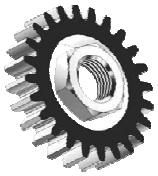
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Ústav konstruování a částí strojů

Návrh testovacího zařízení opotřebení běhounů přístrojových koleček včetně pohonu

Design testing device to treadwear institutional casters with transmission

Bakalářská práce

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Vedoucí práce: Ing. Jan Andruš

Marek Noháč

Praha 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojní**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2014/2015**

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student: **Marek Noháč**

Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**

Studijní obor: **bez oboru**

Název práce: **Návrh testovacího zařízení opotřebení běhounů přístrojových koleček včetně pohonu**

Název práce anglicky: **Design Testing Device To Treadwear Institutional Casters With Transmission**

Zadání práce:

V rámci diplomové práce navrhněte testovací stand pro potřeby testování opotřebení běhounu přístrojových koleček o Ø100 až Ø200 mm. Princip založte na testovacím bubnu, jenž bude v kontaktu s běhounem kolečka. Konstrukce musí zohledňovat požadavky kladené normou ČSN EN 12 530 a ČSN EN 12 527. Bubnu navrhněte příslušný pohon a dimenzujte vhodnou převodovku. Pro testovací stand navrhněte další buben (či modifikaci jediného bubnu), který bude při běhu cyklicky namáhat vidlici kolečka a bude tak sloužit k dlouhodobému testování kolečka včetně jeho vidlice.

Stručná osnova zadání:

1. Rešerše přístrojových a pojezdových kol
2. Studie testovacího standu, rešerše příslušných norem
3. Konstrukční návrh testovacího standu
4. Dimenzování pohonu

Rozsah grafické části:

5. Výrobní dokumentace

Specifikace textové části:

6. Technická zpráva s podrobným konstrukčním řešením
7. Rozsah 40 až 50 stran vč. obrázků, přílohy zvlášť

Doporučené podklady:

SHIGLEY, J., MISCHKE, Ch., BUDYNAS, R.: Konstruování strojních součástí. Brno: Vutium, 2010.

CHILDS, P.: Mechanical Design Engineering Handbook. Butterworth-Heinemann, Jordan Hill, 2013.

ČSN EN 12 530. Kladky a kola - Kladky a kola pro ručně poháněné institucionální zařízení. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1999.

Vedoucí práce: **Ing. Jan Andruš**
Konzultant:

Datum zadání: **30. 4. 2015**
Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

Neodevzdá-li student bakalářskou diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské diplomové práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne:

.....
podpis studenta

.....
prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

PROHLÁŠENÍ

Tato práce byla vypracována na Ústavu konstruování a částí strojů Českého vysokého učení technického v Praze v období od února do června 2015.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: *Návrh testovacího zařízení pojezdových kol včetně pohonu* pod vedením *Ing. Jana Andruše* vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých autorských zákonů.

Souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách, ve znění pozdějších předpisů.

V Praze dne …… ……..

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Andrušovi za odborné vedení práce a věcné připomínky při zpracování této práce. Veliké poděkování patří též Ing. Jaroslavu Křičkovi, Ph.D. za vedení a cenné rady při realizaci návrhu převodovky a rámu testovacího zařízení. Stejně bych rád poděkoval Ing. Petru Benešovi, Ph.D. a Ing. Karlu Vítkovi, CSc. za pomoc při řešení modelu. Děkuji také rodině za podporu a pomoc při zpracování bakalářské práce.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	***Marek NOHÁČ***
Název BP:	*Návrh testovacího zařízení opotřebení běhounů přístrojových koleček včetně pohonu*
Anglický název:	*Design testing device to treadwear institutional casters with transmission*
Rok:	*2015*
Studijní program:	*B2342 Teoretický základ strojního inženýrství*
Ústav:	*Ústav konstruování a částí strojů*
Vedoucí BP:	*Ing. Jan Andruš*
Konzultant:	

Bibliografické údaje:	počet stran	*50*
	počet obrázků	*26*
	počet tabulek	*10*
	počet příloh	*7*

Klíčová slova:	*Testovací zařízení, pojezdové kolo, tvrdost Shore*
Keywords:	*Testing device, castors, hardness Shore*

ANOTACE

Testování je nedílným stupněm výrobního procesu, a to nejen strojních součástí a přístrojů. Je to nezbytný mezikrok mezi vývojem, výrobou a prodejem.

Teoretická část této práce je zaměřena na souhrn informací ohledně tvrdosti nekovových materiálů, jejich měření a vyhodnocování. Zmíněny jsou též i materiály a postup výroby pojezdových přístrojových kol a shrnuty jejich přednosti a nedostatky. Jsou zde uvedeny také potřebné informace z norem, zabývající se testováním pojezdových kol a vyhodnocování zkoušky.

Úkolem praktické části je na základě získaných informaci z norem o testování kol vytvořit takové zařízení, na kterém by bylo možné prakticky otestovat kola a vyhodnotit jejich vlastnosti a chování a míru opotřebení v běžném provozu.

ABSTRACT

Testing is an integral part of the manufacturing process, not only for machine parts and devices. It is a necessary intermediate step between development, production and sale.

The theoretical part of the thesis focuses on the summary of information related to the hardness of non-metallic materials, measurement and evaluation. The materials and manufacturing process of instrumental casters is further mentioned including their positives and negatives. Next, the theoretical part deals with the necessary information related to the standards, testing of casters and assessment tests.

The task of the practical part is, based on the information gathered from the standards of testing casters, to create such a device which could be tested in practice casters and to evaluate their properties and behavior and the degree of wear in normal operation.

OBSAH

1 Úvod....1

2 Typy, postupy a způsob měření pojezdových kol....2

2.1 Měření tvrdosti Shore....2

2.2 Tvrdost podle Shore....2

2.2.1 Princip metody Shore....2

2.2.2 Stupnice....4

3 Postup testu pojezdového kola TENTE....6

3.1 Rozměry a klasifikace....6

3.1.1 Upevňovací systém....6

3.1.1.1 Horní deska....7

3.1.1.2 Pevný stonek....7

3.1.2 Offset....7

3.1.3 Kolo....8

3.2 Kolo a tolerance....8

3.2.1 Nosnost....8

3.2.2 Požadavky....8

3.3 Sekvence testování....9

3.3.1 Zkušební hodnoty....9

3.4 Kritéria přijatelnosti....10

3.4.1 Zkušební vzorek....10

3.5 Dynamický test....10

3.5.1 Postup zkoušky....10

3.5.1.1 Princip....11

3.5.2 Možnosti použití koleček v jednotlivých aplikacích....13

3.5.3 Zpracování normy....13

3.6 Blokovací a brzdící zařízení 13
3.6.1 Únava při porušení odblokovacího zařízení 14
3.6.1.1 Princip 14
4 Dodané kolo TENTE 15
4.1 Materiál 15
4.2 Nosnost 16
4.3 Velikosti 16
5 Studie testovacího zařízení 17
5.1 Princip zkoušky 17
5.2 Důvod testování 17
5.3 Typy strojů 18
5.4 Srovnání 19
5.4.1 Varianta 1 20
5.4.2 Varianta 2 21
5.4.3 Varianta 3 22
5.4.4 Varianta 4 23
5.5 Kritérium rozhodování 23
5.6 Konstrukce 25
5.7 Konstrukční návrh testovacího standu 25
5.7.1 Tvar konstrukce 25
5.7.2 Konstrukční požadavky 26
5.7.3 Charakteristika motoru 26
5.7.4 Určení potřebného výkonu elektromotoru 27
5.7.4.1 Dynamická charakteristika 30
5.7.5 Návrh elektromotoru 31
5.7.6 Návrh převodovky 32

5.7.6.1 Stanovení převodů jednotlivých soukolí 32
5.7.6.2 Volba počtu zubů 33
5.7.6.2.1 Pastorky 33
5.7.6.2.2 Spoluzabírající kola 33
5.7.6.3 Skutečný převodový poměr a chyba převodu 33
5.7.6.4 Výpočet krouticích momentů na hřídelích a návrh minimálního průměru hřídelí z napětí v krutu 34
5.7.6.5 Volba úhlů zubů šroubovice β_i a dalších parametrů 35
5.7.6.6 Výpočet doporučeného modulu zubů podle Bachova vzorce 35
5.7.6.7 Výpočet sil v reakcích 36
5.7.6.7.1 Hřídel 1 37
5.7.6.7.2 Hřídel 2 38
5.7.6.7.3 Hřídel 3 40
5.7.6.8 Návrh ložisek 41
5.8 Testovací rameno 43
5.8.1 Výpočet sil 43
5.8.2 Výpočet průhybu prutu 44
5.8.2.1 Momenty 45
5.8.2.2 Momenty od jednotkových sil 45
5.8.2.3 Výpočet průhybu do směru x 45
5.8.2.4 Výpočet průhybu do směru y 45
5.8.3 Výpočet maximálního ohybového napětí 45
5.8.4 Ložiska 46
5.8.4.1 Technické parametry ložiska: 46
5.8.5 Kontrola čepu na střih a otlačení 47
5.8.5.1 Kontrola na střih 47

5.8.5.2 Kontrola na otlačení 47
6 Výsledný testovací modul 48
6.1 Napínací mechanismus 48
6.2 Bezpečnostní prvky 48
6.3 Ergonomie 48
6.3.1 Páka 48
6.3.2 Závaží 49
7 Závěr 50
8 Použitá literatura 51
9 Přílohy 52
10 Seznam použitých značek 53

1 ÚVOD

Testování je nedílným stupněm výrobního procesu, a to nejen strojních součástí a přístrojů. Je to nezbytný mezikrok mezi vývojem, výrobou a prodejem.

Cílem této bakalářská práce je řešení způsobu testování pojezdových (přístrojových) kol. Přejezdem kol přes překážky dochází k jejich deformaci, která může být za určitých okolností i nevratná, a pak musí dojít k jejich výměně. Proto je třeba zjistit životnost a podmínky, které ho způsobí. Pro testování kol existuje řada norem, které omezují a stanovují způsob testování a určují vyhodnocování zjištěných hodnot.

Protože materiály kol pro zdravotnická zařízení mají příliš krátkou životnost, je snahou výrobců vytvoření takového materiálu kola, který bude dostatečně pružný a zároveň bude mít minimální trvalou deformaci. Pokud bude takový materiál vyvinut, bude třeba otestovat prototyp kola s tímto novým materiálem na testovacím zařízení.

Testovací zařízení proto musí být vybaveno takovými prvky, aby bylo možné provést testování pojezdových kol za všech reálných situací stanovených normou. Je nutno vytvořit plnohodnotné zařízení, které umožní vyhovět požadavkům testování, naměřit hodnoty předepsané normou a vyhodnotit je.

2 TYPY, POSTUPY A ZPŮSOB MĚŘENÍ POJEZDOVÝCH KOL

V rešerši jsou uvedeny hlavní požadavky a kritéria, které by pojezdové kolo mělo splňovat, dále jaké jsou rozměrové řady pojezdových kol, únosnosti jednotlivých rozměrových řad a způsob jejich testování.

2.1 MĚŘENÍ TVRDOSTI SHORE

Měření tvrdosti se provádí destruktivní nebo nedestruktivní zkouškou, nejčastěji vtlačováním cizího předmětu do povrchu zkoušeného materiálu, přičemž při zkoušce by nemělo dojít k porušení měřené součásti. Podle hodnoty tvrdosti lze odvodit také další vlastnosti materiálu (např. modul pružnosti materiálu).

Tvrdost je mechanická vlastnost, která je velmi důležitá v technické praxi především pro kovové, ale i plastové materiály a je definována jako odpor, který materiál klade proti vnikání cizího tělesa.

Zkoušky rozdělujeme:

- Statické (tvrdost podle Brinella, Knoppa, Rockwella, Vickerse)
- Dynamické (Poldi kladívko, Baumanovo kladívko, Shoreho skleroskop, duroskop)
- Vrypové (Martens)
- Vnikací (Brinell, Knoop, Rockwell, Vickers)
- Odrazové (Shore)

2.2 TVRDOST PODLE SHORE

Tato zkouška se provádí při měření tvrdosti nekovových materiálů a řadí se mezi dynamicko-elastické zkoušky. Jedná se o zkoušku odrazem zkušebního tělíska, při které se zajišťuje výška odrazu od měřené plochy.

2.2.1 PRINCIP METODY SHORE

Princip zkoušky je založen na měření výšky odrazu zkušebního tělíska od testovaného nekovového povrchu. Nejčastěji se jako zkušební tělísko používá kovová kulička nebo diamantový hrot. Působením závaží (zkušebního tělíska) na testovaný povrch dojde k plastické deformaci zkoušeného materiálu a ke

spotřebování části energie závaží, a proto se závaží neodrazí do stejné výšky, ze které bylo spuštěno.

K měření vrypu vytvořeného závažím se používá tzv. Shoreův skleroskop. Jeho použití je však omezeno pouze na velké konstrukce nebo pro velmi tvrdé výrobky, protože empiricky určená tvrdost není příliš přesná a je značně nespolehlivá.

Pro postup měření pomocí skleroskopů se používá nejčastěji SHORE HSC a HSD Stupnice Shore.

Stupnice Shore HSC

Hmotnost pádového tělesa (závaží): 2,5 g

Pádová výška 254 mm

$$HSC = \frac{10^4 \cdot h}{65 \cdot H} \tag{2.1}$$

H - pádová výška [mm]

h - výška odskoku [mm]

Stupnice Shore HSD

hmotnost pádového tělesa: 36,2 g

pádová výška: 19 mm

$$HSD = \frac{10^4 \cdot h}{H} \tag{2.2}$$

H - pádová výška [mm]

h - výška odskoku [mm]

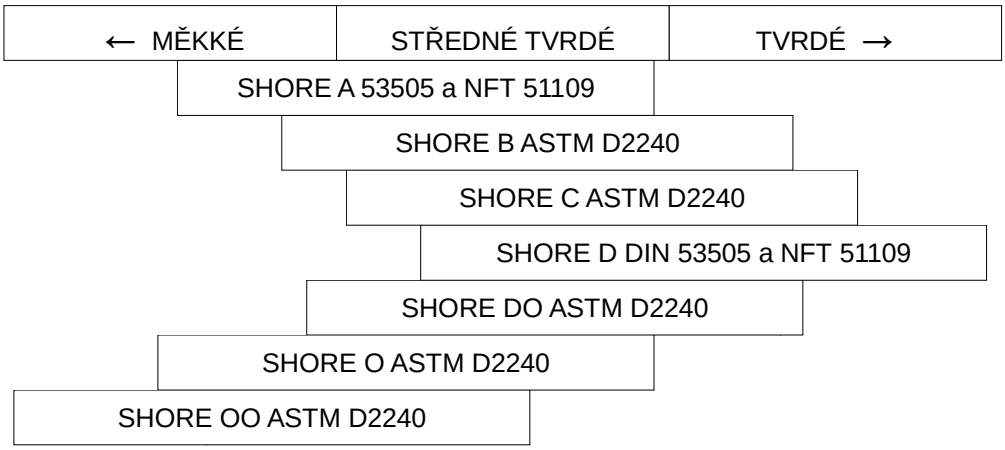
V dnešní době se pro měření tvrdosti používá moderních velmi přesných digitálních kapesních Shore tvrdoměrů s odstupňovanými stupnicemi dle tvrdosti, použitých indentorů[1] různých tvarů, v závislosti na tvrdosti zkoušeného materiálu.

[1] Indentor – geometricky definované těleso, používající se ke vtlačování do zkušebního materiálu.

2.2.2 STUPNICE

Tvrdost stupnice je stanovena normou v několika stupních, záleží na tvrdosti jednotlivých nekovových měřených materiálů, nejčastěji pryžových nebo plastových. Jsou tři základní skupiny tvrdostí materiálů – měkké, středně tvrdé a tvrdé.

Pojezdová kola patří do různých skupin tvrdostí. Tvrdost testovaného kola[2] je SHORE A70. Písmeno A znamená, že pro tvrdost je použit 35° komolý kužel (frustum) o průměru 1,40 mm, délce 2,54 mm, se silou tlačné pružiny 8,06 N. Hodnota 70 značí tvrdost. Tvrdost je určena na stupnici 0-100.



Obrázek 2.1.: Rozdělení tvrdostí a použití vhodné zkoušky

Tvrdost testovaného kola TENTE s výše popsanými vlastnostmi, lze odvodit z obrázku 2.1. Pro dodávané kolo je, z vlastností udaných výrobcem, zřejmé, že se materiál kola řadí do skupiny měkkých až středně tvrdých materiálů.

Konečná hodnota tvrdosti je závislá na hloubce vrypu vytvořeného vnikavým tělískem poté, co bylo po dobu 15 sekund vtlačováno do materiálu. V případě, že tělísko pronikne do hloubky 2,54 mm (0,100 palce) nebo více, je tvrdost testovaného vzorku pro danou měřenou stupnici 0. V tomto případě se musí použít stupnice vyšší. Pokud nedojde k žádnému vniknutí tělíska (není zjištěn žádný vryp), pak je tvrdost pro danou stupnici 100 a pro kontrolu se použije nižší stupnice.

[2] O testovaném kole se zmiňuje kapitola 4.

