



Česká zemědělská univerzita v Praze

**Technická
fakulta**

Návrh konstrukce pásového vozidla

Diplomová práce

Autor: Bc. Lukáš Stan

Katedra: Katedra vozidel a pozemní dopravy

Obor: Zemědělská technika

Vedoucí práce: Ing. Jakub Mařík, Ph.D.

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Lukáš Stan

Zemědělské inženýrství
Zemědělská technika

Název práce

Návrh konstrukce pásového vozidla

Název anglicky

The design of tracked vehicle

Cíle práce

Cílem práce je provést literální rešerši na danou problematiku, kde bude shrnut historický vývoj konstrukce pásových podvozků. Praktická část práce bude věnována vlastnímu návrhu konstrukce pásového vozidla formou matematického 3D modelu ověřeného výpočty.

Metodika

1. Úvod
2. Cíl práce
3. Metodika práce
4. Přehled řešené problematiky
5. Vlastní zpracování
6. Výsledky a diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů
9. Přílohy

Doporučený rozsah práce

60 stran

Klíčová slova

konstrukce vozidel, pásový podvozek

Doporučené zdroje informací

BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013, 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.
PASTOREK, Zdeněk, P. PERNIS, F. DVOŘÁK, F. LACHNIT, J. MATĚJKA, F. BAUER, M. FAJMAN a F. NOVOTNÝ.
Traktory. Praha: Agrospoj, 2001, 356 s.

Předběžný termín obhajoby

2021/2022 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Jakub Mařík, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 20. 1. 2022

doc. Ing. Martin Kotecký, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 23. 2. 2022

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 28. 01. 2023

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci "Návrh konstrukce pásového vozidla" vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce.

V Praze dne 18. 2. 2023

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Jakobovi Maříkovi, Ph.D, vedoucímu mé diplomové práce, za odborné vedení, užitečné rady a v neposlední řadě i za trpělivost a ochotu, kterou mi věnoval.

Bibliografická citace

STAN, Lukáš. *Návrh konstrukce pásového vozidla*. Praha, 2023. Diplomová práce. Česká zemědělská univerzita v Praze. Vedoucí práce Ing. Jakub Mařík, Ph.D.

Návrh konstrukce pásového vozidla

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá návrhem pásového vozidla. V teoretické části je shrnuto základní rozdělení pásových podvozků. Jsou zde popsány a rozvedeny jednotlivé části. Dále je zde popis od historického vývoje, přes současnost až po trendy pásových vozidel.

V praktické části je návrh pásového vozidla určeného na přepravu materiálů včetně jeho komponentů, jako je pásová jednotka, motor, převodová skříň, řemenový převod, brzdy, rám aj. Vše je pro lepší představu doprovázeno obrázky 3D modelu celého vozidla z programu Autodesk Inventor Professional 2023.

Klíčová slova

Konstrukce vozidel, pásový podvozek, návrh pásu, hnací kola, pojezdová kola, rám, motor, převodová skříň, řemenový převod, brzdy, korba, říditka, ovládání vozidla.

Design of the tracked vehicle structure

Abstract

The diploma thesis deals with the design of a tracked vehicle. The theoretical part summarizes the basic partition of tracked chassis. Individual parts are described and detailed here. Furthermore, there is a description from the historical development, through the present to the trends of tracked vehicles.

In the practical part, there is a design of a tracked vehicle intended for the transport of materials, including its components such as a tracked chassis, engine, gearbox, belt transmission, brakes, frame, etc. Everything is accompanied by images of the 3D model of the entire vehicle from the Autodesk Inventor Professional 2023 for a better idea.

Keywords

Vehicle construction, tracked chassis, belt design, the driving wheel, frame, engine, gearbox, belt drive, brake, the truck bed, handlebars, control of vehicle.

Obsah

| | |
|--|-----------|
| Obsah | 1 |
| A. Teoretická část..... | 3 |
| 1. Úvod..... | 3 |
| 2. Rozdělení pásových podvozků | 4 |
| 2.1. Rozdělení dle konstrukčního uspořádání | 4 |
| 2.2. Rozdělení dle šířky pásů | 4 |
| 3. Popis částí pásových podvozků | 6 |
| 3.1. Rám | 6 |
| 3.1.1. Rámy nedělené..... | 6 |
| 3.1.2. Rámy dělené | 7 |
| 3.1.3. Rámy dělené s proměnným rozchodem..... | 7 |
| 3.2. Pásky | 10 |
| 3.2.1. Ocelové (člámkové) pásky..... | 10 |
| 3.2.2. Hybridní pásky..... | 11 |
| 3.2.3. Pryžové pásky | 12 |
| 3.2.4. OTT pásky | 12 |
| 3.3. Napínací ústrojí | 13 |
| 3.3.1. Mechanické napínání pomocí pružiny | 13 |
| 3.3.2. Hydraulicko-pneumatické napínání | 13 |
| 3.4. Pojezdová kola a podpěrné kladky..... | 14 |
| 3.5. Odpružení pásových podvozků | 14 |
| 3.5.1. Vinuté pružiny | 15 |
| 3.5.2. Hydropneumatické odpružení..... | 16 |
| 3.5.3. Listové pružiny | 16 |
| 3.5.4. Torzní (zkrutné) tyče | 17 |
| 3.5.5. Kombinace | 17 |
| 4. Historický vývoj konstrukce pásových podvozků..... | 18 |
| 4.1. Historie pásových vozidel | 18 |
| 4.2. Současnost pásových vozidel..... | 20 |
| 4.2.1. Housenicové podvozky..... | 21 |
| 4.2.2. Podvozky s delta náhonem | 24 |
| 4.2.3. Lichoběžníkové podvozky..... | 25 |
| 4.2.4. Pásové jednotky VTS..... | 26 |
| 4.3. Trendy a budoucnost pásových vozidel | 27 |
| 4.3.1. Kolopásky | 27 |
| 4.3.2. Robotická vozidla | 28 |

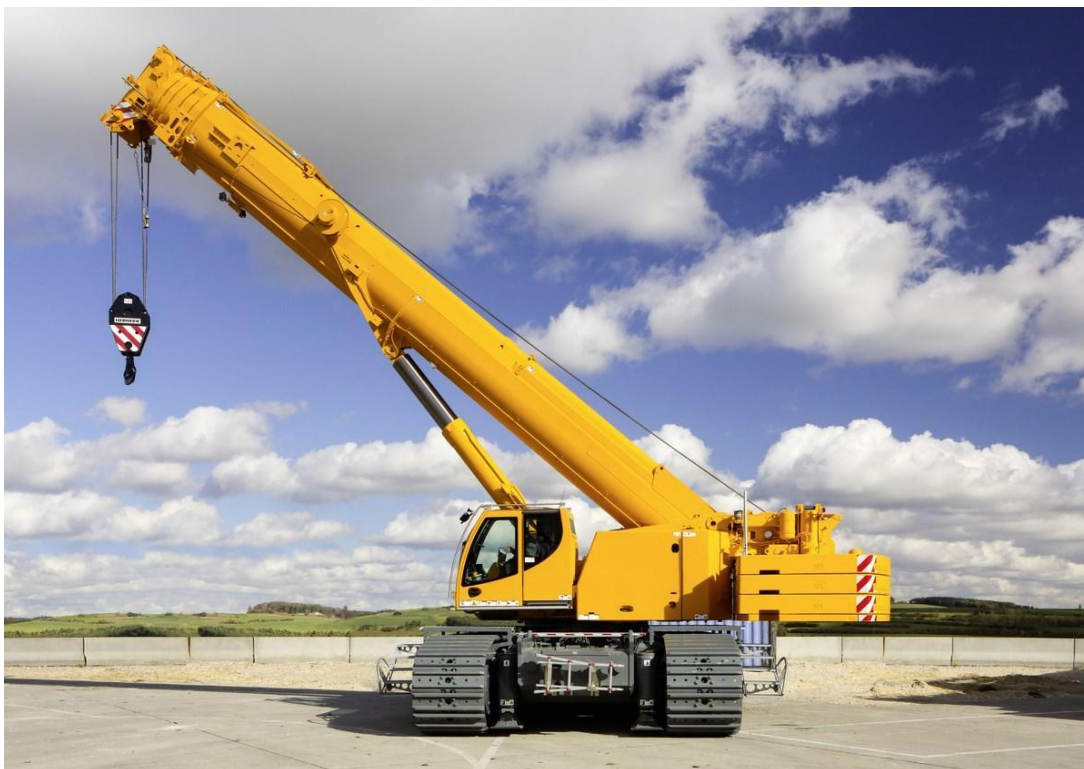
| | | |
|-----------|--|-----------|
| 4.3.3. | Polopásová vozidla | 31 |
| 4.3.4. | Prototypy..... | 33 |
| B. | Praktická část | 36 |
| 5. | Vlastní návrh podvozku..... | 36 |
| 5.1. | Stanovení základních parametrů | 37 |
| 5.2. | Návrh pásu | 37 |
| 5.3. | Návrh hnacího kola | 38 |
| 5.3.1. | Uchycení hnacího kola..... | 39 |
| 5.4. | Návrh podpěrných kol..... | 40 |
| 5.5. | Volba pojezdových kol | 41 |
| 5.5.1. | Čepy pojezdových kol | 41 |
| 5.5.2. | Ložiska pojezdových kol | 42 |
| 5.5.3. | Uchycení pojezdových kol..... | 42 |
| 5.6. | Napínací mechanismus..... | 43 |
| 5.7. | Rám pásového ústrojí..... | 44 |
| 5.7.1. | Montáž rámu | 45 |
| 6. | Návrh jednotlivých komponentů pásového transportéru | 46 |
| 6.1. | Volba motoru | 47 |
| 6.2. | Převod klínovým řemenem | 48 |
| 6.3. | Převodová skříň..... | 49 |
| 6.3.1. | Hřídele a ložiska v převodové skříni | 52 |
| 6.3.2. | Návrh pojistných kroužků na hřídeli | 53 |
| 6.4. | Brzda pásových jednotek | 54 |
| 6.5. | Bezpečnostní brzda hnacích kol..... | 55 |
| 6.6. | Návrh korby | 57 |
| 6.7. | Návrh řídicích a ovládacích | 58 |
| 7. | Výsledný model pásového transportéru..... | 59 |
| 8. | Diskuze a závěr..... | 62 |
| | Seznam použitých zdrojů | 63 |
| | Seznam obrázků | 70 |
| | Seznam tabulek | 74 |
| | Seznam zkratk a symbolů..... | 75 |
| | Seznam příloh..... | 80 |

A. Teoretická část

1. Úvod

Pásový podvozek umožňuje vozidlům rozložit jejich hmotnost a stát se tak stabilnějšími. Oproti kolovým podvozkům, je pohyb vozidla zabezpečen pásy a pásovým ústrojím. To má na rozdíl od klasických pneumatik větší styčnou plochu s povrchem. Výhodou je lepší průjezdnost nezpevněným, či kopcovitým terénem a překonání velmi strmých vrcholů. Naopak nevýhodou pásových podvozků je vysoká hmotnost vozidla kvůli velkému množství mechanicky namáhaných součástí. S tím je spojeno i vyšší opotřebení a kratší životnost oproti kolovým podvozkům. I proto jsou pásová vozidla náročnější na údržbu, ve srovnání s klasickými kolovými podvozky. [1]

Pásová vozidla se používají v nesmírném množství odvětví. Jejich konstrukce a uspořádání závisí na účelu a použití stroje. Nejvíce se využívají u tanků a vojenských vozidel, v zemědělství, či ve stavebnictví. Na obrázku 1 je jeřáb LTR 1220, u kterého je možné díky pásovému podvozku přemísťovat celé zatížení, protože díky své stabilitě nemusí být zapatkován (na rozdíl od mobilního jeřábu).

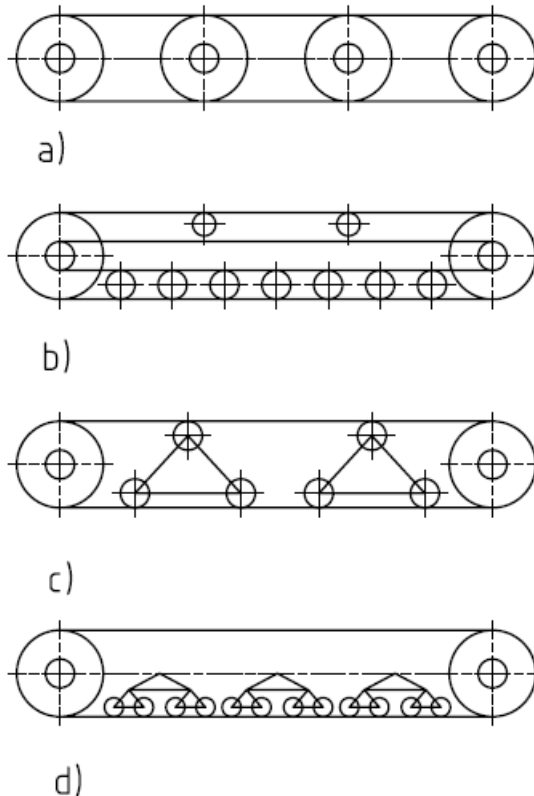


Obrázek 1: Pásový podvozek na LTR 1220 [2]

2. Rozdělení pásových podvozků

2.1. Rozdělení dle konstrukčního uspořádání

Podvozky se dělí podle tvaru, počtu a sestavení podpěrných kladek a pojezdových kol (obr. 2).



Obrázek 2: Rozdělení pásových podvozků dle konstrukčního uspořádání [3]

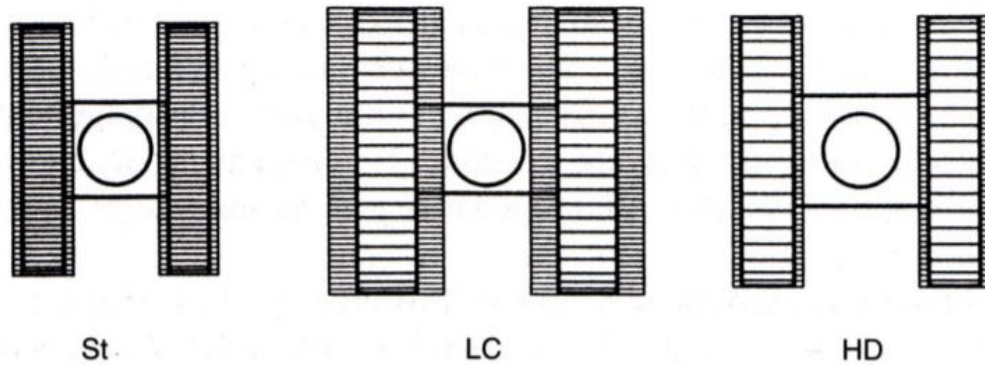
a – málokkladkový, b – mnohokladkový traktorový, c – mnohokladkový vahadlový jednostupňový,
d – mnohokladkový vahadlový dvoustupňový

2.2. Rozdělení dle šířky pásů

U pásových podvozků se hmotnost celého vozidla rozkládá na relativně velkou plochu. Literatura [1] udává, že pásy nám oproti kolovým podvozkům umožňují přenášet na půdu značně větší pojezdové síly. I při vysoké hmotnosti pásových vozidel, která dosahuje přibližně 30-40% z váhy celého stroje, je dosahováno nízkých měrných tlaků na půdu.

Obecně platí, že čím je pásový podvozek širší, tím je vozidlo stabilnější, ale méně pohyblivé a naopak. Je vhodné si nejprve stanovit priority vozidla a poté zvolit

optimální šířku podvozku. Například pokud bude stroj pracovat na jednom místě, pouze s krátkými přejezdy, je vhodné použít širší typ pásového podvozku. Pokud je prioritou stroje jeho pohyblivost, je třeba zvážit užití užšího typu.



Obrázek 3: Rozdělení pásových podvozků dle šířky pásu [1]

ST – Standart, LC – Long crawler, HD – Heavy duty

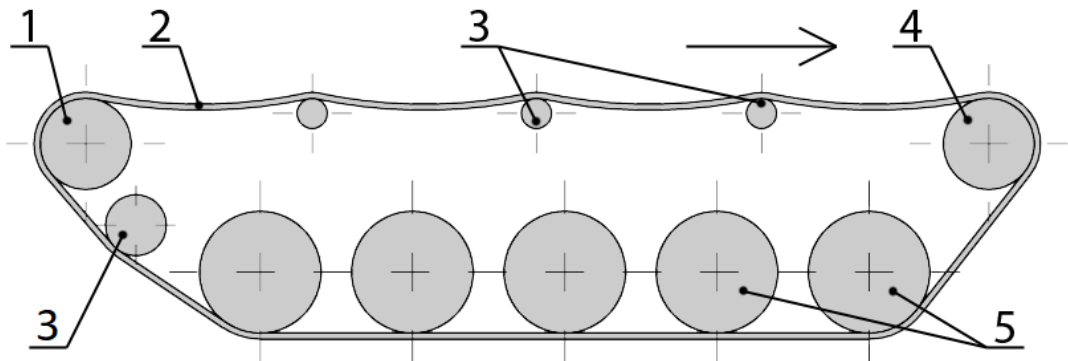
Dle literatury [1] se standartní podvozky (obr. 3) používají u strojů, které mají dosahovat vyšších přepravních rychlostí a u nichž není kladen důraz na zvýšenou stabilitu. Jsou určeny pro měrné tlaky 40-135 kPa.

Podvozky long crawler (obr. 3) mají velmi širokou stopu, proto jsou vhodné pro stroje, které pracují v terénu s málo únosnou půdou a nepřemisťují se na delší vzdálenosti. Podvozky jsou pro měrné tlaky do 30 kPa.

Podvozky heavy duty (obr. 3) jsou dimenzovány pro nejtěžší provoz s největším namáháním jednotlivých částí. Jsou pro měrné tlaky nad 100 kPa.

3. Popis částí pásových podvozků

Na obrázku 4 je znázorněna terminologie pohyblivých částí pásového podvozku.



Obrázek 4: Zjednodušené schéma pásového podvozku [4]

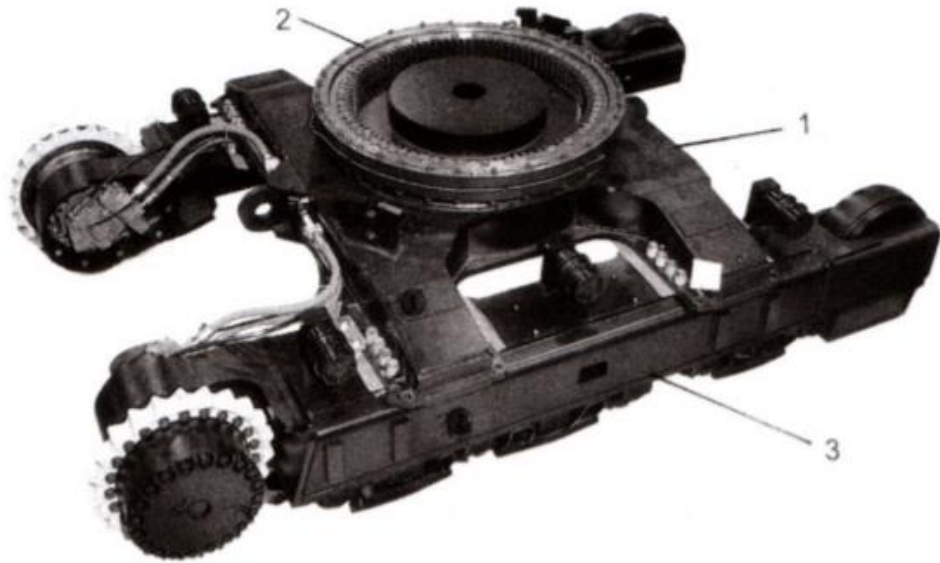
1 – hnací kolo, 2 – pás, 3 – podpěrné kladky, 4 – vodící kolo, 5 – pojezdová kola

3.1. Rám

Literatura [5] uvádí, že rám je považován za jádro stroje. Rám v podstatě tvoří nosnou část celého podvozku. Obecně se jedná o pevnou konstrukci, na kterou je zpravidla otočně usazena nástavba stroje a dále pojížděcí ústrojí (pásy, kladky, kola, pohon).

3.1.1. Rámy nedělené

Dle literatury [1] jsou nedělené rámy (obr. 5) tvořené zpravidla z jednoho kusu. Můžeme je ale rozdělit na takzvanou skříňovou konstrukci, která je složena ze středního mostu (1) a kruhové příruby (2). Uvnitř kruhové příruby (2) je umístěno velkorozměrové ložisko a na každé straně středního mostu jsou přivařeny nosiče pásů (3). Samotný rám tvoří vysoké procento hmotnosti z celkového podvozku, jelikož je vysoce namáhán na zkrut a musí být proto řádně dimenzován.



Obrázek 5: Pevný nedělený rám [1]

1 – střední most, 2 – kruhová příruba, 3 – podélné nosiče pásů

3.1.2. Rámy dělené

Autor [1] uvádí, že dělené rámy se skládají ze 3 částí. Ze středního mostu, který je buď svařovaný, nebo odlitý a dále s podélných nosičů pásů. Ty jsou zpravidla na střední most přišroubovány. Výhodou dělených pásů je, že můžeme jednoduše podélné nosiče pásů mechanicky odšroubovat a vyměnit je za jiné (širší, delší) podle požadavků na daný stroj.

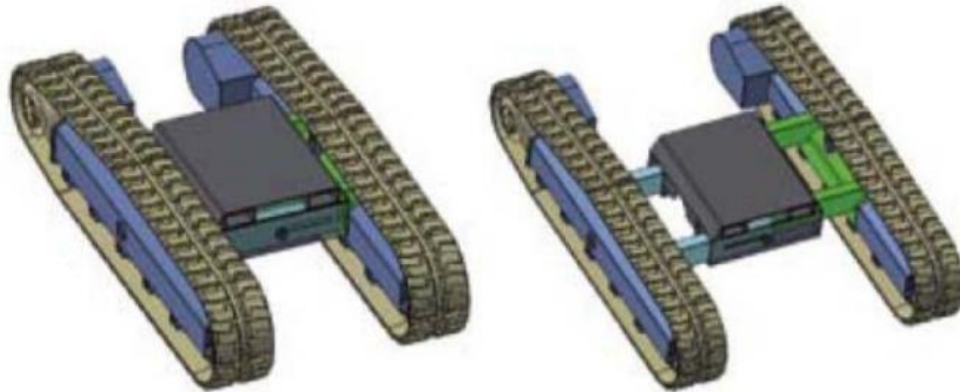
3.1.3. Rámy dělené s proměnným rozchodem

Za velkou výhodou u dělených ráků s proměnným rozchodem je dle článku [6] nastavitelná šířka podvozku bez nutnosti mechanické demontáže a výměny podélných nosičů pásů. V praxi to může fungovat například tak, že stroj při jízdě na určené místo práce bude mít podvozek v zúženém stavu. Tím si sníží stabilitu, ale zvýší pohyblivost. V momentě, kdy se stroj dostaví na stanovené místo, rozevře si podvozek a využije stability stroje k požadované práci.

