické zatížení

Kdy testovaná osoba pouze stála na nášlapu testované koloběžky. Jediné měření, které nebylo zprůměrováno. Byly naměřeny hodnoty uvedené v *tabulce 6*.

Tab. 6 Síly naměřené při statické zátěži

F1 [N]	F2 [N]	F3 [N]	F4 [N]
650	530	0	1120

Jelikož měření probíhalo bez odrazu testované osoby, je tedy velikost celkové axiální síly F3 nulová. Zatěžující síla je rozložena nerovnoměrně a to přibližně v poměru 55 % na zadní kolo a 45 % na přední kolo. Součet síly F3, F2 a hmotnosti koloběžky 9 kg se přibližně rovná velikosti síly F4. Liší se jen nepatrně.

2.3.2 Maximální odrazová síla

Při maximálním odrazu, kdy testovaná osoba vyvíjela maximální možnou sílu proti zdi, kterou byla schopna vyvinout. Tento stav lze brát jako celkovou maximální axiální složku působící na koloběžku při odrazu.

Tab. 7 Síly naměřené při maximální síle vyvinuté při odrazu

Číslo měření	F1 [N]	F2 [N]	F3 [N]	F4 [N]
1	150	600	250	510
2	140	690	220	520
3	100	670	270	450
4	90	620	290	420
5	110	660	260	480
Průměr	118	656	258	476

Jak je uvedeno v *tabulce 7*, maximální velikost celkové axiální síly F3 byla 290 N a průměrná velikost síly F3 = 258 N. Rozložení sil na kola bylo průměrně 15 % na zadní kolo a 85 % na přední kolo. Dle rozložení sil je patrné, že pokud jezdec vyvine maximální odrazovou sílu, je zadní část koloběžky zatížena jen mírně, veškerá síla je tedy přenášena hlavně přední částí koloběžky.

2.3.3 Síly působící při zhoupnutí jezdce

Při tomto měření stál jezdec na nášlapu koloběžky snožmo a snažil se zhoupnout na koloběžce tak, aby vyvolal co největší možnou sílu. Pro představu si lze toto měření představit tak, jako by jezdec na koloběžce poskočil, s tou změnou, že dolní končetiny zůstávají na nášlapné ploše koloběžky.

Tab. 8 Síly naměřené při zhoupnutí jezdce na koloběžce

Číslo měření	F1 [N]	F2 [N]	F3 [N]	F4 [N]
1	950	610	0	1600
2	860	660	0	1550
3	1100	840	0	1740
4	880	720	0	1530
5	990	770	0	1730
Průměr	956	720	0	1630

Z uvedené tabulky je patrné, že zde vznikají největší velikosti radiálních sil působící na nášlapnou plochu koloběžky. A to tedy průměrně $F_4 = 1630$ N. Pokud vezmu v úvahu fakt, že člověk působí tíhovou silou na koloběžku při statickém zatížení 1120 N, je jeho hmotnost při dynamické zátěži navýšena o 45,5 %.

2.3.4 Interval působících sil při odrazu

2.3.4

Toto měření mělo za úkol zjistit rozdíl působících sil na začátku a konci odrazu tzv. minima a maxima.

Tab. 9 Interval síly při odrazu

Číslo měření	F1 [N]		F2 [N]		F3 [N]		F4 [N]	
	min	max	min	max	min	max	min	max
1	160	450	340	650	80	190	200	710
2	150	480	280	660	70	170	180	850
3	220	310	310	750	60	260	230	730
4	180	500	260	590	60	120	190	700
5	180	400	320	760	60	160	210	820
Průměr	178	428	302	682	66	180	202	762

Jak je možné vidět v tabulce 9, průměrný rozdíl velikosti sil F1 mezi minimem a maximem je 41%. Rozdíl velikosti síly F2 je 39% dále pak u F3 se pohybuje okolo 46 %. Největší rozdíl byl u velikosti síly F4 a to 58 %.

2.3.5 Zhodnocení výsledků

2.3.5

Největší problém při vyhodnocení výsledků byl, že jsem znal pouze celkovou axiální sílu. Z toho důvodu jsem tuto sílu používal jako sílu působící jak na řídítka, tak i na nášlapnou plochu. To tedy znamená, že $F_{BX} = F_{AX}$.

Celková velikost síly FA působící na nášlapnou plochu

Při vyhodnocování výsledků jsem vycházel z faktu, že člověk při dynamickém zatížení byl schopen zvětšit sílu **F4** o 45,5 % oproti statickému zatížení (viz kapitola 2.3.3.). Z tohoto zjištění jsem vycházel a zvolil dle toho koeficient pro výpočet maximálního zatížení. Tento koeficient jsem označil jako **Q** a jeho hodnotu jsem stanovil na 1,5.

Při výpočtu F_{AY} jsem tedy pracoval s maximální možnou hmotností člověka $m = 150$ kg. Tíhové zrychlení g jsem pro zjednodušení zvolil 10 ms^{-2} , již tak se totiž jedná jen o málo přesné výpočty. (1)

$$F_{AY} = m \cdot g \cdot Q = 150 \text{ kg} \cdot 10 \text{ ms}^{-2} \cdot 1,5 = 2250 \text{ N} \quad (1)$$

kde:

F_{AY}	N	je radiální síla působící na nášlapnou plochu
m	kg	- hmotnost jezdce
Q	-	- zvolený koeficient

Pro výpočet axiální složky síly F_A , jsem pracoval s průměrnou hodnotou síly F_3 z tabulky 7. Zde totiž velikost této síly ovlivní spíše síla člověka než jeho hmotnost. Opět jsem ale zvolil koeficient Q , který pokrývá možnost působení větší síly. (2)

$$F_{AX} = F_3 \cdot Q = 258 \text{ N} \cdot 1,5 = 387 \text{ N} \quad (2)$$

kde:

F_{AX}	N	je axiální síla působící na nášlapnou plochu
F_3	N	- celková axiální síla naměřená při odrazu
Q	-	- zvolený koeficient

Pomocí Pythagorovy věty jsem vypočítal výslednici těchto sil F_A . (3)

$$F_A = \sqrt{F_{AX}^2 + F_{AY}^2} = \sqrt{387^2 \text{ N} + 2250^2 \text{ N}} = 2283 \text{ N} \quad (3)$$

kde:

F_A	N	je výsledná síla působící na nášlapnou plochu
F_{AX}	N	- axiální síla působící na nášlapnou plochu
F_{AY}	N	- radiální síla působící na nášlapnou plochu

Z toho lze odvodit úhel, který svírá síla F_A a F_{AX} . (4)

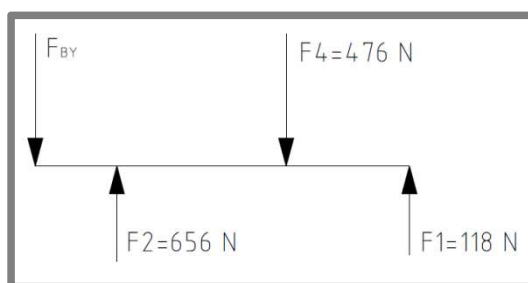
$$\sin \alpha = \frac{F_{AY}}{F_A} = \frac{2250 \text{ N}}{2283 \text{ N}} \Rightarrow \alpha = 80,3^\circ \quad (4)$$

kde:

α	°	je úhel působení síly F_A
F_{AX}	N	- axiální síla působící na nášlapnou plochu
F_A	N	- výsledná síla působící na nášlapnou plochu

Celková velikost síly F_B působící na řídítka

Další problém nastal při stanovení velikosti síly F_{BY} . Využil jsem k tomu výsledky z tabulky 7, jelikož zde existuje předpoklad, že jezdec při tomto odrazu přenáší velkou část celkové radiální síly přes řídítka (viz kapitola 2.3.2.). Pro zjištění F_{BY} jsem sestavil rovnici (5).