Tabulka 2.1.: Typy tvrdostí SHORE v závislosti na tvrdosti materiálu

Typ tělíska	***Konfigurace***	***Průměr***	***Prodloužení***	***Síla pružiny***
A	*35° komolý kužel*	*1,40 mm (0,055 in)*	*2,54 mm (0,100 in)*	*8,06 N (822 gf)*
B	*30° kužel*	*1,40 mm (0,055 in)*	*2,54 mm (0,100 in)*	*8,06 N (822 gf)*
C	*35° komolý kužel*	*1,40 mm (0,055 in)*	*2,54 mm (0,100 in)*	*44,48 N (4536 gf)*
D	*30° kužel*	*1,40 mm (0,055 in)*	*2,54 mm (0,100 in)*	*44,48 N (4536 gf)*
DO	*1,20 mm (0,047 in) sférický poloměr*	*2,40 mm (0,094 in)*	*2,54 mm (0,100 in)*	*44,48 N (4536 gf)*
O	*1,20 mm (0,047 in) sférický poloměr*	*2,40 mm (0,094 in)*	*2,54 mm (0,100 in)*	*8,06 N (822 gf)*
OO	*1,20 mm (0,047 in) sférický poloměr*	*2,40 mm (0,094 in)*	*2,54 mm (0,100 in)*	*1,11 N (113 gf)*

3 POSTUP TESTU POJEZDOVÉHO KOLA TENTE

Postup testování pojezdových kol je detailně uveden v normě ČSN EN 12 530:1998.

Tato norma stanovuje postupy měření, dovolené tolerance, podmínky při měření a aplikované testy měření běhounů pojezdových kol a koleček a technické požadavky pro volbu kol a koleček vhodných rozměrů. Dále norma určuje parametry testovacího stroje, postupy testování a způsob zpracovávání výsledků. Vztahuje se také na pojezdová kola, opatřená brzdícím nebo blokovacím zařízením pro použití v institucionálním prostředí. Institucionálním prostředím jsou míněny například restaurace, hotely, obchody, nemocnice, vzdělávací budovy, apod.

Postupy a hodnoty měření se odkazují i na další normy jako ČSN EN 12 526:1998 kola a kolečka – slovník, doporučených symbolů a vícejazyčný slovník, ČSN EN 12 527:1998 – pojezdová kola – zkušební metody a zařízení. Tyto normy budou v následující kapitole dále použity.

3.1 ROZMĚRY A KLASIFIKACE

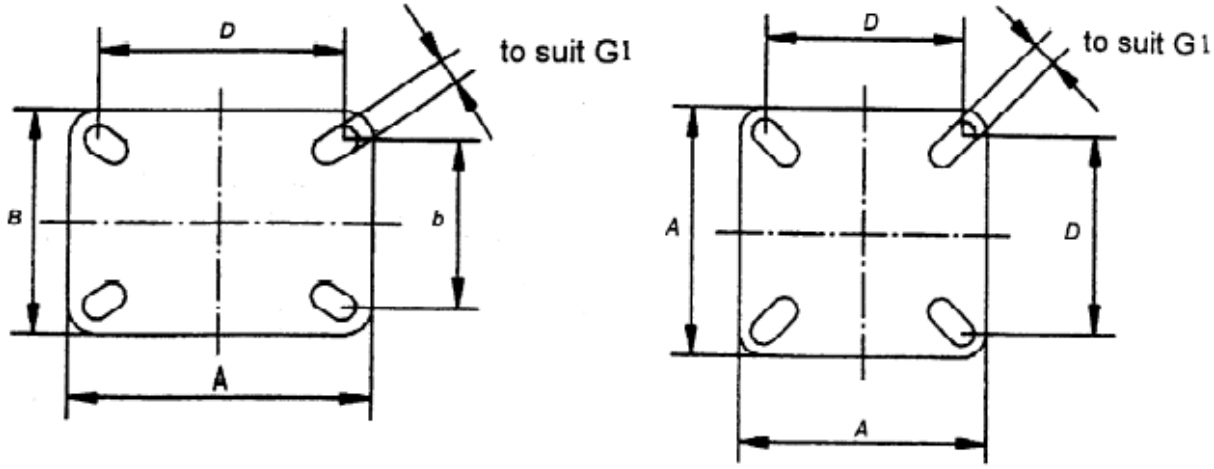
Charakteristický rozměr koleček určuje tvar, rozměr a přípustné zatížení. Pro tyto hodnoty je podstatné na kole měřit:

- Upevňovací systém
- Offset[3]
- Kolo
- Nosnost

3.1.1 UPEVŇOVACÍ SYSTÉM

Upevňovací systém se skládá z horní desky, pevného stonku a díry se šroubem pro kolo.

[3] Offset je též znám jako polygrafický způsob tisku z plochy, při němž se obraz přenáší z tiskové formy na válec s gumovým potahem. V tomto případě však offset značí vzdálenost osy kola od osy rotace pevného stonku.



Obrázek 3.1.: Typy upevňovacích desek kolečka k rámu, vlevo obdélníkový průřez, vpravo čtvercový průřez

3.1.1.1 HORNÍ DESKA

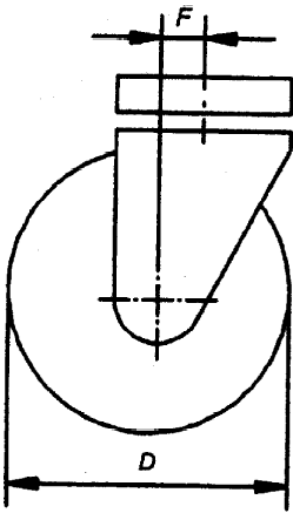
Horní desky jsou odstupňovány velikostně podle průměru kolečka. Jsou různých tvarů – nejčastěji obdélník a čtverec. Konstrukce profilu horní desky není stanovena normou a její tvar a konstrukční provedení je zcela na konstruktérovi, avšak za předpokladu, že jsou dodrženy základní připojovací rozměry dle normy, tedy u obdélníku průřez desky A x B a rozteč pro šrouby D x b, pro čtverec průřez A x A a rozteč pro šrouby D. V horní desce jsou otvory pro šrouby pro upevnění pojezdového kola k zařízení a jejich rozměry jsou dány normou ČSN EN 12 530:1998.

3.1.1.2 PEVNÝ STONEK

U pevného stonku je nutné, aby stonek vyhověl velikosti kolečka, pro které je použit. Jeho délka proto musí být rovna nebo větší 1,5 násobku průměru kolečka. Pokud je použit pevný stonek s příčným otvorem pro upevnění na trubkovou konstrukci, pak osa otvoru musí být 19±0,25 mm od nákružku dříku se závitem M8.

3.1.2 OFFSET

Offset určuje vzdálenost osy pevného stonku od osy kolečka a udává se s minimální a maximální hodnotou pro otočné kladky, které odpovídají až polovině průměru pojezdového kola.



Obrázek 3.2.: Znázornění offsetu kola

3.1.3 KOLO

Pro kolo jsou charakteristické tyto parametry:

- průměr kola
- šířka náboje
- průměr díry náboje kola
- nosnost

3.2 KOLO A TOLERANCE

Maximální přípustná odchylka průměru kola D je ±1% jeho průměru, minimální hodnota je ±1 mm. Tolerance šířky náboje $^{0}_{-2\%}$ avšak minimálně $1\ \mathrm{mm}$.

3.2.1 NOSNOST

Maximální zatížení kola $F\,[N]$ je zatížení, které kolo snese tak aby plně vyhovovalo požadovaným kritériím přijatelnosti, jak je uvedeno v normě ČSN EN 12 530:1998. Pro testované kolo TENTE 200x50 je tato hodnota $1\ 000\ \mathrm{N}$ (100 kg) při dynamickém namáhání a $2\ 000\ \mathrm{N}$ (200 kg) při statickém namáhání kola.

3.2.2 POŽADAVKY

Požadavky na testování pojezdových kol jsou definovány v normě ČSN EN 12 527:1998 – zkušební zařízení a postupy pojezdových kol a koleček.

Zkoušky nosnosti kol musí být prováděny v prostředí s teplotním rozmezím 15 – 28 °C a tato teplota se musí udržovat v celém průběhu zkoušky při relativní vlhkosti prostředí mezi 40 – 70 %, a to již 24 hodin před zahájením testování. Během testování nesmí být vzorek chlazen, ani jinak z testovaného vzorku úmyslně teplo odváděno.

3.3 SEKVENCE TESTOVÁNÍ

Sekvence testování jsou popsány v normě ČSN EN 12 530:1998 s odkazem na normu ČSN EN 12 527:1998, kde je detailně popsán postup testu. V tabulce 3.1 jsou uvedeny stěžejní zkoušky.

Tabulka 3.1.: Seznam postupů testování pojezdových kol

Testovací sekvence	***Kolečka a typy kol***
vůle kola	*všechny*
výchozí naklápění	*otočná kolečka s nebo bez příslušenství*
elektrický odpor	*kolečka a kola elektricky vodivá*
únavy pro brzdění s blokovacím zařízením	*kolečka s: - zajišťovacím / brzdícím zařízením* *- směrovým blokovacím zařízením* *- celkovým zamykacím / brzdícím zařízením* *- centrálním zamykacím / brzdícím zařízením*
kontrola účinnosti naklápění brzdění s blokovacím zařízením	*kolečka s: směrovým zamykáním / brzdícím zařízením* *- celkovým zamykacím / brzdícím zařízením* *- centrálním zamykacím / brzdícím zařízením*
statický test	*Všechny*
dynamický test	*všechny*
kontrola účinnosti naklápěcího brzdění s blokovacím zařízením	*kolečka s: - zajištěním / brzdícím zařízením* *- celkovým zamykacím / brzdícím zařízením* *- centrální zamykání / brzdící zařízení*

3.3.1 ZKUŠEBNÍ HODNOTY

Zkušební hodnoty, kterým musí kolo v jednom testovacím cyklu vyhovět normě, jsou uvedeny v tabulce 3.2. Těmto hodnotám odpovídají i hodnoty tolerancí, které

nesmí být překročeny. Dojde-li k překročení povolených tolerancí, to znamená, že nebyly splněny podmínky testování - test nebyl úspěšný.

Zkouška je vyhovující pouze v případě, že se na vzorku nevyskytnou žádné známky opotřebení nebo trvalé deformace, které by nepříznivě ovlivnily funkčnost vzorku nebo nesplňovaly tolerance uvedené v tabulce 3.2.

Tabulka 3.2 Hodnoty testů a tolerancí

Hodnota	***Tolerance***	***Popis***
5000	*+1%* *0*	*počet blokovacích akcí*
10	*0* *-2%*	*cyklů za minutu*
proměnlivá	*+2%* *0*	*nosnost jako zkušební zatížení*

3.4 KRITÉRIA PŘIJATELNOSTI

3.4.1 ZKUŠEBNÍ VZOREK

Všechny testy v sekvenci musí být provedeny se stejnými kolečky, není-li v příslušné normě stanoveno jinak. Hodnoty testování jsou uvedeny v tabulce 3.3.

Tabulka 3.3.: Doba a síly působící na kola při testování

Hodnota	***Tolerance***	***Jednotka***	***Popis***
Proměnlivý	*+2%* *0*	*N*	*nosnost jako testované zatížení*
1,5	*-*	*-*	*činitel zatížení*
1	*+16 min* *0*	*h*	*doba působení zatížení*
24	*±1*	*h*	*uplynulý čas před kontrolou*

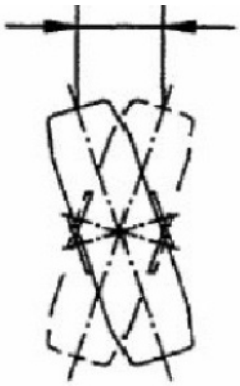
Zkouška je vyhovující, pokud nedojde k trvalé deformaci vzorku, což by nepříznivě ovlivnilo jeho výkonnost.

3.5 DYNAMICKÝ TEST

3.5.1 POSTUP ZKOUŠKY

Měření (zkouška) musí být provedeno na kole a nápravě sestavené stejně jako funkční hotový výrobek. Třmen je na kolečko pevně upnut ve svislé poloze a zajištěn.

Šířka třmenu musí být taková, aby nebyl narušen pohyb kola. Pohyb kola nesmí vykazovat na nápravě žádné boční vůle. Zkouškou se zjišťuje boční vůle kola (viz obrázek 3.2).



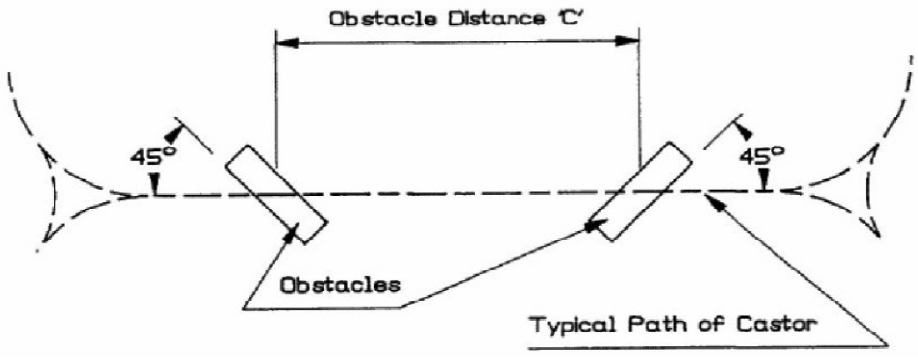
Obrázek 3.3.: Znázornění boční vůle kola

3.5.1.1 PRINCIP

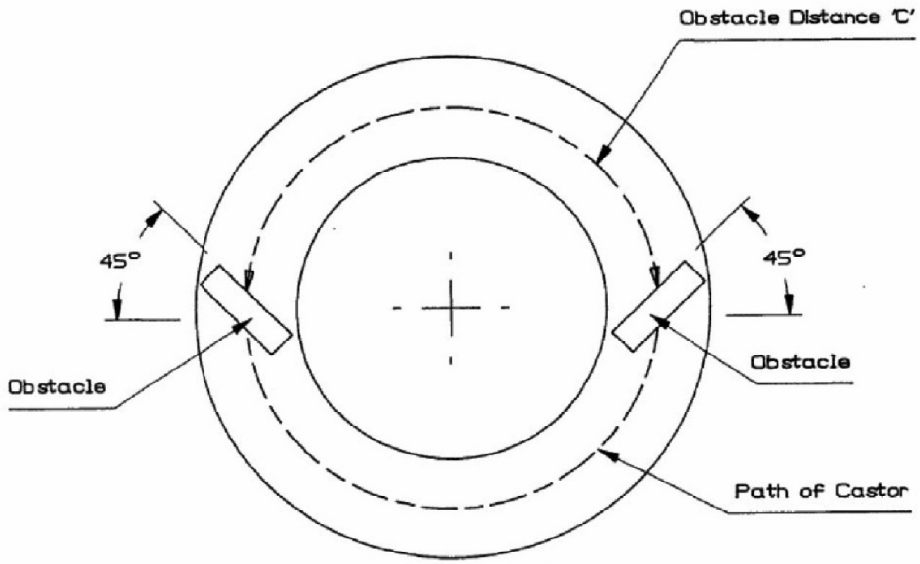
Cílem testu je ověření, zda zatížení při dynamické aplikaci nezpůsobí poškození anebo nadměrné opotřebení kolečka.

Zkušební stroj může mít buď lineární nebo kruhovou dráhu ve vodorovné nebo svislé poloze (viz obrázky 3.4., 3.5. a 3.6.) s hladkým ocelovým povrchem.

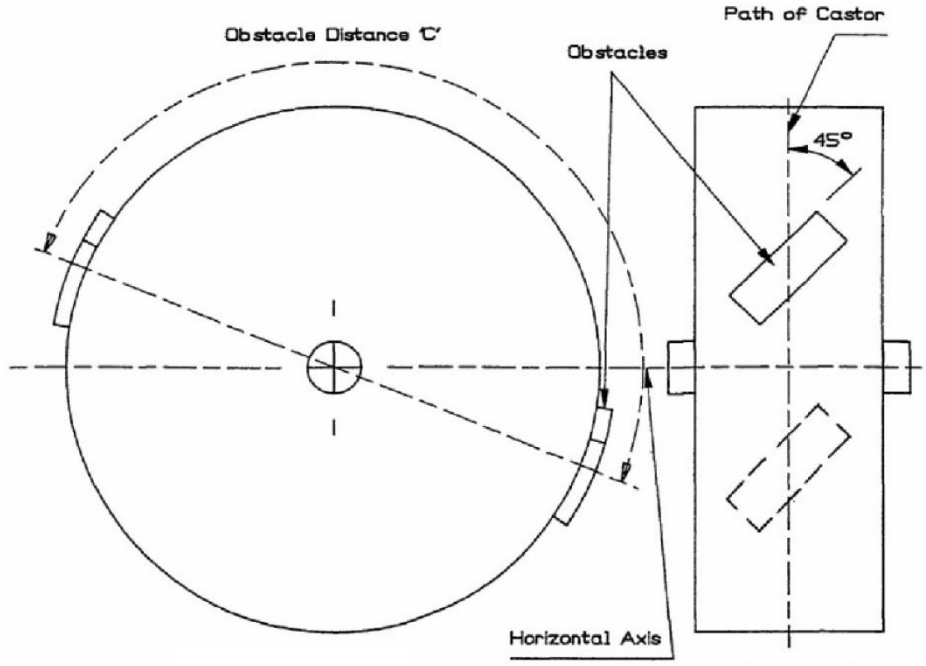
Šířka překážek je 100±2 mm, úhel náběhu překážek 45±3° ve směru jízdy, střídavě vpravo a vlevo. Zaoblení hran je 1/3 výšky překážky. Zkouška je vyhovující, nedojde-li k trvalé deformaci, což by nepříznivě ovlivnilo výkonnost kola a redukce průměru kola nesmí přesáhnout 2% z jeho původního naměřeného průměru. Překážky musí být od sebe umístěny podle normy ČSN EN 12 530:1998, tj. ve vzdálenosti 1 - 3 m v pravidelných intervalech.