Celý proces přeměny podvozku probíhá tak, že se stroj nejprve odlehčí pomocí pracovního nástroje (rameno, radlice) a poté se začnou vysouvat, či zatahovat nosiče pásů. To je možné provést následujícími způsoby:

Řešení s asymetrickými posuvnými příčnicíky (obr. 6)

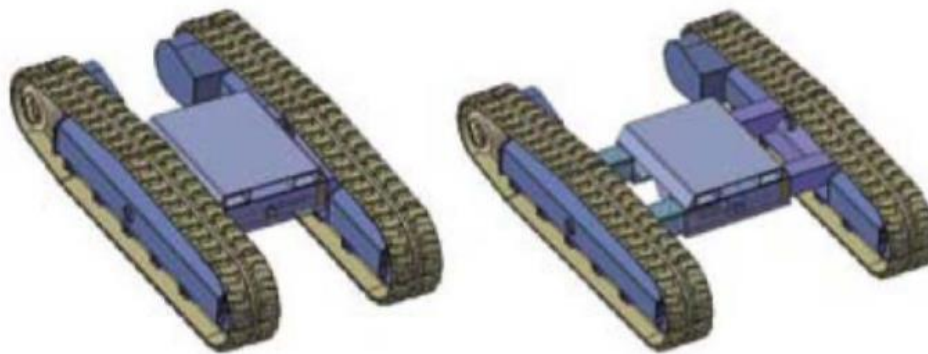
Příčnicíky jsou k podélným nosníkům přivařeny, mají shodný průřez a v rámu mostu jsou uloženy asymetricky. [6]



Obrázek 6: Řešení s asymetrickými posuvnými příčnicíky [6]

Řešení s posuvnými příčnicíky rozdílných průřezů (obr. 7)

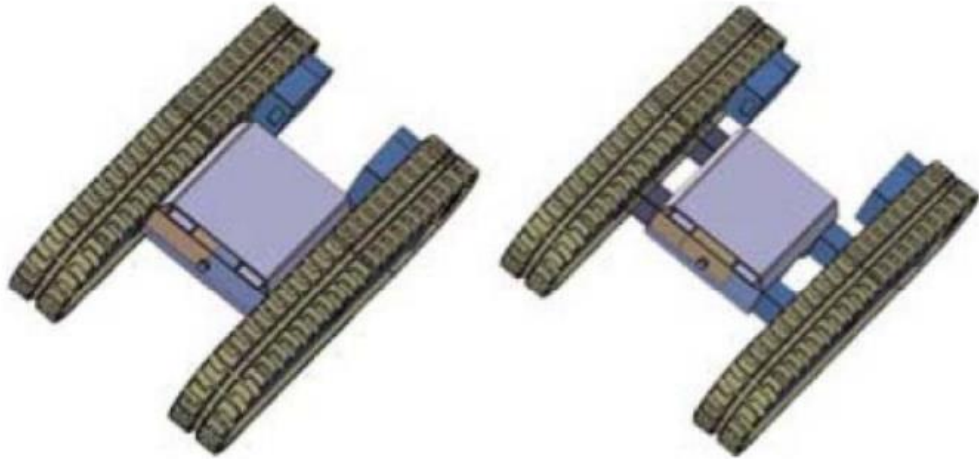
Příčnicíky, přivařeny k podélným nosníkům, mají rozdílný průřez tak, že ty s menším průřezem se zasouvají do příčnicíků s průřezem větším. [6]



Obrázek 7: Řešení s posuvnými příčnicíky rozdílných průřezů [6]

Řešení s posuvnými symetrickými příčnicíky (obr. 8)

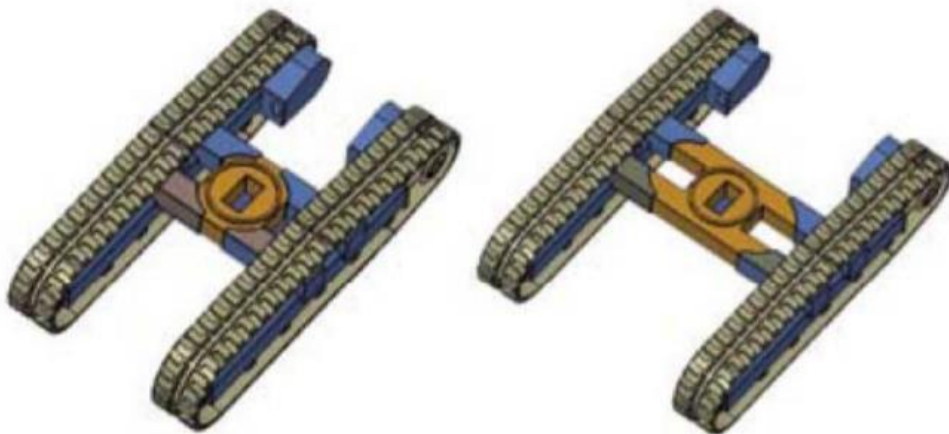
Příčnicíky mají shodný průřez. Osy levého a pravého příčnicíku jsou shodné, čímž je vzhledem k šířce mostového rámu omezena jejich délka a tím i možnost změny rozchodu. [6]



Obrázek 8: Řešení s posuvnými symetrickými příčnicí [6]

Řešení s posuvnými nosiči pásů (obr. 9)

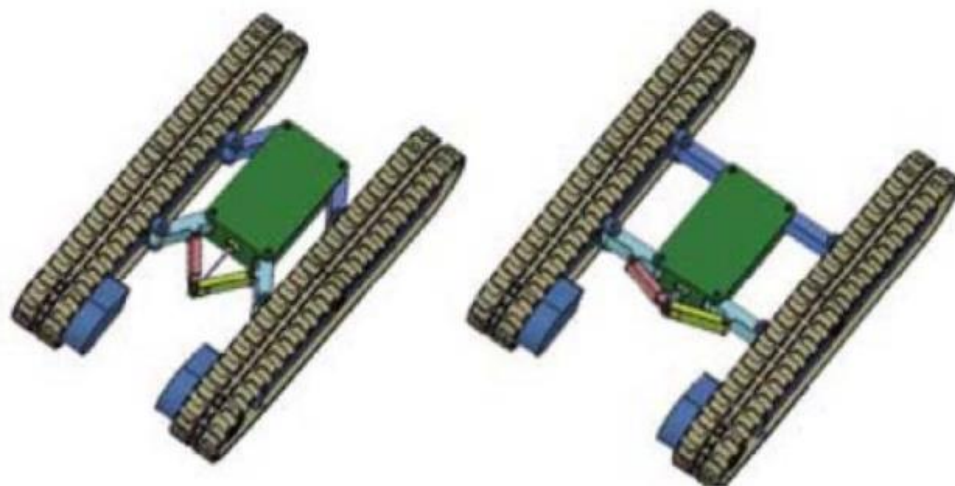
Příčnicí jsou přivařeny k mostovému rámu a nosiče pásů se svými navařenými pouzdry se po příčnicích posouvají. [6]



Obrázek 9: Řešení s posuvnými nosiči pásů [6]

Řešení kloubové (obr. 10)

Příčnicí jsou opatřeny klouby a změna rozchodu se děje jejich rozevíráním. U této varianty nelze vysouvat podélné nosiče pásů zvlášť, je tedy použitelná jen u strojů opatřených více pracovními nástroji. [6]



Obrázek 10: Řešení kloubové [6]

3.2. Pásy

Vhodná volba pásu značně ovlivňuje vlastnosti stroje v terénu. Hlavním parametrem je povrch, na kterém se bude stroj pohybovat, dále tuhost opěrných desek, jejich životnost, ořezuvzdornost, ohebnost a údržba.

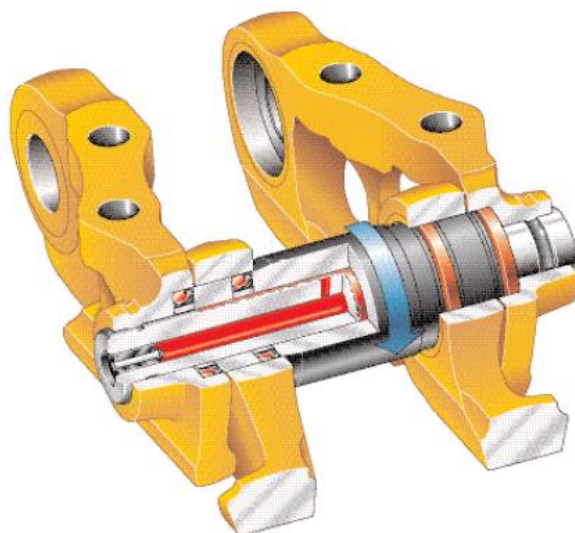
3.2.1. Ocelové (člankové) pásy

Ocelové pásy (obr. 11) se skládají z kloubového řemenu, na který jsou přidělané ocelové desky o různých šířkách. Používají se do skalnatého terénu s ostrými předměty a naopak nejsou vhodné pro jízdu na asfaltu (z důvodu jeho poškození). Ocelové pásy se vyznačují vyšší hlučností oproti ostatním druhům. [7], [8]



Obrázek 11: Pásový pohon buldozeru [9]

Na obrázku 12 je v řezu znázorněn model spojení článků řetězu pro dozer firmy Caterpillar. Jednotlivé články ocelového pásu jsou spojeny dle literatury [10] čepem, který je uložen s vůlí (hybně). To zapříčiní jeho volné otáčení, tudíž prodloužení celkové životnosti pásu, snížení opotřebení a hluku.



Obrázek 12: Detail spojení článků řetězu ocelového pásu [10]

3.2.2. Hybridní pásy

Dle článku [8] to jsou v podstatě ocelové pásy, na které jsou přišroubované pogumované destičky (obr. 13). Tím se sníží hlučnost a zvýší šetrnost k asfaltu při jízdě.



Obrázek 13: Hybridní pás [8]

3.2.3. Pryžové pásy

Pryžové pásy (obr. 14) jsou vyrobeny v jednom kuse z gumy, která je vyztužena ocelovými lany. Výhodou je nižší hlučnost oproti ocelovým pásům a větší šetrnost k povrchům (asfalt). Nevýhodou dle článku [8] je, že se pásy při poškození nedají opravit, ale je nutná jejich kompletní výměna.



Obrázek 14: Pryžový pás M29C Weasel [9]

3.2.4. OTT pásy

OTT (Over tires tracks) pásy (obr. 15) se nasazují na kolové podvozky pro zvětšení styčné plochy s povrchem a s tím související zlepšení záběrových vlastností v terénu. Vyrábí se buď ocelové, nebo pryžové. Literatura [11] udává, že se dají nasadit během pár minut přímo v terénu bez nutnosti demontáže kol. Pás se rozepne a natáhne před kolo. Vozidlo na pás najede. Poté je nutné pás obtočit kolem kol, napnout ho a zajistit čepem.



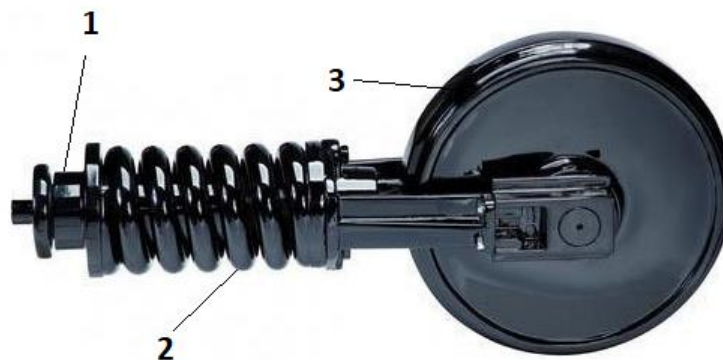
Obrázek 15: OTT pás nasazený na smykovém nakladači [11]

3.3. Napínací ústrojí

Pás je uložen mezi hnacím kolem (turasem) a vodícím kolem. Je nutné zajistit ideální napnutí. Nesmí být ani povolený, ani příliš napnutý. Při povoleném pásu je zde riziko jeho sesunutí, či prokluzu a ve druhém případě se zvyšuje opotřebení pohyblivých součástí a spotřeba paliva. Literatura [1] udává, že napínací síla je rovna součtu sil v horní a dolní větvi pásu na napínací kladce.

3.3.1. Mechanické napínání pomocí pružiny

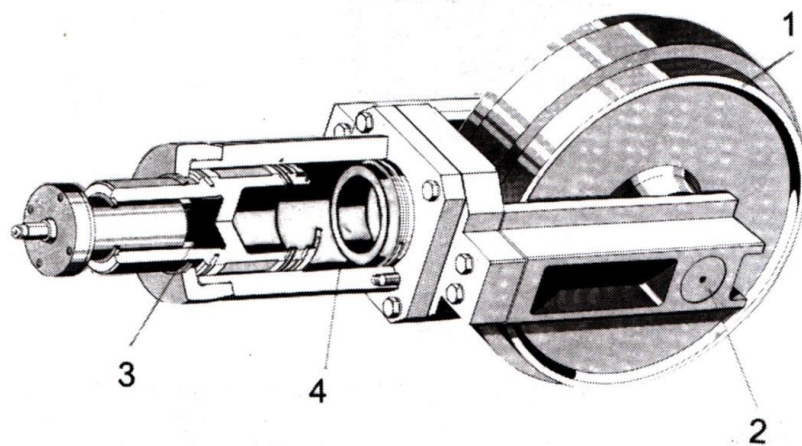
Dle literatury [1] se jedná o jeden z prvních a nejjednodušších způsobů napínání pásů (obr. 16). Napínání je způsobeno tlačnou pružinou (2). Ta tlačí na kladku (3) dotýkající se pásu. Síla napnutí je mechanicky regulovaná pomocí matice (1) našroubované na závitové tyči. Utažením matice zvýšíme sílu, kterou pružina tlačí na kladku a pás tak napne.



Obrázek 16: Napínací mechanismus s pružinou [12]

3.3.2. Hydraulicko-pneumatické napínání

V dnešní době se jedná o jednu z používanějších metod napínání pásu (obr. 17). Dle publikace [1] je zde vodící kolo (1), které se dotýká pásu. To je uloženo pomocí ložisek ve vidlici (2). Vidlice je přišroubovaná na pouzdro, ve kterém je hydraulický válec (3). Prostor válce je vyplněný dusíkem (4), který v podstatě nahrazuje tlačnou pružinu. Tento mechanismus slouží i mimo jiné k ochraně proti přepětí, které může nastat například při vniknutí kamene mezi článek pásu, či vodící nebo turasové kolo a pás.



Obrázek 17: Hydraulicko-pneumatické napínací ústrojí [1]

3.4. Pojezdová kola a podpěrné kladky

Pojezdová kola (obr. 18) jsou uložena pomocí pevných čepů na podélném nosníku. Rozkládají vlastní tíhu stroje a slouží pro příčné vedení pásu. Ložiska v pojezdových kolech musí být utěsněna z důvodu zamezení vniknutí nežádoucího předmětu z terénu. [3], [5]

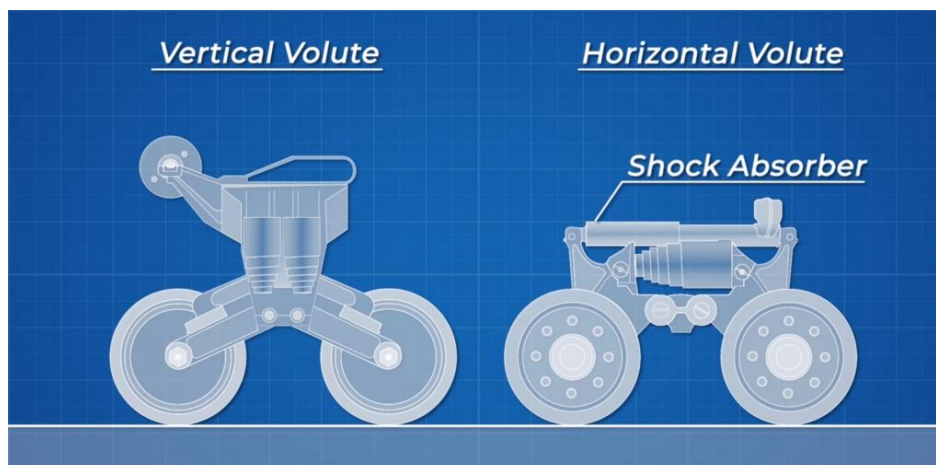
Podpěrné kladky (obr. 18) slouží k zabránění nadměrného prověšení pásu a používají se zejména u housenicového podvozku. [3], [5]



Obrázek 18: Vlevo - podpěrná kladka, vpravo – pojezdové kolo [13]

3.5. Odpružení pásových podvozků

Jelikož je pás v neustálém kontaktu s půdou, odpružení zvyšuje komfort a tlumí rázy vzniklé během jízdy. Dále prodlužuje životnost pásu a zlepšuje trakční vlastnosti vozidla. Mezi nevýhody patří zvýšení ceny a hmotnosti podvozku. Publikace [14] uvádí, že odpružení se dělí do horizontální a vertikální roviny (obr. 19), které je v praxi častěji využíváno.



Obrázek 19: Vertikální a horizontální odpružení [14]

Odpružení je řešeno mnoha různými způsoby. Mezi nejčastější patří:

- vinuté pružiny (obr. 20)
- hydropneumatické odpružení (obr. 21)
- listové pružiny (obr. 22)
- torzní (zkrutné) tyče (obr. 23)

3.5.1. Vinuté pružiny

Autor článku [15] uvádí, že vinuté pružiny (obr. 20) patří k těm nejčastěji využívaným druhům odpružení.

Mezi výhody patří konstrukční jednoduchost, malá hmotnost a nízké náklady na údržbu. Nevýhodou je, že se nedá regulovat tuhost pružiny. [16]

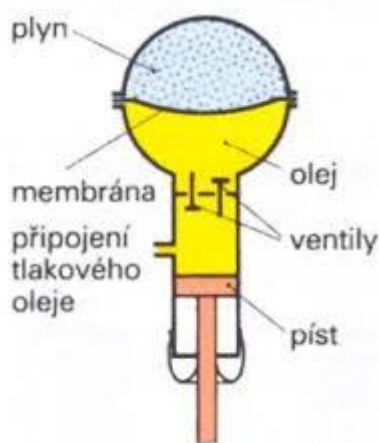


Obrázek 20: Odpružení pásového podvozku Fendt MT [16]

3.5.2. Hydropneumatické odpružení

Na rozdíl od tlumení deformací vinuté pružiny, v případě hydropneumatického odpružení (obr. 21) je tlumení vibrací zajištěno kombinací hydraulického oleje (hydraulika) a stlačování plynu (pneumatiky).

Výhodou tohoto systému je dle literatury [15] menší hmotnost oproti vinuté pružině a možnost regulace tuhosti pomocí snížení tlaku vzduchu. Nevýhodou je náročnější údržba (zejména v prašném prostředí) a vyšší pořizovací cena.

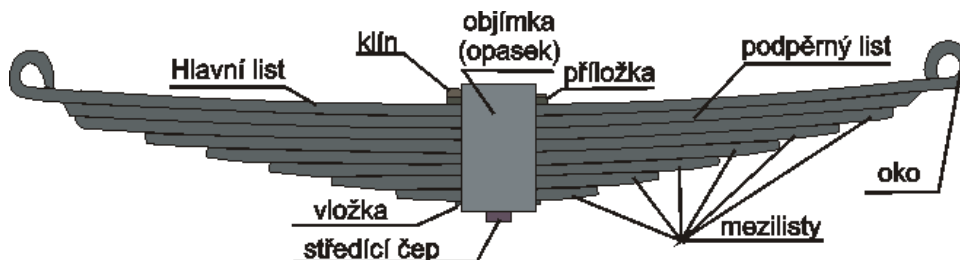


Obrázek 21: Schéma hydropneumatického odpružení [15]

3.5.3. Listové pružiny

Autor [15] a [18] uvádí, že listové pružiny (obr. 22) patří k nejstarším systémům odpružení. Listová pružina je tvořena hlavním (nejdelším) listem, který má na svých koncích oka pro uchycení. Na něm je naskládaných několik dalších listů stejné šířky, ale různé délky. Principem tlumení je vzájemné tření mezi jednotlivými listy.

Výhodou je, že listové pružiny patří oproti ostatním druhům odpružení k relativně levné variantě, ale za cenu vysoké konstrukční hmotnosti.

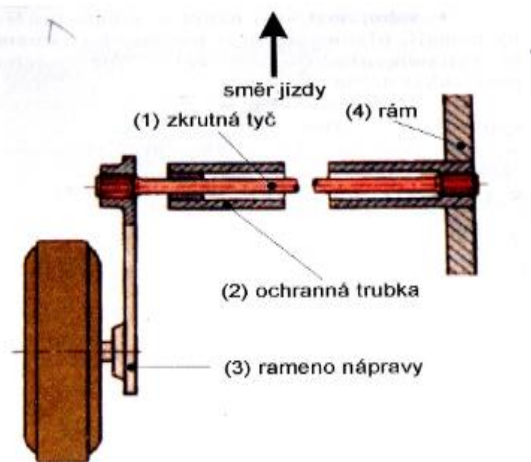


Obrázek 22: Listová pružina [17]

3.5.4. Torzní (zkrutné) tyče

Principem tohoto druhu odpružení je dle literatury [15] a [18] tyč, která je namáhaná na krut (obr. 23). Tlumení je zajištěno, díky schopnosti kovové tyče se speciálními elastickými vlastnostmi, návratem do původní polohy. Ta je na obou koncích zesílená.

Výhodou je konstrukčně poměrně jednoduché a bezúdržbové řešení. Nicméně větší délka tyče vede k vyšší hmotnosti podvozku.