Obr. 6 Pomocné schéma pro výpočet (5)

$$F_{BY} = (F_2 - F_4 + F_1) \cdot Q = (656 \text{ N} - 476 \text{ N} + 118 \text{ N}) \cdot 1,5 = 447 \text{ N} \quad (5)$$

kde:

F_{BY}	N	je radiální síla působící na řídítka
F_2	N	- reakční síla pod předním kolem
F_1	N	- reakční síla pod zadním kolem
F_4	N	- síla působící na nášlapnou plochu

Výslednici FB sil F_{BY} a F_{BX} jsem stanovil pomocí Pythagorovy věty. (6)

$$F_B = \sqrt{F_{BX}^2 + F_{BY}^2} = \sqrt{387^2 \text{ N} + 447^2 \text{ N}} = 591 \text{ N} \quad (6)$$

kde:

F_B	N	je výsledná síla působící na řídítka
F_{BX}	N	- axiální síla působící na řídítka
F_{BY}	N	- radiální síla působící řídítka

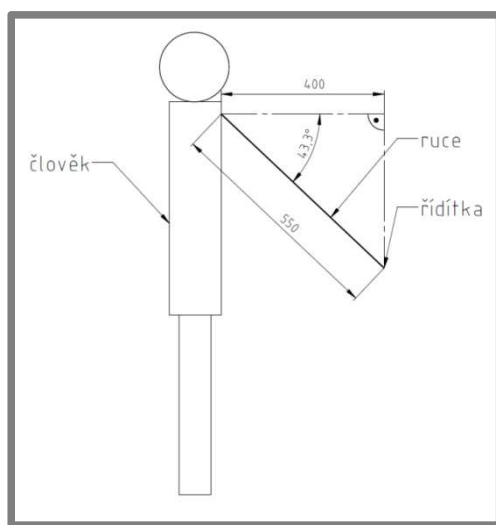
Z toho lze opět vyvodit úhel, který svírá síla FB a F_{BX} . (7)

$$\sin \beta = \frac{F_{AY}}{F_A} = \frac{447 \text{ N}}{591 \text{ N}} \Rightarrow \beta = 40,9^\circ \quad (7)$$

kde:

β	°	je úhel působení síly FB
F_{AY}	N	- radiální síla působící na řídítka
F_A	N	- výsledná síla působící na řídítka

Pro ověření těchto výsledků jsem provedl jednoduchý test, kdy jsem zjišťoval úhel působení rukou člověka na koloběžku při odrazu. Na *obrázku 7* lze vidět naměřené hodnoty. Výsledný úhel působení jsem zjistil pomocí programu SolidWorks.



Obr. 7 Schéma úhlu působení rukou člověka na řídítka

Změřený úhel je tedy $43,3^\circ$. Při porovnání s úhlem $\beta = 40,9^\circ$ (7) lze považovat směr síly i velikost za vcelku reálnou. Samozřejmě bude záležet na mnoha faktorech, který tento úhel ovlivňují a to například výšku postavy, geometrii koloběžky či styl odrazu.

3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

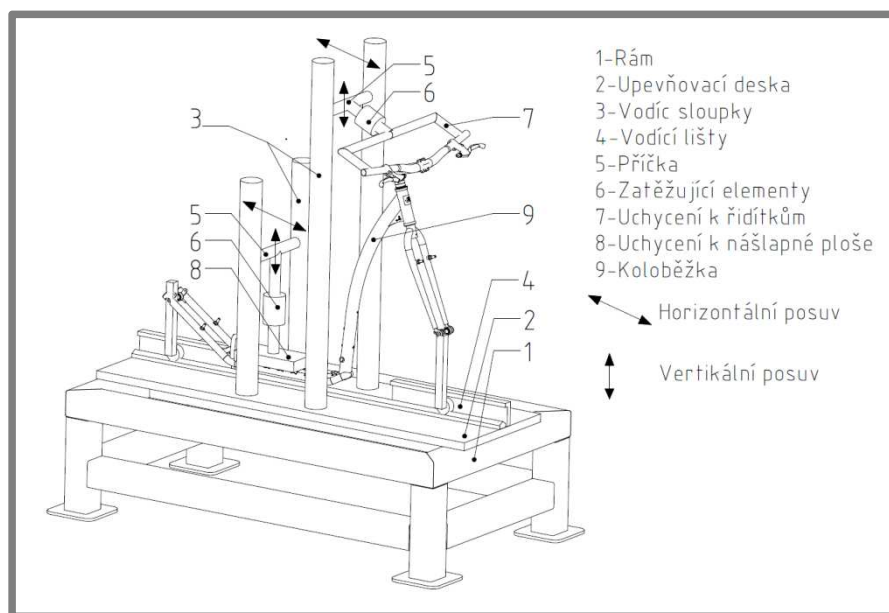
Před prvotním návrhem jsem navštívil Státní zkušební ústav v Jablonci nad Nisou, kde jsem si prohlédl některé zkušební stanice, jelikož tento zkušební ústav uděluje certifikace dle normy ČSN EN 14619 pro koloběžky. Testují se zde také jízdní kola. Pracoval jsem se dvěma variantami řešení.

3.1 Varianta řešení 1

3.1

Koloběžka je umístěna bez kol za pomoci vodících lišt a válečků. Toto konstrukční řešení je jednodušší než následující varianta, protože není třeba hnacího systému bubnů. Ovšem nenaplnuje cíl práce, jelikož nesimuluje nerovnosti na vozovce. Taktéž vliv odpružení pneumatik není zahrnut a neprobíhá zde testování kol koloběžky.

Testovací stanice se skládá z těchto hlavních částí. Rámu, který slouží jako podstava, dále pak z upevňovací desky pro upevnění vodících sloupků a vodících lišt. Vodící sloupky jsou horizontálně posuvné z důvodu nastavování rozteče. Mezi vodícími sloupky je umístěna příčka pro upevnění zatěžujícího elementu. Ta je taktéž posuvná, v tomto případě ale ve vertikálním směru. Vodící lišty slouží pro vedení vidlice a rámu koloběžky, k vedení v liště slouží válečky. Celý tento systém by měl být zakrytován vhodným opláštěním.



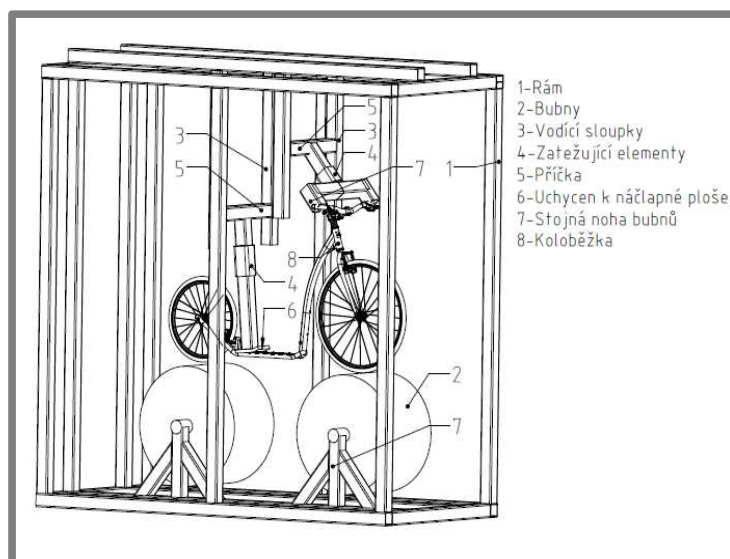
Obr. 8 Varianta řešení 1

Variantu řešení jsem tedy dále nerozebíral. Lze ji však využít jako levnější dostupné řešení. Bylo by taktéž možné koloběžku umístit na kolech s použitím vhodného vedení, což by mělo mít za následek dosažení přesnějšího ekvivalentnějšího zatížení.

3.2 Varianta řešení 2

Druhá varianta řešení zahrnuje otáčení kol a vliv povrchu. Koloběžka je umístěna na dvou poháněných bubnech. Kde lze nastavovat jejich rozteč.

Pro ekvivalentní zatížení na testovací stanici jezdce na koloběžku při jízdě jsou zde umístěny 2 zatěžující prvky, které je možné nezávisle na sobě regulovat. Tyto prvky lze rovněž rozměrově přestavovat a to jak ve vertikálním tak v horizontálním směru. Celý systém je umístěn v rámu a následně opláštěn.



Obr. 9 Varianta řešení 2

3.3 Rám

Velikost rámu jsem předběžně uvažoval 2500x600x500 mm. Nosný rám testovací stanice by měl být dostatečně tuhý. To samozřejmě předpokládá konstrukci, která bude dostatečně masivní a nebude tak ovlivňovat způsob zatěžování. Dále musí být zajištěn jednoduchý transport testovací stanice a to z důvodu jednoduchého přemísťování. Možnost rychlého rozložení a tím pádem zmenšení velikosti pro případný transport je výhodou například pro firemní prezentační akce.

3.3.1 Systém hliníkových profilů

Mezi hlavní výhody systému hliníkových profilů nebo také stavebnicových systémů z hliníkových profilů patří jejich snadná dostupnost, možnost přestavby, přijatelná pořizovací cena a snadná montáž a demontáž. Pořizovací cena materiálu je však oproti svařencům vyšší. Dále široká paleta doplňkových prvků například pro vedení elektroinstalace, ochranné opláštění, upínací prvky, instalační prvky, dynamické prvky a mnohého dalšího příslušenství [9].

Výhody:

- + Dostupnost
- + Snadná montáž a demontáž
- + Nižší hmotnost oproti ocelovému svařenci
- + Velké množství doplňkových prvků

Nevýhody:

- Nižší nosnost než ocelový svařenec
- Nutná znalost stavebnicového systému
- Oproti svařencům ovšem dražší

3.3.2 Ocelový svařenec3.3.2

Svařovaná konstrukce ze čtvercových profilů je jednoduché řešení zajišťující velkou tuhost a únosnost. Toto řešení je ovšem prakticky nepřestavitelné a nerozebíratelné v případě, že již při prvotním návrhu neuvažujeme rozdělení rámu na jednotlivé sekce. Při prvotní úvaze nad vhodnou volbou profilu jsem uvažoval o čtvercovém profilu o rozměrech 100x100x4 mm. Možnost transportu by byla pomocí paletizačního vozíku. Lze předpokládat velkou hmotnost tohoto rámu, což by mohla být výhoda kvůli stabilitě.