Obrázek 3.4.: Testování kola přejezdem přes překážky na vodorovné přímé dráze



Obrázek 3.5.: Testování kola přejezdem přes překážky na vodorovné kruhové dráze



Obrázek 3.6.: Testování kola přejezdem přes překážky po válcové dráze

Kolo se umístí do zkušebního zařízení se správnou montáží, tj. vybavené všemi správně utaženými upevňovacími šrouby. Test se provádí na jednom z vyjmenovaných typů zařízení dle obrázků 3.4, 3.5, 3.6. Doba testování se závažím odpovídajícím rozměru a únosnosti kola je uvedena v tabulce 3.3. Kolo musí překonat určitý počet cyklů přejezdu přes překážky.

3.5.2 MOŽNOSTI POUŽITÍ KOLEČEK V JEDNOTLIVÝCH APLIKACÍCH

- Kolečka pro institucionální aplikace

- Kolečka pro nemocniční lůžka

- Kolečka pro aplikace až do 0,83 m/s (3 km/h)

- Kolečka pro aplikace nad 0,83 m/s, a do 4,4 m/s (16 km/h)

3.5.3 ZPRACOVÁNÍ NORMY

Výsledek normy je zpracován nejčastěji v tabulkovém archu, kam se vypisují tyto údaje a zjištěné hodnoty:

- Odkaz na příslušné normy
- Typ zkušebního stroje, který byl použit
- Podrobnosti o každé odchylce podle normy
- Hlavní parametry zkušebního vzorku
- Jméno a adresa místa, kde byl test proveden
- Datum zkoušky

Tabulka 3.4.: Požadavky při testování dynamického testu

Hodnota	***Tolerance***	***Jednotky***	***Popis***
proměnlivá	*+2% 0*	*N*	*nosnost jako zkušební zatížení*
0,83 m/s (3km/h)	*+5% 0*	*m/s*	*průměrná rychlost, rychlost při nárazu*
5 % z průměru kola D	*0 –5%*	*mm*	*výška překážek*
1 – 3 m	*-*	*m*	*vzdálenost mezi překážkami*
v tomto testu není nutné	*+1% 0*	*-*	*počet otáček kola*
3 min	*± 10s*	*min*	*doba chodu*
max. 3 min	*± 10s*	*min*	*doba pauzy*
proměnlivý	*-*	*mm*	*průměr kola*

3.6 BLOKOVACÍ A BRZDÍCÍ ZAŘÍZENÍ

Blokovací zařízení, případně brzdící zařízení slouží k zastavení, resp. zpomalení rychlosti otáčení kolečka. Nejčastěji se jedná o plech, který je vtlačován

do běhounu pojezdového kola, kdy v důsledku tření mezi kolem a plechem v závislosti na součiniteli tření, dojde ke zpomalení nebo úplnému zastavení a ustálení kola vůči jeho samovolnému pohybu.

3.6.1 ÚNAVA PŘI PORUŠENÍ ODBLOKOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Úkolem tohoto testu je zjistit opotřebení běhounu kola nebo vzniklé trvalé deformace v důsledku používání brzdícího mechanismu, které by negativně ovlivnily funkčnost kola při brzdění nebo zajišťování zařízení. Tento test probíhá v klidovém režimu, tedy buben ani kolo se netočí.

3.6.1.1 PRINCIP

Kolečko je umístěno na vodorovný hladký ocelový povrch, bez známek mastnot a jiných nečistot, které by mohly negativně zkoušku ovlivnit. Kolečko se zatíží maximální přípustnou silou. Postupně je použita horizontální tahová síla v souladu se směrem pohybu kola. Tato síla působí po dobu 10 sekund, pak dojde k odlehčení. Celý test je složen z n-cyklů. Během zkoušky se kontroluje, zda nedochází k protáčení kola nebo porušení běhounu kola.

4 DODANÉ KOLO TENTE

K testování bylo určeno kolo TENTE o rozměrech 200x50 mm, pro použití na vozíky zdravotnického zařízení.

4.1 MATERIÁL

Kolo se skládá ze dvou částí: středu kola a z běhounu kola. Do osy kola je vlisováno radiální ložisko, které je pevnou součástí středu kola.

Střed kola je vyroben z pevného, tvrdého, ale houževnatého polypropylenu (PP). Tento plast je velmi podobný polyetylenu, je použitelný i při velkém rozsahu teplot. Křehne při velmi nízké teplotě, k měknutí polyetylenu dochází až při teplotě 140 – 150 °C, k tavení při teplotě 160 – 170 °C. Je odolný vůči olejům, organickým rozpouštědlům a alkoholům. Má dobrou chemickou i mechanickou odolnost. Pro tyto vlastnosti má široké použití v potravinářské i chemické výrobě, je vhodnou alternativou k polyvinylchloridu (PVC), užívá se pro izolaci elektrických kabelů apod.

Běhoun kola je z pěnového polyuretanu (PUR). Tento plast se vyrábí polyadicí diizokyanátů a dvou nebo vícesytných alkoholů. Při výrobě je důležité dodržet pracovní postup, neboť při polyadici vznikají nebezpečné jedovaté látky. Tyto škodlivé látky je třeba ještě v procesu výroby odstranit. Toho lze docílit dvěma způsoby:

1) Pěna se slisuje, tím se z pěnové matrice „vymačkají“ škodlivé plyny, které se odsají.
2) U modelů, kde není možné součást stlačit z důvodu cizího předmětu v materiálu (ocelový drát, osa kola,…), se z pěnové matrice škodlivé plyny odsají podtlakovým zařízením.

Velká výhoda polyuretanu spočívá v jeho lehkosti a relativní pevnosti. Nejčastěji se používá jako výplň autosedaček, pěnových matrací nebo izolace potrubí. Jeho nevýhodou je však nestejnorodá pěnová matrice a tedy větší náchylnost k „trhání“ pěny.

Běhoun kola je potažen pryží s tvrdostí 70 ShA. Vysoká tvrdost je negativním faktorem ovlivňujícím působení brzdícího zařízení na kolo během dynamického namáhání, neboť dochází ke snížení účinnosti.

4.2 NOSNOST

Testované kolo TENTE může být zatěžováno dle normy ČSN EN 12 530:1998 a normy ČSN EN 12 527:1998 pro statickou nosnost silou $2\,000$ N, pro dynamickou nosnost 1 000 N. Podle uvedených norem musí kolo, včetně rámu, unést tyto zatěžovací síly pro požadovaný počet $5\,000$ cyklů s koeficientem bezpečnosti $1{,}5$, bez známek trvalých deformací větších než připouští norma.

4.3 VELIKOSTI

Kolo, které bude testováno, má rozměry udané normou ČSN EN 12 530:1998. Jelikož stroj pro testování pojezdových kol bude konstruován pro různé průměry kol, musí být variabilita stroje co nejjednodušší, zároveň však musí při testování splňovat požadavky příslušné normy. Stroj musí být přestavitelný na veškeré požadované zkoušky a zároveň na různé průměry kol. Cílem je, aby vyrobená konstrukce testovacího stroje umožňovala měření kol v rozsahu 100 ÷ 200 mm. Kola, která budou na stroji testována, jsou uvedena v tabulce včetně všech důležitých rozměrů kola.

Tabulka 3.1.: Závislost průměru kola na šířce náboje

Průměr kola (D)	***Šířka náboje (T1)***	***Průměr vrtání (d)***
100	*30/35*	*8* *10* *12*
	40/45	*10* *12*
125	*30/35*	*8* *10* *12*
	40/45	*10* *12*
150/160	*40/45*	*12*
200	*40/45*	*12*

5 STUDIE TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Úkolem práce je na základě zjištěných parametrů a vlastností pojezdového kola TENTE navrhnout testovací zařízení, schopné zatěžovat kolo v požadovaných osách, rychlostech, silách, apod., v závislosti na velikosti testovaného kola.

Obdobná zkouška, která bude přibližnou předlohou principu testování pojezdových kol, je zkouška zatěžování běhounu pneumatiky osobního či nákladního automobilu. Tato zkouška je pouze informativní, avšak její princip je podobný.

5.1 PRINCIP ZKOUŠKY

Zkouška je založena na odvalování pojezdového kola po otočném bubnu nebo po posuvném pásu určitou konstantní rychlostí, která je dána příslušnou normou. U běhounů pojezdových kol je navíc zařazen test zmíněný již v kapitole 3, tj. běhoun kola je při dynamické zkoušce podroben také zkoušce rázů. Princip testu spočívá v tom, že ve stanovených rozestupech jsou na testovací dráze (bubnu/pásu) upevněny pevné překážky, které mají simulovat přejezdy přes nerovnosti, jako např.: jízda přes obrubník, jízda po zámkové dlažbě nebo kočičích hlavách, najetí do díry, apod. Tyto virtuální překážky mají přesně stanovený tvar, velikost a umístění na testovacím zařízení.

5.2 DŮVOD TESTOVÁNÍ

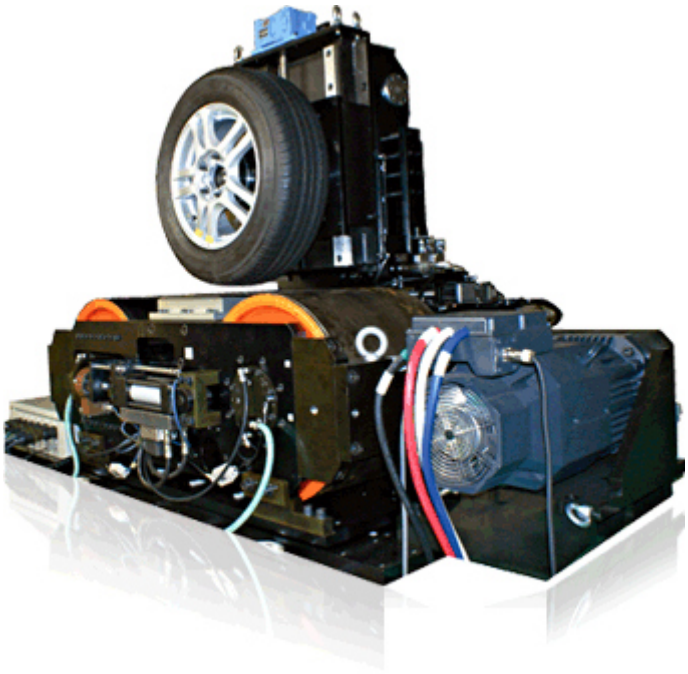
Výsledkem testování je vedle zhodnocení únavy kola, která je dána normou ČSN EN 12 530:1998 o pojezdových kolech a kolečkách, také testování třmenu kola, který bude z jiných materiálů než z lisovaného plechu, například z kompozitního materiálu na bázi uhlíkových vláken, apod.

Kolo bude sloužit pro přepravu pacientů na pojezdových nosítkách záchranné služby. Je tedy pravděpodobné, že kolo bude namáháno v různých aplikacích, nejen u nemocničních lůžek, kde je předpokládaná pojezdová rychlost 0,83 m/s (tj. 3 km/h), ale i u zařízení s pojezdovou rychlostí 1,1 - 3,3 m/s i vyšších a v důsledku toho bude docházet k vyššímu dynamickému namáhání materiálu a tedy i jinému chování kola.

5.3 TYPY STROJŮ

S posuvným pásem

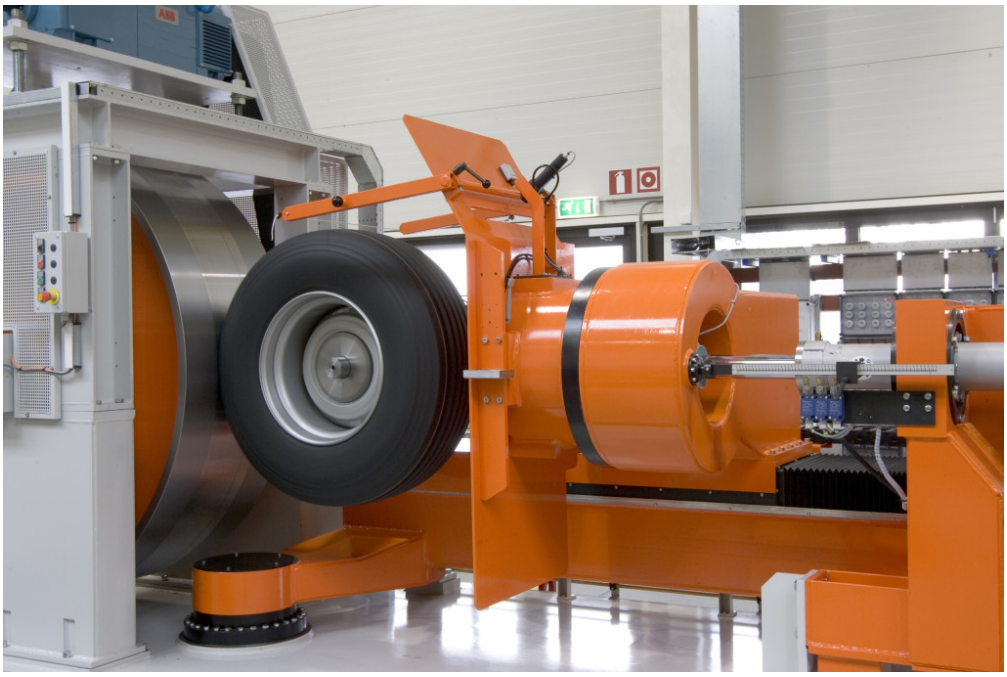
Posuvný pás je v místě dotyku testovaného kola podepřen deskou, stejně jako pásový dopravník například v obchodech. Testovací kolo je umístěno kolmo na pásu. Tato konstrukce je výhodnější pro testování kol dopravních vozidel, kdy je kolo deformováno v důsledku zatěžující síly na rovné ploše. Zatímco u konstrukce s odvalovacím bubnem je kolo odvalováno po obvodu kola s rádiusem a tím jsou naměřené hodnoty napětí ve středu kola odlišné od naměřených hodnot na krajních bodech dotyku kola s bubnem.



Obrázek 5.1.: Testování kola automobilu na stroji s posuvným pásem (převzato z [8]*)*

S odvalovacím bubnem

Odvalovací buben má však oproti konstrukci s pásem značnou výhodu. Jeho konstrukce je přímo v kontaktu s kolem, takže nehrozí riziko nechtěných axiálních sil, které jsou u pásové varianty předvídatelné v důsledku posunu pásu. Další nespornou výhodou oproti pásu je jednoduché upevňování překážek na buben testovacího standu. Není zde pohyblivý pás, který by se mohl při případné špatné montáži „vysvléci“ a zařízení vážně poškodit.



Obrázek 5.2.: Testování kola automobilu na stroji s odvalovacím bubnem (převzato z [12]*)*

Pro konstrukci testovacího zařízení pro pojezdová kola je výhodnější varianta s odvalovacím bubnem, u které bude jednodušší upevňování překážek na kokový buben. Zatímco u varianty s pásem by bylo obtížné provedení bezpečného upevnění překážek a zároveň jejich variabilní výměny, přemístění nebo odstranění. Axiální síla, která by vznikala při pohybu pásu, zde nebude, protože celá konstrukce je pevná a je zde minimum volně pohybujících se částí.