Obrázek 23: Torzní odpružení [18]

3.5.5. Kombinace

Tyto výše uvedené základní druhy odpružení se v některých případech různě kombinují. Nejčastěji je to kombinace vinuté pružiny s hydraulickým tlumičem (obr. 24). Ta se v praxi dá využít například při odpružení samotné kabiny pro větší komfort řidiče. [19]

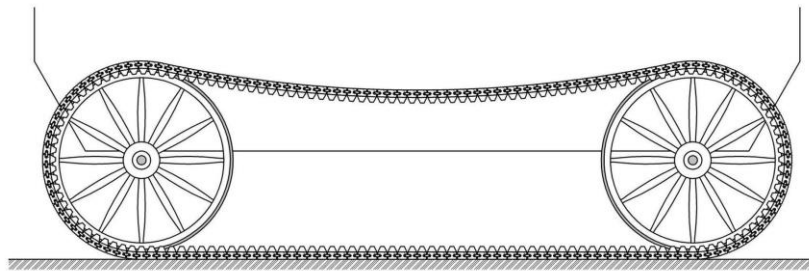


Obrázek 24: Olejový tlumič Reely [20]

4. Historický vývoj konstrukce pásových podvozků

4.1. Historie pásových vozidel

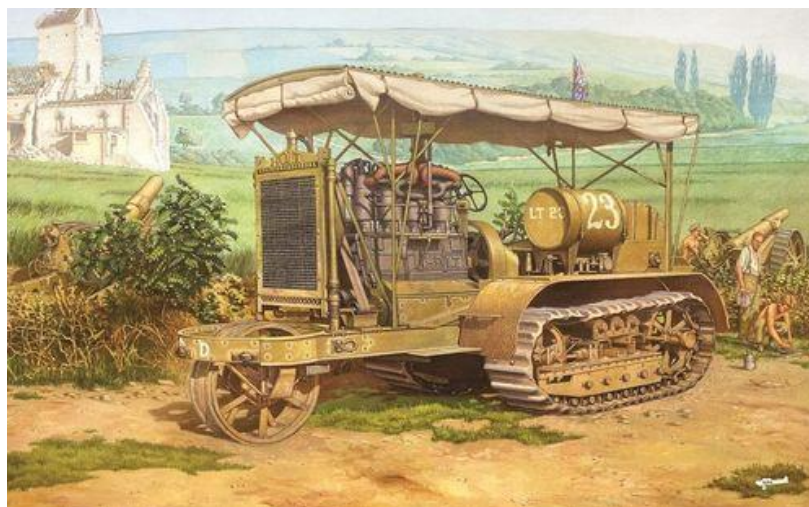
Podle literatury [21] v polovině 18. století představil první prototyp pásového podvozku anglický vynálezce Richard Lovell Edgeworth. Jednalo se o řetěz natažený mezi koly bez systému napínání a odpružení (obr. 25). Nikdy si svůj nápad však nenechal patentovat. I přes to z jeho nového principu podvozku později čerpal mnoho lidí.



Obrázek 25: Návrh podvozku R. L. Edgewortha roku 1770 [21]

V průběhu 18. a 19. století začalo mnoho konstruktérů pracovat na vývoji a vylepšení původního nápadu pásového podvozku. Na základě jejich práce vzniklo mnoho nových prototypů, které měly využití zejména v zemědělství. Největšího rozvoje nastalo až začátkem 20. století ve spojení se spalovacím motorem. [4], [21]

Za jedno z prvních vozidel s pásy můžeme považovat Traktor Holt 75 (obr. 26), který si Benjamin Holt roku 1907 nechal patentovat v USA. Americký vynálezce sestrojil první plně funkční zemědělský traktor s pásovým podvozkem. Ten se v následujících letech stal inspirací pro výrobu prvních tanků. [22]



Obrázek 26: Traktor Holt 75 [22]

Během první světové války vojáci přišli na skutečnost, že je nutné překonávat zákopy. Podle článku [23] začali proto britští konstruktéři pracovat na bojovém obrněném vozidle s pásovým podvozkem Mark I (obr. 27). Poprvé bylo vozidlo nasazeno v bitvě na Sommě 15. září 1916. Tato vozidla neměla žádné odpružení, jejich dojezd byl do 30 km a pojezdová rychlost dosahovala až 6 km/h.



Obrázek 27: Britské obrněné bojové vozidlo Mark I [23]

Během 2. světové války nastal další zlomový okamžik pro rozvoj tanků a bojových vozidel s pásovým podvozkem. Světové velmoci začali vyrábět své vlastní tanky, přičemž každý stát šel svou vlastní cestou. Někdo preferoval vysokou pohyblivost a naopak pro některé bylo prioritou silný pancíř s nízkou pojezdovou rychlostí. Za jeden z nejrychlejších tanků 2. světové války je podle literatury [24] německý střední tank Panther V. V terénu byl schopen dosáhnout rychlosti až 46 km/h. Ozdobou této doby byl také německý tank Tiger II (obr. 28), který vážil až 70 tun. [25]



Obrázek 28: Německý těžký tank Tiger II [26]

Vývoj pásových vozidel neskončil jen u těžkých tanků. Kvůli potřebám přepravovat osoby, či dodávat vybavení na frontu skrz trosky se začaly rozvíjet i menší a mobilnější vozidla typu half-track. Jedná se o vozidla, která jsou řízena přední otočnou nápravou a zadní část je tvořena pásovým podvozkem (obr. 29, obr. 30). Tyto stroje dosahovaly řádově vyšších pojezdových rychlostí, než tanky. Zároveň však mohly překonávat strmý, či rozbahněný terén. V americké armádě byl dle článku [27] velmi populární obrněný transportér M3 (obr. 30). Ten měl dojezd 320 km a rychlost až 72 km/h.



Obrázek 29: SdKfz 2 (Rusko) 1943/1944 [28]



Obrázek 30: Half-track M3 (USA) [29]

4.2. Současnost pásových vozidel

Dnes již není prioritou využití pásových podvozků pouze v armádě. Můžeme se s nimi setkat téměř všude, kde je potřeba překonat strmý, rozbahněný terén, zvýšit stabilitu stroje, či rozložit hmotnost vozidla na větší plochu a zmírnit tak vyvinutý tlak na půdu.

Typická odvětví, využívající pásové podvozky jsou:

- zemědělství (obr. 31)
- lesnictví (obr. 32)
- armáda
- stavebnictví (obr. 33)
- stroje pro jízdu ve sněhu (obr. 34)



Obrázek 31: Challenger MT775E [30]



Obrázek 32: John Deere 2054 DHSP [31]



Obrázek 33: Pásový bagr ECR48 5t [32]



Obrázek 34: Sněžná rolba [33]

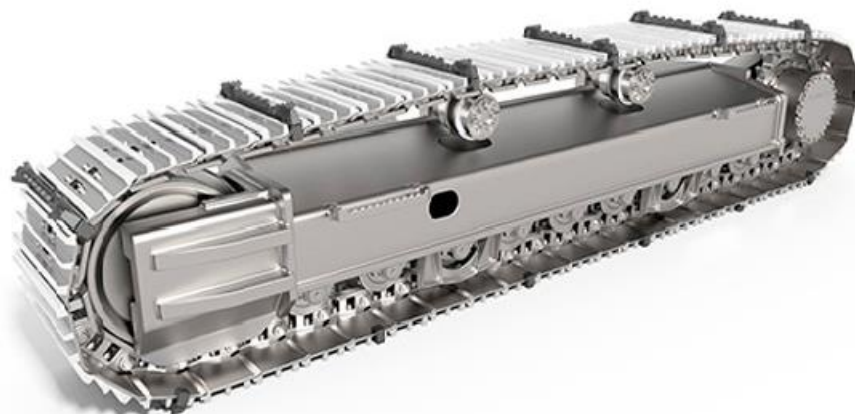
Podle uspořádání jednotlivých částí můžeme pásové podvozky rozdělit do různých kategorií. Ty budou rozvedeny v následujících kapitolách.

4.2.1. Housenicové podvozky

Literatura [5] uvádí, že jsou sestaveny jedním vodícím a druhým hnacím (turasovým) kolem. Mezi nimi jsou rozmístěny podpěrné kladky, které podepírají pás. Dále jsou tvořeny pojezdovými koly, které zajišťují přítlak k povrchu. Podle umístění jednotlivých prvků je dělíme na:

Klasický (obr. 35)

Nejrozšířenější jsou dle literatury [34] v zemědělství a ve stavebnictví. Tento podvozek je považován za jeden z nejstabilnějších, nicméně neumožňuje vysoké rychlosti v terénu. Nejběžnější počet podpěrných kladek jsou 2 nebo 3.



Obrázek 35: Klasický housenicový podvozek [35]

Jako jeden z moderních představitelů vozidel s klasickým podvozkem je dle článku v časopise [36] traktor Challenger MT 775E. Jedná se o podvozek Mobil-Trac (obr. 36). Levá a pravá část je konstruována tak, že se může kývat nezávisle na sobě. To zapříčiní lepší a pohodlnější průjezd terénem. Hmotnost celého traktoru je díky trojici pojezdových kol rozkládána na velkou plochu. Předností stroje je sedmiválcový motor AGCO-Power s maximálním výkonem 439 koní. Tento výkon je přenášen na robustní převodovou skříň Powershift 16/4.



Obrázek 36: Pásový podvozek Mobil-Trac [37]

Zvýšený (obr. 37)

Literatura [34] udává, že u zvýšeného podvozku jsou hnací (turasové) a vodící kola umístěna výše, než pojezdová. V tomto případě jsou kola méně zatěžována, jelikož stroj na nich nestojí a slouží pouze pro pohon a vedení pásu. Dalším důvodem je jejich šetrnost, jelikož kola nepříjdu do přímého styku s terénem, tudíž se do nich dostane méně nečistot zvyšujících opotřebení. Další výhodou je, že stroj díky zešíkmení pásu na přední a zadní straně umožňuje snadněji překonávat překážky. Oproti klasickému uspořádání je ale tento typ méně stabilní. Pro lepší terénní vlastnosti se doporučuje umístit do přední a zadní části pružiny tvrdší, než uprostřed.



Obrázek 37: Luxusní osobní tank Ripsaw EV2 [38]

Podvozek Christie (obr. 38)

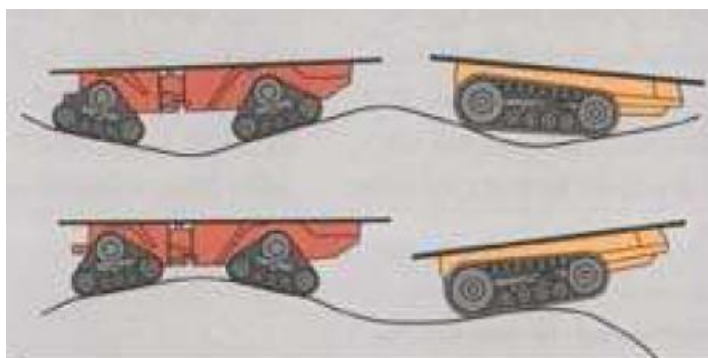
V literatuře můžeme tento typ najít pod názvem „Christie“. Jedná se o název od tvůrce Johna Waltera Christie, který tento podvozek navrhl roku 1928. Původně se měly na podvozek pásy nasazovat v případě, že stroj čelil strmějšímu nebo bahnitějšímu terénu. Postupem času se ale přišlo na to, že jízda na pojezdových kolech bez pásu není pohodlná. Proto podvozek nemá nosič pásů ani podpěrné kladky. Jednotlivá pojezdová kola jsou přichycena pomocí torzních tyčí, které slouží zároveň jako odpružení. [34], [39]



Obrázek 38: 3D model zvýšeného podvozku Christie tanku T-34 [40]

4.2.2. Podvozky s delta náhonem

Tento typ podvozků se dle literatury [34] skládá ze dvou vodících kol a jedním turasovým kolem, které je umístěné nad nimi ve tvaru řeckého písmene Delta – Δ (obr. 40). Turasové kolo je tak více chráněno před nečistotami z terénu. V případě poruchy se nemusí celý stroj odvážet do opravy, ale stačí jednotlivé díly snadno vyjmout a nahradit za nové. Na rozdíl od ostatních typů tento podvozek lépe kopíruje terén (obr. 39). Bývá zpravidla neodpružen, nicméně v dnešní době je u strojů standartně odpružena samotná kabina řidiče. [5], [42]



Obrázek 39: Kopírování terénu s použitím čtyř (vlevo) a dvou (vpravo) pásových jednotek [41]



Obrázek 40: Podvozek DELTA TRACK [43]

Zajímavostí je, že kombinace čtyř hnacích pásových podvozků typu delta působí na půdu stejným tlakem jako člověk. Štursa [44] uvádí, že hmotnost stroje New Holland T9.560 s delta podvozkem je bezmála 30 tun a plocha jedné pásové jednotky je 1,997 m². Toto vozidlo vyvíjí na půdu tlak 37 kPa. Pro srovnání si uvedeme člověka vážícího 90 kg s plochou chodidla 0,028 m². Ten působí na půdu tlakem o velikosti 35 kPa. Proto se s tímto typem podvozku setkáme nejčastěji v zemědělství.

4.2.3. Lichoběžníkové podvozky

V literatuře [45] je uvedeno, že se nejedná o běžně využívaný podvozek. Výhodou tohoto specifického typu je šikmá přední část, tudíž stejně jako u housenicového zvýšeného podvozku má snazší nájezd na překážky. Lichoběžníkový podvozek (obr. 41) může a nemusí být odpružený a nemusí mít ani napínací mechanismus, jelikož díky svému uspořádání zadní pojezdové kolo zároveň napíná pás. Nejčastější využití má pro sněžné rolby a sněžné skútry.



Obrázek 41: Švédský transportér Bv S10 [46]

4.2.4. Pásové jednotky VTS

Podle literatury [47] se jedná o specifický typ podvozku. Jeho výhodou je snadná výměna za podvozek kolový, přičemž by celá výměna, podle výrobce VTS, neměla trvat déle, než hodinu. Nejčastěji se u VTS podvozků (obr. 42) používají pryžové pásy. Po nasazení podvozku se poloha těžiště stroje sníží, zvýší se stabilita a celková hmotnost vozidla.



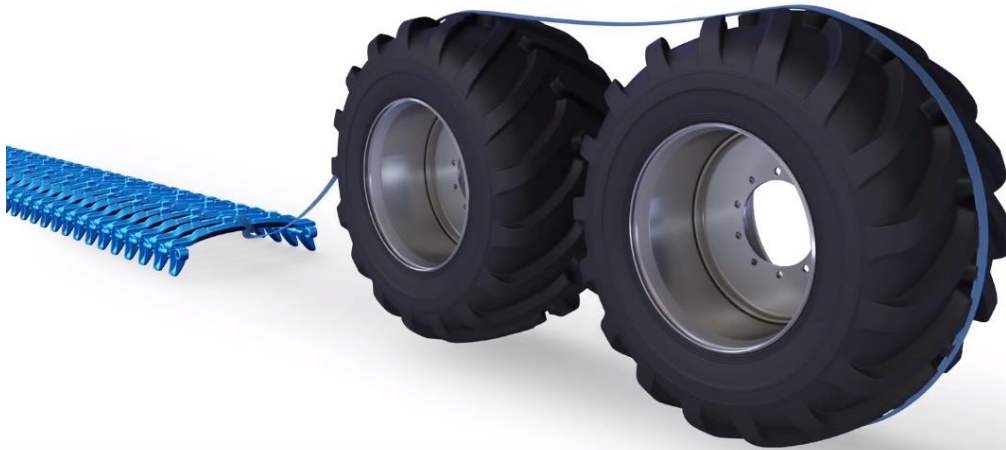
Obrázek 42: Pásový podvozek Gehl 7810 [48]

4.3. Trendy a budoucnost pásových vozidel

V budoucnu bude nejspíše převažovat typ podvozků s delta náhonem, kvůli svým přednostem kopírování terénu. Bude snaha o prodloužení životnosti jednotlivých komponentů podvozku. V neposlední řadě jako velice praktické považují výměnu pásů za kola, či přímé nasazení pásu na kolové podvozky. Proto předpokládám, že v budoucnosti se pásové podvozky budou ubírat tímto směrem.

4.3.1. Kolopásy

Dnešní doba klade velký důraz na jednoduchost a praktičnost. Pásové podvozky mají mnoho výhod, ale také nevýhod. Před jejich použitím je nutností zvážit, zda se na daný stroj vyplatí. Jako alternativa se nabízí dnešní trend tzv. kolopásy (obr. 44). Jedná se o speciální pásy, které se v případě průjezdu bahnitým, či strmým terénem nasazují přímo na kola vozidla. Pásy se lehce nasazují, jsou odolné a neničí les ani nenarušují půdu. Montáž je velice jednoduchá. Pomocí upínacího pásu se pás obtočí kolem kol (obr. 43). Dále se pás stáhne a zajistí spojovacím článkem. Montáž je obdobná jako u OTT pásů. [49], [50]



Obrázek 43: Montáž pásu na kola [52]

Jedním z výrobců kolopásů je rakouská společnost pewag s.r.o., která nabízí celkem tři druhy kolopásů, na které jsou velmi kladné ohlasy. Například Tobias Gustavsson [50] uvádí „*Můj dojem po 1000 hodinách používání je, že kolopásy pewag bluetrack se zdají být velice konkurenceschopné v otázce opotřebení. Vyzkoušel jsem*

jízdu ve všech terénech: bahno, hlína, písek a kámen. Pásky se oproti jiným výrobcům téměř vůbec neopotřebovaly, což je dobrá známka, protože životnost je pro nás hlavní. Investice do pásů se vyplatí, protože Vám zaručí několik tisíc hodin práce navíc bez nutnosti výměny.”

Či Hakan Dunberg [50] píše: „*Moje první reakce na kolopásky pewag bluetrack byla, že dobře sedí na pneumatikách, což je hodně důležité. Pásky nepřekáží, otáčejí se lehce a nabízejí skvělou trakci bez poškození podloží. Co je zajímavé, je životnost. Ta je dvakrát delší, než je běžné. To je ovšem pro produkty značky pewag typické. Kolopásky pewag bluetrack sedí tak dobře, že je není třeba dotahovat více než jednou po nasazení, což samo o sobě zajišťuje dlouhou životnost jednotlivých spojovacích článků.”*



Obrázek 44: Kolopás firmy VELIGA [51]

4.3.2. Robotická vozidla

V současnosti jsou na trhu i v praxi různé druhy robotických pásových vozidel. Jedná se o trend, který zejména v určitých odvětvích není až tak běžný. Nicméně myslím, že pásové podvozky mají velký potenciál i v tomto směru.

Pyrotechničtí roboti

Pyrotechničtí roboti jsou posílány do míst, na kterých je to pro člověka příliš riskantní. Zatímco je pyrotechnik v bezpečné vzdálenosti od takového místa, robot pomocí dálkového ovládní prozkoumává, či manipuluje s podezřelými balíčky nebo výbušninami.

Pyrotechnické oddělení Policie ČR dostala na výpomoc robota tEODora (obr. 45). Literatura [53] uvádí, že robot je vybaven robotickým ramenem, kterým dokáže uchopit výbušninu a umístit ji do ochranné baňky pohlcující případnou explozi. K jeho výbavě také patří přídavná brokovnice, díky které může odpálit třaskavinu přímo na místě. Robot je dálkově ovládán (obr. 46) ovládacím pultem, do kterého je tEODor schopen odesílat data nasbíraná pomocí připnutých mikrofonů, kamer a dalších senzorů, kterými disponuje.



Obrázek 45: Pyrotechnický robot tEODor [53]



Obrázek 46: Ovládání robota tEODor [53]

Armádní roboti

Dle literatury [54] se jedná o pásové roboty, které jsou dálkově ovládané člověkem (obr. 47). Jejich úkolem je pomáhat armádě. Vyhledávají a zaměřují cíle. Dokonce jsou schopny na cíl spustit palbu. S tím je spojeno velké množství kritiky, nicméně prst na spoušti budou mít vždy lidé. Od roku 2017 spustila armáda program, který testuje roboty ve výcviku a jeho cílem je umožnit umělé inteligenci pohybovat se i přímo na bojišti. [55]



Obrázek 47: Pozemní bojový robot MAARS [55]

Roboti pro práci v lesních prostorech

Lesní pásový stroj, neboli také železný kůň (obr. 48), je dle literatury [56] skvělým pomocníkem pro lesní dělníky. Hlavním úkolem těchto robotů je vytahování klád v lese během kácení v místech, na která se traktor nedostane nebo jsou pro člověka příliš riziková. Stroje jsou vybaveny navijákem. Některé typy mají možnost změnit šířku pásových jednotek a zabránit tak poškození malých stromků. Moderní roboti umí les po těžbě i opticky uklidit.



Obrázek 48: Lesní robot Moritz Fr50 [57]

Zemědělský robot

Robotika proniká i do zemědělství. Dle článku [58] se jedná se o robota, jehož úkolem je projíždět mezi plodinami a shromažďovat data o růstu a vývoji rostlin. Tento robot (obr. 49) se stále vyvíjí. Je vybaven kamerou a senzory, kterými snímá celkovou výšku plodiny, průměr stonku, teplotu a vlhkost půdy. Všechna data dálkově odesílá do počítače, který následně vytvoří 3D model jednotlivých rostlin. Ten může sloužit například pro odhad výnosu z pole.



Obrázek 49: Pásový zemědělský robot [58]

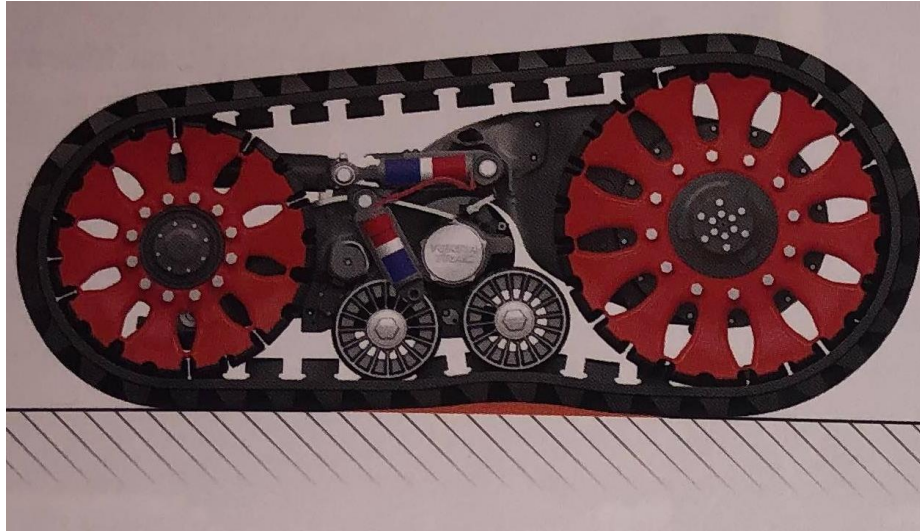
4.3.3. Polopásová vozidla

Karásková [59] uvádí, že v roce 2017 na výstavě Agritechnica byl poprvé veřejnosti představen plně odpružený traktor Claas Axion 960 s podvozkem TerraTrac (obr. 50). Do prodeje vstoupil v roce 2020.