Obr. 10 Systém hliníkových profilů [9]

Další nevýhodou ocelového svařence je nutnost kvalifikovaných pracovníků a složitější výroba, která je zapříčiněna nutností užití vhodných svařovacích přípravků a přesné přípravy polotovarů. Je zde také menší přesnost než u stavebnicových systémů.

Výhody:

- + Velká hmotnost zajišťující dobrou stabilitu
- + Vysoká nosnost
- + Vysoká tuhost
- + Nižší pořizovací náklady

Nevýhody:

- Nutnost kvalifikovaných pracovníků
- Nutnost užití svařovacích přípravků
- Nemožnost přestavby
- Menší přesnost

3.3.3 Ustavení

Při dostatečné hmotnosti rámu můžeme uvažovat pouze o ustavení bez nutnosti kotvení, což samozřejmě přináší značné výhody. Uvažoval jsem tedy o variantě bez nutnosti kotvení. Pokud by ale bylo ukotvení nutné, není složité pevné ukotvení doplnit.

Pro ustavení můžeme použít buď stavěcí nožky, nebo podstavec se stavěcími nožkami, které zajišťují jednoduchý a funkční způsob ustavení. Ty slouží hlavně pro vyrovnaní nerovností podlahy. Je zde nutno počítat s dostatečnou únosností, vhodným počtem a rozmístěním. Výhoda podstavce spočívá v lepším rozložení sil působících od nosníků.

Pokud by se naše předpoklady o dostatečné stabilitě bez nutnosti použití pevného ukotvení testovací stanice nenaplnily, bylo by vhodné řešit ukotvení díky závitovým tyčím, které by byly do země nebo zdi ukotveny na tzv. chemickou kotvu a rám k těmto tyčím připevněn pomocí rozebíratelného spoje. O takovém řešení je ale nutné uvažovat až v krajním případě. Jelikož je nezbytné narušit podlahu či zeď.

3.4 Hnací členy

Tyto členy by měly být na stanici dva, pod každým kolem koloběžky jeden. Měly by zajišťovat rotaci kol koloběžky. Jejich průměr musí být dostatečný, jelikož by zde měly být umístěny retardéry simulující nerovnosti na vozovce. Jejich roztečná vzdálenost musí být přenastavitelná.

3.4.1 Bubnové motory

Bubnové motory se využívají převážně u pásových dopravníků. Elektromotor zabírá menší prostor, jelikož je umístěn uvnitř bubnu. Není tedy třeba žádných převodů. Průměry těchto válců jsou od 60 do 800 mm a délky od 200 do 2000 mm. Válce jsou standardně k dostání nebo jsou vyráběné na zakázku. Nevýhodou je jejich malá rychlost, která se pohybuje v rozmezí 0,09 až 4,5 m/s. Což je nedostačující, proto nejsou pro testovací stanici vhodné. Navíc by bylo obtížné umístit retardéry simulující nerovnosti na vozovce na tyto bubnové motory [10].



Obr. 11 Bubnové motory [10]

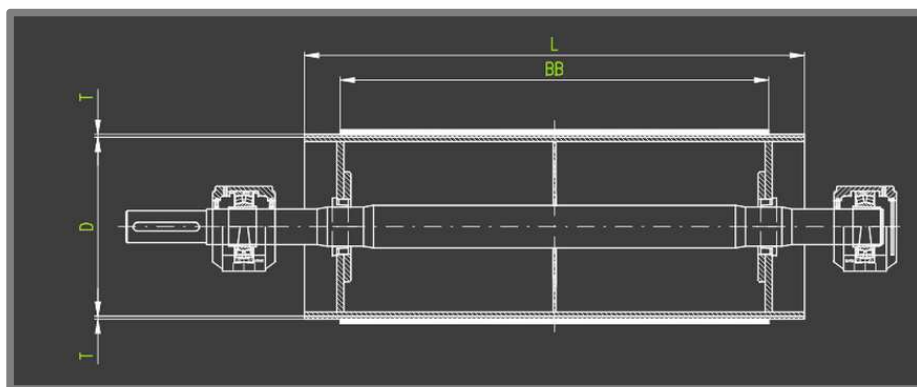
3.4.2 Hnaný a hnací buben s elektromotorem

Tyto bubny se taktéž využívají především u pásových dopravníků a vyrábí se na zakázku. Zákazník si navolí rozměry (viz obrázek 10), které se mohou pohybovat od průměru $D = 190$ až 800 mm a délek pláště bubnu $L = 500$ až 2400 mm. Dále lze také volit šířka pásu označená jako BB, pro účel testovací stanice je však tato hodnota bezvýznamná.

Pohon bubnu musí být zajištěn pomocí elektromotoru a vhodné převodovky. Je důležité také zajistit přenos výkonu z převodovky na hnací buben za pomoci vhodných tažných členů pro přenos výkonu na větší vzdálenost. Dále je také nutné zajistit přenos výkonu z jednoho bubnu na druhý.

Rychlosti, kterými se budou bubny otáčet a hnát tak kola koloběžky, lze nadimenzovat pomocí vhodných převodů. Změnu otáček může zajišťovat například frekvenční měnič v případě třífázového asynchronního motoru, to tedy zajistí možnost měnit rychlosti otáčení. Pokud bude nutné, je možno pro rozběh užít rozběhovou spojku.

Nevýhodou tohoto systému je však nutnost tažných členů a s tím spojená konstrukční složitost. Naopak tyto bubny mají menší hmotnost než bubnové motory [11][12].



Obr. 12 Hnací buben od firmy GTK [11]

3.5 Tažné členy

Mezi tyto tažné členy patří řemeny, řetězy, lana a další ohebné či pružné členy. Používají se pro přenos výkonu na velké vzdálenosti zejména u dopravních zařízení. Pružné členy mají schopnost zachycovat rázová zatížení, tlumit kmitání a jejich provoz je méně hlučný, což je pro provoz testovací stanice výhodou. Je zde možnost využití vodících či napínacích kladek. To lze využít zejména v případě, kdy budeme na testovací stanici měnit jejich osovou vzdálenost, potom nebude muset být tažný člen zaměňován.

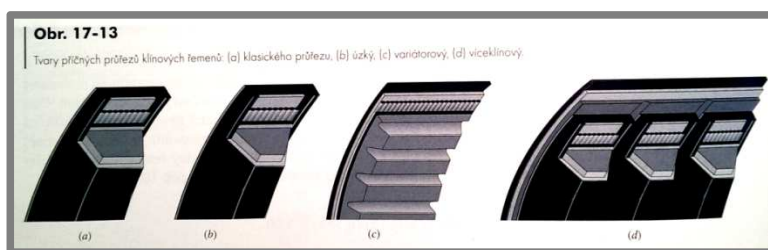
Bohužel většina pružných tažných členů nemá omezenou životnost a je nutné je pravidelně kontrolovat tak, aby nedošlo k jejich nadměrnému opotřebení, zestárnutí či ztrátě pružnosti [12].

3.5.1 Převody s klínovými řemeny

Klínové řemeny lze rozdělit na základě jejich tvarů a rozměrů. Mezi ně patří řemeny klasického průřezu, úzké, víceklínové a variátorové. Dále se tyto řemeny rozdělují dle způsobu úpravy povrchu na obalované a řezané.

Obalované řemeny jsou na povrchu chráněny převážně pryžovým a textilním obalem. Oproti tomu řezané řemeny mají viditelnou tažnou vrstvu. Jejich výhoda oproti obalovaným řemenům je převážně v jejich několikanásobně vyšší životnosti, zvýšení přenášeného výkonu a rychlosti řemenu. Mezi cenově nejdostupnější ovšem patří obalované řemeny klasického průřezu.

Dnes se ovšem ve velké míře začínají využívat obalované úzké řemeny, které se vyrábějí ve 4 velikostech průřezu označovaných jako SPZ, SPA, SPB a SPC. Tyto řemeny jsou schopny přenášet při stejné velikosti o 50 až 100 % více výkonu než řemeny klasického průřezu, tím se výrazně snižuje počet potřebných řemenů [12].



Obr. 13 Tvary příčných průřezů klínových řemenů [12]

3.6 Zatěžující prvky

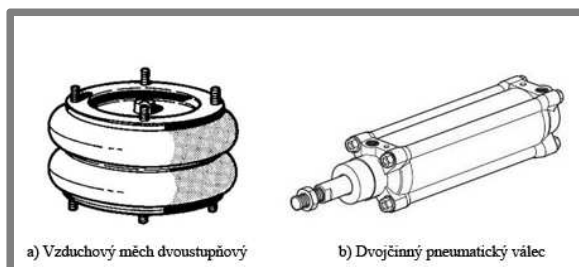
Jak jsem již zmínil, zatěžující prvky by měly být dva - jeden simulující působení sil od stojné nohy jezdce a jeden působící na řídítka. Pro tuto aplikaci je třeba zvážit vhodné zatěžující prvky. Tyto prvky lze volit buď pneumatické, nebo hydraulické.