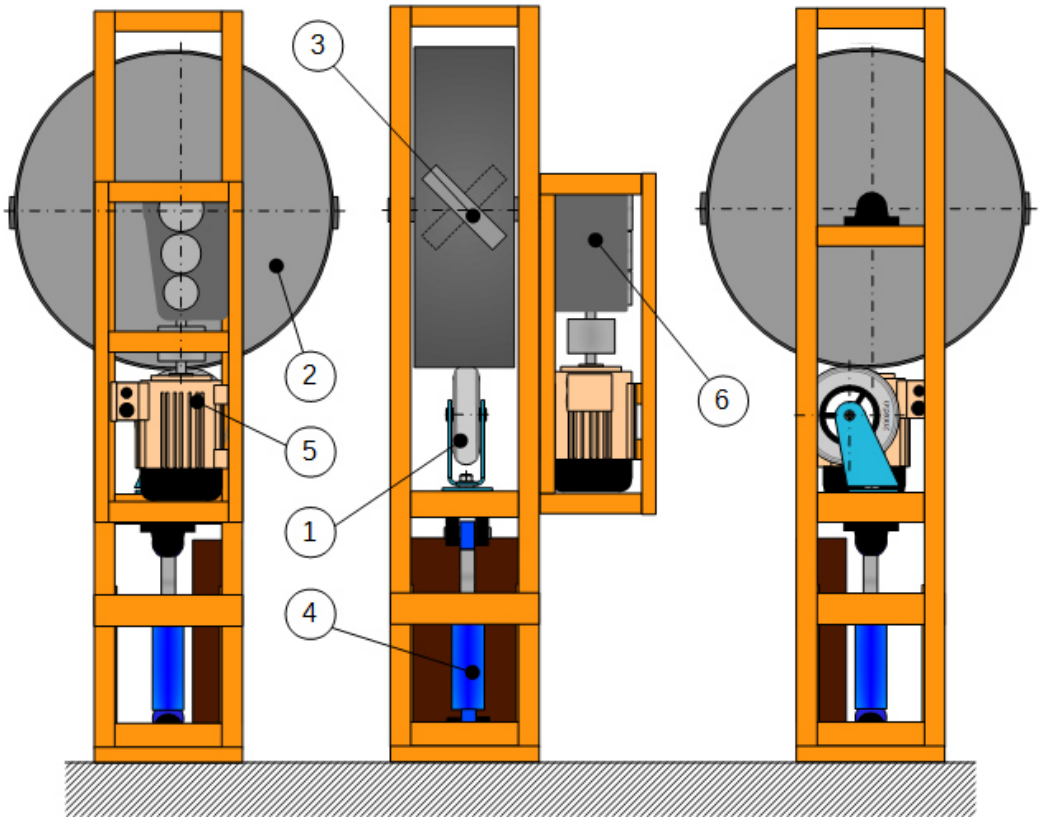
5.4 SROVNÁNÍ

Výběr vhodné konstrukční varianty vychází ze čtyř dále popsaných konstrukčních návrhů. Na základě stanovených priorit bude vytvořena tabulka kriterií (výhodnost, využitelnost a jednoduchost) a po jejich vyhodnocení bude vybrána nejvhodnější varianta pro účely testování.

Stroj by měl být co nejjednodušší na obsluhu, s přijatelnými provozně ekonomickými nároky. Dalším předpokladem je jeho dlouhá životnost a univerzálnost (snadná přestavba stroje na testování různých průměrů kola/obvodové rychlosti bubnu). Zároveň by měl zabírat co nejmenší prostor (plochu), neboť testování bude prováděno v laboratorních prostorách.

5.4.1 VARIANTA 1

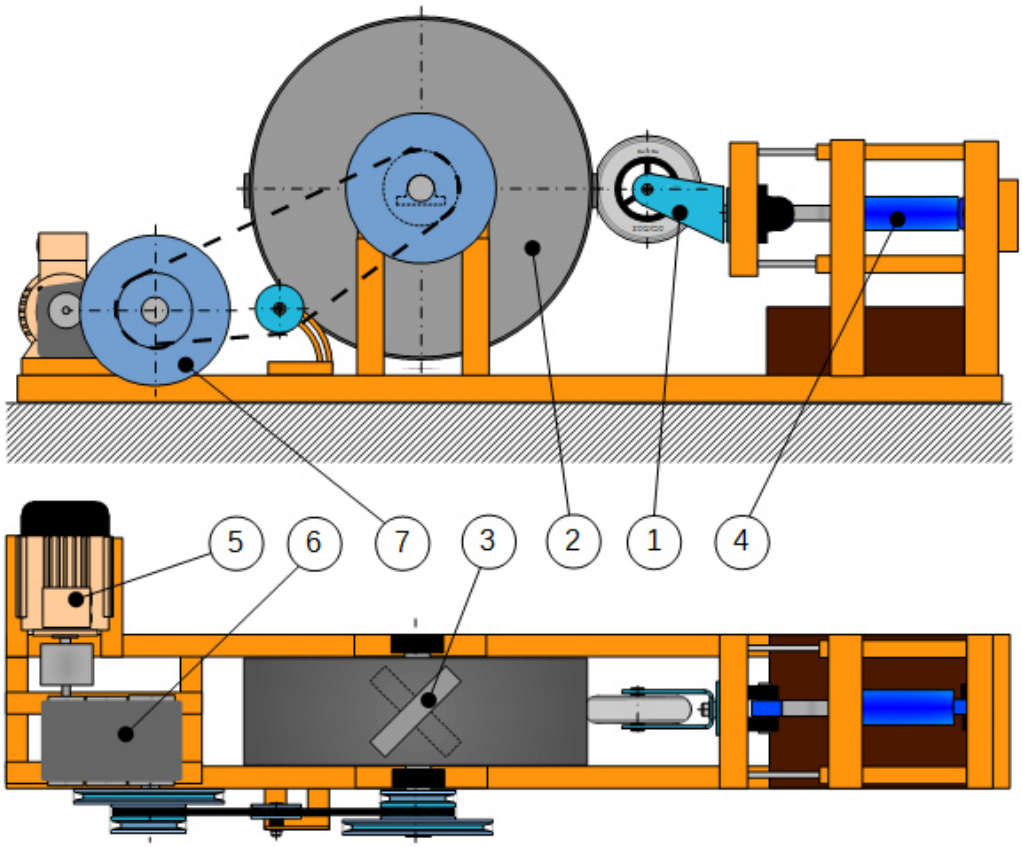
Testovací stroj je konstruován ve vertikální poloze, což je u těchto konstrukcí s pístem běžné, a to nejen kvůli případnému vzpěru, ale i nechtěným průsakům oleje. Tlak působící na kolečko (1) je obstarán hydraulicko-pneumatickým pístem s redukcí tlaku (4). Na válec (2) bude možno připevnit destičky (3), které budou simulovat otřesy a rázy za běžného provozu. Pohon bude zajišťovat elektromotor (5) připojený na převodovku (6), která bude na výstupu dodávat minimální obvodovou rychlost 0,86 m/s. Případné zvýšení rychlosti otáček motoru bude dosaženo frekvenčním měničem.



Obrázek 5.3.: Možná varianta řešení konstrukce číslo 1

5.4.2 VARIANTA 2

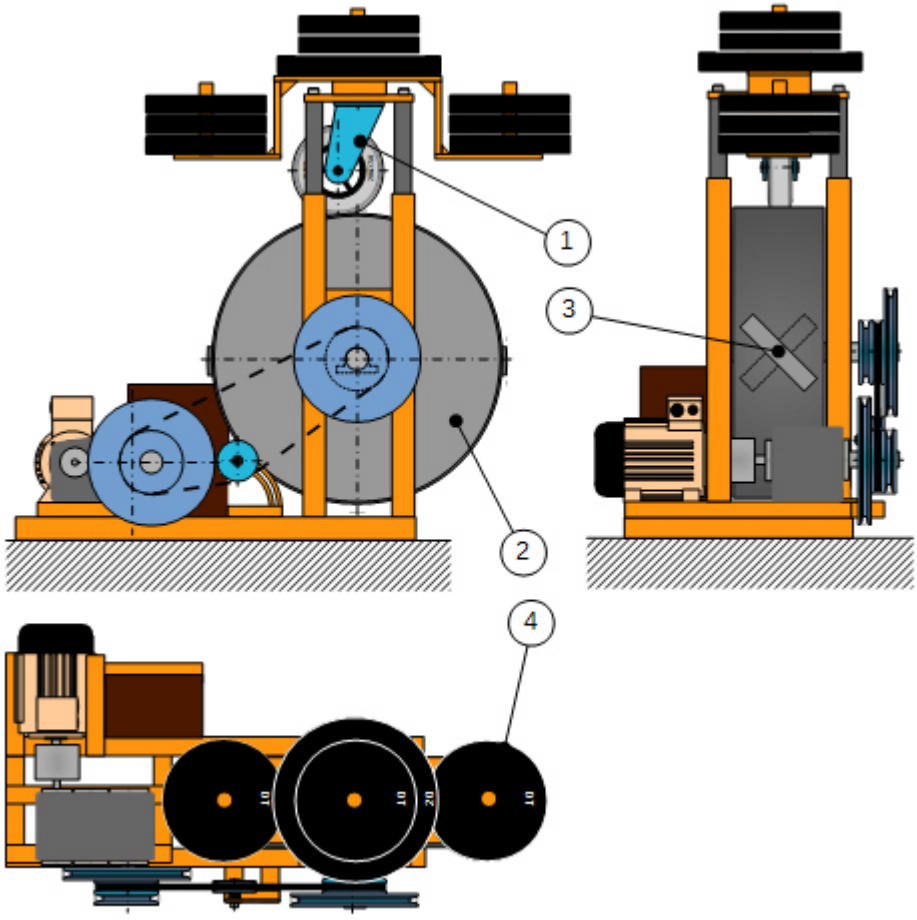
Kolečko (1) stejně jako ve variantě 1 je přitlačováno k bubnu (2) s destičkami (3) pístem (4). Je obdobou varianty 1 s tím rozdílem, že stroj je řešen horizontálně, což ovšem do konstrukce vnáší další problémy s pístem. Vedle vzpěru je nutno řešit i vlastní tíhu pístu a celé nosné konstrukce, která přidá i namáhání od ohybu. Tato varianta se nejčastěji používá i u testování běhounů pneumatik. V tomto případě je změna rychlosti bubnu řešena pomocí „pevného řemenového variátoru“ (7), napojeného na převodovku (6) a motor (5) tak může mít konstantní otáčky.



Obrázek 5.4.: Možná varianta řešení konstrukce číslo 2

5.4.3 VARIANTA 3

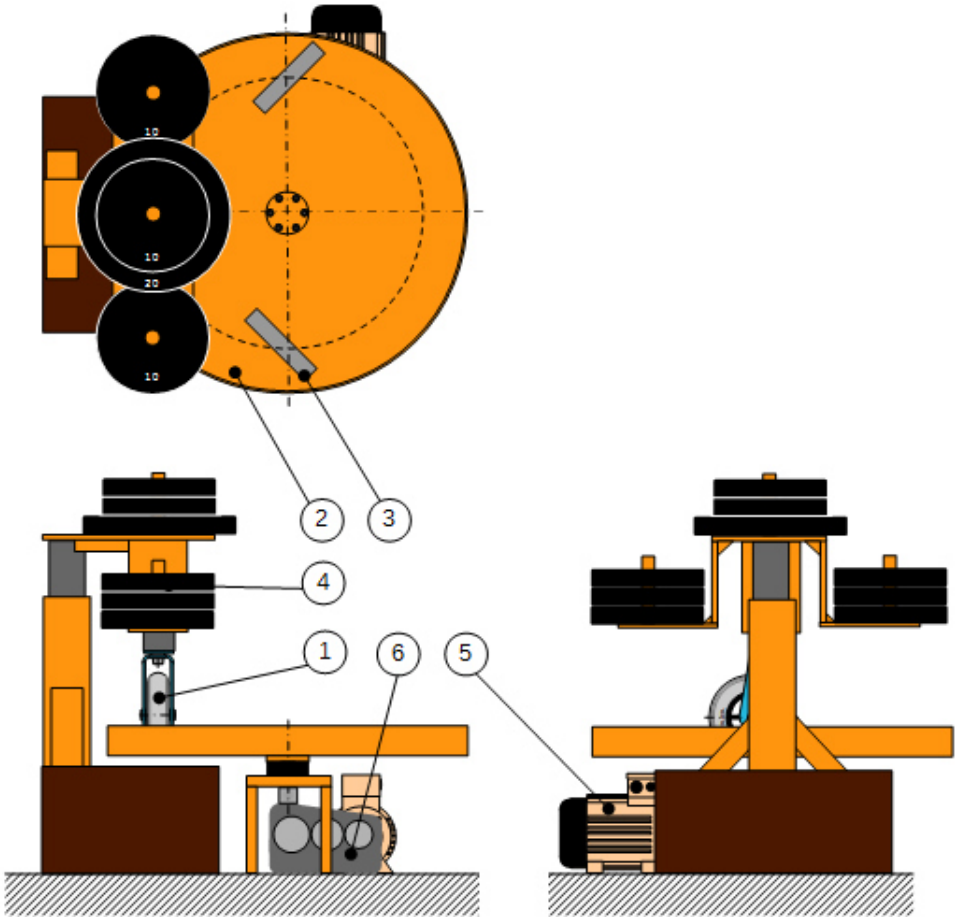
Opět vychází z varianty 1, konstrukcí se jí blíží více než předešlá varianta 2. Zatěžovací sílu však obstarává namísto pístu závaží (4). Celá konstrukce je provedena tak, že testovací buben (2) s překážkami (3) je pod testovaným kolečkem (1) a zatížení je dáno hmotností závaží. Výhodou této konstrukce je její malá zastavěná plocha a není potřeba dalšího pohonu pro natlakování pístu. Na rozdíl od vysoké konstrukce ve variantě 1 je tato konstrukce velice nízká a jednoduchá. Pohon včetně převodovky a buben je také možno zapustit do země, což je však dáno dispozicemi laboratoře, kde bude testovací zařízení umístěno.



Obrázek 5.5.: Možná varianta řešení konstrukce číslo 3

5.4.4 VARIANTA 4

Stejně jako varianta 3 i varianta 4 využívá jako zatěžovací sílu závaží (4) vhodně umístěného na konstrukci, které zatěžuje testované kolo (1). Tato konstrukce se však od předchozích zcela odlišuje. Kolo není odvalováno po válci, ale po desce kruhového tvaru (2) s připevněnými překážkami (3). Kolo je umístěno v určité vzdálenosti od středu kruhové desky. Pohon obstarává elektromotor (5) napojený na převodovku (6), která přenáší svůj výkon přímo na kruhovou desku. Změnu rychlosti otáčení desky bude zajišťovat frekvenční měnič, který bude měnit otáčky motoru.



Obrázek 5.6.: Možná varianta řešení konstrukce číslo 4

5.5 KRITÉRIUM ROZHODOVÁNÍ

Na základě srovnání parametrů uvedených v odstavci 5.4 budou jednotlivé varianty podrobeny technologicko-ekonomickému rozboru. Z analýzy kladů a záporů jednotlivých parametrů ovlivňujících vhodnost jednotlivých variant bude vybrána ta nejjednodušší, ekonomicky a technologicky nejpříznivější konstrukce.

Varianta 1

+ nastavitelný rozsah tlaku na kolo i během testu
+ možnost nastavení cyklického zatěžování kola
+ na kolo nepůsobí axiální síla
– výška mechanismu
– nutno seřizovat a kontrolovat průsaky pístu
– potřeba dalšího pohonu pro natlakování pístového mechanismu
– složitá převodovka s kuželovým soukolím
– složitější upínání překážek na válcový buben

Varianta 2

+ nastavitelný rozsah tlaku na kolo i během testu
+ možnost nastavení cyklického zatěžování kola
+ na kolo nepůsobí axiální síla
+ menší konstrukce
– výška mechanismu
– nutno seřizovat a kontrolovat průsaky pístu
– potřeba dalšího pohonu pro natlakování pístového mechanismu
– složitá převodovka s kuželovým soukolím
– píst ve vodorovné poloze → nutné vedení pístu, kontrola na vzpěr
– složitější upínání překážek na válcový buben

Varianta 3

+ jednoduchost konstrukce
+ na kolo nepůsobí axiální síly
+ jednoduchý pohon (není potřeba dalšího pohonu na provoz pístů)
+ možnost uložení pohonu s bubnem do podlahy
+ symetrie konstrukce
– skokové nastavení zátěže (určuje hmotnost závaží)
– nelze nastavit cyklické zatěžování kola
– složitější upínání překážek na válcový buben

Varianta 4

+ jednoduchost konstrukce
+ jednoduchý pohon (není potřeba dalšího pohonu na provoz pístů)
+ možnost uložení pohonu do podlahy
+ jednoduché upínání překážek na vodorovnou desku
– skokové nastavení zátěže (určuje hmotnost závaží)
– nelze nastavit cyklické zatěžování kola
– nestejnoměrné opotřebení běhounu kola v důsledku jiných obvodových rychlostí
– robustnost konstrukce stolu

5.6 KONSTRUKCE

Na základě vyhodnocení výše uvedených kritérií se jako nejvýhodnější jeví varianta číslo 3. Důvodem výběru této varianty je jednoduchost konstrukce, malá zastavěná plocha, jednoduché uzpůsobení stroje, jednoduchá přestavba, dobrá ergonomie ovládání testovacího zařízení.

5.7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TESTOVACÍHO STANDU

5.7.1 TVAR KONSTRUKCE

Konstrukce testovacího zařízení bude z U profilů a čtvercových jeklů. Na místech, kde budou usazeny hnací nebo nosné části jako elektromotor, převodovka nebo ložiska, bude provedeno zesílení přivařením pomocných nosníků z U profilů, ocelových desek o různých tloušťkách nebo hliníkových profilů, do kterých bude možno vsunout speciální matici, takže nebude třeba vrtat díry. Budou zde drážky s přesnou roztečí, které budou přizpůsobeny rozteči motoru či převodovky. Toto řešení je výhodné především tehdy, pokud je možnost poháněť buben synchronním motorem s nízkými otáčkami, které jsou pro testovací zařízení požadovány, než asynchronním motorem s dvoustupňovou převodovkou.