Obrázek 50: Polopásový traktor Claas Axion 960 [60]

Základem traktoru je model klasické kolové konstrukce. Zadní kola jsou ale nahrazena pásovou jednotkou, která nese název TerraTrac. Jedná se o podvozek klasického uspořádání se dvěma pojezdovými koly. Vnitřek tvoří soustava tří hydraulických válců. Jeden z nich slouží pro napínání a další dva pro odpružení (obr. 51).



Obrázek 51: Detail pásové jednotky TerraTrac [59]

Jedná se o kompromis mezi plně pásovým a kolovým traktorem. Hmotnost traktoru s pásovou jednotkou TerraTrac se zvýšila o 2,4 tuny oproti kolovému. Podle statistik vycházejících z časopisu [59] je styčná plocha polopásového traktoru s porovnáním s kolovým modelem Axion 960 s pneumatikami velikosti 900/60 R42 větší o 35 %. To vede k menšímu utužení půdy až o 50 % a trakce se zvýšila o 15 %.

Mezi přednosti pásové jednotky TerraTrac patří skvělé přizpůsobení terénu. Celý podvozek se dokáže vyklonit o $+8^\circ$ a -15° (obr. 52).



Obrázek 52: Naklonění a vyklonění pásové jednotky TerraTrac [59]

4.3.4. Prototypy

Ve velkém množství zdrojů lze dohledat různé prototypy. Pásový podvozek lze namontovat téměř na cokoliv. Tyto stroje lze těžko nějak obecně popsat, jelikož se liší uspořádáním, velikostí, či nápadem.

Vozidla s přídatnými pásy

Technicky se nejedná o pásová vozidla, ale pásy jsou zde buď nasazeny na kola, nebo jsou samotná kola nahrazena pásovými jednotkami (obr. 55), (obr. 56).

Celoroční využití mají pásy u pásových čtyřkolek (obr. 53). V létě mohou jezdit ve strmějším nebo bahnitějším terénu, zatímco v zimě pásy umožní snazší jízdu ve sněhu.

Zajímavým prototypem jsou přídatné pásy Track´n GO (obr. 54). Jejich montáž je velice jednoduchá, časově nenáročná a nevyžaduje výměnu kol. S osobním automobilem se pomocí speciální rampy najede na přídatné pásy, které se posléze zajistí. [61]



Obrázek 53: Pásová čtyřkolka Yamaha [62]



Obrázek 54: Přídatné pásy Track´n Go [63]



Obrázek 55: Dacia Duster s pásy [64]



Obrázek 56: C-GPI-19 [65]

Osobní pásová vozidla

Osobní pásová vozidla jsou určena primárně k přepravě jedné osoby, popřípadě menšího nákladu. Oproti výše zmíněným vozidlům mají ve většině případů vyšší přepravní rychlosti. Zpravidla jsou vybavena odpružením, jelikož se u těchto strojů klade důraz na komfort.

Jedním ze zástupců osobních pásových vozidel na trhu je DTV Shredder (obr. 57). Je vyrobený kanadskou firmou BPG Werks a je na trhu od roku 2013. Jelikož maximální rychlost udávaná výrobcem [66] je až 50 km/h, mají o tento stroj zájem především extrémní sportovci a armáda. Hmotnost je 111 kg, výkon benzinového motoru 10 kW a cena okolo 159 000 Kč. Náklon jezdců na jednu, či na druhou stranu způsobí, že se jeden pás přibrzdí a dojde tak k zatočení celého vozidla.



Obrázek 57: DTV Shredder [67]

Dalším představitelem je PAV Badger (obr. 58), celým názvem Personal Assault Vehicle. Stroj je využíván policejním zásahovým týmem například pro proniknutí do budov obsazených teroristy. Jeho hmotnost je 1225 kg, výška 123 cm a šířka 81 cm. Vozidlo je vybaveno bezpečnostním neprůstřelným sklem, které chrání řidiče. Stroj je velice malý a mobilní. To mu dovoluje projet dveřmi, či vjet do výtahu. Navíc díky pásovému podvozku a své hmotnosti je stroj schopen prorazit si cestu skrz stěnu, či sutiny. [68]



Obrázek 58: PAV Badger [68]

Invalidní elektrické vozíky pro handicapované jsou většinou konstruovány pro městský provoz. Rakouský projekt Der Ziesel však zajistí, že si zážitek z terénní jízdy mohou užít i postižení lidé. Jedná se o invalidní vozík, který má místo kol pásy (obr. 59). Vozík vyrábí rakouská společnost Mattro Mobility Revolutions. Je vybaven rámem pro ochranu hlavy, sportovní sedačkou a čtyřbodovým bezpečnostním pásem. Ovládá se pomocí joysticku. Vozík by měl zvládnout stoupání se sklonem až 60° a maximální rychlost, kterou na stránkách uvádí výrobce [69] je 35 km/h. [70]



Obrázek 59: Pásový invalidní vozík Der Ziesel [69]

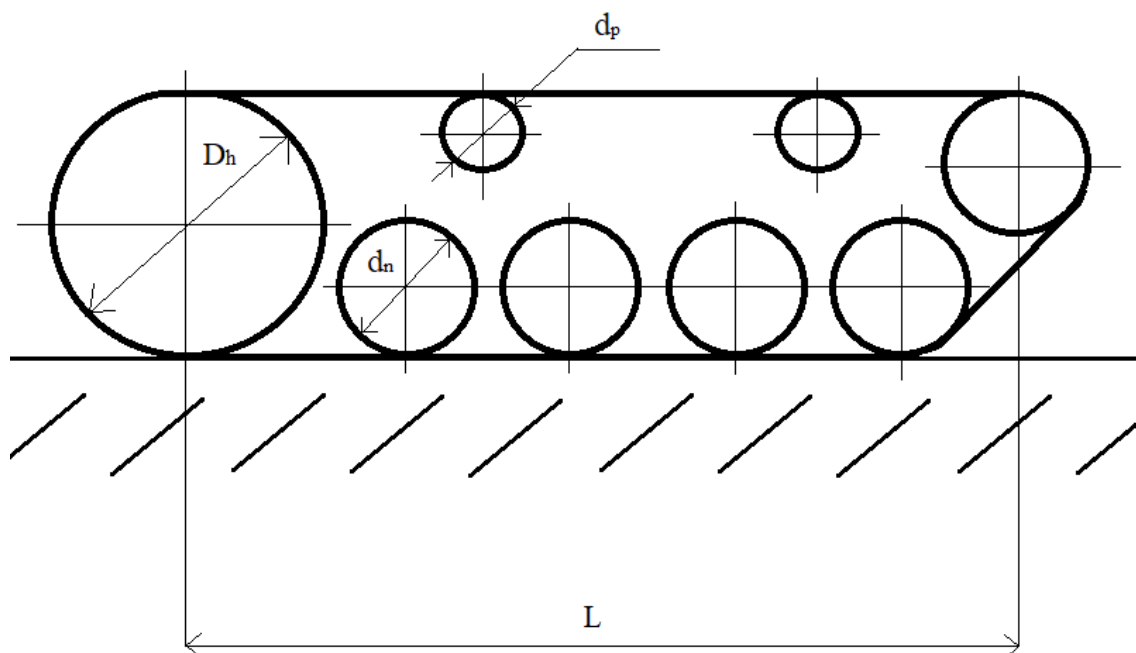
B. Praktická část

Cílem je navrhnout pásový transportér pro přepravu zeminy, šterku, písku, kamenů, cihel, dlažby, ale i například dřeva nebo trávy. Účelem vozidla je převoz sypkých nebo pevných materiálů na špatně přístupných, či blátivých místech. Může se využít na staveništích, při demolicích, u výkopových prací, v zemědělství, lesnictví, ale také na zahradní práce.

Bude se jednat o tzv. stavební kolečko, nicméně s pásovým podvozkem poháněné spalovacím motorem. Stroj bude disponovat říditky, podobně jako tomu je u zahradní sekačky na trávu, s ovládacím panelem pro jízdu. Kvůli tomu, aby transportér mohli řídit i neškolení pracovníci, bude snaha o velmi jednoduché ovládání. Stroj bude vybaven mechanickým výklopem korby pro snadné vysypání materiálů na požadované místo.

5. Vlastní návrh podvozku

Ideálním variantou pro transportér je housenicový podvozek. Nebude to klasický housenicový podvozek, ale nepatrně upravený (obr. 60). Vodící kolo je umístěno výše, než pojezdová kola z důvodu lepšího nájezdu na překážky.



Obrázek 60: Koncepce uspořádání pásového podvozku

Tabulka 1: Rozměry koncepce podvozku

| | | |
|-------------------------|-------|--------|
| Průměr hnacího kola | D_h | 30 cm |
| Průměr pojezdového kola | d_n | 15 cm |
| Rozteč mezi koly | L | 110 cm |

5.1. Stanovení základních parametrů

Maximální nosnost stroje stanovuji na 200 kg. Hmotnost celého prázdného stroje předpokládám kolem 250 kg. Aby si transportér zachoval mobilitu, maximální délka stroje (včetně ovládacího panelu, motoru a převodovky) bude do 150 cm a šířka do 100 cm. Dostačujícím rozměrem korby je 85 cm x 65 cm x 35 cm. Vozidlo by mělo být schopno jízdy rychlostí alespoň do 3 km/hod. V neposlední řadě bych chtěl, aby maximální měrný tlak na půdu nedosahoval hodnoty vyšší, než 6 000 Pa.

Tabulka 2: Stanovení základních parametrů

| | | |
|--------------|-------|-----------|
| Nosnost | m_n | 200 kg |
| Hmotnost | m | 250 kg |
| Délka stroje | l | do 150 cm |
| Šířka stroje | b | do 100 cm |
| Délka korby | a_k | 85 cm |
| Šířka korby | b_k | 65 cm |
| Výška korby | c_k | 35 cm |
| Rychlost | v | 3 km/hod |

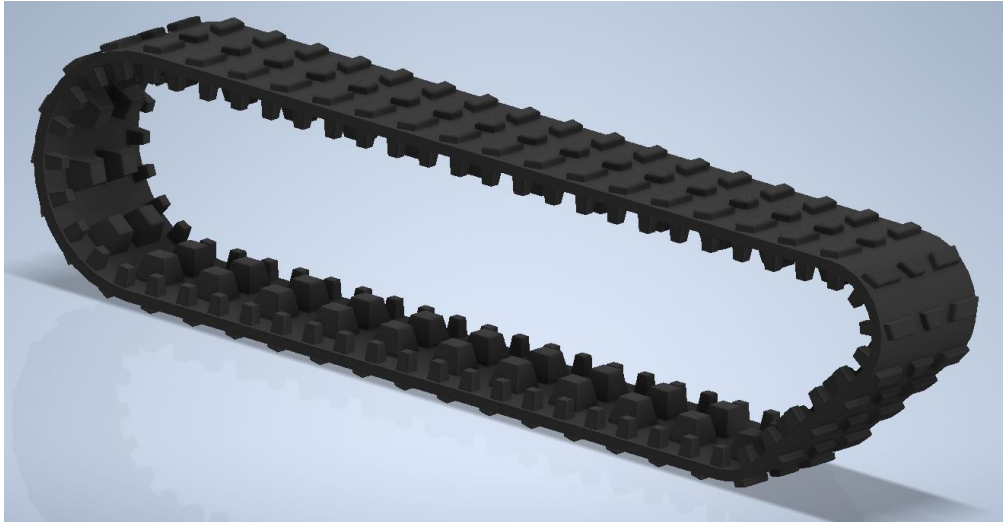
5.2. Návrh pásu

Jednou z prvních věcí je navrhnout a zvolit vhodný pás. Podle pásu se pak budou odvíjet další komponenty (pojezdová, hnací, vodící kola a rám). Zvolení správné šířky pásu závisí na celkové hmotnosti a stykové délky pásu s podložkou. Je nutné zvolit takovou šířku pásu, aby výsledný měrný tlak na půdu nepřekročil požadovanou hranici.

Na základě výpočtů v příloze A.1 volím šířku jednoho pásu $b_p = 20$ cm. Volím gumový pás od firmy Bagrtech [75]. Jedná se o pás 200x72x44 (obr. 61) s vysokou pevností a odolností. Z označení pásu vyplývá, že pás má 44 článků a jejich rozteč je 72

mm. Pryžový materiál je zvolený z důvodu menšího poškození asfaltu, či betonového povrchu při jízdě v hale. Pás je vyroben z kvalitního přírodního kaučuku - 50% a ze syntetické gumy - 50%. Na výrobu není použita žádná recyklovaná guma.

Vyztužovací kompozitní lana jsou z nelegované oceli pro zajištění ideálního spojení s gumou. Pás přenáší hnací sílu z turasového kola na povrch cesty.

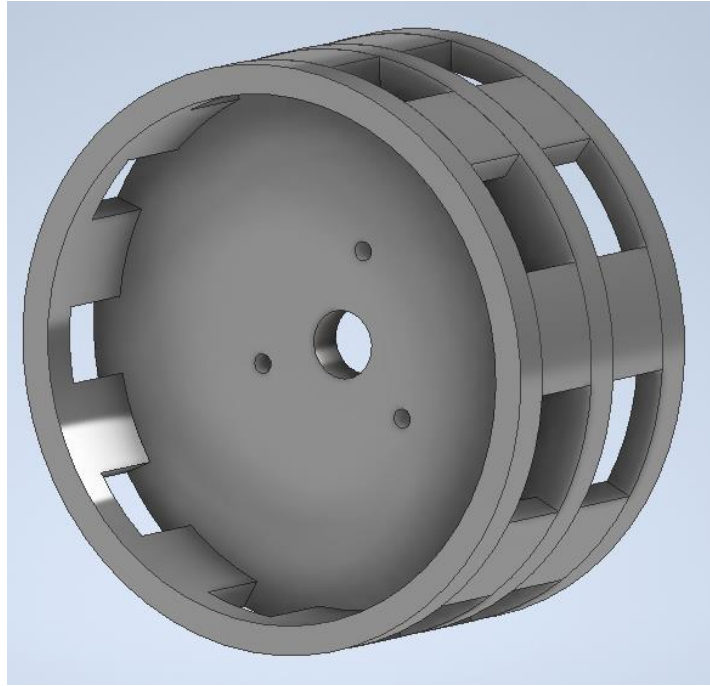


Obrázek 61: 3D model pásu 200x72x44

5.3. Návrh hnacího kola

Předběžně zvolený průměr hnacího kola je 300 mm. Hnací kolo přenáší kroutící moment na pás, zároveň přenáší síly mezi vozidlem a vozovkou. Nejvýhodnější způsob výroby kola je pomocí svařování. Svařenec je vyroben z materiálu EN AW 7075 [AlZn5,5MgCu].

Z výpočtu v příloze B.1 vidíme, že pro 14 přepážek by měl být průměr hnacího kola **320,8 mm**. Na obr. 62 je znázorněn 3D model hnacího kola s přepážkami na jednotlivé články pásu.



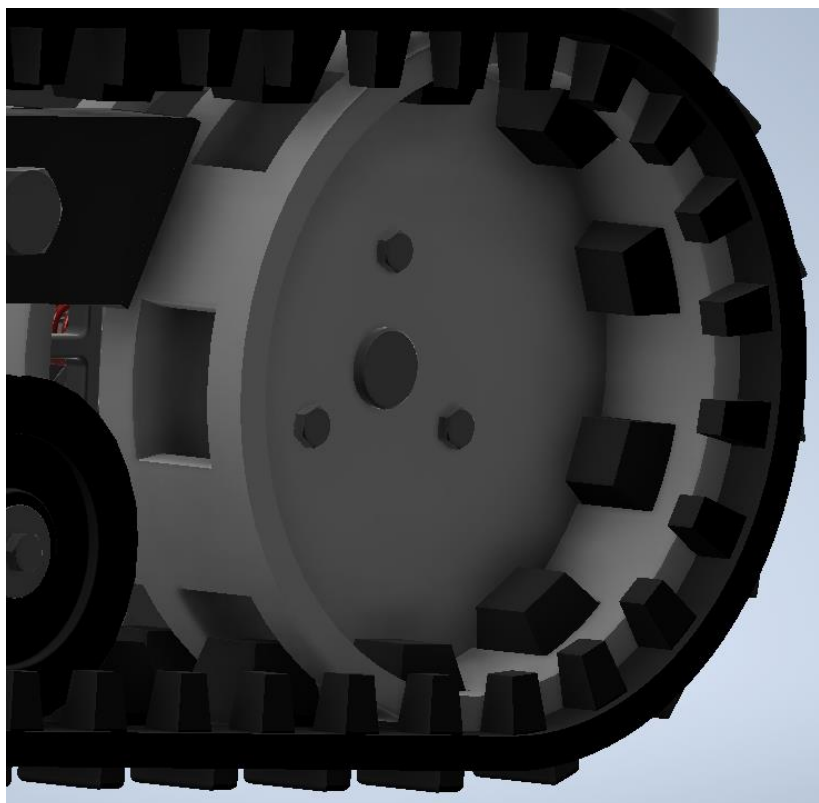
Obrázek 62: 3D model hnacího kola

5.3.1. Uchycení hnacího kola

Uchycení kol volím pomocí šroubového spoje do pevné příruby na konci hřídele hnací nápravy hřídele. Vhodné jsou kolové šrouby, stejně jako u osobního automobilu. V případě poškození a nutnosti výměny hnacího kola šrouby pouze vyjmeme a hnací kolo vyměníme za nové.

Materiál volím ocel 11 500 (E295). Ta je vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky: hřídele, ozubená kola, čepy, kolíky, příruby, podložky, pouzdra, základové desky, šrouby, matice, kladky. Svařitelnost je obtížná.

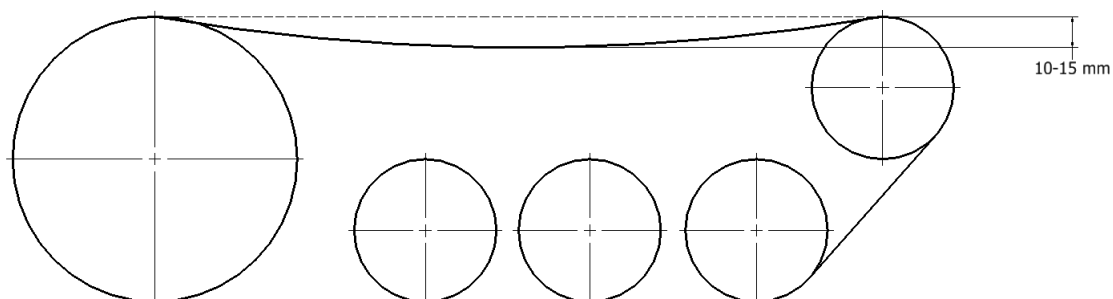
Podle kontroly v příloze B.2 volím uchycení pomocí kolových šroubů **M10 x 1,5** o délce 35mm na roztečné kružnici $D_t = 100$ mm (obr. 63).



Obrázek 63: 3D model uchycení hnacího kola

5.4. Návrh podpěrných kol

Jelikož doporučené prověšení pásů u strojů s hmotností do 3 tun je 10-15 mm (obr. 64), podpěrná kola u podvozku malých rozměrů nebudou potřeba. Při příliš napnutém pásu dochází k většímu a rychlejšímu opotřebení a naopak příliš volné pásy se mohou uvolnit a sklouznout. Regulace ideálního napnutí pásu bude prováděna pomocí napínacího ústrojí.



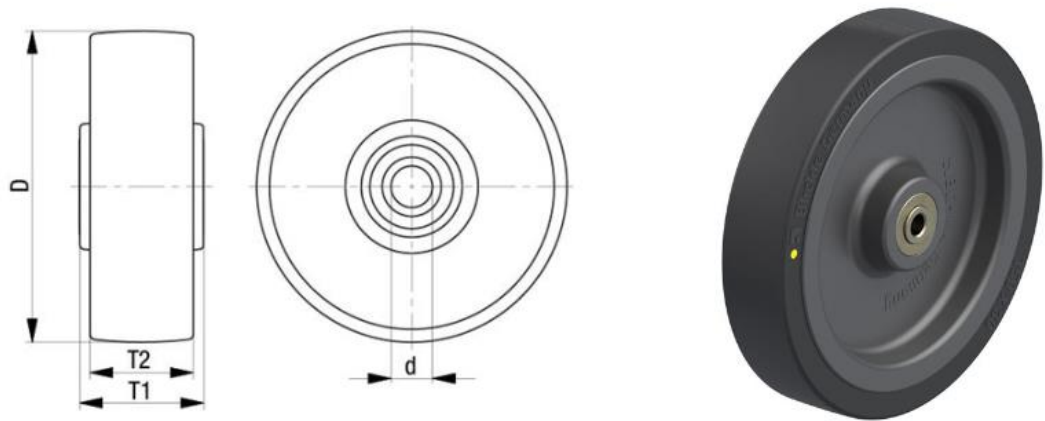
Obrázek 64: Prověšení pásu

5.5. Volba pojezdových kol

Pojezdová kola slouží pro vedení pásu správným směrem a pro přenášení sil od povrchu vozovky do těla pásového ústrojí. Jedna pásová jednotka bude obsahovat 3 pojezdová kola, která budou rozkládat vlastní tíhu celého stroje na větší plochu a zajišťovat přítlačné síly s vozovkou.

Vypočtená hodnota uvedená v příloze C.1 odpovídá zatížení 33,75 kg na jedno pojezdové kolo. Musíme proto z katalogu vybrat takové pojezdové kolo, které splňuje tuto podmínku při pojezdové rychlosti do 3 km/hod.

Volím pojezdová kola VPA 150/8K od německé firmy Blickle (obr. 65) s nosností 100 kg při rychlosti 3 km/hod. [76]



Obrázek 65: Pojezdové kolo VPA 150/8K [76]

Tabulka 3: Rozměry pojezdových kol [76]

| | |
|----|--------|
| D | 150 mm |
| d | 32 mm |
| T1 | 30 mm |
| T2 | 25 mm |

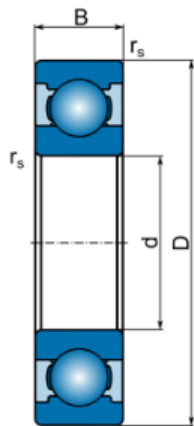
5.5.1. Čepy pojezdových kol

Materiál volím ocel 11 500 (E295). Ta je vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky: hřídele, ozubená kola, čepy, kolíky, příruby, podložky, pouzdra, základové desky, šrouby, matice, kladky. Svařitelnost je obtížná. [72]

Volím průměr čepu $d_{\xi} = 20 \text{ mm}$. Ten je ověřen výpočty v příloze C.2.