Jejich princip je prakticky shodný. Hydraulické systémy využívají téměř nestlačitelné kapaliny, což zajišťuje prakticky konzistentně působící sílu. Problém je v tom, že mají oproti pneumatickým systémům mnohem vyšší odpor a energetickou ztrátu.

Pro pneumatické systémy se využívá vzduch, který je nutné zbavit znečišťujících částic a vody, aby vzduch zůstal čistý a nedocházelo k vnitřní korozi systému. Vzduch je samozřejmě stlačitelný, a proto nemá průběh síly tak lineární charakter jako u hydraulických systémů. Výhodou je ovšem rychlost a množství cyklu, protože je možné vzduch rychle přemísťovat ve velkém objemu. Jelikož z pneumatických systémů nemůže unikát olej, nehrozí znečištění testovací stanice. K funkci je třeba zajistit přívod vzduchu z kompresoru. Jelikož v dnešní době bývají rozvody vzduchu ve firmách standardem, není to zásadní problém. Téměř většinu aplikací hydrauliky lze nahradit vhodnou volbou pneumatiky a naopak.

Důležitými pneumatickými pohony pro testovací stanici mohou být například vzduchové měchy. Tyto měchy disponují zpravidla jednoduchou konstrukcí, která

jím zajišťuje bezúdržbovou a dlouhou životnost. Mají ovšem menší zdvih než pístové pohony, ale jsou zpravidla prostorově méně náročné. Pístové pohony, nebo také pneumatické válce, se dělí převážně s ohledem na počet válců, dále provedením a druhu pístnice, směrem pohybu, počtem pracovních poloh a způsob spojení se spolupracujícím komponentem [13][14][15].



Obr. 14 Pneumatické pohony [15]

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Při konstrukci finálního řešení jsem vycházel z druhé varianty, kdy je koloběžka umístěna na dvou rotačních bubnech, které otáčejí koly koloběžky. Tyto bubny jsou poháněny elektromotorem a přenos výkonu umožňuje ozubený řemen. Zatěžování zajišťují dva pneumatické válce, kdy jeden působí na řídítka koloběžky a druhý na nášlapnou plochu. Zatěžující prvky lze posouvat libovolně ve vodorovném i svislém směru. Upevnění zadního kola koloběžky je realizováno kyvným mechanismem. Celý tento systém je umístěn v rámu, který je složen z hliníkových profilů. Rám je opláštěn, aby nemohlo dojít ke zranění obsluhy. Z přední strany jsou umístěny dveře, které jsou rozdělené na dvě křídla. Pro snadnější přístup obsluhy lze při přestavbě jednoduše posunout vodorovnou příčku. Na obrázku 15 lze vidět finální konstrukční řešení bez opláštění a dveří. Hmotnost celé stanice by se měla pohybovat okolo 500 kg. Po konzultaci s firmou zabývající se stavbou takovýchto řešení by se cena měla pohybovat okolo 120 000 Kč bez DPH. Pro vyčíslení ceny stanice je však třeba udělat poptávku u jednotlivých dodavatelů jednotlivých prvků.



Obr. 14 Finální konstrukční řešení testovací stanice

4.1 Rám

Pro konstrukci rámu jsem zvolil stavebnicový systém z hliníkových profilů od firmy Haberkorn Ulmer, jelikož je tento systém velice univerzální a dostupný. Při modelování jsem používal volně dostupné CAD modely, které lze zdarma stáhnout na stránkách výrobce. Celkové rozměry rámu jsem volil s ohledem na velikosti koloběžek, tedy jejich rozměrů. V tabulce 10 lze nalézt rozměry, kde výška

v závorce je přibližná výška se stavěcími nožkami. Všechny rozměry jsou udávány vždy k největšímu rozměru, tedy i s šířkou profilu. U rozměru výšky je v tabulce uveden předpokládaný rozměr se stavěcími nohama [20].

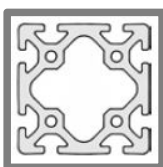
Tab. 10 Celkové rozměry testovací stanice

Rozměry	Jednotka	Hodnota
Výška	mm	2680 (2740)
Šířka	mm	2800
Hloubka	mm	1500

4.1.1 Výběr profilu

Profil jsem volil s ohledem na dostatečnou tuhost a pevnost konstrukce. Zvolil jsem profil o rozměrech 80x80 s velikostí drážky 8. Tyto profily jsou dodávány v přirezech do 6000 mm a chráněny eloxovanou vrstvou, která má přírodní odstín.

4.1.1



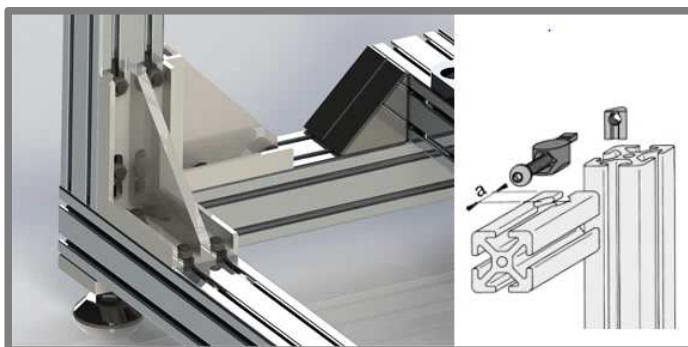
Obr. 15 Průřez profilu 80x80 s drážkou 8 [20]

Mez kluzu materiálu je 195 Mpa a mez pevnosti 245 Mpa. Všechny tyto profily musí být naděleny na požadované délky a následně začištěny ořepy. Před dělením je třeba zvážit kombinaci délek na jednom přířezu, aby zůstalo co nejméně odpadního materiálu [20].

4.1.2 Spojení profilů a ustavení

Hlavní nosné prvky a konstrukční uzly rámu jsou spojeny pomocí *úhelníků 8 St* a *spojky 8 M12*. Jsou to odolné spojovací prvky na bázi silového styku bez nutnosti opracování profilů. Méně namáhané spoje nebo spoje, kde nebylo možné použít tyto úhelníky, jsou realizovány menším úhelníkem. Ty jsou použity vždy v párech a upevněné drážkovou maticí a čtyřmi šrouby s půlkulatou hlavou ISO 7380-M8x16.

4.1.2



Obr. 16 Spojení profilů úhelníky, univerzální spoj [20]

Celý tento úhelník je zakrytován plastovou krytkou. Ostatní tupé spoje jsou zajištěny pomocí univerzálního spoje. Ten dokáže odolávat posunutí, zkrutu i ohybu. Pro tento

spoj ale musí být upraven profil a to navrtáním otvoru. Na *obrázku 16* vlevo lze vidět provedení spoje *úhelníkem 8St* a *menším úhelníkem*. Vpravo pak použití univerzálního spoje.

Celý rám je ustaven na devíti stavěcích nožkách M16x100 o průměru patky 80 mm. Tyto nožky musí být našroubovány do adaptačních desek, které jsou upevněny na spodní část rámu šrouby M8x20 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Šrouby jsou upevněny v drážkové matici, která je vložena do drážky profilu. Stavěcí nožky slouží pro vyrovnání nerovností na podlaze [20].

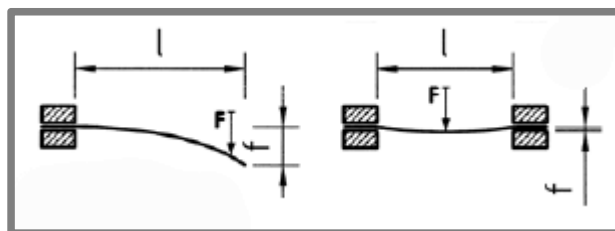
4.1.3 Kontrolní výpočet

Před samotnou konstrukcí jsem provedl předběžné výpočty průhybu a kontroly ohybového napětí. Abych si ověřil vhodnost použitého profilu. Jedná se však pouze o velice hrubé odhady sloužící hlavně pro mou potřebu. Pro výpočet byly použity vzorce udávané výrobcem profilů. Bohužel tyto vzorce nejsou pro redukované napětí. Pro detailní kontrolu a návrh bude třeba využít MKP analýzy, například v programu ANSYS. V *tabulce 11* jsou uvedeny mechanické vlastnosti materiálu.