5.7.2 KONSTRUKČNÍ POŽADAVKY

Návrh stroje pro laboratorní účely by měl splňovat požadavky na relativně nízkou hmotnost při zachování dostatečné pevnosti konstrukce, aby se zamezilo případným nepřesnostem nebo chybám měření během testu nebo dokonce celkovému zničení testovacího zařízení. Testovací stroj by měl zabírat co nejmenší zastavěnou plochu (prostor), měl by mít dostatečně pevné základy konstruované tak, aby bylo možné stroj v laboratoři připevnit na ocelové ližiny a nebylo tak třeba zasahovat do konstrukce budovy, pokud již nebylo s touto variantou uvažováno.

5.7.3 CHARAKTERISTIKA MOTORU

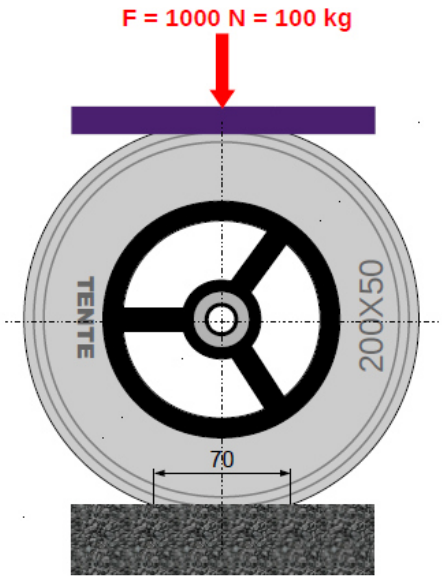
Pro pohon stroje jsou k dispozici dva typy elektromotorů – synchronní a asynchronní. U synchronních elektromotorů je rotor tvořen magnetem nebo elektromagnetem. Stator, na nějž je přiveden střídavý proud, vytváří pulzní nebo častěji rotující magnetické pole. Rotor si uchovává svoji konstantní polohu vůči otáčivému magnetickému poli, vytvářenému průchodem střídavého proudu ve statoru, drží se v synchronním stavu až do kritického krouticího momentu. Tyto motory mají řadu nevýhod, jako například nutnost roztočit stroj na pracovní otáčky jiným strojem nebo pomocným asynchronním rozběhovým. Proto jsou využívány jen ve speciálních případech. Ze synchronního motoru se vyvinul krokový motor a střídavý servomotor.

Asynchronní elektromotor má oproti synchronnímu odlišnou konstrukci rotoru. Rotor se obvykle skládá ze sady vodivých tyčí, uspořádaných do tvaru válcové klece. Tím, že se tyče rotoru pohybují v magnetickém poli vytvářeném statorem, se v rotoru indukuje elektrický proud.

Pro pohon testovacího stroje je vzhledem k rázům, které budou vznikat na bubnu při přejezdu podvozku přes překážky a tím i ke skokové změně výkonu, které budou chod elektromotoru ovlivňovat, je výhodnější variantou asynchronní elektromotor, který není náchylný ke skokovým změnám výkonu. Zde je menší riziko, že se motor může zastavit.

5.7.4 URČENÍ POTŘEBNÉHO VÝKONU ELEKTROMOTORU

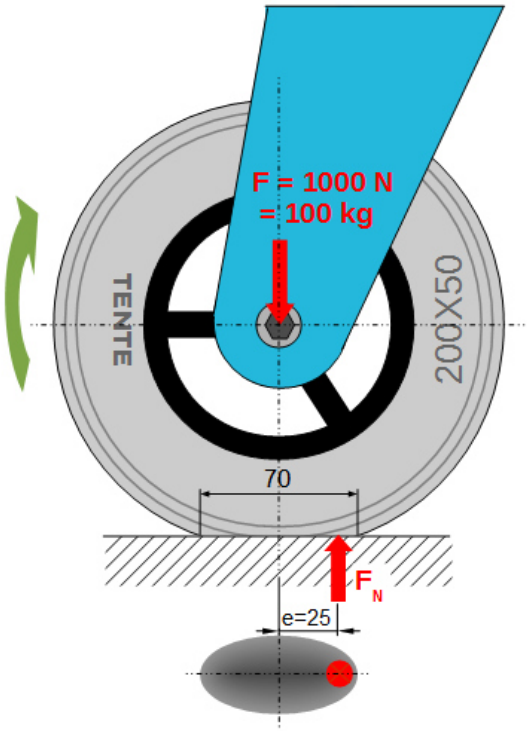
Pro určení potřebného výkonu elektromotoru je třeba znát charakteristiku kola. Kolo má určitou tvrdost a při zvýšení zatěžující síly poroste i deformace kola, a tím se zvýší i valivý odpor, kterým bude kolo působit vůči pohybu. Valivý odpor kola se zjistí z experimentálního testu tak, že kolo bude zatíženo maximální přípustnou zatěžovací silou podle normy ČSN EN12 530:1998, která je pro dynamické zatížení $\mathrm{F} = 1\,000\ \mathrm{N}$ (100 kg)[4] a podle velikosti stlačení kola lze odvodit velikost deformace (viz obrázek 5.7).



Obrázek 5.7.: Zatěžování kola

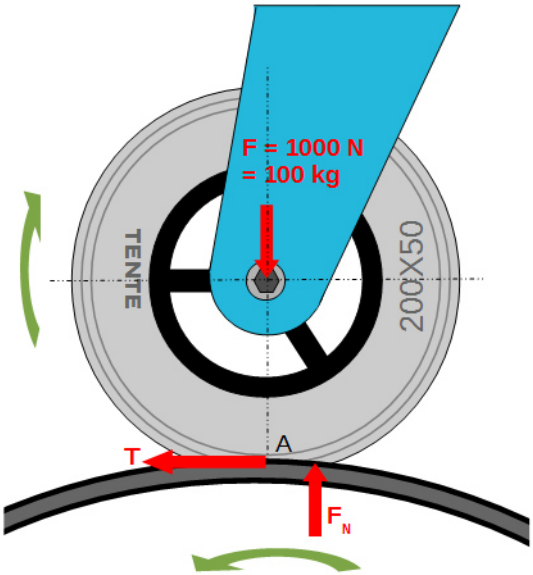
Z měření na obrázku 5.7 vyplývá, že při zatěžující síle 1 000 N činí deformace 70 mm. Z takto naměřených hodnot se získá valivý odpor. Polovina této deformace odpovídá půlce zatížené plochy kola, ve dvou třetinách vzdálenosti od osy je e neboli poloha těžiště síly F_N od osy. Při znalosti průměru zkušebního válce lze určit potřebný krouticí moment na bubnu.

[4] $g \approx 10\ \mathrm{m \cdot s^{-2}}$.



Obrázek 5.8.: Umístění těžiště zatížení kola

Hledaná hodnota e – vzdálenost těžiště od osy kola je tedy ve ⅔ jedné poloviny šířky deformace, což odpovídá vzdálenosti 25 mm.



Obrázek 5.9.: Síly působící na kolo při odvalování po desce

Krouticí moment bubnu bude stanoven z momentové rovnice kolem bodu A následujícím výpočtem. Pro tento případ stanovení síly lze kinematiku zanedbat a celý systém řešit jako statický případ.

$$M_A\colon F_N \cdot 25 - T \cdot 100 = 0$$
$$1000 \cdot 25 = T \cdot 100$$
$$\frac{1000 \cdot 25}{100} = T \tag{5.1}$$
$$T = 250\,N$$

Z momentové rovnice vyšla odporová síla $T = 250\,N$, což je síla potřebná k překonání odporu, který klade zatížení (100 kg závažím) vůči pohybu kola. Protože norma určuje i velikost délky dráhy, lze vypočítat průměr bubnu podle vzorce (5.2):[5]

$$O = \pi \cdot D_B$$
$$D_B = \frac{O}{\pi}$$
$$D_B = \frac{2\,000}{\pi} \tag{5.2}$$
$$D_B = 636{,}7\,mm$$

Při znalosti průměru bubnu a síly potřebné k překonání odporu, které kolo klade vůči pohybu vpřed, lze vypočítat minimální potřebný krouticí moment na bubnu.

$$M_K = T \cdot \frac{D_B}{2} = 250 \cdot \frac{640}{2} = \mathbf{80\,000\ Nmm = 80\ Nm} \tag{5.3}$$

Je-li znám předběžný krouticí moment na bubnu, maximální obvodová rychlost[6] a průměr bubnu, lze vypočítat potřebný předběžný výkon elektromotoru dle vzorce:

$$P_B = \frac{T \cdot v}{1\,000} = \frac{250 \cdot 3{,}33}{1\,000} = \mathbf{0{,}8325\ kW} \tag{5.4}$$

Dalším výpočtem pak lze zjistit minimální potřebný výkon elektromotoru. Předběžný výkon $0{,}8325\,kW$ je výkon beze ztrát, s nimiž je však pro dimenzování elektromotoru také nutno počítat. Ztráty se vypočítají podle následujícího vzorce:

[5] Obvod bubnu zvolen 2 metry.
[6] Motor je dimenzován pro maximální rychlost.

$$P_M = \frac{P_B}{\mu_{č_{12}} \cdot \mu_{č_{34}} \cdot \mu_ř \cdot \mu_b} = \frac{0{,}8325}{0{,}98 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}92 \cdot 0{,}9} = \mathbf{1{,}04\ kW} \quad (5.5)$$

$\mu_č$ … účinnost soukolí 12

$\mu_č$ … účinnost soukolí 34

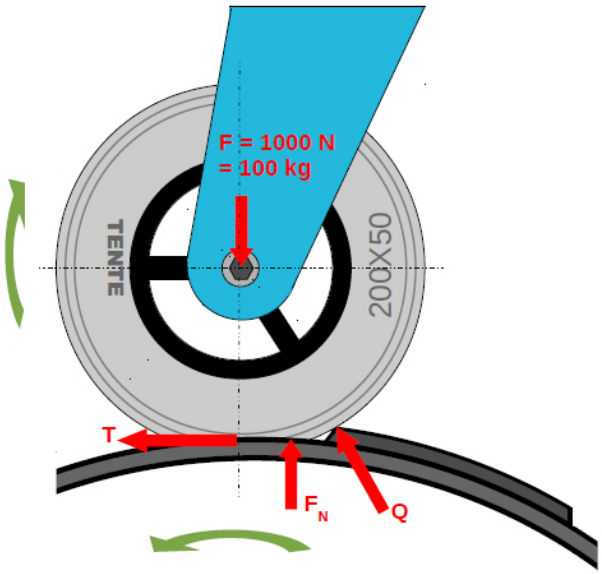
$\mu_ř$ … účinnost řemenového převodu

μ_b … účinnost bubnu

Z výše uvedeného návrhového výpočtu byl zjištěn minimální výkon elektromotoru včetně ztrát, a proto musí být vybrán motor s výkonem minimálně 1,04 kW. Z katalogového listu elektromotorů, které jsou běžně k dispozici, je nejbližší vyšší hodnota vhodného elektromotoru 1,1 kW [9]. Dále je nutné ještě volit otáčky elektromotoru. Ty jsou odstupňovány podle počtu pólů elektromotorů. Stanovení otáček elektromotoru je popsáno v kapitole 5.7.5, kde bude řešen celkový převodový poměr převodovky a následně i nejvhodnější vstupní otáčky převodovky.

5.7.4.1 DYNAMICKÁ CHARAKTERISTIKA

V předešlé kapitole byl motor navrhován pouze pro klidný chod, kdy kolečko nebude přejíždět překážku a bude se jen odvalovat po válci. Nyní je ještě třeba ověřit, jestli předběžně vybraný motor bude dostatečně výkonný i pro přejezd kola přes překážky, tedy o kolik vzroste odpor při nájezdu kola na překážku.



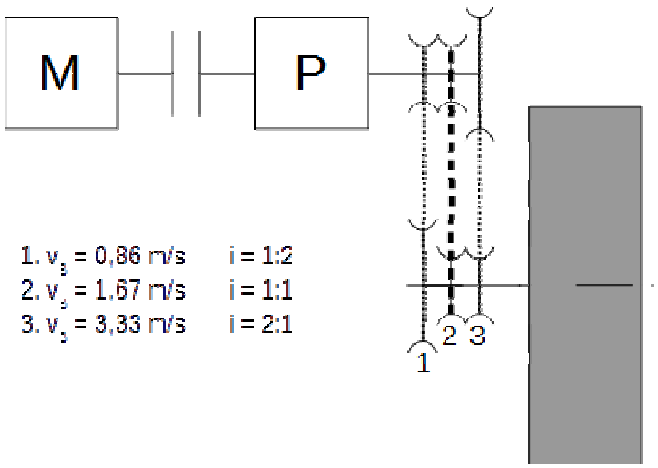
Obrázek 5.10.: Síly působící na kolo při přejezdu přes překážku

Daný model úlohy z obrázku 5.10 je staticky neurčitý. K jeho naprosto přesnému řešení by bylo třeba znát tvrdost pryže a součinitel prokluzu kola. Na základě uvedených hodnot je nutno namodelovat ráz a vypočítat energii naakumulovanou kolem při nárazu na překážku.

Jelikož je překážka nízká a kolečko měkké, dojde především k deformaci pryže, aniž by kolo více nadskočilo. K překonání překážky dopomůže i setrvačná síla kola (pojezdového vozíku), především při vyšších rychlostech.

5.7.5 NÁVRH ELEKTROMOTORU

Ze známých hodnot získaných měřením a výpočty v kapitole 5.7.4 bylo zjištěno, že k dimenzování bude potřeba elektromotor o výkonu 1,1 kW. Tyto motory se vyrábí v několika řadách: 2 pólové (3 000 ot/min), 4 pólové (1 500 ot/min), 6 pólové (1 000 ot/min) a 8 pólové (750 ot/min). Jaký motor bude pro tento stroj nejvhodnější, se zjistí z poměru otáček na vstupu a výstupu převodovky, tedy celkového převodového poměru.



Obrázek 5.11.: Schéma pohonu bubnu

Z obrázku 5.11 je patrné, že elektromotor může pohánět několik řemenic (avšak vždy jen jedna, podle zvoleného převodového poměru) v poměru 1:2, 1:1 a 2:1. Bude proto nejvhodnější zjišťovat otáčky motoru z druhé řemenice s převodovým poměrem 1:1 (zvýrazněnou tučně). Tomuto převodu odpovídá obvodová rychlost na bubnu 1,67 m/s. Při známé obvodové rychlosti bubnu a jeho průměru lze dopočítat počet otáček bubnu, tedy i řemenice ze vzorce:

$$n_B = \frac{v_B \cdot 60}{\pi \cdot D_B} = \frac{1{,}67 \cdot 60}{\pi \cdot 640 \cdot 10^{-3}} = \mathbf{50{,}2\ ot/min} \tag{5.6}$$

Nyní přes maximální přípustný převodový poměr převodovky, který je doporučen pro dvoustupňovou převodovku i = 25 lze vypočítat maximální přípustné otáčky elektromotoru.

$$\begin{gathered} i = \frac{n_M{}'}{n_B} \rightarrow n_M{}' = i \cdot n_B \\ n_M{}' = 25 \cdot 50{,}2 \\ n_M{}' = 1\,255\ ot/min \\ n_M{}' \geq n_M \end{gathered} \tag{5.7}$$

Výpočtem byly zjištěny maximální otáčky elektromotoru - 1 255 ot/min. Jelikož požadovaný motor musí mít otáčky stejné nebo nižší, bude zvolen 6 pólový elektromotor s otáčkami 1 000 ot/min od firmy Siemens. Otáčky elektromotoru udané výrobcem jsou 915 ot/min.

Elektromotor: SIEMENS 1LA7 096-6AA1x (1,1 kW, otáčky 915 ot/min, krouticí moment 11,4 Nm) [9].

$$i = \frac{n_M}{n_B} = \frac{915}{50{,}2} = \mathbf{18{,}23}\ [-] \tag{5.8}$$

5.7.6 NÁVRH PŘEVODOVKY

V předešlé kapitole byl stanoven celkový převodový poměr převodovky $i = 18{,}23$. Na vstupu do převodovky bude elektromotor SIEMENS 1LA7 096-6AA1x (1,1 kW, otáčky 915 ot/min, krouticí moment 11,4 Nm).

5.7.6.1 STANOVENÍ PŘEVODŮ JEDNOTLIVÝCH SOUKOLÍ

První soukolí$_{12}$ bude mít převod $i = 4{,}6$. Je-li vypočtený celkový převodový poměr a určený převodový poměr soukolí$_{12}$, lze vypočítat převodový poměr druhého soukolí dle následujícího vzorce.

$$i_{p\check{r}} = i_{12} \cdot i_{34} \rightarrow i_{34} = \frac{i_{p\check{r}}}{i_{12}} = \frac{18{,}25}{4{,}6} = 3{,}97 \tag{5.9}$$

Jsou-li určeny oba převodové poměry ozubených kol, provede se předběžné určení počtu zubů kol a následně se provede kontrola a určí procentuelní chyba převodového ústrojí.

5.7.6.2 VOLBA POČTU ZUBŮ

5.7.6.2.1 Pastorky

Ozubené soukolí se obvykle sestává z dvojice spoluzabírajících kol, pastorku a velkého ozubeného kola. Pastorek je vždy menší než ozubené kolo. Při návrhu převodovky typu reduktor[7] je snahou, aby pastorek měl co nejmenší počet zubů. Minimální počet zubů je však 17. Při nižším počtu by hrozilo podřezání paty zubu a tím snížení únosnosti ozubeného kola.