5.5.2. Ložiska pojezdových kol

Ložiska na pojezdových kolech budou mazána vazelínou. Životnost je navržena na 8 000 hod. Jsou vybírány z katalogu ZKL. Jako vhodná ložiska pro navržená pojezdová kola volím ZKL 61804 (obr. 66), které je ověřeno výpočty v příloze C.3.



Rozměry a hmotnost

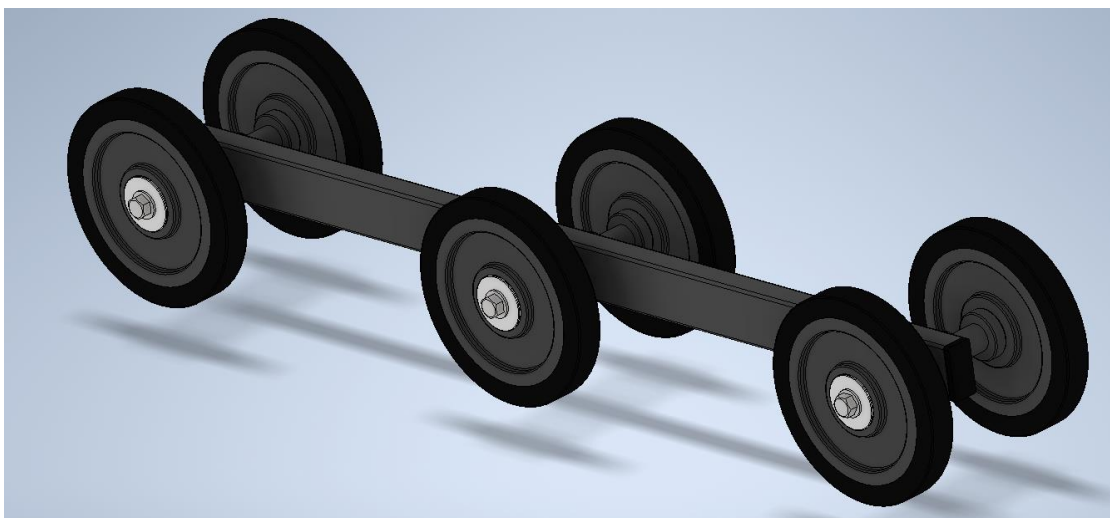
| | |
|-----------------|----------|
| $\varnothing d$ | 20 mm |
| $\varnothing D$ | 32 mm |
| B | 7 mm |
| r_s | 0.3 mm |
| Hmotnost | 0.018 kg |

Obrázek 66: Ložisko ZKL 61804 [71]

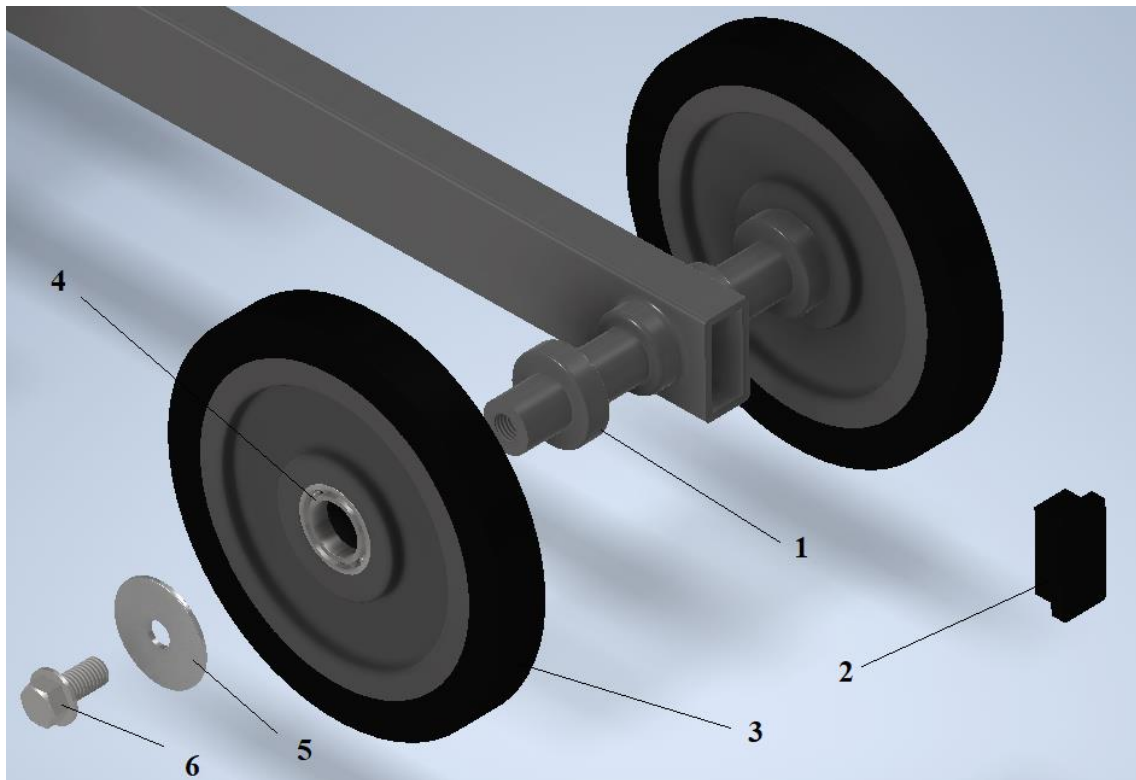
5.5.3. Uchycení pojezdových kol

Podle katalogu firmy Feron [77] zvolíme podle maximálního modulu průřezu v ohybu (viz. příloha C.4) takový profil, který nám dané namáhání vydrží.

Volím profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem **40 mm x 20 mm x 3 mm** (ČSN EN 10219-2).



Obrázek 67: 3D model pojezdového ústrojí

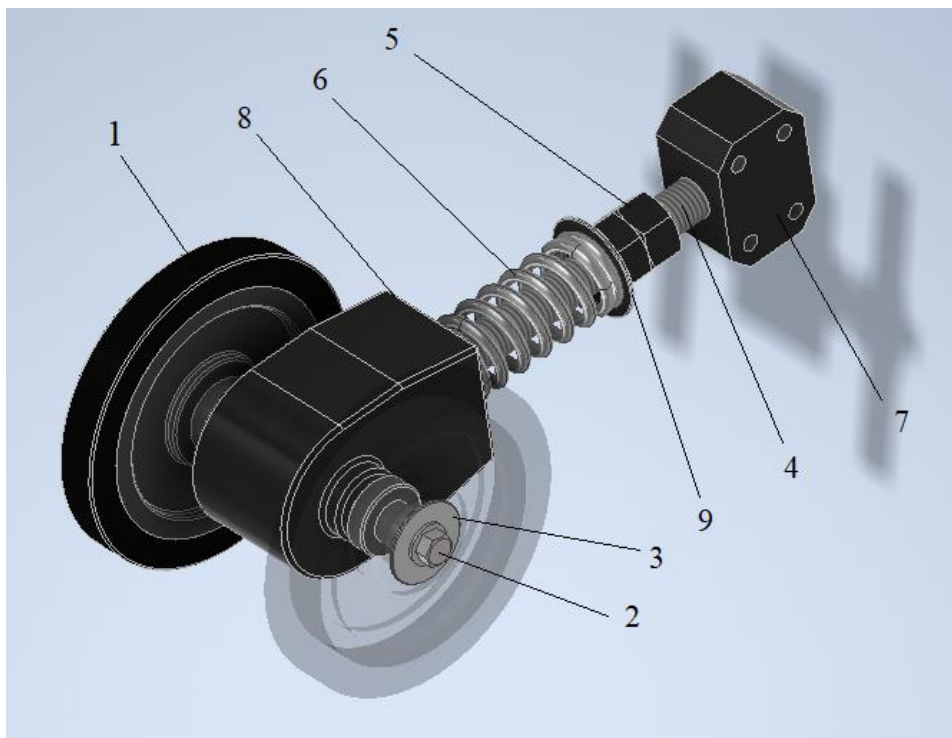


Obrázek 68: Schéma jednotlivých částí pojezdového ústrojí

Na obrázku 68 můžeme vidět, že v profilu budou pevně navařeny čepy pojezdových kol (1) o průměru 20 mm. Na oba konce profilu jsou nasazeny gumové krytky (2) pro eliminaci vniknutí nečistot do jeklu. Samotná pojezdová kola (3) jsou uložena v ložiskách (4) a nasazena na čep. Jsou zajištěny kolovými šrouby (6) s podložkou (5) o rozměru M10x1,5 a délce 20 mm. Na obrázku 67 můžeme vidět kompletní model pojezdového ústrojí.

5.6. Napínací mechanismus

Model napínacího zařízení je znázorněn na obrázku 69. Napínání pásu je způsobeno tlačnou pružinou (6). Ta je ovládána pomocí dvou matic (5). Matice, dotýkající se pružiny, slouží pro nastavení požadovaného tlaku pružiny na pás a druhá matice je zajišťující. Jak již bylo zmíněno, matice pomocí podložky (9) tlačí na pružinu (6), tím dochází k vyvinutí síly na pojezdová kola a napnutí pásu. Matice jsou našroubovány na stavěcím šroubu (4). Jedná se v podstatě o závitovou tyč. Vodící díl (7) slouží pro zajištění celého mechanismu k rámu pásového ústrojí pomocí šroubů. Na jezdec (8) jsou pomocí kolových šroubů (2) a podložek (3) upnuta pojezdová kola (1).



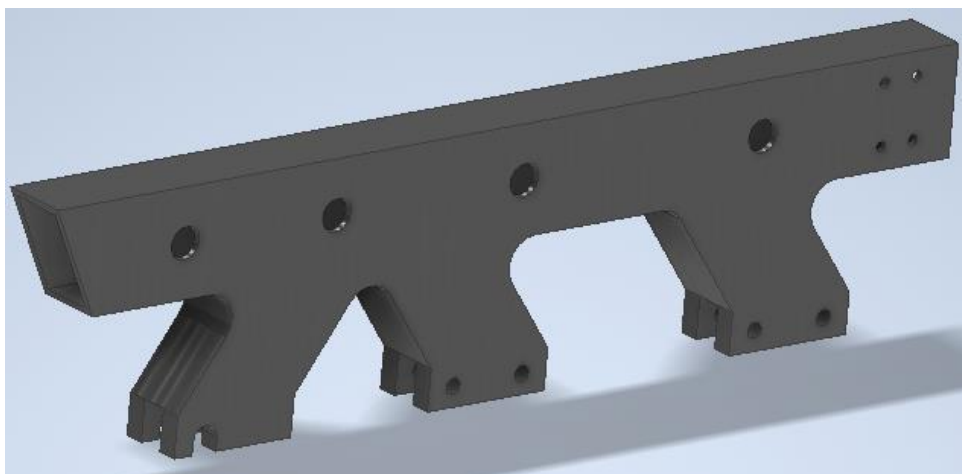
Obrázek 69: 3D model napínacího mechanismu

Pružinu volím od firmy Sodemann [78] typ A číslo 24150 dle ČSN 02 6020. Výpočty deformace pružiny, volba stavěcího šroubu a matic – viz. příloha D.1.

5.7. Rám pásového ústrojí

Rám (obr. 70) navrhují jako svařenec z materiálu 11 523. Materiál je vhodný na svařované konstrukce, ohýbané profily, součásti strojů, automobilů aj.

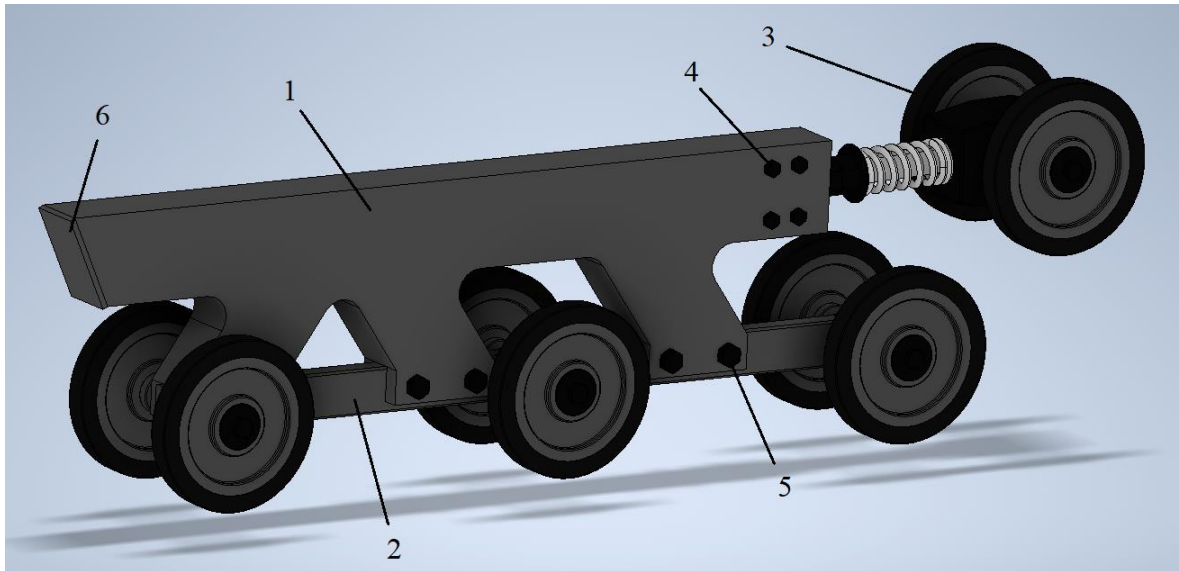
Z katalogu firmy Feron [77] volím profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem **80 mm x 50 mm x 5 mm** (ČSN EN 10219-2). Výkres rámu a podrobnější údaje o zvoleném profilu – viz. příloha E.1.



Obrázek 70: 3D model svařence rámu pásového ústrojí

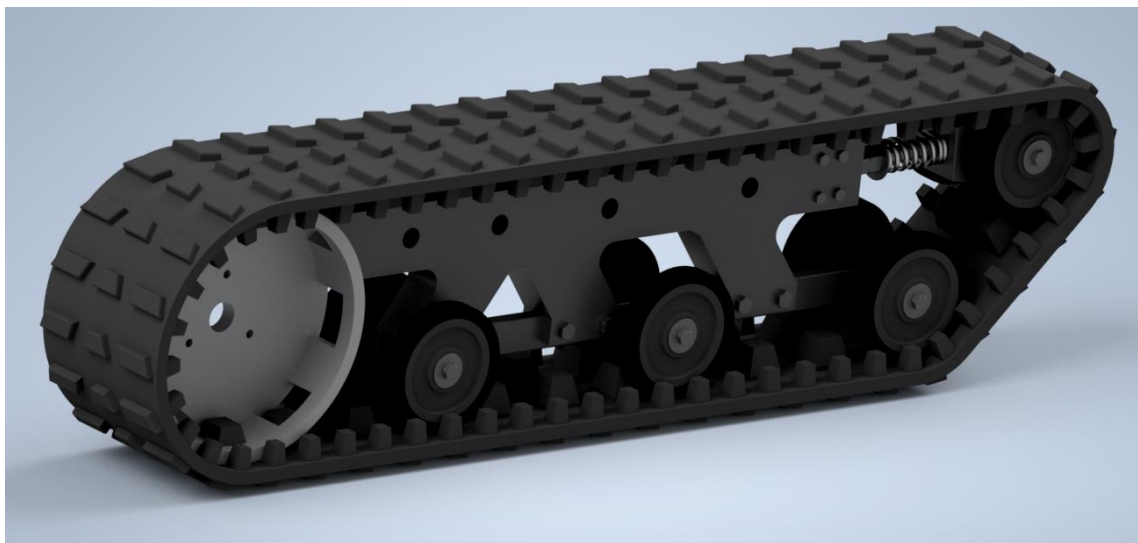
5.7.1. Montáž rámu

Do drážek horní části rámu (1) se nasadí rám pojezdového ústrojí (2). Zajistí se pomocí šroubů M10 x 60 mm (5). Obě části rámu se poté svaří k sobě. Vodící díl napínacího mechanismu (3) se nasune do jeklu a zajistí šrouby M8 x 60 mm (4). Na jekl je nasazena gumová krytka (6) pro eliminaci vniknutí nečistot dovnitř profilu (obr. 71).



Obrázek 71: 3D model rámu pásového ústrojí

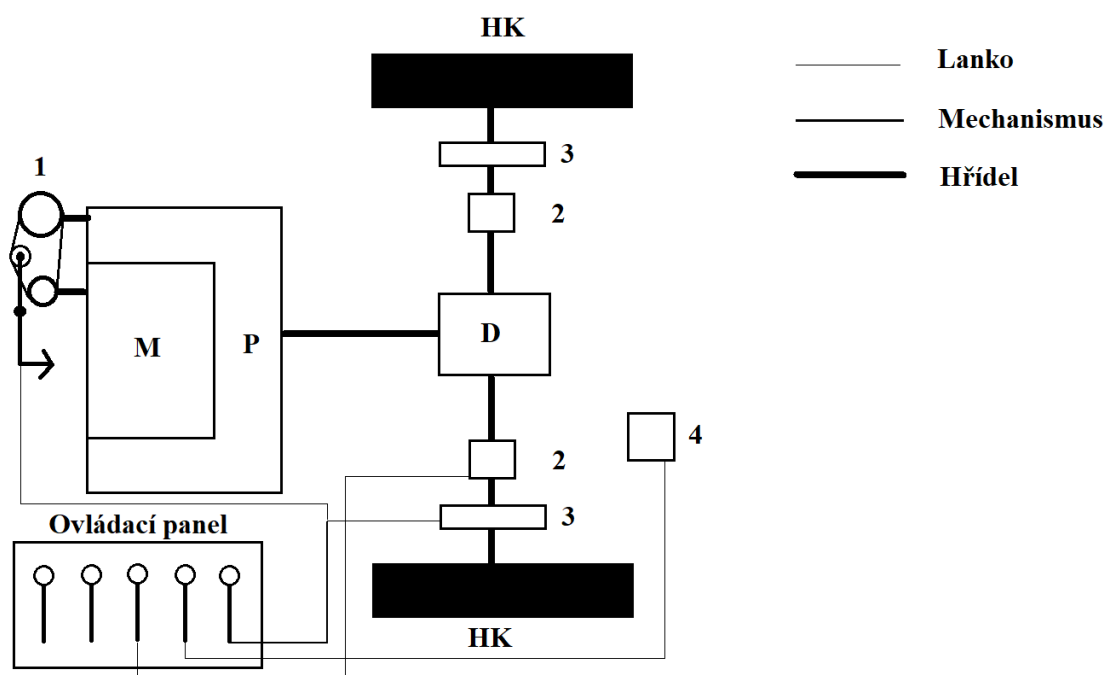
Rám spojí a zkompletuje celou pásovou jednotku (obr. 72). Od pásového podvozku se v dalších kapitolách práce přesuneme na další komponenty pásového transportéru. Mezi ně patří například motor, převodovka, diferenciál, brzdy aj.



Obrázek 72: 3D model pásové jednotky transportéru

6. Návrh jednotlivých komponentů pásového transportéru

Na obrázku 73 je znázorněno schéma hlavních komponentů pásového přepravníku. Od výstupní hřídele motoru (M) je kroutící moment přenesen pomocí řemenového převodu (1) na vstupní hřídel převodové skříně (P). Z převodové skříně vychází výstupní hřídel do diferenciálu (D), kde se moment rozděluje na obě hnací kola pásových jednotek. Na hnací nápravě je umístěna brzda (2) buď levé, nebo pravé nápravy, která je ovládaná pákou přes lanko. Dále následuje „náhrada“ ruční brzdy (3). Bude se jednat o kolík, který po zastavení stroje zaklapne do drážky. Tím pádem zamezí pohybu vozidla během vykládání, či nakládání předmětů. Základka (4) slouží především pro zajištění korby během jízdy a bude ovládána opět pomocí páky přes lanko.