Tab. 11 Mechanické vlastnosti materiálu [20]

Parametr	Označení	Jednotka	Hodnota
Modul pružnosti	E	Mpa	70 000
Plošný moment setrvačnosti	I	cm ⁴	187,7
Průřezový modul v ohybu	W	cm ³	46,92
Mez kluzu	Rp _{0,2}	Mpa	195

Výpočet průhybu jsem prováděl pomocí vzorců (8) a (9). Číslicí 1 a 2 jsou označeny výpočty pro nosníky pneumatického válce zatěžující řídítka. Pro nosníky, na kterých je umístěn zatěžující prvek na nášlapnou plochu, platí čísla 3 a 4. Pro nosník, na kterém jsou umístěny bubny, je označení 5. Toto označení platí pro *tabulky 13 a 14*. Vždy jsem uvažoval o nejhorší variantě zatížení. Například pro nosník pro bubny jsem uvažoval o variantě, kdy by veškerá síla (zahrnuta i hmotnost bubnů) působila do středu nosníku, a ten by nebyl nijak podepřen. Reálně však nikdy nebude síla působit pouze do středu nosníku, který je navíc podepřen příčkou se stavěcí nohou. Na *obrázku 17* jsou znázorněny způsoby zatížení. Hodnotu působících sil jsem dosazoval na základě analýzy sil (*viz kapitola 2*).



Obr. 17 Průhyb nosníků, vlevo pro (8) vpravo (9) [20]

Průhyb nosníku vetknutého na jedné straně. (8)

$$f_1 = \frac{F \cdot L_n}{3 \cdot E \cdot I \cdot 10^4}$$

kde:

f_1	mm	je průhyb nosníku vetknutého na jedné straně
F	N	- síla působící na nosník
L_n	mm	- délka nosníku
E	Mpa	- modul pružnosti
I	cm ⁴	- plošný moment setrvačnosti

Pro průhyb nosníku vetknutého na obou stranách. (9)

$$f_2 = \frac{F \cdot L_n}{48 \cdot E \cdot I \cdot 10^4}$$

kde:

f_2	mm	je průhyb nosníku vetknutého na obou stranách
F	N	- síla působící na nosník
L_n	mm	- délka nosníku
E	Mpa	- modul pružnosti
I	cm ⁴	- plošný moment setrvačnosti

Pro názornější zobrazení jsou výsledky uvedeny v *tabulce 12*.

Tab. 12 Výpočet průhybů nosníků (8)(9)

Označení výpočtu	Použitý vzorec	L_n [mm]	F [N]	$f_{1,2}$ [mm]
1	(8)	880	387	$6,691 \cdot 10^{-5}$
2	(9)	620	447	$4,223 \cdot 10^{-7}$
3	(8)	1080	387	$1,237 \cdot 10^{-4}$
4	(9)	620	2250	$2,126 \cdot 10^{-6}$
5	(9)	2640	3697	$2,696 \cdot 10^{-4}$

Pro výpočet ohybového napětí jsem opět použil vzorec uvedený na stránkách výrobce. Platí zde stejná konvence označení výpočtů jako u výpočtu průhybu.

Výpočet ohybového napětí. (10)

$$\sigma = \frac{M_o}{W \cdot 10^3} = \frac{F \cdot L_p}{W \cdot 10^3}$$

kde:

σ	Mpa	je ohybové napětí
M_o	Nmm	- ohybový moment
F	N	- síla působící na nosník
L_p	mm	- rameno působící síly
W	cm ³	- průřezový modul v ohybu

Pro výpočet bezpečnosti. (11)

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma}$$

kde:

k je bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti

$R_{p0,2}$ Mpa - mez kluzu

σ Mpa - ohybové napětí

Pro názornější zobrazení jsem opět uvedl výpočty do *tabulky 13*. (10)(11)

Tab. 13 Výpočet ohybového napětí a bezpečnosti (10)(11)

Označení výpočtu	F [N]	L _p [mm]	σ [Mpa]	k[-]
1	387	880	387	26,9
2	447	310	447	66
3	387	1080	387	21,8
4	2250	310	2250	13,1
5	3697	1320	3697	1,8

Jak lze v *tabulce 12* vidět, konstrukce je dostatečně tuhá. Bezpečnosti vyšly vysoké až na nosník, který je umístěn pod bubnem. Zde vyšla bezpečnost 1,8. Jak jsem již ale uvedl, reálně tato situace nenastane. Konstrukce je předimenzována, což nám v tomto případě nevadí. Samozřejmě by mohla proběhnout optimalizace, ale to až na základě MKP výpočtů [20].

4.2 Zatěžující prvky

Pro zatěžující prvky jsem vybral pneumatický pohon a to z důvodu jeho rychlosti a čistoty provozu. Na řídtka i nášlapnou plochu byly použity dvojčinné pneumatické válce od firmy FESTO s tlumením koncových poloh. Volba dvojčinného válce je hlavně kvůli možnosti volby průběhu zatěžovacího cyklu. Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.3.4, zatěžování vždy probíhá v určitém intervalu. Volbu vhodných válců jsem provedl pomocí stránek výrobce, kdy jsem zadal požadovanou sílu působení a to při pracovním tlaku 6 barů, takže je zde možná výkonnostní rezerva. Maximální zdvih obou válců je 50 mm, což je plně dostačující. Jediný problém je v počtu cyklů za minutu. Zde nebyla splněna podmínka frekvence odrazů 120 1/min, jelikož oba válce pro dosažení koncové polohy zdvihu potřebují zhruba 0,7 s. Ovšem reálně bude zdvih daleko menší, a tak lze předpokládat splnění parametrů. Při testování jízdy na koloběžce se ovšem zdálo, že frekvence odrazů 120 1/min je nereálná [19].

4.2.1 Zatížení působící na řídtka

Maximální sílu, při které by měl pneumatický válec pracovat, jsem zvolil 600 N, jelikož vypočtená celková síla působící na řídtka byla 591 N. Po zadání parametrů

mi webové stránky výrobce doporučily vhodné pneumatické válce. Zvolil jsem pneumatický válec s označením ADN-40-50-I-P-A s jištěním proti pootočení.

Na *obrázku 18* lze vidět detail upevnění pneumatického válce. Ten je upevněn pomocí příruby SNCL-40 a kyvné příruby SNCB 40 na adaptační desku, která je upevněna k nosníku čtyřmi *spojkami 8 M12*. Výšku tohoto nosníku lze nastavovat. Taktéž lze posouvat sloupky, na kterých je upevněna příčka. Tím se dá docílit nastavení vhodného úhlu, pod kterým bude válec působit, a navíc toto řešení pokrývá různý rozsah výšky řídítek koloběžek.

Mezi válcem a řídítky je umístěn montážní přípravek zajišťující přenos síly na konce řídítek. Na koncích řídítek jsou upevněna svěrná pouzdra. Ta jsou čepem o průměru 16 mm a pojistným kroužkem spojena s ramínkem. To umožňuje otočné uložení a vyrovnává tak geometrii řídítek. Ramínko musí být vyrobeno ze svařitelné konstrukční oceli (například S355), jelikož je tvořeno kruhovou tyčí o průměru 20 mm a plochou tyčí, která je k ní natupo přivařena. Na ploché tyči jsou připraveny otvory pro změnu polohy rozteče svěrných pouzder pro testování koloběžky s jinou šířkou řídítek. Pro lepší rozložení síly jsou zde ještě přivařeny výztuhy. Na konci kruhové tyče je závit pro připojení pneumatického válce pojištěný maticí. Všechny funkční plochy musí být po svařování obrobena a povrch ošetřen například zinkováním. Toto uchycení taktéž zajišťuje vedení předního kola a udržuje koloběžku v jízdní poloze [19].



Obr. 18 Detail upevnění pneumatického válce na řídítko

4.2.2 Zatížení působící na nášlapnou plochu

4.2.2

Pro výpočet vhodného pneumatického válce zatěžující nášlap koloběžky jsem zvolil sílu 2300 N, jelikož maximální vypočtená potřebná síla $F_A = 2283$ N. Zvolen byl

pneumatický válec s označením ADN-100-50-I-P-A, ten musí být konstrukčně upraven proti pootočení pístnice, aby nedocházelo k výtáčení.

Detailní konstrukční řešení je uvedeno na *obrázku 19*. Pneumatický válec je upevněn k příčce stejným způsobem jako v předchozím případě. S tím rozdílem, že je použita jiná příruba a to SNCB-100 a taktéž jiná kyvná příruba SNCL 100. Proto je také nutné užití adaptační desky s většími rozměry. Je zde také možnost posouvat příčky a sloupky pro nastavení vhodných rozměrů.

Mezi pneumatickým válcem a nášlapnou plochou koloběžky je umístěn mezičlen. Na desce vyrobené z konstrukční svařitelné oceli S355 je přivařeno oko pro čep. Otvor pro čep musí být po svaření obroben, aby bylo dosaženo funkční plochy. Spojení mezičlenu a desky na nášlapu je tedy realizováno pomocí čepu a pojistného kroužku. Upevnění do pneumatického válce je realizováno jako v předchozím případě. Vyráběné součásti musí být ošetřeny proti korozi.