Pastorky jsou voleny:

$$\begin{aligned} z_1 &= 19 \\ z_3 &= 17 \end{aligned} \tag{5.10}$$

5.7.6.2.2 Spoluzabírající kola

Počty zubů spoluzabírajících kol lze dopočítat ze vztahu:

$$\begin{aligned} z_2 &= z_1 \cdot i_{12} = 19 \cdot 4{,}6 = 88 \\ z_4 &= z_3 \cdot i_{34} = 17 \cdot 3{,}97 = 67{,}4499 \rightarrow 68 \end{aligned} \tag{5.11}$$

Je nutné, pokud je počet zubů na pastorku zvolen lichý, aby počet zubů velkého kola byl sudý, jinak by docházelo k záběru stejných kol a tím k nerovnoměrnému opotřebení zubů po obvodu.

5.7.6.3 SKUTEČNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR A CHYBA PŘEVODU

Ozubené kolo má celočíselný počet zubů. Po výpočtu je potřeba u velkého ozubeného kola provést korekci na celočíselný počet zubů, čímž však může dojít k odchýlení od předchozího návrhu převodového poměru. Navrhnutý počet zubů se musí přepočítat, aby se určil nový převodový poměr převodovky, a tím se určila procentuální chyba převodového soukolí. Lze přijmout chybu menší než $\pm$5%, je-li chyba větší, musí se navrhnout nový převodový poměr a počet zubů.

[7] Reduktor – je označení převodovky, která snižuje otáčky.

$$i_{p\check{r}\,skut} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{88}{19} \cdot \frac{68}{17} = 18{,}53 \tag{5.12}$$

$$i_{p\check{r}\,\Delta\%} = \frac{\Delta i_{p\check{r}}}{i_{p\check{r}}} \cdot 100 = \frac{i_{p\check{r}} - i_{p\check{r}\,skut}}{i_{p\check{r}}} \cdot 100 = \frac{18{,}25 - 18{,}53}{18{,}25} \cdot 100 = +1{,}508\,\% < \pm 5\,\% \tag{5.13}$$

5.7.6.4 VÝPOČET KROUTICÍCH MOMENTŮ NA HŘÍDELÍCH A NÁVRH MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU HŘÍDELÍ Z NAPĚTÍ V KRUTU

Na vstupu do převodovky je elektromotor s krouticím momentem 11,4 Nm daný výrobcem a ověřený výpočtem.

$$M_{k\,1} = M_{kM} = \frac{P_M}{\omega} = \frac{P_M}{2\pi \cdot n_M} = \frac{1100}{2\pi \cdot \frac{915}{60}} = 11{,}4\ Nm$$

$$\tau_{k\,i} = \frac{M_{k\,i}}{W_{k\,i}} \leq \tau_{Dk\,i}\,;\ W_{ki} = \frac{\pi \cdot d'^3_i}{16}\ ;\quad i \in \{1, 2, 3\} \tag{5.14}$$

Ze vztahu (5.15) lze určit minimální průměr hřídele.

$$d'_i \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k\,i}}{\pi \cdot \tau_{Dk\,i}}}$$

$$d'_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 11{,}4 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 14{,}24\ mm \qquad ;\tau_{Dk1} = 20\ N \cdot mm^{-2} \tag{5.15}$$

$$d_1 = 16\ mm$$

Pro první hřídel z výpočtu vyšel minimální průměr hřídele $d'_1 = 14{,}24\ mm$. Nejbližší vyšší normalizovaný průměr hřídele je $d_1 = 16\ mm$.

Z následujícího vztahu bude vypočítán krouticí moment na druhé hřídeli a určen minimální průměr hřídele ze vztahu (5.15) pro daný krouticí moment M_k.

$$M_{k\,2} = M_{k\,1} \cdot i_{12} \cdot \eta_{12} = 11{,}4 \cdot 4{,}6 \cdot 0{,}98 = 51{,}39\ Nm$$

$$d'_2 \geq 19{,}53\ mm \tag{5.16}$$

$$d_2 = 20\ mm$$

Obdobně lze vypočítat krouticí moment a určit minimální průměr i na třetí hřídeli. Veškeré vypočítané hodnoty pro všechny tři hřídele jsou uvedeny v následující tabulce 5.1.

Tabulka 5.1.: Namáhání hřídelí a minimální stanovené průměry

Číslo hřídele [-]	***Krouticí moment M_k [N·m]***	***Minimální průměr hřídele [mm]***	***Normalizovaný průměr hřídele [mm]***	***Dovolené napětí v krutu τ_D [N·mm^{-2}]***
1	*11,40*	*14,24*	*16*	*20*
2	*51,39*	*19,53*	*20*	*35*
3	*201,45*	*27,37*	*28*	*50*

5.7.6.5 VOLBA ÚHLŮ ZUBŮ ŠROUBOVICE B_I A DALŠÍCH PARAMETRŮ

$$\text{Úhel } \beta_{12} = 8° = 0{,}1396\ rad$$

$$\text{Úhel } \beta_{34} = 6° = 0{,}1047\ rad \tag{5.17}$$

$$Rychlostní\ součinitel: c = 8$$

$$Poměrná\ šířka\ ozubení: \psi = 14$$

5.7.6.6 VÝPOČET DOPORUČENÉHO MODULU ZUBŮ PODLE BACHOVA VZORCE

$$m'_i = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{k\,i} \cdot cos\beta_i}{\pi \cdot c \cdot \psi \cdot z_i}}$$

$$m'_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 11{,}4 \cdot 10^3 \cdot cos\ 8°}{\pi \cdot 8 \cdot 14 \cdot 19}} = 1{,}5030\ mm \tag{5.18}$$

$$m_1 = 1{,}5$$

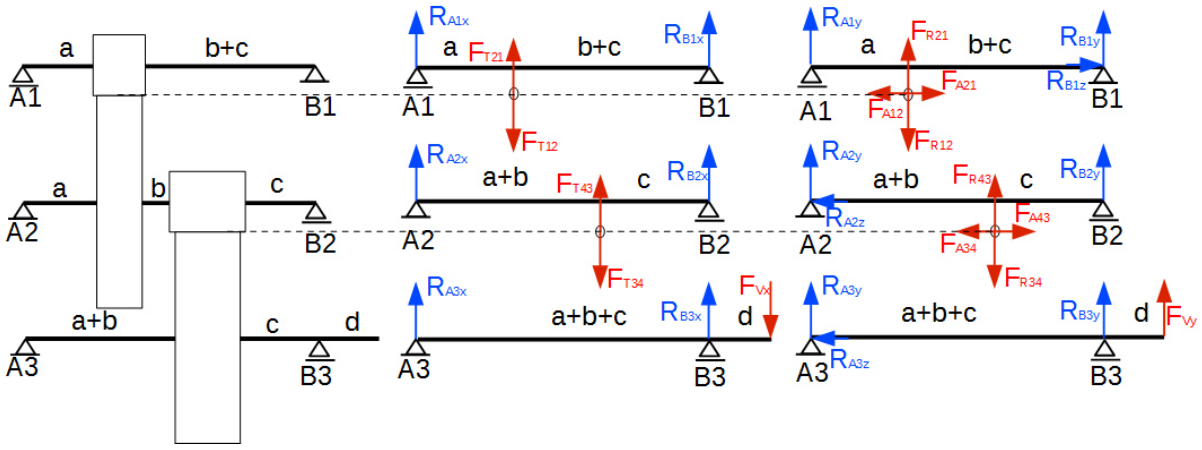
Přestože minimální modul byl vypočten na hodnotu 1,5030 mm, je možné zvolit i nižší hodnoty modulu, neboť Bachův vztah je předimenzovaný zhruba o 30 %. Je tedy možné zaokrouhlit hodnotu na druhém či třetím desetinném místě směrem dolů k nejbližší normalizované hodnotě jako v tomto případě.

Veškeré hodnoty, vypočtené z následujícího vztahu jsou uvedeny v tabulce 5.2.

Tabulka 5.2.: Vypočítané moduly ozubeného soukolí

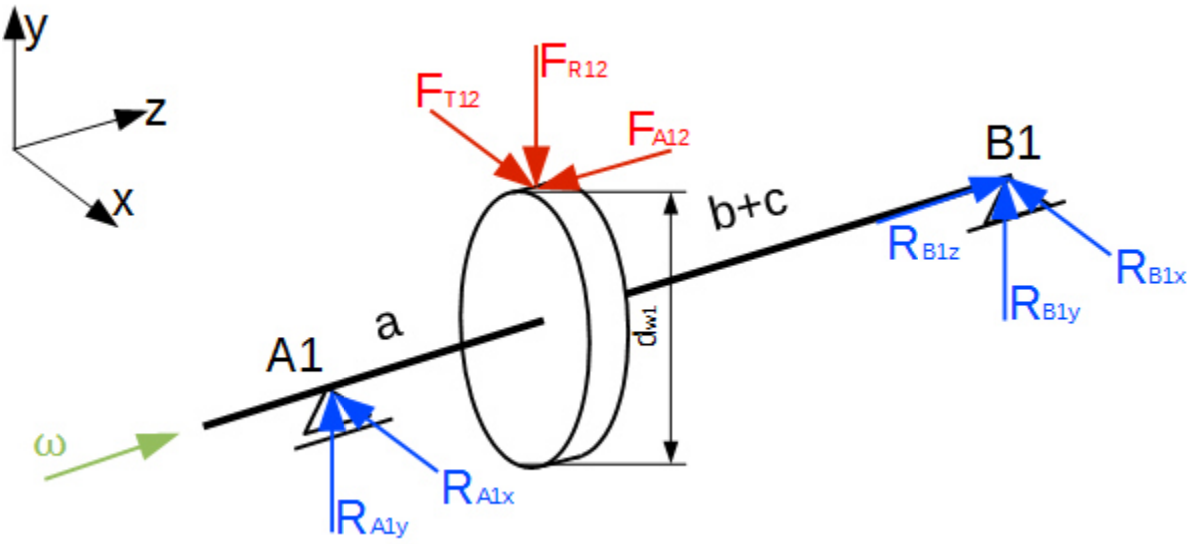
Kolo [-]	Kroutící moment M_k [N·m]	Úhel sklonu zubu β [°]	Rychlostní součinitel c [-]	Poměrná šířka ozubení ψ [-]	Počet zubů [-]	Předběžný vypočtený modul [mm]	Zvolený modul [mm]
1	11,40	8	8	14	19	1,5030	**1,5**
2	51,39				88	1,4895	
3		6			17	2,5767	**2,5**
4	201,45				68	2,5525	

5.7.6.7 VÝPOČET SIL V REAKCÍCH



Obrázek 5.12.: Rozložení sil v převodovce

5.7.6.7.1 Hřídel 1



Obrázek 5.13.: Rozložení sil na hřídeli 1

$$\sum F_x = 0 \ [N]$$

$$-R_{A1x} - R_{B1x} + F_{T12} = 0 \tag{5.19}$$

$$\sum F_y = 0 \ [N]$$

$$R_{A1y} + R_{B1y} - F_{R12} = 0 \tag{5.20}$$

$$\sum F_z = 0 \ [N]$$

$$R_{B1z} - F_{A12} = 0 \tag{5.21}$$

$$\sum M_{A1yz} = 0 \ [N \cdot mm]$$

$$R_{B1y} \cdot (a + b + c) - F_{R12} \cdot a + F_{A12} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = 0 \tag{5.22}$$

$$\sum M_{A1xz} = 0 \ [N \cdot mm]$$

$$R_{B1x} \cdot (a + b + c) - F_{T12} \cdot a = 0 \tag{5.23}$$

Po úpravě:

$$R_{A1x} = -R_{B1x} + F_{T12}$$

$$R_{A1y} = -R_{B1y} + F_{R12}$$

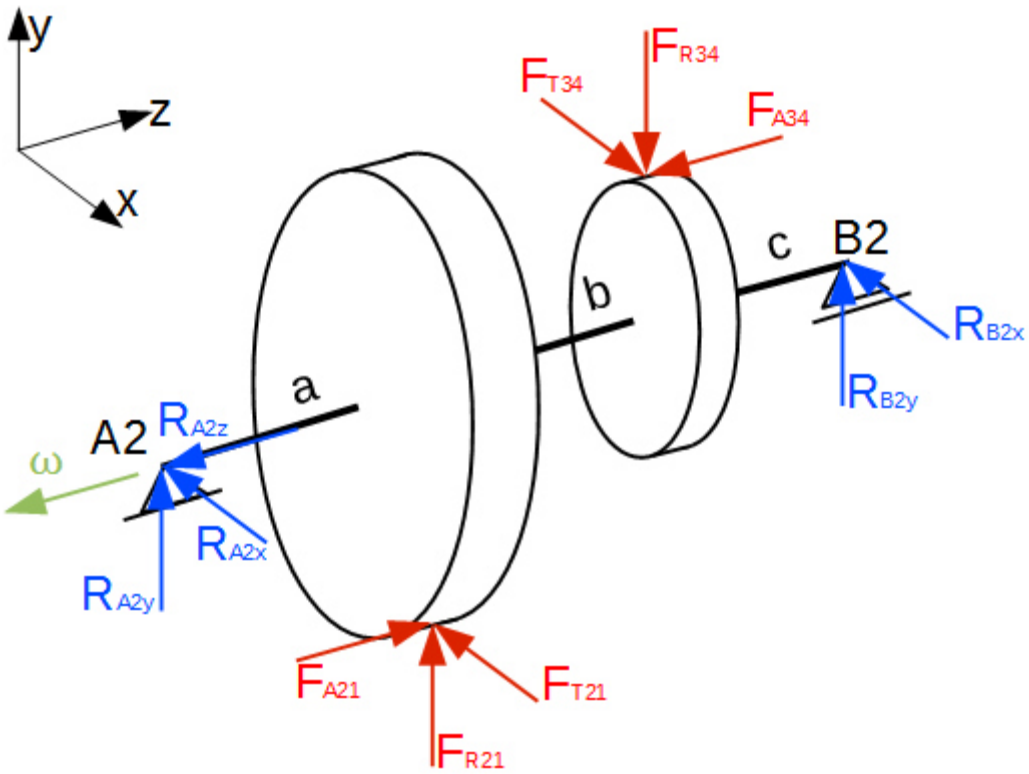
$$R_{A1z} = 0$$

$$R_{B1x} = \frac{F_{T12} \cdot a}{(a+b+c)}$$

$$R_{B1y} = \frac{(F_{R12} \cdot a) - \left(F_{A12} \cdot \frac{d_{w1}}{2}\right)}{(a+b+c)}$$

$$R_{B1z} = F_{A12}$$

5.7.6.7.2 Hřídel 2



Obrázek 5.14.: Rozložení sil na hřídeli 2

$$\sum F_x = 0 \ [N] \tag{5.24}$$

$$-R_{A2x} - R_{B2x} - F_{T21} + F_{T34} = 0$$

$$\sum F_y = 0 \ [N] \tag{5.25}$$

$$R_{A2y} + R_{B2y} + F_{R21} - F_{R34} = 0$$

$$\sum F_z = 0 \ [N] \tag{5.26}$$

$$-R_{A2z} + F_{A21} - F_{A34} = 0$$

$$\sum M_{A2yz} = 0 \ [N \cdot mm] \tag{5.27}$$

$$R_{B2y} \cdot (a+b+c) - F_{R34} \cdot (a+b) + F_{R21} \cdot a + F_{A34} \cdot \frac{d_{w3}}{2} + F_{A21} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 0$$

$$\sum M_{A2xz} = 0 \ [N \cdot mm] \tag{5.28}$$

$$R_{B2x} \cdot (a+b+c) - F_{T34} \cdot (a+b) + F_{T21} \cdot a = 0$$

Po úpravě:

$$R_{A2x} = -R_{B2x} - F_{T21} + F_{T34}$$

$$R_{A2y} = -F_{R21} + F_{R34} - R_{B2y}$$

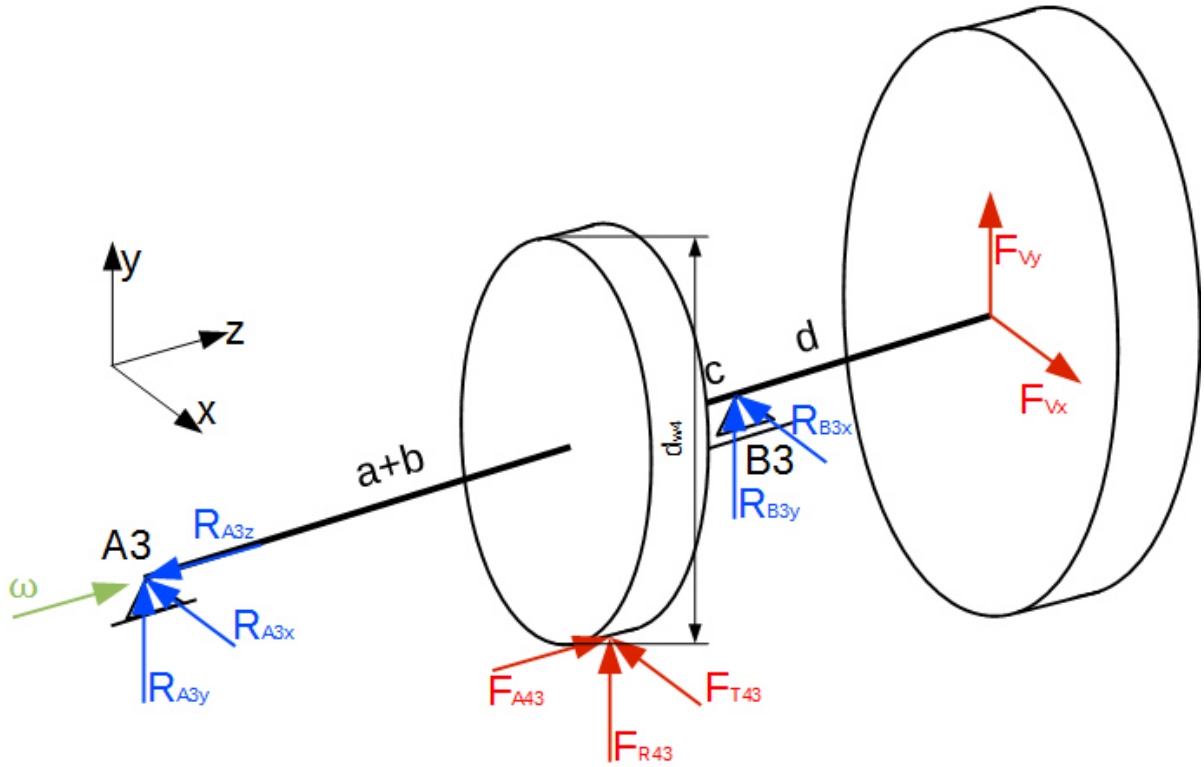
$$R_{A2z} = F_{A12} - F_{A34}$$

$$R_{B2x} = \frac{-(F_{T12} \cdot a) + \left(F_{T34} \cdot (a+b)\right)}{(a+b+c)}$$

$$R_{B2y} = \frac{-(F_{R12} \cdot a) + \left(F_{R34} \cdot (a+b)\right) - \left(F_{A12} \cdot \frac{d_{w2}}{2}\right) - \left(F_{A34} \cdot \frac{d_{w3}}{2}\right)}{(a+b+c)}$$

$$R_{B2z} = 0$$

5.7.6.7.3 Hřídel 3



Obrázek 5.15.: Rozložení sil na hřídeli 3

$$\sum F_x = 0 \ [N]$$

$$-R_{A3x} - R_{B3x} - F_{T43} + F_{Vx} = 0 \tag{5.29}$$

$$\sum F_y = 0 \ [N]$$

$$R_{A3y} + R_{B3y} + F_{R43} + F_{Vy} = 0 \tag{5.30}$$

$$\sum F_z = 0 \ [N]$$

$$-R_{A3z} + F_{A43} = 0 \tag{5.31}$$

$$\sum M_{A3yz} = 0 \ [N \cdot mm]$$

$$R_{B3y} \cdot (a+b+c) + F_{R43} \cdot (a+b) + F_{Vy} \cdot (a+b+c+d) + F_{A43} \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 0 \tag{5.32}$$

$$\sum M_{A3xz} = 0\ [N \cdot mm]$$

$$R_{B3x} \cdot (a+b+c) + F_{T43} \cdot (a+b) - F_{Vx} \cdot (a+b+c+d) = 0 \tag{5.33}$$

Po úpravě:

$$R_{A3x} = -F_{T43} + F_{Vx} - R_{B3x}$$

$$R_{A3y} = -F_{R43} - F_{Vy} - R_{B3y}$$

$$R_{A3z} = F_{A43}$$

$$R_{B3x} = \frac{\left(F_{Vx} \cdot (a+b+c+d)\right) - F_{T43} \cdot (a+b)}{a+c+d}$$

$$R_{B3y} = \frac{-F_{Vy} \cdot (a+b) + F_{R34} \cdot c + F_{A34} \cdot \frac{d_{w4}}{2}}{a+b+c}$$

$$\mathrm{R_{B3z}} = 0$$

Veškeré výsledky výpočtů jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 5.3.: Výsledné síly v reakcích a na ozubených kolech

Síla	Hodnota [N]	Síla	Hodnota [N]	Síla	Hodnota [N]
$F_{T12} = F_{T21}$	798	R_{A1x}	522	R_{B1x}	276
$F_{R12} = F_{R21}$	295	R_{A1y}	409	R_{B1y}	115
$F_{A12} = F_{A21}$	112	R_{A1z}	0	R_{B1z}	112
$F_{T34} = F_{T43}$	2 440	R_{A2x}	5 100	R_{B2x}	1 870
$F_{R34} = F_{R43}$	909	R_{A2y}	1 090	R_{B2y}	477
$F_{A34} = F_{A43}$	257	R_{A2z}	115	R_{B2z}	0
F_V	5 300	R_{A3x}	2 500	R_{B3x}	5 200
F_{Vx}	5 260	R_{A3y}	335	R_{B3y}	1 560
F_{Vy}	687	R_{A3z}	257	R_{B3z}	0

5.7.6.8 NÁVRH LOŽISEK

Dle požadavků zadání je minimální doba provozu ložisek určena na dobu 25 000 hodin.

$$L_{h\,i} = \left(\frac{C_i}{F_i}\right)^P \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_i} \leq 25\,000\ h$$

$$F = X \cdot |F_r| + Y \cdot |F_a| \qquad (5.34)$$

$$X = 1{,}9\ ;\ \ Y = 0{,}55$$

$$C_i = F_i \cdot \sqrt[P]{\frac{L_{h\,i} \cdot n_i \cdot 60}{10^6}}$$

L_h … *trvanlivost ložiska v hodinách; pro danou převodovku* 25 000 h

C … *dynamická únosnost ložiska* $[N]$; *udána v tabulkách pro každé ložisko*

F … *dynamické ekvivalentní zatížení* $[N]$

F_r … *radiální zatížení ložiska* $[N]$; *rovno radiální reakci v uložení hřídele*

F_a … *axiální zatížení ložiska* $[N]$; *rovno axiální reakci v uložení hřídele*

X … *radiální součinitel*

Y … *axiální součinitel*

P … *exponent trvanlivosti; pro jiná než kuličková* $P = \frac{10}{3}$, *pro kuličková* $P = 3$

Pro ložisko A1 je výpočet následující:

$$C_1 = F_1 \cdot \sqrt[P]{\frac{L_h \cdot n_1 \cdot 60}{10^6}} = 1\,270 \cdot \sqrt[3{,}33]{\frac{25\,000 \cdot 915 \cdot 60}{10^6}} = 11\,004\ N \qquad (5.35)$$

Ostatní hodnoty a výběr ložisek je uveden v tabulce 5.4.

Tabulka 5.4.: Výsledné hodnoty dynamické únosnosti ložisek a výběr ložiska

Ložisko	***Styk ložiska***	***Vypočítaná dynamická únosnost [N]***	***Ložisko (DxdxB)***
A1	*čárový*	*11 004*	*Válečkové ložisko NU 204 (47x20x14)*
B1	*bodový*	*6 997*	*Kuličkové ložisko 6204 (47x20x14)*
A2	*čárový*	*54 721*	*Soudečkové ložisko 21307 (80x35x21)*
B2	*bodový*	*24 985*	*Kuličkové ložisko 6307 (80x35x21)*
A3	*bodový*	*12 520*	*Kuličkové ložisko 6206 (62x30x16)*
B3	*čárový*	*37 525*	*Soudečkové ložisko 22206 (62x30x20)*

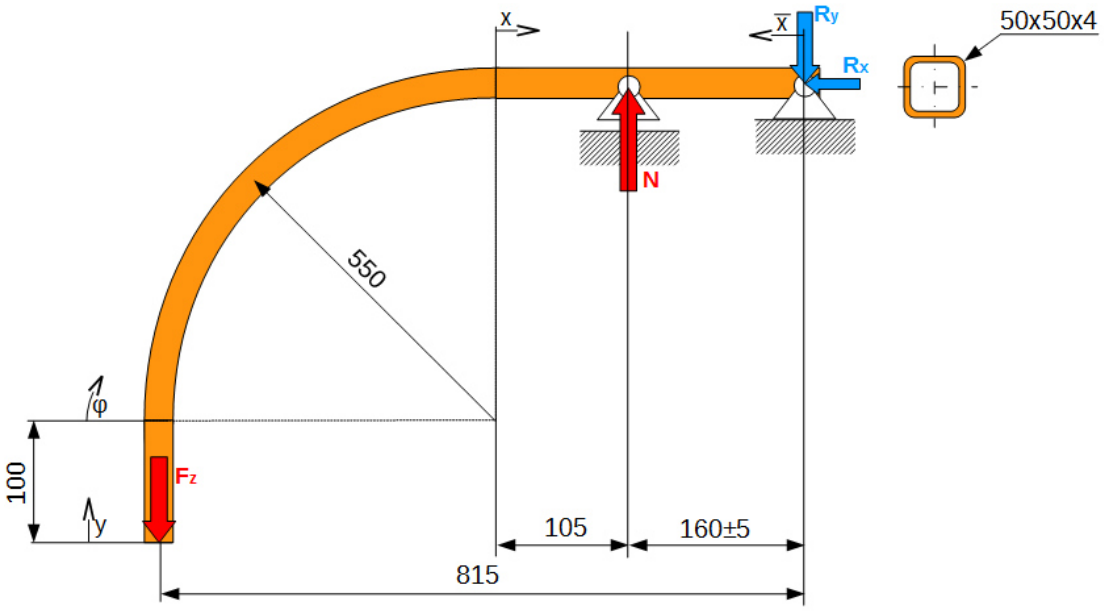
5.8 TESTOVACÍ RAMENO

Testovací rameno zařízení bude zatěžováno jako křivý prut. Rameno z jeklu 50x50x4 je na kraji uchyceno v ložisku. Ve vzdálenosti 160±5 mm je deska pro uchycení testovaného kolečka. Ve vzdálenosti 815 mm od ložiska je testovací závaží kola. Pro testovací závaží musí být splněny následující podmínky:

Nosnost kola je $m = 100\ kg$

Koeficient bezpečnosti je $k = 1{,}5$

Výpočtový model je na obrázku 5.16. Kolo musí být bráno jako volná posuvná vazba, protože při přejezdu přes překážku kolo nadskočí. Ložisko bude počítáno jako pevná vazba s rozložením sil do rovin XZ a YZ. V rovině XY, tedy v ose Z nebude za statických podmínek působit žádná síla. Za dynamických podmínek (přejezd kola přes překážku) bude síla do směru Z rovna síle ve směru X, neboť překážky jsou na dráze postaveny pod úhlem ±45°.



Obrázek 5.16.: Rozměry a síly působící na testovací rameno

5.8.1 VÝPOČET SIL

Síla R působící na kolo musí být rovna maximálnímu zatížení kola a vynásobená koeficientem bezpečnosti k. Dále je nutno uvažovat, že pruty jsou dva a síly se rozdělují v poměru 1:1.

$$N = \frac{zatížení_{max}}{2} \cdot k = \frac{100}{2} \cdot 1{,}5 = 75\ kg = 750\ N \tag{5.36}$$

$$\sum F_x = 0\ [N]$$
$$R_x = 0 \tag{5.37}$$

$$\sum F_y = 0\ [N]$$
$$F - N + R'_y = 0 \tag{5.38}$$

$$\sum M_R = 0\ [N]$$
$$F \cdot (l + a) - N \cdot a = 0 \tag{5.39}$$

Určení reakce na ložisko a určení potřebného závaží.

$$F' = \frac{N \cdot a}{l + a} = \frac{750 \cdot 160}{655 + 160} = 147{,}5\ N \rightarrow F = 150\ N$$
$$R'_y = N - F = 750 - 150 = 600\ N/2\ ložiska \tag{5.40}$$

Jelikož výsledná síla je rozložena mezi 2 ložiska, bude celková síla působící na jedno ložisko poloviční.

$$R_y = \frac{R'_y}{2} = \frac{600}{2} = 300\ N \tag{5.41}$$

Hmotnost závaží pro stanovené zatížení na kole je 30 kg.

5.8.2 VÝPOČET PRŮHYBU PRUTU

Celé zařízení bude namáháno rázy. Je proto nutné spočítat možný průhyb zařízení a zjistit, zda je mezi bubnem a závažím dostatečná mezera, aby nedocházelo ke kolizím nebo případnému zničení testovacího bubnu.

K určení výsledného průhybu je třeba znát jednotlivé momenty působící na prutu a jejich jednotkové momenty ve směru X a ve směru Y působící na vyšetřovaném místě. V tomto případě bude řešen bod A s působištěm síly F_Z.

5.8.2.1 MOMENTY

$$M_1 = 0\ [N \cdot mm]$$
$$M_2 = F \cdot z = 82\ 500\ [N \cdot mm] \qquad ; z = r - r \cdot cos\,\varphi$$
$$M_3 = F \cdot (r + x) = 98\ 250\ [N \cdot mm]$$
$$M_4 = R'_y \cdot \bar{x} = 98\ 250\ [N \cdot mm] \tag{5.42}$$

5.8.2.2 MOMENTY OD JEDNOTKOVÝCH SIL

$$m_{1x} = \text{"1"} \cdot c \qquad m_{1x} = \text{"1"} \cdot 0$$
$$m_{2x} = \text{"1"} \cdot (c + r \cdot sin\,\varphi) \qquad m_{2x} = \text{"1"} \cdot (r - r \cdot cos\,\varphi)$$
$$m_{3x} = \text{"1"} \cdot (c + r) \qquad m_{3x} = \text{"1"} \cdot (r + x)$$
$$m_{4x} = \text{"1"} \cdot \bar{x} \qquad m_{4x} = \text{"1"} \cdot \bar{x} \tag{5.43}$$

5.8.2.3 VÝPOČET PRŮHYBU DO SMĚRU X

$$u = \frac{1}{EJ} \cdot \left[\int_0^c (M_1 \cdot m_{1x})dc + \int_0^\varphi (M_2 \cdot m_{2x})d\varphi + \int_0^x (M_3 \cdot m_{3x})dx + \int_0^x (M_4 \cdot m_{4x})d\bar{x} \right] \tag{5.44}$$

$$u = 0{,}302\ mm$$

5.8.2.4 VÝPOČET PRŮHYBU DO SMĚRU Y

$$v = \frac{1}{EJ} \cdot \left[\int_0^c (M_1 \cdot m_{1y})dc + \int_0^\varphi (M_2 \cdot m_{2y})d\varphi + \int_0^x (M_3 \cdot m_{3y})dx + \int_0^x (M_4 \cdot m_{4y})d\bar{x} \right] \tag{5.45}$$

$$v = 0{,}322\ mm$$

K výpočtu integrálů byl použit program Matlab a jeho skript je přílohou práce.

5.8.3 VÝPOČET MAXIMÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ

Z výpočtů 5.43 určených v kapitole 5.8.2.1 byl vypočten maximální ohybový moment, který je přímo pod kolem a je roven $M = 98\ 250\ N \cdot mm$. Maximální napětí pro materiál je $\sigma_{oD} = 25\ \mathrm{N \cdot mm^{-2}}$ pro nekonečnou životnost.

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{M_{o_{max}}}{W_o} \leq \sigma_{o_D} \qquad \sigma_{o_D} = 25\ N \cdot mm^{-2}$$

$$W_o = 9\ 490\ mm^3 \tag{5.46}$$

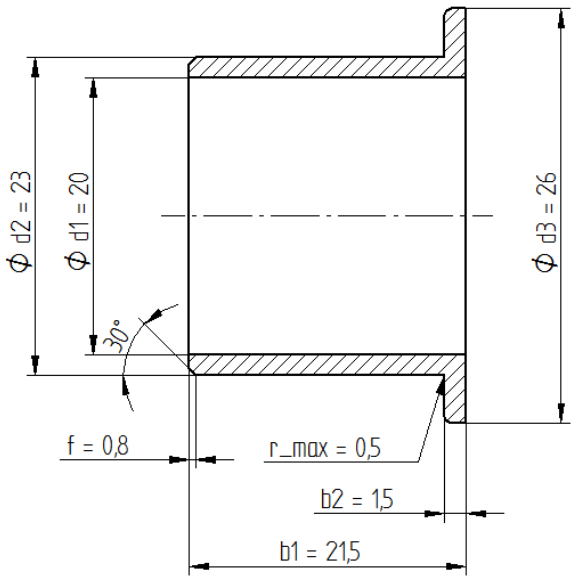
$$\sigma_{o_{max}} = \frac{98\ 250}{9\ 490} = 10{,}35\ N \cdot mm^{-2} \leq 25\ N \cdot mm^{-2}$$

5.8.4 LOŽISKA

V tomto případě bude nejvhodnější variantou kluzné ložisko, jelikož se zde předpokládají jen malá natočení v relativně krátkém čase, tedy rychlost změny bude takřka nulová, zatímco při přejetí překážky vznikne ráz a lze tedy předpokládat vyšší nárůst tlaku na ložisko.

Pro tuto aplikaci je voleno ložisko IGUS IGLIDUR G. Kluzné ložisko je opatřeno přírubou, lze jej tedy použít i jako axiální ložisko.