Obrázek 73: Schéma hlavních částí pásového transportéru

M – motor

P – převodová skříň

D – diferenciál

HK – hnací kolo

1 – řemenový převod od hřídele motoru na hřídel převodové skříně

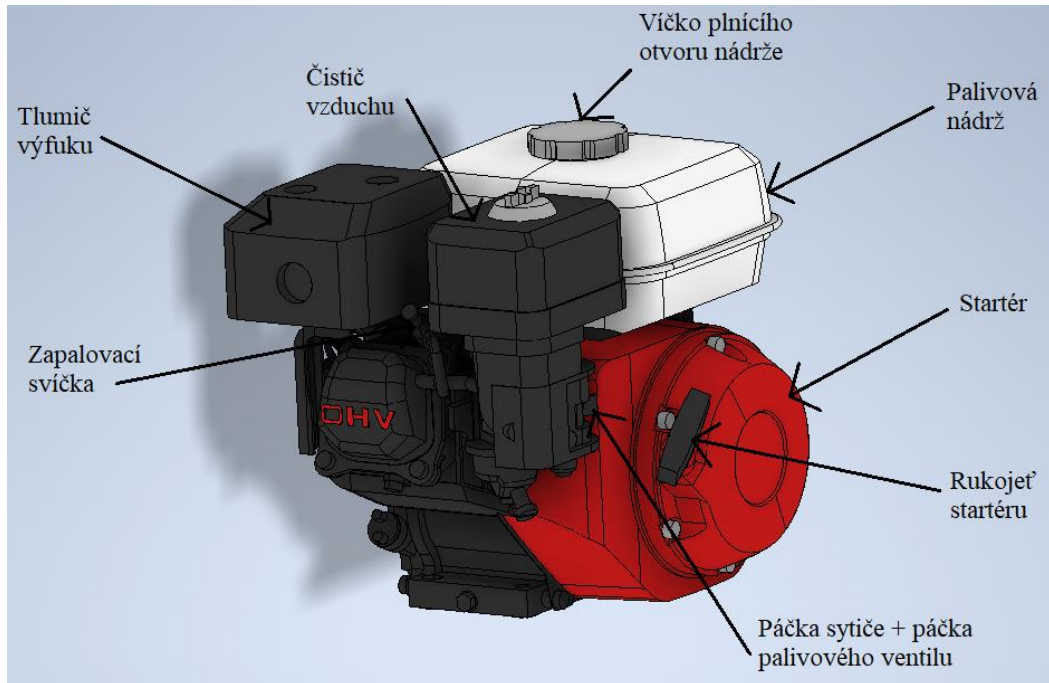
2 – brzda levého nebo pravého pásového ústrojí

3 – „ruční“ brzda levého a pravého hnacího kola

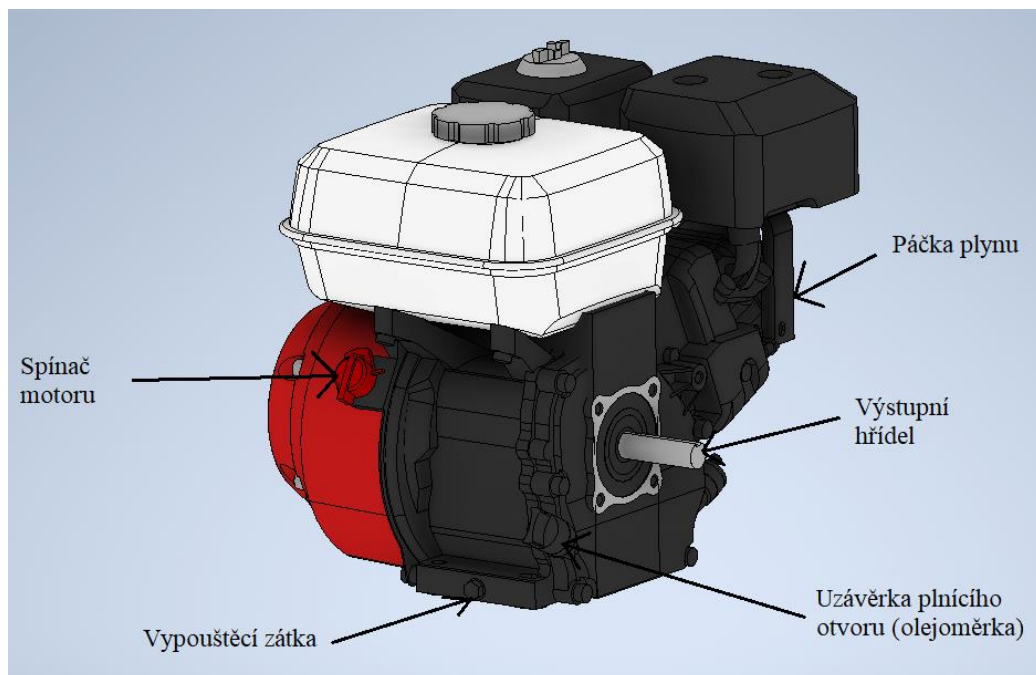
4 – základka pro zajištění korby

6.1. Volba motoru

Pro pohon pásového transportéru volím spalovací motor Honda GX 160 (obr. 74, obr. 75). Jedná se o malý benzínový motor s ventilovými rozvody typu OHV. V případě těchto rozvodů je vačková hřídel v bloku motoru a ventily jsou umístěny v hlavě válců. Mechanický přenos je zajištěn pomocí zdvihátek, zdvihacích tyček a vahadel. Technické parametry motoru a návod na jeho spuštění je popsán v příloze F.1.



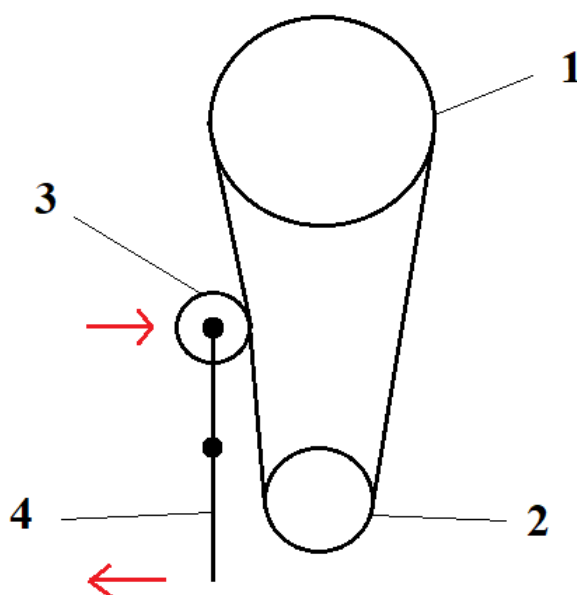
Obrázek 74: Spalovací motor Honda GX 160 - popis částí



Obrázek 75: Spalovací motor Honda GX 160 - popis částí

6.2. Převod klínovým řemenem

Jedná se o převod výstupní hřídele z motoru se vstupní hřídelí do převodovky. Převod se bude skládat z malé řemenice, z velké řemenice a z předlokové řemenice (obr. 76). Ta se bude ovládat pákou pomocí lanka. Abychom mohli stroj uvést do pohybu, nutností bude stlačit ovládací páku. Po stlačení páky dojde k pohybu předlokové řemenice, napnutí řemene a k přenosu momentu z motoru na převodovku. V opačném případě pro zastavení je nutné pustit páku. Dojde k vrácení předlokové řemenice zpět a k prokluzu samotného řemene.



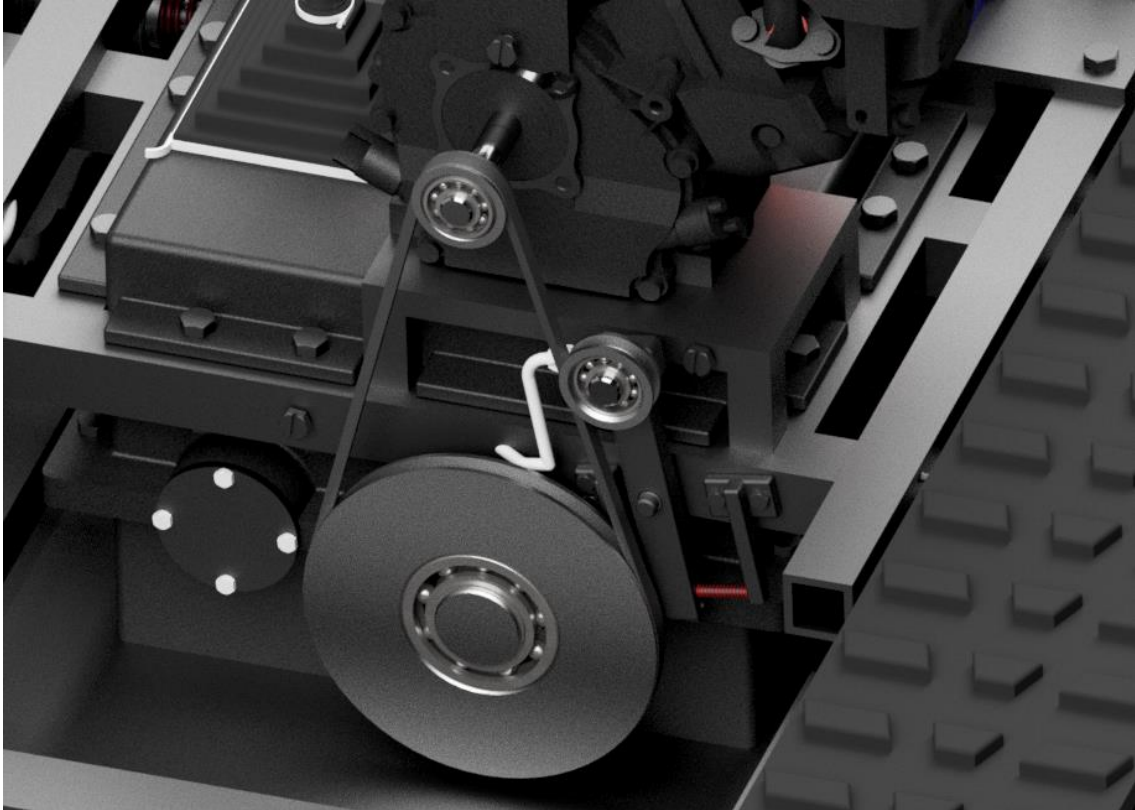
Obrázek 76: Schéma převodu klínovým řemenem

- 1 – velká řemenice
- 2 – malá řemenice
- 3 – předloková řemenice
- 4 – mechanismus pro ovládání předlokové řemenice

Volím hnací klínový řemen ČSN 02 3110 s označením INDUSTRIAL C, $b \times h = (22 \times 14)$ mm. Výpočet a kontrola řemenu je obsažen v příloze G.1. Obrázek 77 znázorňuje 3D model převodu klínovým řemenem z výstupní hřídele motoru na vstupní hřídel převodové skříně.

Na obrázku je mimo jiné znázorněn mechanismu pro ovládání předlokové řemenice. Po zatažení páky dojde ke stlačení pružiny, pohybu řemenice a napnutí

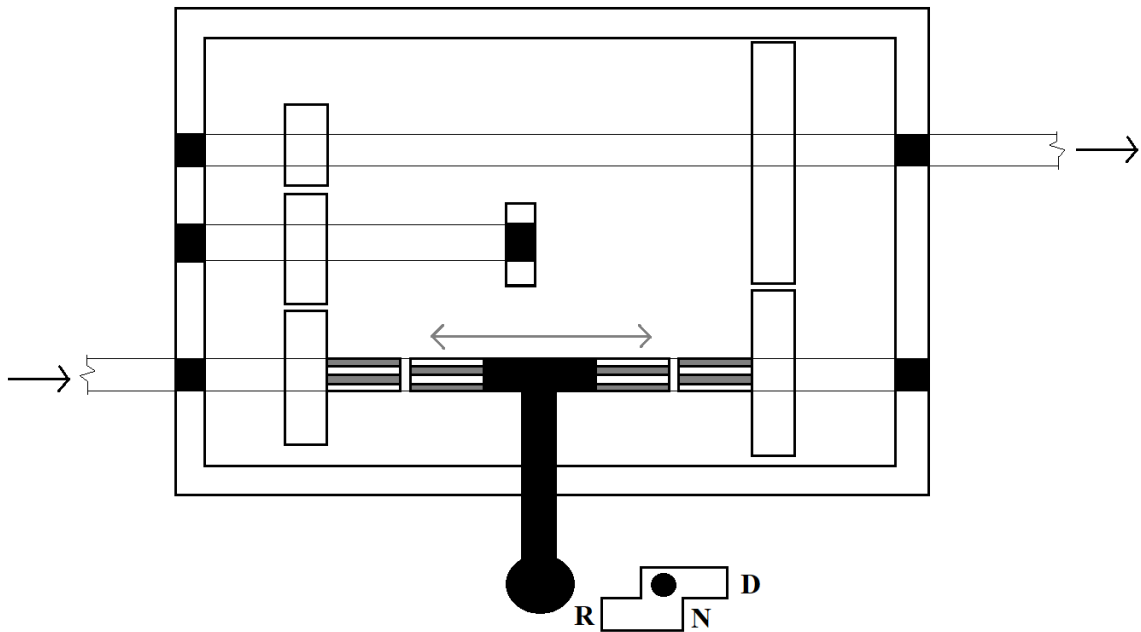
klínového řemenu (krouťící moment se začne přenášet). Po uvolnění páky pružina vrátí předlohou řemenici zpět do výchozí polohy a dojde k prokluzu řemenu. Celý prostor řemenového převodu bude vzhledem k zamezení vniknutí nečistot během provozu a používání stroje zakrytován.



Obrázek 77: 3D model převodu klínovým řemenem

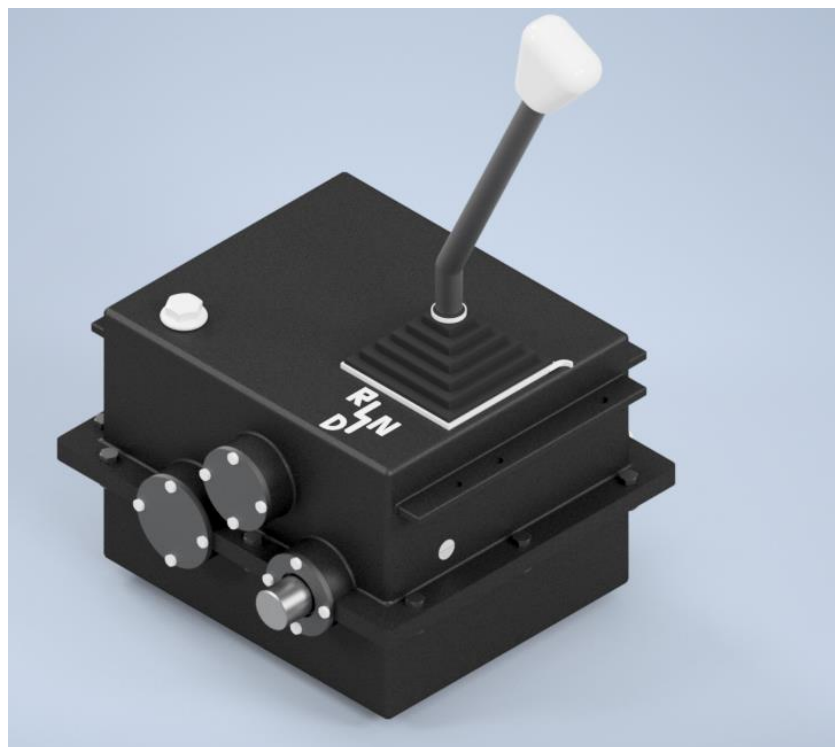
6.3. Převodová skříň

Převodová skříň (obr. 78) bude tvořena ze vstupní, předlohouvé a výstupní hřídele. Převodová skříň disponuje neutrálem, zpátečkou a jednou rychlostí dopředu. Předlohouvé hřídel slouží pouze pro změnu smyslu otáčení po zařazení zpátečního chodu stroje. Celá skříň je mazána rozstříkem oleje a bude usazena na rám stroje pomocí šroubů M12x65. Převodový poměr jednoho stupně by z důvodu kompaktnosti převodové skříně neměl přesáhnout hodnoty 5. V tomto případě je převodový poměr $i = 4,71$. Celý výpočet včetně počtu zubů a momentů na jednotlivých hřídelích – viz. příloha H.1.



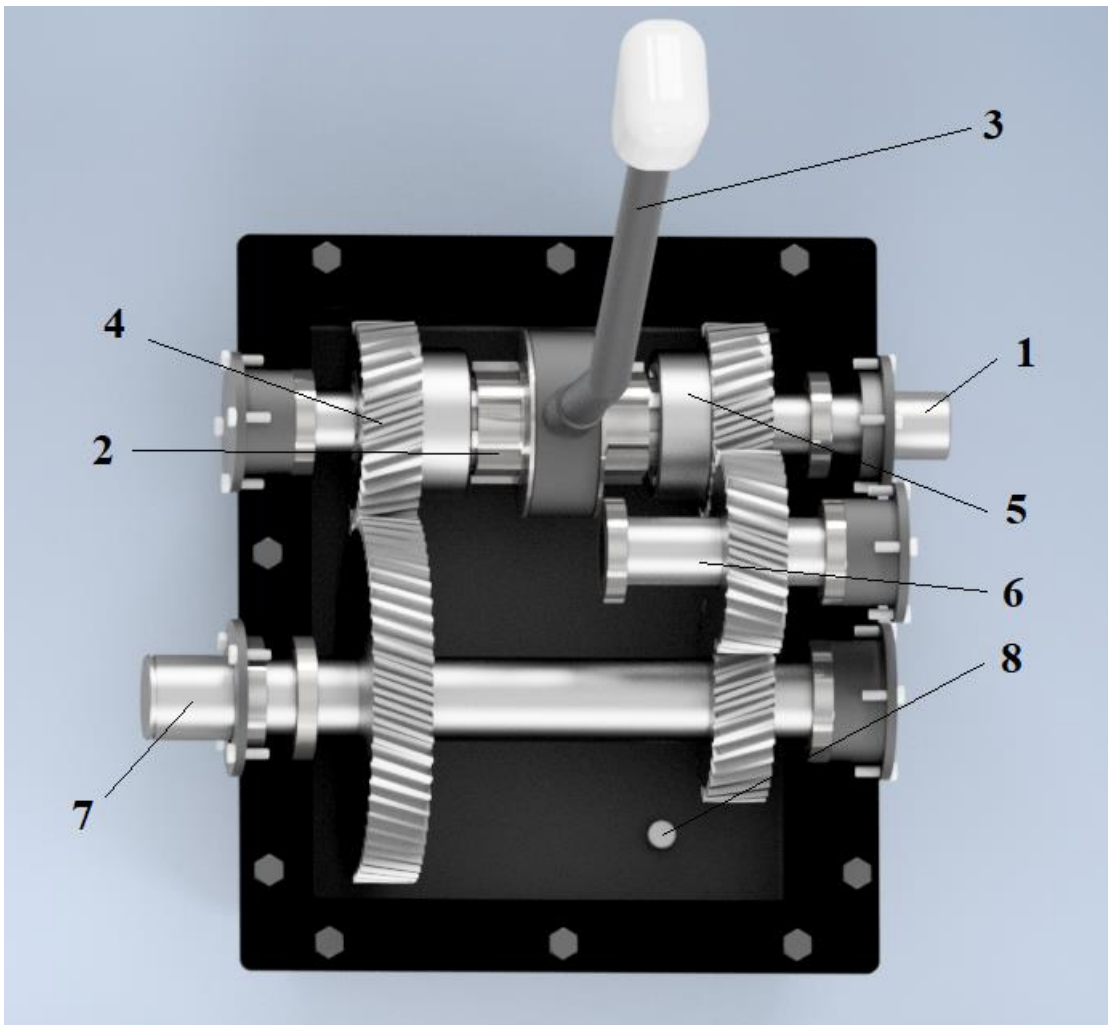
Obrázek 78: Schéma převodové skříňě

Převodová skříň bude tvořena ze dvou částí přišroubovaných k sobě. Mezi nimi je vloženo těsnění pro utěsnění oleje v převodovce. Těsnění zároveň srovná nerovnosti na obou částech po obrábění. Na boční straně bude olejoznak pro kontrolu hladiny oleje. V horní části bude převodová skříň disponovat šroubem pro napouštění oleje a na spodní části bude vypouštěcí šroub.



Obrázek 79: 3D model převodové skříňě

Na obrázku 79 je znázorněn 3D model převodové skříně včetně řadicí páky. U té je na horní části skříně osazení a kvůli zamezení úniku oleje z převodovky je zde gumová manžeta stažená páskou, podobně jako tomu je u automobilů.



Obrázek 80: 3D model vnitřní části převodové skříně

Na obrázku 80 je vidět uspořádání jednotlivých komponentů v samotné převodové skříně. Vstupní hřídel (1) je uprostřed částečně drážkovaný. Na tuto drážkovanou část je nasunut řadicí díl (2) společně s řadicí pákou (3). Ten má vnitřní a zároveň vnější drážkování. Tím pádem je pevně spojen se vstupní hřídelí. Ozubená kola (4) na vstupním hřídeli jsou uložena v ložiskách. Mají na sobě osazení s vnitřním drážkováním (5). Přenášení kroutícího momentu nastane tehdy, pokud zařadíme rychlost. Vnější drážky řadicího dílu zapadnou do vnitřních drážek ozubených kol. V ten moment se začne otáčet výstupní hřídel. Dále můžeme na řezu vidět předlohouvou (6) a výstupní (7) hřídel společně s vypouštěcím šroubem (8). Výpočet čelního ozubení s šikmými zuby, včetně sil v soukolí aj. – viz. příloha H.2 a H.3.

6.3.1. Hřídele a ložiska v převodové skříni

Dle výpočtu (příloha H.5) volím:

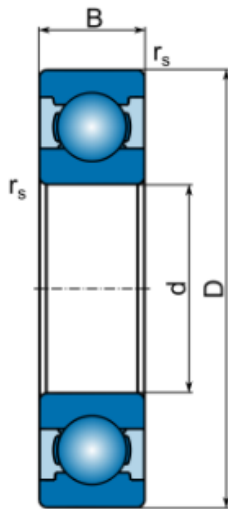
Vstupní hřídel $D_1 = 40$ mm.

Výstupní hřídel $D_2 = 50$ mm.

Zvolená těsná pera a pevnostní kontrola hřídelů je obsažena v příloze H.5.

Návrh ložisek převodové skříně

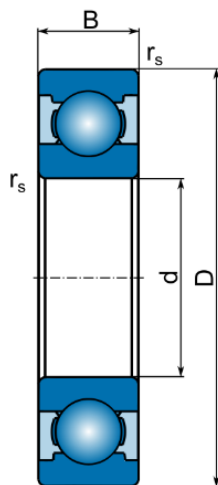
Celá převodová skříň bude mazaná rozstříkem oleje. Životnost je navržena na 8 000 hod. Jsou vybírány z katalogu ZKL. Na vstupním hřídeli volím ložiska ZKL 61908 (obr. 81) a na výstupním hřídeli ložiska ZKL 61910 (obr. 82).



Rozměry a hmotnost

| | |
|-----------------|---------|
| $\varnothing d$ | 40 mm |
| $\varnothing D$ | 62 mm |
| B | 12 mm |
| r_s | 0.6 mm |
| Hmotnost | 0.12 kg |

Obrázek 81: Ložisko ZKL 61908 [73]



Rozměry a hmotnost

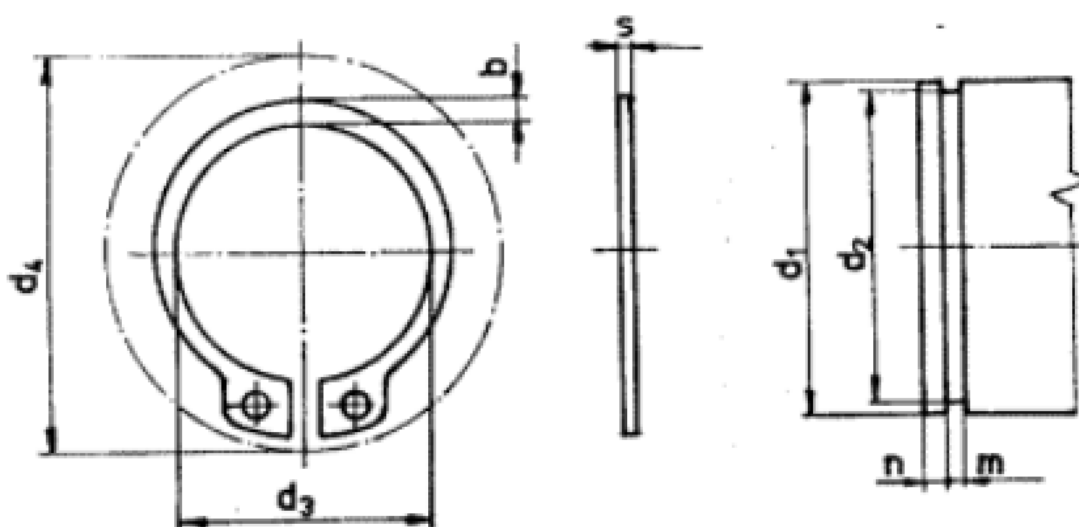
| | |
|-----------------|---------|
| $\varnothing d$ | 50 mm |
| $\varnothing D$ | 72 mm |
| B | 12 mm |
| r_s | 0.6 mm |
| Hmotnost | 0.14 kg |

Obrázek 82: Ložisko ZKL 61910 [74]

Všechny ložiska jsou navrženy na stejnou životnost z důvodu snazších preventivních údržeb stroje. Pro výměnu všech ložisek se může naplánovat jeden interval. Výpočet sil v ložiskách je v příloze H.4. Kontrola a návrh ložisek jsou zahrnuty v příloze H.6.