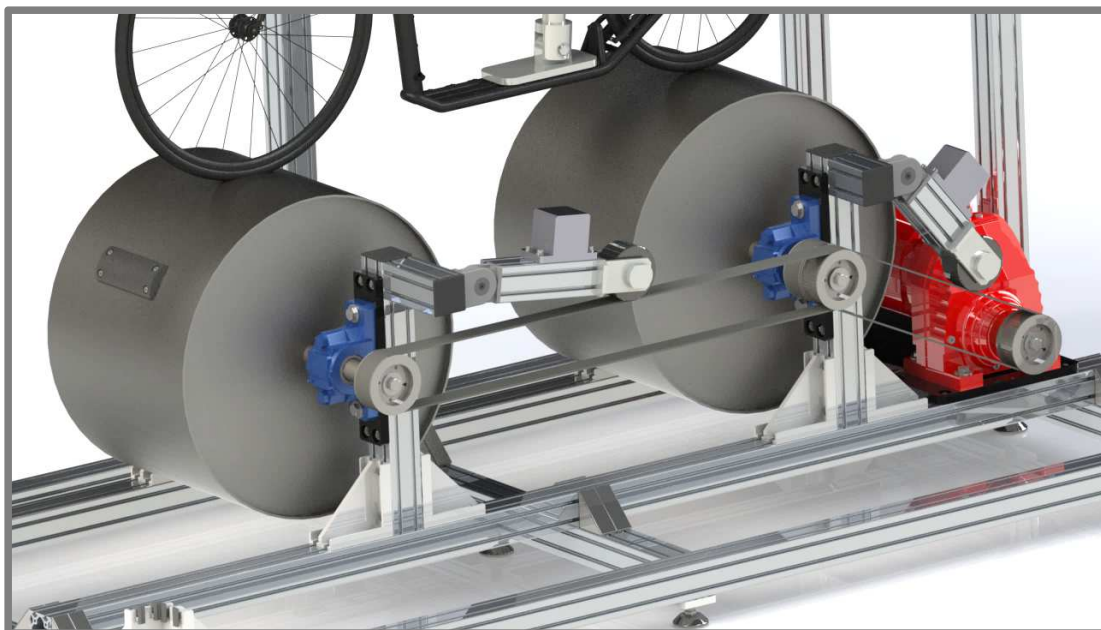
Při nastavování výšky je třeba dbát na doražení plechu až na nášlap. Jinak by hrozily rázy, případně poškození testovací stanice [19].



Obr. 19 Detail upevnění pneumatického válce na nášlapnou plochu koloběžky

4.3 Hnací systém kol

Při návrhu hnacího systému kol koloběžky jsem vycházel z koncepčního řešení, kdy budou kola poháněna bubny s pomocí elektromotoru a tažných prvků pro přenos výkonu na velké vzdálenosti. Tyto bubny by měly být dodávány od společnosti GTK. Zde nastal problém, že jsem neznal průměry hřídelí, a proto jsem je pouze odhadoval. Pro detailní řešení bude nutné s firmou GTK dojednat potřebné parametry a případně přepracovat uložení bubnů.



Obr. 20 Hnací systém kol

4.3.1 Hnací a hnaný buben

4.3.1

Průměr bubnů jsem zvolil 700 mm tak, aby retardér nenarážel příliš často do kola koloběžky. Šířka bubnu je 500 mm. Na bubnech je umístěný retardér s čtyřmi šrouby M8x25 s válcovou hlavou. Tento retardér lze však případně měnit či úplně odstranit.

Bubny jsou uloženy v dělených ložiskových tělesech od firmy SKF řady SNL. Tyto ložiska jsou standardně opatřena dvěma otvory pro upevňovací šrouby. Hřídel je zde taktéž pojištěna proti axiálnímu posuvu. Při montáži je ale nutno brát v potaz správné uložení. Tedy seřadit bubny na střed, aby byly kladky pro tažné členy rovnoběžné. Pro oba bubny jsem zvolil ložiskové těleso SNL-511-TL. Toto těleso je upevněno na posuvné stejně. Pomocí adaptačních desek s použitím čtyř spojek 8 M12 (viz *obrázek 20*). Z webových stránek firmy jsem stáhnul potřebné CAD modely, které jsou volně dostupné.

Obě stojny pro upevnění bubnů jsou posuvné, ale z důvodu montáže tažných rozvodů je vhodné měnit rozteč pouze pomocí hnaného válce [18].

4.3.2 Stanovení výkonu elektromotoru a otáček

4.3.2

Pro výpočet bylo nutné stanovit potřebné otáčky, kterými se budou otáčet bubny při maximální rychlosti. Maximální požadovanou rychlost jsem bral 40 km/h tedy 11,11 m/s. Pro výpočet jsem užil rovnici (8).

$$n = \frac{v}{D} = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{11,11 \text{ ms}^{-1}}{\pi \cdot 0,7 \text{ m}} = 5,07 \text{ s}^{-1} = 304,2 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$

kde:

n	min ⁻¹	je počet otáček bubnu za minutu
v	ms ⁻¹	- požadovaná obvodová rychlost

D m - průměr bubnu

Pro výpočet výkonu elektromotoru potřebného na roztočení celé soustavy je třeba brát v potaz odpor proti zrychlení. Já jsem tedy uvažoval o odporu valivém a odporu proti zrychlení rotujících součástí, kde valivý odpor je (9). Součinitel valivého odporu jsem zvolil 0,01, který je udáván pro pneumatiku a asfalt. Samozřejmě že v mém případě se bude jednat o pneumatiku a ocel, ale tento koeficient neznám, a tak jsem vzal nejbližší možný.

$$O_f = F_{AY} \cdot f = 2250 \text{ N} \cdot 0,01 = 22,5 \text{ N} \quad (9)$$

kde:

O_f	N	je valivý odpor
F_{AY}	N	- radiální síla působící na nášlapnou plochu
f	-	- součinitel valivého odporu

U odporu proti zrychlení rotujících částí (10), jsem pro zjednodušení zanedbal účinnost mechanických částí a hmotnostní moment setrvačnosti převodového ústrojí. Jelikož by bylo těžké tyto hodnoty určit. Problém také nastal při volbě momentu setrvačnosti bubnů, jelikož bude tento prvek dodán externí firmou. Neznám tedy jeho přesné parametry. Moment setrvačnosti jsem určil pomocí programu SolidWorks, kde tloušťku stěny bubnu volím 5 mm a délku pláště 500 mm. Je ale třeba vědět, že se tento výpočet bude muset s největší pravděpodobností přepočítat se správným moment setrvačnosti po obdržení údajů od výrobce.

$$O_z = \left(1 + \frac{2 \cdot I}{m \cdot r_d^2}\right) \cdot m \cdot a = \left(1 + \frac{2 \cdot 8,6 \text{ kgm}^2}{225 \text{ kg} \cdot 0,35^2 \text{ m}}\right) \cdot 225 \text{ kg} \cdot 0,7 \text{ ms}^{-2} \quad (10)$$

$$O_z = 255,8 \text{ N}$$

kde:

O_z	N	je odpor proti zrychlení rotujících součástí
I	kgm^2	- moment setrvačnosti k ose bubnu
m	-	- maximální hmotnost odvozená z F_{BY}
r_d	m	- dynamický poloměr bubnu
a	ms^{-2}	- zrychlení

Následně již lze vypočítat hnací výkon k překonání jízdních odporů, který musí být přiveden na kola. (11)

$$P_H = (O_f + O_z) \cdot v = (22,5 \text{ N} + 255,8 \text{ N}) \cdot 11,11 \text{ ms}^{-1} = 3091,9 \text{ W}$$

$$P_H = 3,092 \text{ kW}$$

kde:

P_H	W	je potřebný hnací výkon elektromotoru
O_f	N	- valivý odpor
O_z	N	- odpor proti zrychlení rotujících součástí

v ms^{-1} - požadovaná obvodová rychlost

Lze také vyjádřit potřebnou hnací sílu (11).

$$F_H = O_f + O_z = 22,5 \text{ N} + 255,8 \text{ N} = 278,3 \text{ N}$$

Potřebný výkon elektromotoru je tedy nutný volit větší než výsledné P_H . Dle výpočtů jsem vybral vhodný elektromotor s převodovkou a to od společnosti SEW-EURODRIVE.

Zvolil jsem asynchronní elektromotor o výkonu 4 kW, což by mělo být dostačující. Byl to také nejbližší možný vyšší výkon, který je dostupný. Tento elektromotor je možné pořídit s jednostupňovou převodovkou. Tuto konstrukční řadu výrobce označuje jako RX. V *tabulce 14* lze nalézt základní parametry této sestavy. Otáčky pro změnu rychlosti bude nutné měnit vhodným frekvenčním měničem. Z webu výrobce jsem stáhnul potřebný CAD model. Cenu této sestavy se mi ovšem nepodařilo dohledat, ale předpokládám, že nepřesáhne 17 000 Kč bez DPH [16][17].

Tab. 14 Parametry elektomotoru s převodovkou RX87DRE132S4 [17]

Parametr	Jednotka	Hodnota
Otáčky elektromotoru	min^{-1}	1460
Výstupní otáčky	min^{-1}	324
Příkon	kW	4
Převodový poměr	-	4,5
Výstupní moment	Nm	118

4.3.3 Tažné členy

Pro přenos výkonu jsem zvolil ozubené řemeny. Díky tomu, že jsou pružné, budou zachycovat rázy. Navíc jsou málo hlučné. Klínové řemeny jsem nakonec vyloučil, jelikož nejsou vhodné pro přenos výkonu na tak velké vzdálenosti. Už i při volbě ozubeného řemenu nastal problém s výběrem vhodné varianty.