5.8.4.1 TECHNICKÉ PARAMETRY LOŽISKA:



Obrázek 5.17.: Parametry ložiska

Pro výpočet životnosti ložiska byla použita aplikace na stránkách výrobce [9]. Výsledný dokument je součástí práce a je uveden v přílohách.

Pro danou aplikaci a vybrané ložisko vyšla životnost 26 089 hodin.

5.8.5 KONTROLA ČEPU NA STŘIH A OTLAČENÍ

Předběžně bylo vybráno ložisko dxb 20x21,5. Nyní je třeba ověřit správnost výběru ložiska výpočtem. Pokud ložisko nebude vyhovovat svými parametry zatížení, bude nutné vybrat jiné a opět provést ověření výpočtem.

5.8.5.1 KONTROLA NA STŘIH

$$\tau = k \cdot \frac{R'}{S} \leq \tau_D \quad ; \tau_D = 25\ N \cdot mm^{-2}$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$\tau = k \cdot \delta \cdot \frac{4 \cdot R'}{\pi \cdot d^2} = 3 \cdot 1{,}5 \cdot \frac{4 \cdot 600}{\pi \cdot 20^2} = 8{,}6\ N \cdot mm^{-2} < 25\ N \cdot mm^{-2} \tag{5.47}$$

k … $navrhovaná\ bezpečnost$

δ … $součinitel\ rázů$

Z výpočtů na střih je zřejmé, že čep i se započítanou bezpečností k a součinitelem rázů δ je předimenzován.

5.8.5.2 KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$p = k \cdot \delta \cdot \frac{R'}{S_l} \leq p_D \quad ; p_D = 80\ MPa$$

$$S_l = 2 \cdot (d_1 \cdot b_1)$$

$$p = k \cdot \delta \cdot \frac{R'}{2 \cdot (d_1 \cdot b_1)} = 3 \cdot 1{,}5 \cdot \frac{600}{2 \cdot (20 \cdot 21{,}5)} = 6{,}3\ MPa < 80\ MPa \tag{5.48}$$

Z kontroly na otlačení vyšlo, že ložisko požadavkům vyhovuje, je také předimenzované, ovšem v menší míře než čep. Při návrhu bylo uvažováno s $p_D = 80$ MPa, jelikož otlačení se počítá pro měkčí materiál.

Rozměry ložiska včetně čepu by bylo možné zmenšit, což by příznivě ovlivnilo velikost, na druhou stranu by zmenšení ložiska znamenalo snížení životnosti, a tak by nebyla splněna podmínka životnosti alespoň 25 000 hodin.

6 VÝSLEDNÝ TESTOVACÍ MODUL

Požadavkem kladeným na konstrukci bylo docílit co nejjednodušší ovládání, dobrou ergonomii a dodat dostatečné bezpečnostní prvky, které by poskytly ochranu při neopatrném pohybu v blízkosti testovacího zařízení.

6.1 NAPÍNACÍ MECHANISMUS

Napínací mechanismus je řešen pomocí válečku dopravníku, který již v sobě má kuličková ložiska, takže se na vřetenu upevněném do rámu napínacího mechanismu bude volně otáčet.

6.2 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY

Základním bezpečnostním prvkem je umístění tvarovaných plechů kolem řemenic, které poskytnou radiální ochranu a zabránění případnému úrazu. Plech kolem bubnu má stejný význam.

Pod převodovkou s motorem je umístěna vana, která pojme případné průsaky oleje z převodovky.

6.3 ERGONOMIE

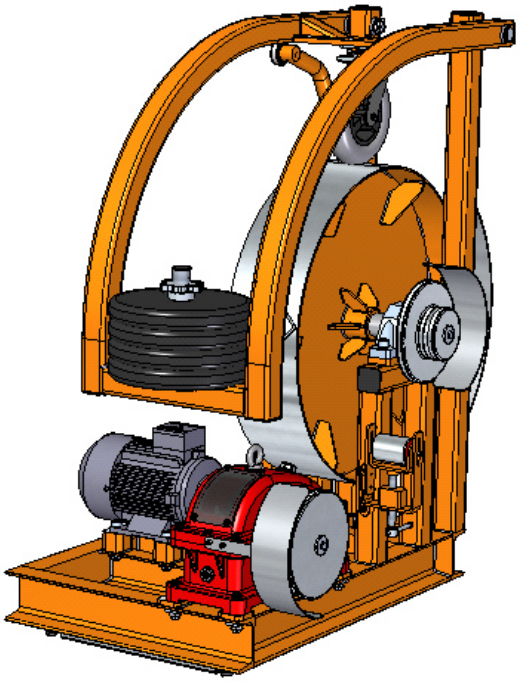
Jedním z kritérií bylo také ergonomické řešení, aby konstrukce byla prakticky umístěna na dobře přístupném místě, s dobrým manipulačním prostorem pro práci se závažím, výměnou překážek a testovaného kola, vše dobře viditelné a s důrazem na bezpečnost práce. Požadavkem je i estetické provedení celého zařízení.

6.3.1 PÁKA

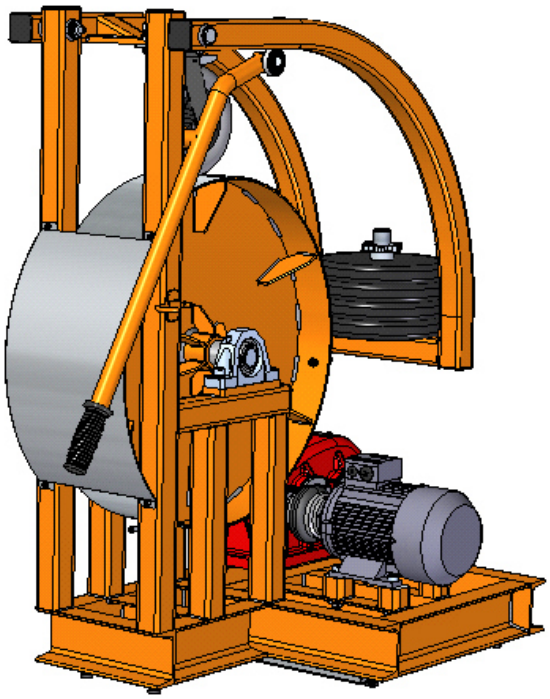
Páka slouží k nadzvednutí ramene s umístěným kolem. Zajistí se pomocí háku, který je připevněný na straně jeklu. Po demontáži a následné montáži kola se rameno spustí opět od „nulové“ polohy a páka se vyjme z oka.

6.3.2 ZÁVAŽÍ

Oproti návrhové variantě (obrázek 5.5), kde bylo závaží umístěno přibližně v úrovni obličeje, je vhodným přepákováním 1:5 závaží umístěno v úrovni kolen, což zlepší úroveň manipulace se závažím.



Obrázek 6.1.: Pohled na zařízení zepředu



Obrázek 6.2.: Pohled na zařízení zezadu

7 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo vytvořit návrh testovacího zařízení v souladu s požadavky norem a stanovit přípustné hodnoty pro testování pojezdových kol. V teoretické části je popsána metoda měření tvrdosti SHORE. V práci jsou uvedeny informace o normách, ze kterých byly čerpány závazné limity pro hodnocení a ty jsou zpracovány v tabulkách. Výsledkem práce je model vytvořený na základě norem a teoretických výpočtů, které by měly být podloženy a potvrzeny při zkouškách prototypu v praxi.

Praktická část je zaměřena na návrh možných variant testovacího zařízení a zpracování kritérií. Na základě jejich vyhodnocení byla vybrána nejvýhodnější varianta číslo 3, která svou jednoduchostí a praktičností předčila všechny ostatní. Další částí práce bylo navrhnout převodové ústrojí skládající se z asynchronního motoru SIEMENS, převodovky-reduktor a hnaného bubnu s požadavkem na návrh minimálního výkonu motoru, návrhem převodových poměrů ozubených kol a výpočtu ložisek. V neposlední řadě byl navržen rám testovacího modulu. U testovacího zařízení bylo nutné spočítat kluzná ložiska a jejich životnost a průhyb samotného pohyblivého rámu. Již v průběhu konstruování rámu bylo nutné zajistit ergonomii a bezpečnost konstrukce.

8 POUŽITÁ LITERATURA

[1] KUGL, Otmar. 1997. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 169 s. ISBN 80-010-1638-2.

[2] LEINVEBER, Jan. 2005. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.

[3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. 2010. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

[4] ČSN EN 12 526. *Kladky a kola - Terminologie, doporučené značky a vícejazyčný slovník*. 1999. Londýn: British Standard Institution.

[5] ČSN EN 12 527. *Kladky a kola - Zkušební metody a aparatury*. 1999. London: British Standard Institution.

[6] ČSN EN 12 530. Kladky a kola - Kladky a kola pro ručně poháněné institucionální zařízení. 1999. London: British Standard Institution.

[7] ČSN EN ISO 868. Plasty a ebonit - Stanovení tvrdosti vtlačováním hrotu tvrdoměru (tvrdost Shore). 2003. London: British Standard Institution.

[8] Aandd [online]. 2014 [cit. 2015-06-03]. Dostupné z: http://www.aandd.jp/img/products/dsp/dsp_bttm_01.png

[9] *Igus*® [online]. 2014. [cit. 2015-05-21]. Dostupné z: http://www.igus.cz/iPro/iPro_02_0001_0000_CZcs.htm?c=CZ&l=cs

[10] *Kolečka a Kladky TENTE s.r.o.* [online]. 2015. [cit. 2015-05-21]. Dostupné z: http://www.tente.com/cz-cz/pnp200x50-o8-hl60.html

[11] SIEMENS [online]. 2015. [cit. 2015-06-03]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1000-otacek/1la7-096-6aa.html

[12] Vmi [online]. 2014 [cit. 2015-06-03]. Dostupné z: http://www.vmi-group.com/wp-content/uploads/2013/06/Tire-and-Compound-testing-1024x682.jpg

[13] NOHÁČ, Marek. 2015. *Výpočtová zpráva - pohon*. Praha.

9 PŘÍLOHY

I. Skript Matlab pro výpočet průhybu ramene

II. Igus® - návrhový výpočet životnosti ložisek

III. Výkres sestavy převodovky

IV. Návrhový výkres testovacího zařízení

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

c	[-]	Rychlostní součinitel
C	[N]	Dynamická únosnost ložiska
D	[mm]	Průměr kola
d	[mm]	Průměr vrtání kola
d	[mm]	Průměr
D_B	[mm]	Průměr bubnu
d_i	[mm]	Průměr hřídele
d_W	[mm]	Průměr valivé kružnice
e	[mm]	Vzdálenost těžiště
E	[N·mm^{-2}]	Modul pružnosti materiálu
F	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení
F	[N]	Síla působící na kolo
F_A	[N]	Axiální síla působící na ozubené kolo
F_a	[N]	Axiální zatížení ložiska
F_N	[N]	Normálová síla
F_R	[N]	Radiální síla působící na ozubené kolo
F_r	[N]	Radiální zatížení ložiska
F_T	[N]	Tečná síla působící na ozubené kolo
F_V	[N]	Síla působící na řemenici
F_x	[N]	Síla ve směru x
F_y	[N]	Síla ve směru y
F_z	[N]	Síla ve směru z
g	[m·s^{-2}]	Gravitační zrychlení
h	[mm]	Výška odskoku
H	[mm]	Pádová výška
HSC	[-]	Stupnice Shore
HSD	[-]	Stupnice Shore
i	[-]	Převodový poměr
i_{12}	[-]	Převodový poměr soukolí 12
i_{34}	[-]	Převodový poměr soukolí 34
$i_{př}$	[-]	Převodový poměr převodovky
J	[mm^4]	Kvadratický moment
k	[-]	Bezpečnost
K	[-]	Koeficient bezpečnosti
L_h	[hod]	Trvanlivost ložiska
m	[kg]	Hmotnost
M	[N·mm]	Moment
m_i	[mm]	Zvolený modul ozubení
m	[-]	Jednotkový moment od jednotkové síly
m_i'	[mm]	Předběžný modul ozubení
M_k	[N·mm]	Krouticí moment

N	[N]	Normálová síla působící na kolo
n_B	[min^{-1}]	Otáčky na bubnu
n_M	[min^{-1}]	Skutečné otáčky motoru
n_M'	[min^{-1}]	Teoretické otáčky motoru
p	[MPa]	Tlak
P	[-]	Exponent trvanlivosti
P_B	[kW]	Výkon potřebný na bubnu
P_M	[kW]	Výkon potřebný na motoru
Q	[N]	Síla působící na kolo při přejezdu přes překážku
R	[N]	Reakční síla působící na ložisko
R_{Ai},R_{Bi}	[N]	Reakce v ložisku
S	[mm^2]	Průřez plochy
S_l	[mm^2]	Plocha ložiska
ShA	[-]	Stupnice Shore
t	[s],[min],[hod]	Čas
T	[°C]	Teplota
T	[N]	Odporová síla
T1	[mm]	Šířka náboje
u	[mm]	Posunutí ve směru x
v	[$m \cdot s^{-1}$],[$km \cdot h^{-1}$]	Rychlost
v	[mm]	Posunutí ve směru y
v_B	[-]	Rychlost na bubnu
W_k	[mm^3]	Modul průřezu v krutu
X	[-]	Radiální součinitel
Y	[-]	Axiální součinitel
z_1	[-]	Počet zubů na pastorku 1 kola
z_2	[-]	Počet zubů na kole 1
z_3	[-]	Počet zubů na pastorku 2 kola
z_4	[-]	Počet zubů na kole 2
β	[°],[rad]	Úhel šroubovice ozubeného kola
δ	[-]	Součinitel rázů
μ_B	[-]	Účinnost bubnu
$\mu_č$	[-]	Účinnost soukolí 12 a 34
$\mu_ř$	[-]	Účinnost řemenového převodu
π	[-]	Ludolfovo číslo
τ	[$N \cdot mm^{-2}$]	Napětí ve smyku
τ_{Dk}	[$N \cdot mm^{-2}$]	Dovolené napětí v krutu
τ_k	[$N \cdot mm^{-2}$]	Napětí v krutu
φ	[°],[rad]	Úhel
ψ	[-]	Poměrná šířka ozubení

Příloha I – Skript Matlab pro výpočet průhybu ramene

```
clc; clear all;
syms x y fi;
%% Zadane parametry
J=250000; %[mm^4]
E=200000; %[N*mm^-2]
R=1500;   %[N]
a=160;    %[mm]
c=100;    %[mm]
r=550;    %[mm]
b=105;    %[mm]
l=655;    %[mm]
z=r-r*cos(fi);

%% Vypocet reakci
F=(R*a/(l+a))
S=R-F

%% Momenty
M1=0;
M2=F*z;
M3=F*(r+x);
M4=S*y;

%% Momenty od jednotkovych sil
m1x=c;
m2x=(c+r*sin(fi));
m3x=c+r;
m4x=y;

m1y=0;
m2y=r-r*cos(fi);
m3y=r+x;
m4y=y;

%% Vypocet pruhybu
x1=int(M1*m1x,x,0,c)
x2=int(M2*m2x,fi,0,pi/2)
x3=int(M3*m3x,x,0,b)
x4=int(M4*m4x,y,0,a)
u=(1/(E*J))*(x1+x2+x3+x4)

y1=int(M1*m1y,x,0,c)
y2=int(M2*m2y,fi,0,pi/2)
y3=int(M3*m3y,x,0,b)
y4=int(M4*m4y,y,0,a)
v=(1/(E*J))*(y1+y2+y3+y4)
```

Příloha II - Igus® - návrhový výpočet životnosti ložisek

KONFIGURACE

Rozměry

Provedení	Tvar F
Průměr hřídele (d1)	20 mm
Šířka ložiska (b1)	21,5 mm
Vnější průměr (d2)	23 mm
Tloušťka příruby (b2)	1,5 mm

Dynamické zatížení

Maximální zatížení ložiska F	300 N
Povrchový tlak média P	0,75 N/mm^2
Namáhání rázy	Ano
Hranové zatížení	Ne

Radiální statické zatížení v klidu

Maximální zatížení ložiska F	N
Povrchový tlak média P	N/mm^2

Pohyb

Typ pohybu	Otáčivý
Čistý čas pohybu za hodinu	60 min
Otočný úhel	5°
Otočná rychlost	0 m/s
Otočná frekvence	50 /min
Přerušovaný provoz	Ne

Protikus a pouzdro

Materiál hřídele	Ocel Cf53 (1.1213, DIN 17212.72)
Tepelná vodivost materiálu hřídele	48 W/m*K
Materiál, z něhož je vyrobeno pouzdro	Ocel
Mez opotřebení: Maximální radiální vůle	0,25 mm

Okolní podmínky

Maximální okolní teplota	28 °C
Krátkodobá maximální teplota	30 °C
Minimální teplota	15 °C
Expozice nečistotám	Ne
Pro podvodní použití	Ne
Pravidelný styk s vlhkostí	Ne
Elektrická vodivost	Nevyžad.

Chemické látky

Žádné chemické látky nebyly vybrány

Srovnání životnosti

Materiál	Číslo položky	Vypočítaná životnost aplikace
G	GFM-2023-21	26 089 h