6.3.2. Návrh pojistných kroužků na hřídeli

Kontrola pojistných kroužků včetně výpočtu drážkového náboje – viz. přílohy H.7 a H.8. Dle ČSN 02 2930 volím na vstupní a výstupní hřídel tyto pojistné kroužky (obr. 83):



Obrázek 83: Pojistný kroužek pro hřídele ČSN 02 2930 [72]

Tabulka 4: Pojistný kroužek pro vstupní hřídel [72]

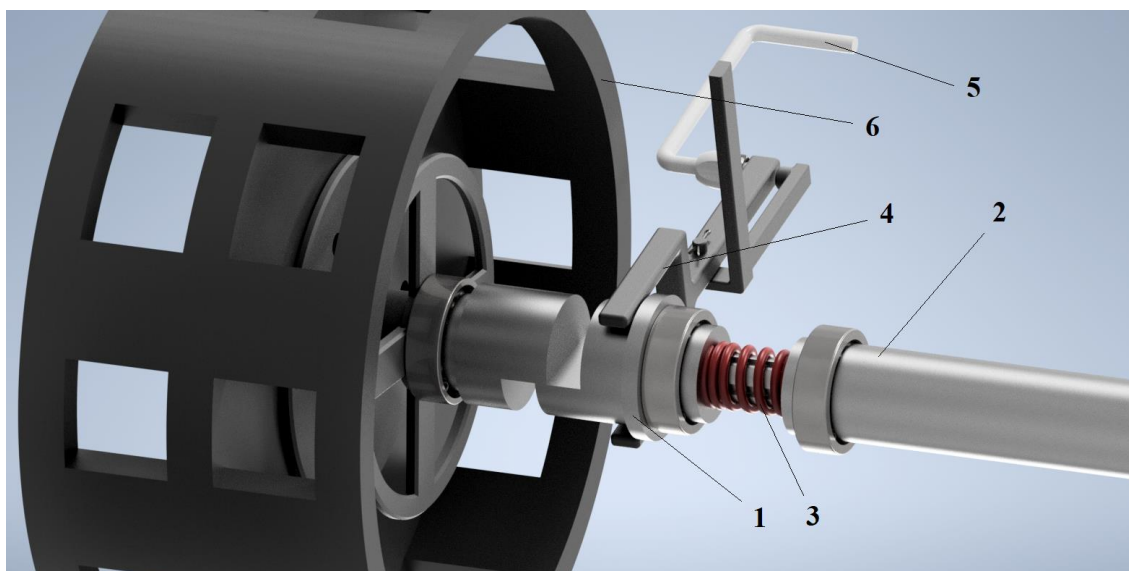
| d_1 | d_2 | d_3 | d_4 | b | s | h_{11} | n |
|-------|---------|---------|-------|--------|---------|----------|-----|
| 40 mm | 37,5 mm | 36,5 mm | 53 mm | 4,5 mm | 1,75 mm | 3,75 mm | |

Tabulka 5: Pojistný kroužek pro výstupní hřídel [72]

| d_1 | d_2 | d_3 | d_4 | b | s | h_{11} | n |
|-------|-------|---------|---------|------|------|----------|-----|
| 50 mm | 47 mm | 45,8 mm | 64,4 mm | 5 mm | 2 mm | 4,5 mm | |

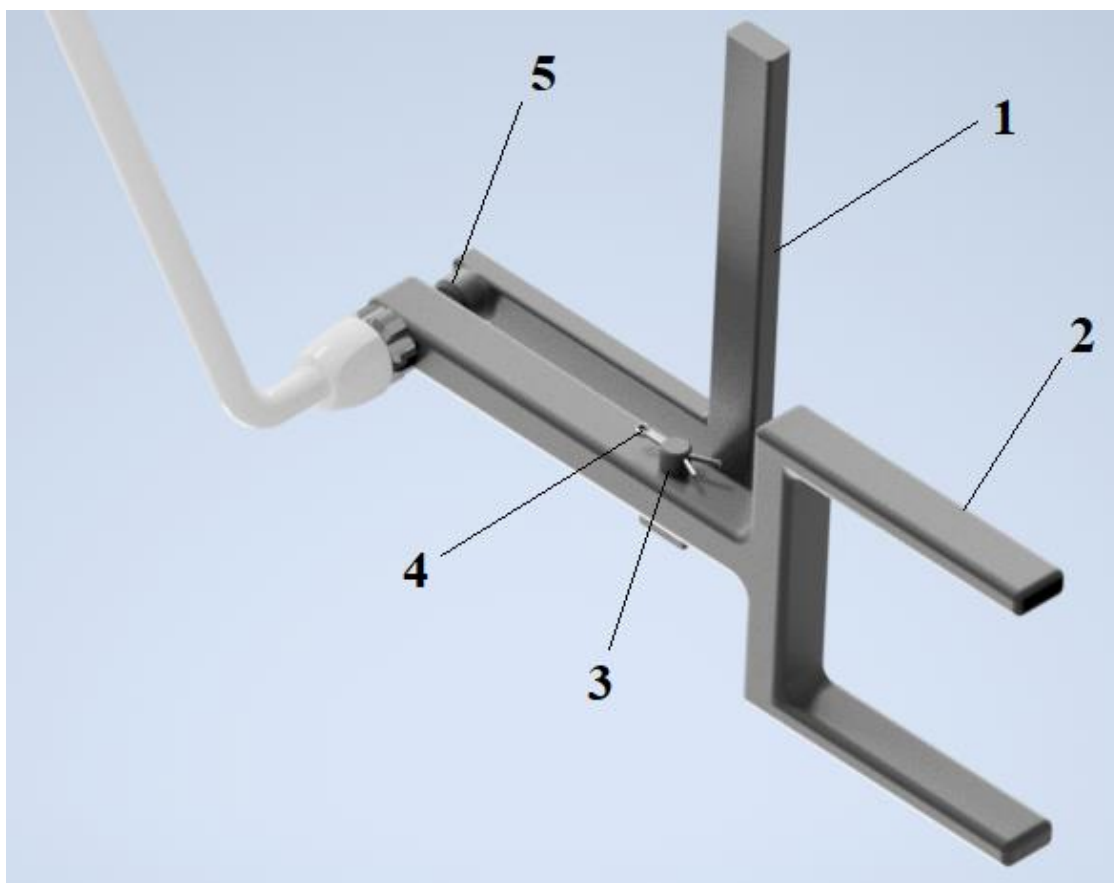
6.4. Brzda pásových jednotek

Na obrázku 84 je znázorněn 3D model brzdy pásové jednotky. Ta je součástí obou konců hnací nápravy. V podstatě se jedná o mechanismus umožňující zatočení celého stroje. Pohyblivý díl (1) je nasunut do drážek hřídele hnací nápravy (2). Na jedné straně na něj působí síla od tlačné pružiny (3) a na straně druhé je zajištěn mechanismem (4), který je ovládaný pákou. Pokud bude snahou zabrzdit celou nápravu (tím pádem zatočit), posunutím ovládací páky na řídicích se pomocí lanka (5) posune pohyblivý díl (1) a hřídele se rozpojí. Zastaví se přenos krouticího momentu a hnací kolo (6) se zastaví. Stroj začne zatáčet. Po uvolnění páky na řídicích se vlivem působící síly od tlačné pružiny (3) mechanismus vrátí do původní polohy.



Obrázek 84: 3D model brzdy pásové jednotky

Mechanismus (obr. 85) je složen ze dvou částí. Část pevná (1) je spojena s rámem. Pohyblivá část (2) je uložena na kolíku (3) pevné části, tím pádem se může otáčet. Z horní části je zajištěna závlačkou (4). Pevná část obsahuje doraz (5) z důvodu, aby se pohyblivá část (2) vlivem působení síly od tlačné pružiny nepřetočila, ale vrátila zpět do původní polohy.



Obrázek 85: 3D model mechanismu brzdy pásové jednotky

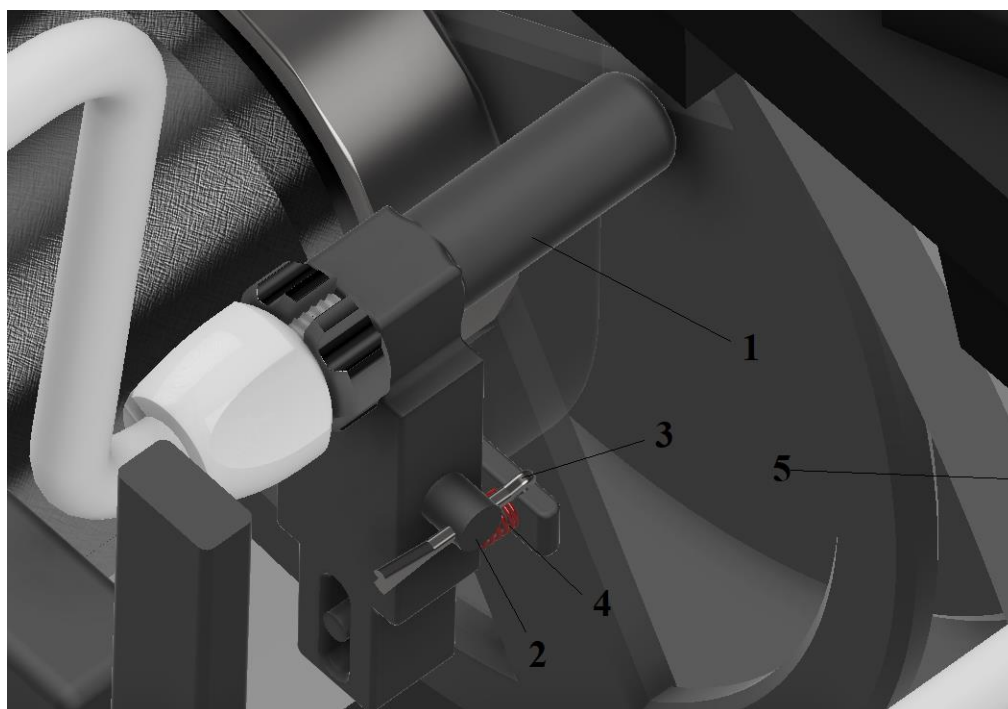
6.5. Bezpečnostní brzda hnacích kol

Jedná se o náhradu za ruční brzdu. V momentě, kdy stroj zastaví kvůli předpokládané nakládce, či vykládce, kolík zamezí pohybu stroje. Mechanismus je ovládaný stejnou pákou (1), kterou je zároveň ovládaná pohyblivá řemenice u řemenového převodu (obr. 86). Tuto páku je nutné, po zařazení rychlosti, zmáčknout pro uvedení stroje do pohybu. Od páky jdou tři lanka (2). Dvě z nich jdou na mechanismy pro ovládání kolíku na obě hnací kola a jedno vede k mechanismu pro ovládání pohyblivé řemenice u řemenového převodu. Po zmáčknutí páky dojde k posunu pohyblivé řemenice, tudíž klínový řemen přestane prokluzovat a ve stejný moment kolík uvolní hnací kola. Tím tak umožní pohyb celého stroje.



Obrázek 86: 3D model ovládání mechanismů

Model bezpečnostní brzdy hnacích kol je znázorněn na obrázku 87. Mechanismus s kolíkem (1) je uložen na čepu (2), který je pevně spojen s rámem stroje a zároveň je zajištěn závlačkou (3). Po zatažení páky mechanismus (1) přetlačí tlačnou pružinu (4) a kolík (1) uvolní hnací kolo (5). V opačném případě síla vyvolaná tlačnou pružinou (4) vrátí kolík (1) zpět do polohy bránící hnacímu kolu (5) v pohybu.



Obrázek 87: 3D model bezpečnostní brzdy hnacích kol

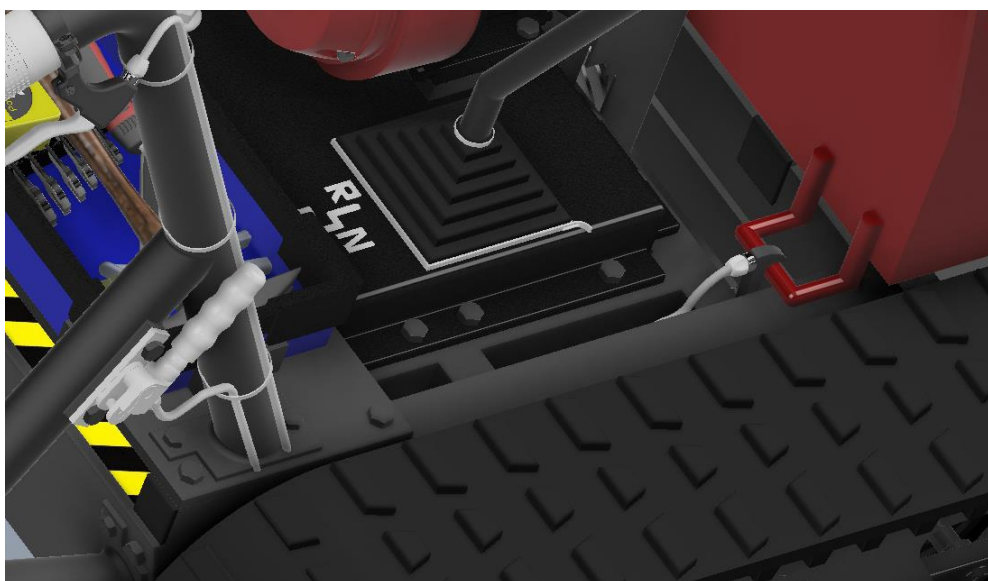
6.6. Návrh korby

Korba je vyrobena jako jeden kus s náběhem na přední vnitřní části kvůli snazšímu vysypání převáženého materiálu během vyklápění (obr. 88). Na rámu stroje jsou dosedací plochy pro její usazení. Kývavý pohyb, potřebný pro vyklápění, je zajištěn pomocí čepu uloženého v rámu, který je zajištěn závlačkami. Na přední spodní části korby jsou přivařeny dorazy, které se při vyklápění opřou o zem.



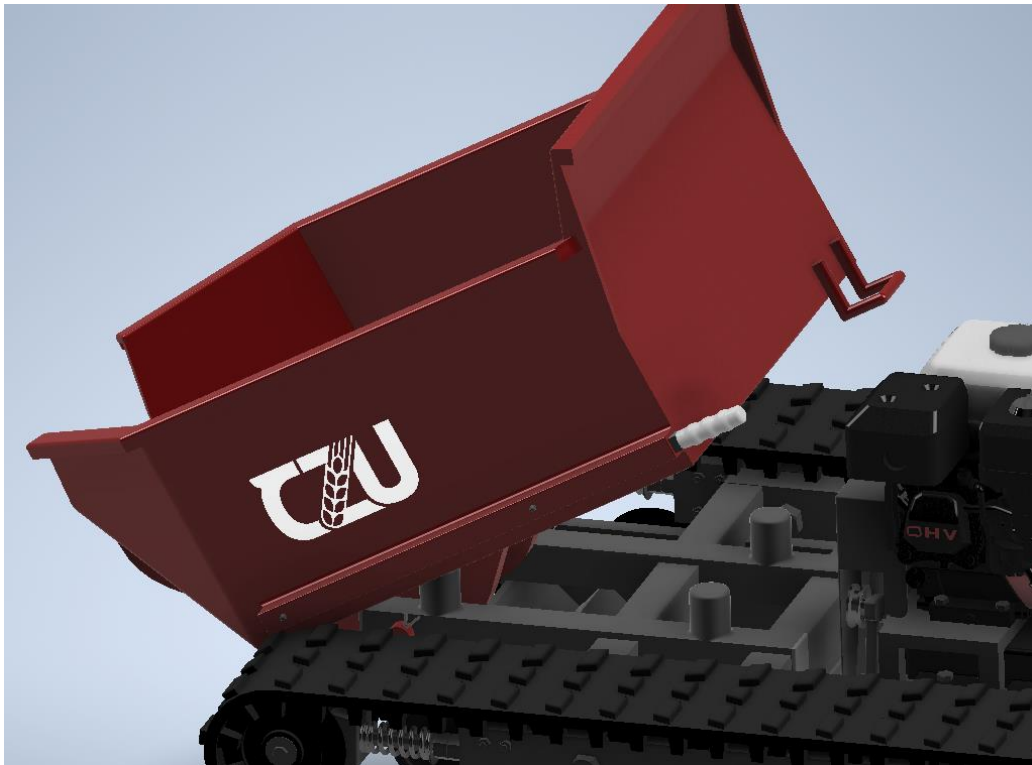
Obrázek 88: 3D model korby

Na obrázku 89 je pojistná záklapka společně s její ovládací pákou. Jedná se pouze o bezpečnostní prvek, jehož úkolem je zajistit korbu při pohybu stroje.



Obrázek 89: 3D model bezpečnostní záklapky s ovládací pákou

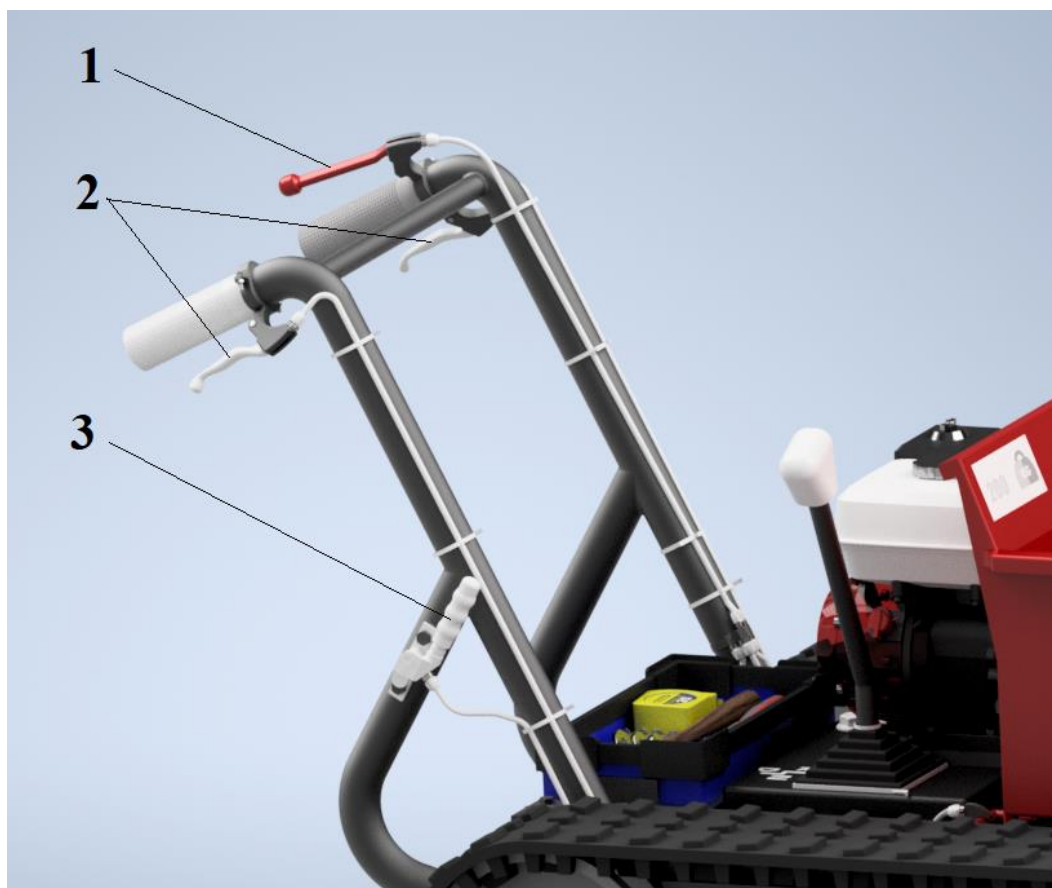
Jak již bylo v průběhu práce zmíněno, vyklápění korby je zajištěno mechanicky. Pro usnadnění práce je zde možnost teleskopického vysunutí jeklu a tím pádem snížení síly potřebné pro vyklopení korby s materiálem (obr. 90).



Obrázek 90: 3D model mechanického teleskopického vyklápění

6.7. Návrh řídicích a ovládání

Ovládání je pro uživatele velice jednoduché a ergonomické z toho důvodu, aby stroj mohli používat i neškolení pracovníci. Po nastartování (spuštění motoru – viz. příloha F.1) je nutné zařadit převod dopředu nebo dozadu. Na převodové skříni je štítek se schématem řazení. Červenou páku (1) je nutné zmáčknout při každém pohybu stroje. Ta odbrzdí hnací kola a zajistí přenos krouticího momentu pomocí řemenového převodu od motoru do převodové skříně. Při jízdě se stroj ovládá pákami (2), které brzdí buď levou, nebo pravou pásovou jednotku. Tím dojde k zatočení transportéru. Páka (3) slouží pro odjištění korby a umožní ji tak pomocí teleskopické tyče vyklápět (obr. 91).