Výpočty jsem prováděl na stránkách firmy SKF, kde lze nalézt nástroj Power transmission calculations. Po zadání parametrů z předchozích výpočtů a potřebných roztečných vzdáleností řemenic byly vypočteny doporučené varianty řešení. Převodový poměr jsem záměrně volil 1. Všechny tyto prvky by měla dodávat firma SKF. Servisní faktor byl volen 2.

Z obrázku 20 je patrné, že elektromotor pohání hnací buben. To je realizováno pomocí řemenu PHG 2736-8M-50 o šířce 50 mm a délce 1680 mm. kdy roztečná vzdálenost hnacího bubnu a elektromotoru je 610 mm. Ten je umístěn na řemenicích PHP 48-8M-50TB, kde roztečný průměr řemenice je 122,23 mm. Na elektromotor musí být nasunut vhodný distanční kroužek, a poté nasazena řemenice. Ta je proti axiálnímu posuvu pojištěna šroubem a podložkou s velkým vnějším průměrem. Proti protáčení je zajištěna těsným perem. Řemenice jsou na hnacím bubnu umístěny dvě a to stejným způsobem jako na elektromotoru. Rozdíl je pouze v použití dalšího distančního kroužku mezi řemenicemi. Je zde také nutné použít napínací kladku. Ta je v tomto případě umístěna na rameni, které je zatíženo závažím.

Hnací buben následně pohání hnaný buben. To je opět realizováno pomocí řemene PHG 2736-8M-50. Zde je ale složitější určit délku řemenu, jelikož je nutno dodržet velký rozsah nastavení rozteče kol koloběžky. Řemen může být do určité rozteče napínán napínací kladkou, avšak ne pro všechny rozteče. Proto bude nutné řemen měnit dle rozteče bubnů neboli kol koloběžky. Na hnaném bubnu je taktéž řemenice PHP 48-8M-50TB. Ta je upevněna stejně jako v případě elektromotoru.

Všechny distanční kroužky je nutno volit tak, aby byly řemenice rovnoběžné. K řemenicím je nutné také volit vhodná pouzdra pro redukci průměru. Jelikož všechny tři hřídele mají výstupní konec o průměru 40 mm. Zvolil jsem pouzdro PHF TB2012X40MM [12][18].

4.4 Ustavení koloběžky

Bylo také třeba omezit pohyb zadní stavby koloběžky, a to i v případě, že je již omezen pohyb přední části koloběžky pneumatickým válcem. To jsem realizoval pomocí kyvného mechanismu.

Pro konstrukci jsem použil stejnou adaptační desku s přírubou jako v případě pneumatického válce na nášlap koloběžky. Celý mechanismus je umístěn na posuvné příčce. K přírubě jsou připevněny dvě ploché tyče pomocí čepu a pojistného kroužku, ve kterých jsou předpřipravené díry na změnu rozměru pro různé velikosti zadního kola. K těmto plochým tyčím jsou připevněna další ramena. K upevnění zadního kola koloběžky je třeba užít vhodné redukce dle typu koloběžky.



Obr. 21 Upevnění zadní části koloběžky, kyvným mechanismem.

Tento kyvný mechanismus umožňuje „dopředný“ pohyb, jelikož má rám snahu se při zatížení rozjíždět. Neovlivňuje to tak zatěžování.

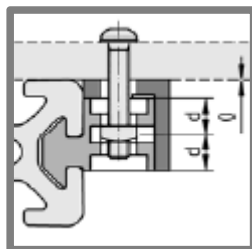
4.5 Opláštění

Pro opláštění jsem zvolil materiál PET-G, který je odolný vůči nárazům. Oproti plexisklu má vyšší houževnatost a je jednodušeji opracovatelný. Je to čirý, velice průhledný materiál. To je výhodné, pokud bude testovací stanice použita pro prezentační účely.



Obr. 22 Desky z materiálu PET-G [20]

Uchycení bude realizováno univerzálním držákem, který se dá vložit do libovolné pozice v drážce. Jelikož je tento držák rozdělen na dvě části. Lze jej s výhodou nastavovat pro různé vzdálenosti od rámu. Připevnění se provádí čtyřhrannou maticí vloženou do univerzálního držáku. Tu lze pro vyrovnání tolerancí vyvrtaných děr výplně posouvat v drážce.



Obr. 23 Univerzální držák plošných výplní [20]

Ze předního pohledu budou umístěny dveře na pantech se dvěma křídly. Na dveřích budou umístěny madla pro otevírání dveří. Na rám a výplň dveří bude následně připevněna západka [20].

5 DISKUZE

Je třeba brát v potaz, že měření zatěžujících sil bylo pouze orientační, a proto ho nelze brát jako finální. Toto měření bude nutno realizovat přesnější metodou. Je nutno také vědět, že každý člověk i při stejné hmotnosti bude koloběžku zatěžovat jiným způsobem.

Pro stavbu rámu bude vhodné provést konzultaci s odbornou firmou, zda je možné takto rám postavit. Následně je rovněž nutné provést MKP analýzu pro stanovení kritických míst na rámu testovací stanice. Je třeba také provést kontrolu jednotlivých konstrukčních uzlů, jako například čepů pro uchycení jednotlivých komponent.

Parametry hnacího a hnaného válce bude nezbytné dořešit s dodávající firmou a případně pak upravit finální konstrukční řešení dle potřeby. Systém napínání ozubeného řemene by zde taktéž mohl být řešen sofistikovanějším způsobem.

Je též vhodné zvážit, zda bude ustavení koloběžky na rámu dostačující, a případně toto řešení zlepšit.

Pro funkčnost zkušební stanice je zapotřebí vyřešit řídicí systém pro řízení a regulaci zatěžovacích cyklů, ty je třeba ještě stanovit. Je nutno také navrhnout celkovou elektroinstalaci a rozvody pro pneumatický systém. Je zde také otázka umístění bezpečnostních senzorů. Pokud by například došlo k poruše koloběžky, měla by být testovací stanice schopná samovolně ukončit provoz.

6 ZÁVĚR

Cílem této práce byl návrh konstrukce zkušební stanice pro testování cyklického namáhání rámu a vidlice koloběžky. Hlavními parametry byla hmotnost člověka 50 až 150 kg a frekvence odrazu 10 až 120 1/min. Byla provedena rešeršní studie, ve které byly shromážděny důležité poznatky o konstrukci jiných zkušebních stanic a současné požadavky na koloběžky. Tyto poznatky byly vneseny do cíle práce a koncepčního řešení. Následně byla provedena analýza problémů a vytyčení jasných cílů práce.

Bylo realizováno měření a následná analýza dat, při které byly zjištěny maximální síly působící na řídítka a nášlapnou plochu koloběžky, kdy výsledná síla působící na nášlap koloběžky byla $F_A = 2283 \text{ N}$ a výsledná síla působící na řídítka koloběžky $F_B = 591 \text{ N}$. Také se podařilo zjistit, že člověk o hmotnosti 112 kg byl schopný zvětšit radiální složku působící síly na nášlap koloběžky o 45,5 %. S tímto údajem bylo dále pracováno pro stanovení maximálních možných sil od člověka o hmotnosti 150 kg. Bohužel byla známa pouze velikost celkové axiální složky síly, která byla 258 N. Tato síla tedy byla brána jako působící síla na nášlapnou plochu koloběžky i na řídítka koloběžky. Posléze byl stanoven koeficient Q , pomocí kterého byly spočteny možné síly, při kterých bude zkušební stanice pracovat. Je však nutné podotknout, že měření bylo velice orientační, a pro nastavení zatěžovacích křivek na stanici bude třeba provést rozsáhlejší měření například pomocí tenzometrů. Toto měření sloužilo hlavně pro mé účely při dimenzování této stanice.

Koncepční řešení se zabývalo možným přístupem k provedení celé testovací stanice a jejich konkrétních uzlů. Byly navrženy dva návrhy testovací stanice, z nichž jeden nesplňoval stanovené konkrétní cíle práce. Byla vybrána koncepční varianta 2, která byla následně rozpracována v konstrukčním řešení.

Byl proveden návrh konkrétního řešení testovací stanice. Na testovací stanici bylo nutné užít dvou zatěžovacích elementů a to na řídítka a nášlapnou plochu koloběžky. Jako zatěžovací elementy byly použity dva dvojčinné pneumatické válce a následně vybrány jejich vhodné typy. Cílem této práce byla taktéž rozměrová přenastavitelnost z důvodu testování různých velikostí koloběžek. Tento cíl byl realizován pomocí stavebnicového systému z hliníkových profilů. Tento systém také umožňuje snadnou demontáž a montáž a testovací stanice tak může být použita pro prezentační účely. Stanovil jsem také výkon elektromotoru na pohon rotačních bubnů, na kterých je koloběžka umístěna. Byl vybrán motor s výkonem 4 kW, ale také převodovka. Bubny dokáží pohánět kola koloběžky až do rychlosti 40 km/h. Bylo by vhodné provést výpočet celé konstrukce rámu, já jsem provedl pouze hrubé výpočty. To může být realizováno například MKP analýzou. Dále je třeba provést pevnostní analýzu některých konstrukčních uzlů. Pro funkci zkušební stanice se musí vybrat vhodný řídicí systém, zhotovit elektroinstalaci a pneumatické rozvody. Toto již nebylo cílem mé práce. Celková cena po konzultaci s firmou zabývající se stavbou takových zařízení by neměla přesáhnout 120 000 Kč bez DPH. Hmotnost celé stanice by se měla pohybovat okolo 500 kg.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Jak jezdit na koloběžce. 2008. [Http://www.kkplzen.cz/](http://www.kkplzen.cz/) [online]. Plzeň [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.kkplzen.cz/technika-jizdy/>
- [2] ČSN EN 14619. *Kolečková sportovní zařízení - Koloběžky - Bezpečnostní požadavky a zkušební metody*. 2005. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT.
- [3] BMD Bohemia. Complete bicycle test. In: Youtube [online]. Zveřejněno 1. 2. 2014 [vid. 2015-04-12]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=ymMOaruLmuY>
- [4] Complete bicycle test machine. 2010. [Http://www.bmd.nl/](http://www.bmd.nl/) [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.bmd.nl/en/products/testing/complete-bicycle-test-machine/>
- [5] HungTaOnline. Bicycle Road Simulation and Brake Testing Machine (HT-2332 自行車剎車路試機). In: Youtube [online]. Zveřejněno 9. 8. 2011 [vid. 2015-04-19]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=qL_02UNY5CI
- [6] Hung Ta Instrument Co., Ltd. 2015. [Http://www.asianproducts.com/](http://www.asianproducts.com/) [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: http://www.asianproducts.com/product/A13021474727683207_P13037240955129294/ht-2332-full-bike.html
- [7] *Hung Ta Instrument Co., Ltd* [online]. 2013. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.hungta.com/video.html>
- [8] Koloběžka KOSTKA TOUR 3. 2014. [Http://cz.kostka-kolobka.eu/](http://cz.kostka-kolobka.eu/) [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://cz.kostka-kolobka.eu/zbozi/0100000000012546-kolobezka-kostka-tour-3/>
- [9] *Haberkorn* [online]. 2009. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/>
- [10] Bubnové motory. 2010. [Http://www.rollcontech.cz/](http://www.rollcontech.cz/) [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.rollcontech.cz/38-bubnove-motory.html>
- [11] Bubny k pásovým dopravníkům. 2012. [Http://www.gtktupesy.cz/](http://www.gtktupesy.cz/) [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.gtktupesy.cz/index.php?page=bubny&language=cz>
- [12] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. 2010. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [13] Velká bitva: Hydraulika vs. pneumatika. 2014. [Http://e-konstrukter.cz/](http://e-konstrukter.cz/) [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/novinka/velka-bitva-hydraulika-vs-pneumatika>

- [14] Výhody pneumatiky. 2014. *Http://e-konstrukter.cz/* [online]. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/novinka/vyhody-pneumatiky>
- [15] *Kovaz hydraulika & pneumatika* [online]. 2014. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.hydraulika-pneumatika.cz/>
- [16] PRACHAŘ, Roman. 2010. *Jízdní odpory vozidel*. Brno. Dostupné také z: http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=33556. Diplomová práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Vedoucí práce Tomáš Rochla.
- [17] *Sew eurodrive* [online]. 2014. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: http://www.sew-eurodrive.com/en_us/index.html
- [18] *SKF* [online]. 2010. [cit. 2015-05-16]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [19] *Festo* [online]. 2013 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: http://www.festo.com/cms/cs_cz/index.html
- [20] *Item@haberkorn* [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.item24.cz/>
- [21] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011, 234 s. ISBN 978-80-7204-750-5.
- [22] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

8.1 Seznam zkratek

3D	trojrozměrný
MKP	metoda konečných prvků
CAD	počítačem podporované projektování

8.2 Seznam symbolů a veličin

F_1 [N]	- reakční síla pod předním kolem
F_2 [N]	- reakční síla pod předním kolem
F_3 [N]	- celková axiální síla naměřená při odrazu
F_4 [N]	- síla působící na nášlapnou plochu
F_{AY} [N]	- vypočtená radiální síla působící na nášlapnou plochu
m [kg]	- zvolený koeficient
F_{AX} [N]	- axiální síla působící na nášlapnou plochu
Q	- zvolený koeficient
g [ms^{-2}]	- tíhové zrychlení
F_A [N]	- výsledná síla působící na nášlapnou plochu
α [°]	- úhel působení síly F_A
F_{BY} [N]	- radiální síla působící na řídítka
F_B [N]	- výsledná síla působící na řídítka
F_{BX} [N]	- axiální síla působící na řídítka
β [°]	- úhel působení síly F_B
f_1 [mm]	- průhyb nosníku vetknutého na jedné straně
f_2 [mm]	- průhyb nosníku vetknutého na obou stranách
F [N]	- síla působící na nosník
L_n [mm]	- délka nosníku
E [Mpa]	- modul pružnosti
I [cm^4]	- plošný moment setrvačnosti
σ [Mpa]	- ohybové napětí
M_o [Mpa]	- ohybový moment
L_p [mm]	- rameno působící síly
W [cm^3]	- průřezový modul v ohybu
k	- bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti
$R_{p0,2}$	- mez kluzu
n [min^{-1}]	- počet otáček bubnu za minutu
π	- Ludolfovo číslo
v [ms^{-1}]	- požadovaná obvodová rychlost
D [m]	- průměr bubnu
Of [N]	- valivý odpor
F_{AY} [N]	- radiální síla působící na nášlapnou plochu
f	- součinitel valivého odporu
Oz [N]	- odpor proti zrychlení rotujících součástí
I [kgm^2]	- moment setrvačnosti k ose bubnu
m [kg]	- maximální hmotnost odvozená z F_{BY}
rd [m]	- dynamický poloměr bubnu
a [ms^{-2}]	- zrychlení

P_H [W]	- potřebný hnací výkon elektromotoru
F_H [N]	- potřebná hnací síla

9 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ, TABULEK A PŘÍLOH

9.1 Seznam obrázků

Obr. 1 Hlavní části koloběžky	14
Obr. 2 Základní varianta odrazu [1]	15
Obr. 3 Kompletní testovací stanice od firmy BMD [4]	17
Obr. 4 Kompletní testovací stanice HT-2332 [6]	18
Obr. 5 Rozmístění vah a sil na koloběžce Kostka TOUR 3	21
Obr. 6 Pomocné schéma pro výpočet (5)	24
Obr. 7 Schéma úhlu působení rukou člověka na řídítka	25
Obr. 8 Varianta řešení 1	27
Obr. 9 Varianta řešení 2	28
Obr. 10 Systém hliníkových profilů [9]	29
Obr. 11 Bubnové motory [10]	30
Obr. 12 Hnací buben od firmy GTK [11]	31
Obr. 13 Tvary příčných průřezů klínových řemenů [12]	32
Obr. 14 Finální konstrukční řešení testovací stanice	34
Obr. 15 Průřez profilu 80x80 s drážkou 8 [20]	35
Obr. 16 Spojení profilů úhelníky, univerzální spoj [20]	35
Obr. 17 Průhyb nosníků, vlevo pro (8) vpravo (9) [20]	36
Obr. 18 Detail upevnění pneumatického válce na řídítka	39
Obr. 19 Detail upevnění pneumatického válce na nášlapnou plochu koloběžky	40
Obr. 20 Hnací systém kol	41
Obr. 21 Upevnění zadní části koloběžky, kyvným mechanismem.	44
Obr. 22 Desky z materiálu PET-G [20]	45
Obr. 23 Univerzální držák plošných výplní [20]	45

9.2 Seznam tabulek

Tab. 1 Parametry kompletní testovací stanice od firmy BMD [4]	16
Tab. 2 Základní parametry zatěžování	19
Tab. 3 Rozsah nastavení	19
Tab. 4 Testovaná osoba (muž)	20
Tab. 5 Parametry testovaného objektu (Koloběžka Kostka TOUR 3) [8]	20
Tab. 6 Síly naměřené při statické zátěži	22
Tab. 7 Síly naměřené při maximální síle vyvinuté při odrazu	22
Tab. 8 Síly naměřené při zhoupnutí jezdce na koloběžce	22
Tab. 9 Interval síly při odrazu	23
Tab. 10 Celkové rozměry testovací stanice	35
Tab. 11 Mechanické vlastnosti materiálu [20]	36
Tab. 12 Výpočet průhybů nosníků (8)(9)	37
Tab. 13 Výpočet ohybového napětí a bezpečnosti (10)(11)	38
Tab. 14 Parametry elektomotoru s převodovkou RX87DRE132S4 [17]	43

9.3 Seznam příloh

Návrhový výkres: BP-MK-TS-00