Obrázek 91: 3D model řídicích a ovládacích prvků transportéru

7. Výsledný model pásového transportéru



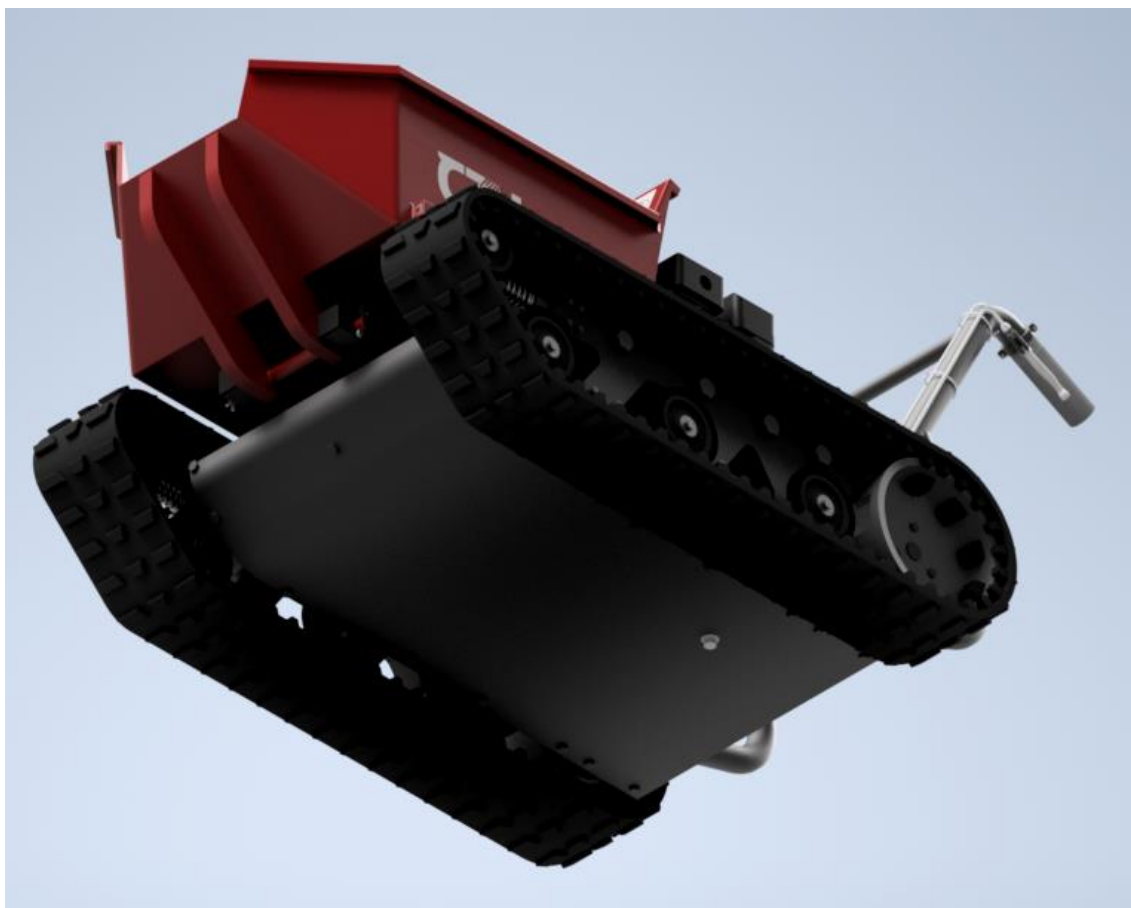
Obrázek 92: 3D model pásového transportéru



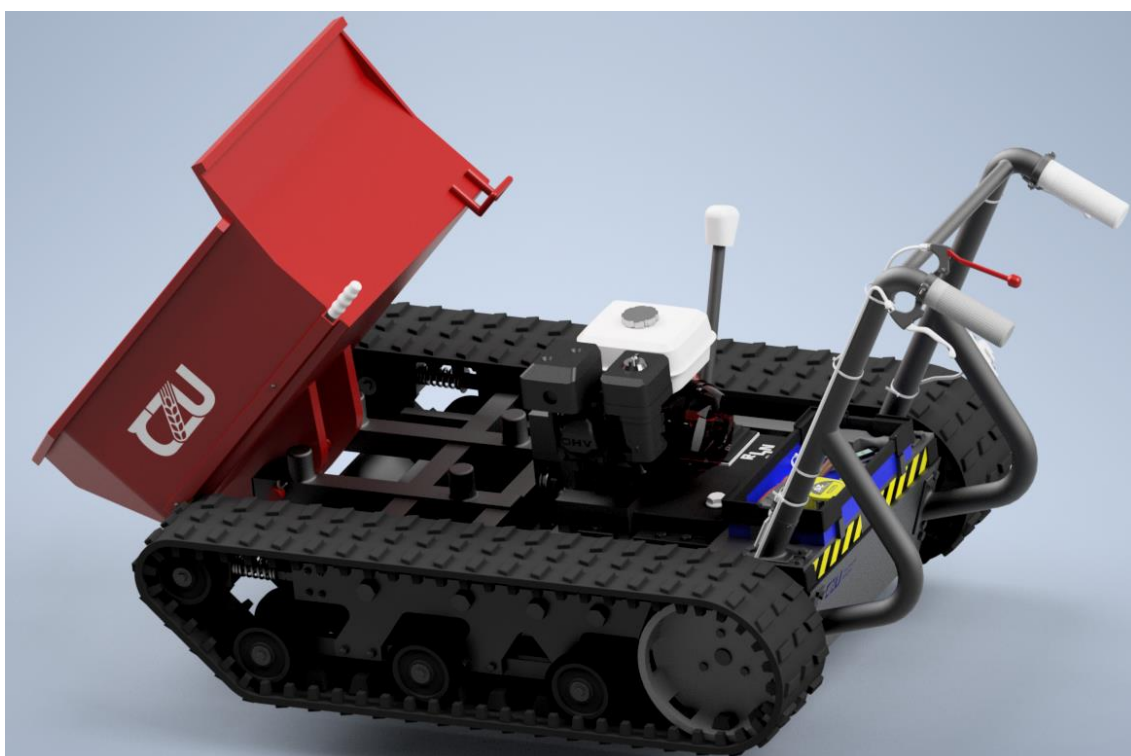
Obrázek 93: 3D model pásového transportéru



Obrázek 94: 3D model pásového transportéru



Obrázek 95: 3D model pásového transportéru



Obrázek 96: 3D model pásového transportéru

8. Diskuze a závěr

V diplomové práci se zabývám návrhem konstrukce pásového vozidla. Navazuji na bakalářskou práci, ve které jsem shrnul základní rozdělení pásových podvozků, popis jednotlivých částí a jejich vývoj od historie až po současné trendy.

V úvodu praktické části jsem si nejprve zvolil a krátce popsal typ vozidla podle účelu jeho použití a poté jsem začal s návrhem pásových jednotek. V první řadě bylo nutné stanovit schéma koncepce rozložení jednotlivých prvků pásového podvozku včetně základních parametrů vozidla. Dalším krokem bylo určit, početně zkontrolovat a vymodelovat tyto jednotlivé komponenty. Nejprve bylo nutné navrhnout a zvolit vhodný pás. Od něj se odvíjely velikosti hnacích a pojezdových kol, včetně kontroly ložisek, rámu a čepů na uchycení. V neposlední řadě jsem navrhl napínací mechanismus včetně samotného rámu celé pásové jednotky s popisem jeho montáže.

Ve druhé polovině praktické části se věnuji návrhu jednotlivých komponentů transportéru. Na začátku této pasáže je schéma hlavních částí pásového vozidla, které jsou dále rozvedeny v následujících kapitolách. Počínaje volbou motoru, odkud je krouticí moment převeden klínovým řemenem na převodovou skříň. Té je věnována velká část práce, jelikož je zde mnoho komponentů, které jsem kontroloval. Od hřídelí, přes ložiska, ozubená kola, pojistné kroužky, až po kontrolu drážkového náboje na hřídeli. V dalších kapitolách jsou navrženy brzdy pásových jednotek, včetně ovládání celého stroje a v neposlední řadě je proveden návrh korby.

Celá práce je pro lepší představu doprovázena vyrenderovanými obrázky z programu Autodesk Inventor Professional 2023. Veškeré výpočty a podrobnější popis je popsán v přílohách, na které odkazuji v textu jednotlivých kapitolách. V práci jsou použity metody, které dané situace co možná nejvíce zjednodušují, aby byly řešitelné v rámci diplomové práce. Během návrhu jednotlivých komponentů byla vždy z ekonomických důvodů snaha o volbu normalizovaných součástí dle normy ČSN. Jedná se o návrh konstrukčního řešení. Před samotnou realizací by bylo nutné provést další operace.

Všechny zadané cíle byly splněny a konstrukční návrh v této podobě lze využít jako základ k dalšímu vývoji pásového transportéru. Zajímavým konceptem by byla možnost výměny korby za radlici, či zametač.

Seznam použitých zdrojů

- [1] FRIES, Jiří. Zemní stroje: učební text: studijní materiály pro studijní obor Zemní, těžební a stavební stroje Fakulty strojní [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012 [cit. 2022-10-16]. ISBN 978-80-248-2567-0. Dostupné z: <https://docplayer.cz/7091993-Vysoka-skola-banska-technicka-univerzita-ostava-zemni-stroje-ucebni-text-jiri-fries.html>
- [2] Pásové jeřáby [online]. [cit. 2022-10-16]. Dostupné z: <https://klimex.cz/jeraby/ltr-1220/>
- [3] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje pro zemní práce - silniční stroje*. Vysoká škola báňská - Technická univerzita. Ostrava, 1996, 464 s. ISBN 80-7078-389-3.
- [4] *Pásové vozidlo* [online]. 2017 [cit. 2022-10-16]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C3%A1sov%C3%A9_vozidlo
- [5] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Praha: Academia, 2003. ISBN 80-200-1045-9.
- [6] GULAN, Ladislav a Izidor MAZURKIEVIČ. Vývoj a konštrukcia pásových podvozkov s meniteľným rozchodom. *Stavební technika* [online]. 2006 [cit. 2022-10-16]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/vyvoj-a-konstrukcia-pasovych-podvozkov-s-menitelnym-rozchodom>
- [7] JEŘÁBEK, Karel. *Stroje pro zemní práce: Silniční stroje: VŠB Technická univerzita*. Ostrava, 1996, 464 s. ISBN 80-7078-389-3.
- [8] HEJHÁLEK, Jiří. *Pásové vozidlo* [online]. 2014 [cit. 2022-10-16]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/clanky/pasy-pro-malou-stavebni-techniku>
- [9] *M29C Weasel* [online]. [cit. 2022-10-16]. Dostupné z: https://www.druhasvetova.com/?p=vozidla/spojene_staty/M29C-Weasel
- [10] RICHTER, Pavel. *Pásový podvozek stavebních strojů* [online]. Brno, 2008 [cit. 2022-10-16]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=5883. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně - Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Kašpárek.

- [11] MONTÁŽ OTT PASŮ NA SMYKOVÝ NAKLADAČ [online]. [cit. 2022-10-16]. Dostupné z: <https://www.mobilmont.cz/montaz-ott-pasu-na-smykovy-nakladac/>
- [12] *Excavator Track Adjuster* [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/excavator-track-adjuster-20021934548.html>
- [13] *DÍLY PODVOZKOVÉ ITM* [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://www.renomag.cz/s379991-dily-podvozkove-itm>
- [14] *Heatnews* [online]. 2019 [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://heatnews.cz/2019/10/proc-neni-super-sherman-ve-hre/>
- [15] *Odpružení vozidel* [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: http://www.sossoukyjov.cz/data/file/Odpruzeni_s_obrazky.pdf
- [16] Podvozky kolových a pásových traktorů, jejich odpružení a řízení [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://www.agroportal24h.cz/clanky/podvozky-kolovych-a-pasovych-traktoru-jejich-odpruzeni-a-rizeni>
- [17] Listová pružnice [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: https://www.vagony.cz/pojezdy/vypruzeni/listova_pruznice.html
- [18] VANCL, Karel. *Automobily: Výukový materiál pro žáky* [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/150529-Vyukovy-material-pro-zaky.html>
- [19] ROUČKA, František. *Podvozky kolových a pásových traktorů, jejich odpružení a řízení* [online]. 2019 [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://www.agroportal24h.cz/clanky/podvozky-kolovych-a-pasovych-traktoru-jejich-odpruzeni-a-rizeni>
- [20] *Olejový tlumič Reely* [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://www.zbozi.cz/vyrobek/olejovy-tlumic-reely-109-mm-cerna-1-10-2-ks-c1086-c1087/>
- [21] *Sto let tanků: Základní kameny* [online]. 27. 07. 2016 [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://worldoftanks.eu/cs/news/history/centenary-tanks-cornerstones/>
- [22] Roden 812 Holt 75 Artillery Tractor [online]. [cit. 2022-10-26]. Dostupné z: <https://www.super-hobby.cz/products/Holt-75-Artillery-Tractor.html>

- [23] Master Box 72001 MK I [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.super-hobby.cz/products/MK-I-Male-British-Tank-Somme-Battle-period-1916.html>
- [24] *Tiger II* [online]. 16. 10. 2019 [cit. 2022-11-05]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Tiger_II
- [25] BLAHUTA, Tomáš. *Nejzajímavější tanky druhé světové války* [online]. 12. ledna 2016 [cit. 2022-11-05]. Dostupné z: <https://refresher.cz/30620-Nejzajimavejsi-tanky-druhe-svetove-valky-Od-hruzostrasnych-bestii-az-po-kusy-ktere-zustaly-pouze-na-papire>
- [26] *Henschel Turret Tiger II* [online]. [cit. 2022-11-05]. Dostupné z: <https://www.super-hobby.cz/products/Henschel-Turret-Tiger-II.html>
- [27] *Half-track* [online]. 19. 12. 2019 [cit. 2022-11-05]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Half-track>
- [28] *Sd.Kfz. 2* [online]. 18. 8. 2019 [cit. 2022-11-05]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Sd.Kfz._2
- [29] Dragon 3569 IDF M3 Half Track [online]. [cit. 2022-11-05]. Dostupné z: <https://www.super-hobby.cz/products/IDF-M3-Half-Track.html>
- [30] Pásový traktor Challenger MT 775E [online]. [cit. 2022-11-05]. Dostupné z: <https://www.bvv.cz/techagro/grand-prix-techagro/2014/prihlasene-exponaty/pasovy-traktor-challenger-mt-775e/>
- [31] *John Deere 2054 DHSP forestry swing machine* [online]. 6. ledna 2018 [cit. 2022-11-05]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:John_Deere_2054_DHSP_forestry_swing_machine_in_Kaibab_National_Forest.jpg
- [32] *PÁSOVÝ BAGR JCB JS130LC* [online]. [cit. 2022-11-05]. Dostupné z: <https://www.biggest.cz/prodej/pasove-bagry/pasovy-bagr-jcb-js130lc-2/>
- [33] Sněžná rolba [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/podivejte-se-jak-se-ovlada-rolls-royce-mezí-sneznými-rolbami-stojí-9-milionu.A100310_142136_automoto_hig
- [34] Volvo Ostatní pásový bagr ECR48 5t rypadlo pásové [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://yauto.cz/volvo-pasovy-bagr-ecr48-5t-2646329.html>

- [35] Trains de chaînes acier, Toutes marques [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.groupepayant.fr/webshop/produit/train-de-chaines-acier-toutes-marques/>
- [36] BENEŠ, Petr. *Popularita Challengeru roste*. Mechanizace zemědělství. 2016, LXVI (7). 20-21.
- [37] CHALLENGER MT 775E GPS [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.mascus.cz/zemedelske-stroje/traktory/challenger-mt-775-e/6y9t7z9r.html>
- [38] Ripsaw EV2 [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.e15.cz/magazin/ripsaw-ev2-je-luxusni-osobni-tank-jede-sedmdesatkou-a-nic-ho-nezastavi-1334106>
- [39] NOVOTNÝ, František. *Americké kořeny sovětského tanku T-34* [online]. 16. 8. 2002 [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: <https://www.valka.cz/513-Americke-koreny-sovetskeho-tanku-T-34>
- [40] *T-34 Tank Tracks and Suspension* [online]. [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: <https://3docean.net/item/t34-tank-tracks-and-suspension/14351977>
- [41] LEHNERT, Lukáš. *Podvozky traktorů* [online]. Brno, 2011 [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: https://is.mendelu.cz/zp/portal_zp.pl?prehled=vyhledavani;podrobnosti=31055;zp=21851;dinfo_jazyk=1;lang=cz. Bakalářská práce. Mendelova univerzita v Brně - Agronomická fakulta. Vedoucí práce: Prof. Ing. František Bauer, CSc.
- [42] *Versatile Delta Track* [online]. [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: <https://www.moreauvysocina.cz/versatile-delta-track/>
- [43] Raupenfahrwerk für Traktor E [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.agriexpo.online/de/prod/zuidberg/product-175953-50589.html>
- [44] ŠTURSA, Václav. *VYJÍMEČNÝ PÁSOVÝ NEW HOLLAND T9.560* [online]. 8. 8. 2014 [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: <http://www.biso.eu/vsechny-clanky/majestatni-new-holland-t9-560-na-pasovych-jednotkach-ati/>
- [45] CHLUD, Martin. *Kinematické struktury pásových podvozků* [online]. Brno, 2017 [cit. 2022-11-15]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/handle/11012/65913>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně - fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Jiří Tůma.

- [46] BvS 10 [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z:
<https://www.wikidata.org/wiki/Q5003653>
- [47] HEJHÁLEK, Jiří. *Pásový podvozek VTS na smykem řízené kolové nakladače GEHL, MUSTANG a jiné* [online]. 26. 10. 2007 [cit. 2022-11-27]. Dostupné z:
<https://www.stavebni-technika.cz/clanky/pasovy-podvozek-vts-na-kolove-nakladace>
- [48] Pásový podvozek Gehl 7810 [online]. [cit. 2022-11-27]. Dostupné z:
<https://machineryline.cz/-/prodej/pasove-podvozky/pro-kompaktniho-pasoveho-mininakladace/Gehl-7810--21081116443177049900>
- [49] KROULÍK, Milan, Václav BRANT, Petr ZÁBRANSKÝ a Michaela ŠKEŘÍKOVÁ. *Možnosti správy dat a jejich využití*. Mechanizace zemědělství. 2019, LXIX (5), 60-62.
- [50] LENFELD, Martin. *Nové kolopásky bluetrack testovány v těžkých podmínkách ve Švédsku* [online]. 27. 8. 2015 [cit. 2022-11-27]. Dostupné z:
<https://www.agrojournal.cz/clanky/nove-kolopasy-bluetrack-testovany-v-tezkych-podminkach-ve-svedsku-80>
- [51] VERIGA KOLOPÁSY [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://global-logging.eu/kategorie-produktov/veriga-kolopasy/>
- [52] *Pewag bluetrack mounting Instruction*. In: *Youtube* [online]. 30. 5. 2017 [cit. 2022-11-27]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=dlbOWp8Zrt4>
- [53] KABÁTOVÁ, Šárka. Robot tEODor [online]. 12. července 2016 [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: https://lidovky.cz/domov/vrazdici-roboti-jako-v-usa-v-cesku-je-cvicime-do-akce-ale-nemuzou-rika-expert.A160711_145107_ln_domov_sk
- [54] *Robotické tanky Šturm pro ruskou armádu* [online]. 29. 11. 2019 [cit. 2022-11-27]. Dostupné z: <https://www.armadninoviny.cz/sturm-pro-ruskou-armadu.html>
- [55] Pozemní bojový robot MAARS [online]. 15. 8. 2013 [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.armadninoviny.cz/americka-armada-nechce-autonomni-bojove-roboty.html>
- [56] *Železný kuň* [online]. [cit. 2022-11-27]. Dostupné z:
<https://www.sunforest.eu/zelezny-kun>
- [57] Speciální multifunkční nosič nářadí PFANZELT Moritz Fr70/75 [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.agrico-sro.cz/eshop-specialni-multifunkcni-nosic-naradi-pfanzelt-moritz-fr70.html>

- [58] HOFERKOVÁ, Kateřina. *Zemědělský robot usnadní farmářům práci* [online]. 26.2.2017 [cit. 2022-12-13]. Dostupné z: <https://www.svethardware.cz/zemedelsky-robot-usnadni-farमारum-praci/43997>
- [59] KARÁSKOVÁ, Martina. Plně odpružený polopásový traktor. *Mechanizace zemědělství*. 2019, LXIX (11), 14-15.
- [60] GIULIAA PALA, Serena. *Claas Axion 900 diventa Terra Trac* [online]. 20. února 2020 [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://agronotizie.imagelinenetwork.com/agrimeccanica/2020/02/20/claas-axion-900-diventa-terra-trac/65859>
- [61] *Track N Go Wheel-Driven Track System* [online]. 5. ledna 2014 [cit. 2022-12-13]. Dostupné z: <http://www.dudeiwantthat.com/outdoors/winter/track-n-go-wheel-driven-track-system.asp>
- [62] TICHÝ, Filip. Čtyřkolky na pásech [online]. 15. února 2019 [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: https://www.idnes.cz/auto/motorky/snezne-pasy-camso.A190214_115221_motorky_fdv
- [63] Snow Tracks for Cars – TRACK N GO [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.jebiga.com/track-n-go-wheel-driven-track-system/>
- [64] RUSSOVÁ, Anina. Dacia s pásy [online]. 22. 5. 2018 [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://auto-mania.cz/kdyz-dacii-tak-tuhle-duster-po-rumunske-uprave-dostal-misto-kol-pasy-video/>
- [65] ZOLTÁN, Pál. Lánctalpas Bentley Ultratank, az orosz szörnnyeteg [online]. 15. 6. 2020 [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.4x4magazin.hu/hardcore/lanctalpas-bentley-ultratank-az-orosz-szornnyeteg-video>
- [66] *TV SHREDDER PÁSOVÝ MOTORBOARD* [online]. [cit. 2022-12-13]. Dostupné z: <https://extremcentrum.webnode.cz/products/dtv-shredder-pasovy-motorboard/>
- [67] MARSDEN, Liam. DTV Shredder [online]. 29. září. 2017 [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: <https://www.motorcyclenews.com/news/2017/september/dtv-shredder-for-sale-america/>
- [68] PAV-1 Badger [online]. [cit. 2022-10-22]. Dostupné z: https://www.reddit.com/r/TankPorn/comments/7jnzht/pav1_badger_one_of_the_smallest_manned_tanks_in/

- [69] *PROJEKT A ANEB VOZÍK PRO HENDIKEPOVANÉ* [online]. [cit. 2022-12-13]. Dostupné z: <https://www.startovac.cz/projekty/projekt-alpha/>
- [70] STAN, Lukáš. *Pásové podvozky* [online]. Praha, 2020 [cit. 2022-10-25]. Bakalářská práce. ČZU. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.
- [71] ZKL Group [online]. 2022 [cit. 2022-11-19]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/p/61804>
- [72] ŘASA, J. a J. ŠVERCL. *Strojnické tabulky 1: Pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004.
- [73] ZKL Group [online]. 2022 [cit. 2022-12-27]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/p/61907>
- [74] ZKL Group [online]. 2022 [cit. 2022-12-27]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/p/61910>
- [75] Bagrtech: *Specialista na gumové pásy* [online]. [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://www.bagrtech.cz/>
- [76] *Blickle* [online]. Brno, 2023 [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/vyrobek/VPA-150-8K-105148>
- [77] Feron: *profily ocelové uzavřené* [online]. Praha, 2017 [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/vyhledavani/30>
- [78] Sodemann *pružiny* [online]. 2020 [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://www.sodemann-pruziny.cz/>
- [79] *Spalovací motor GX 160* [online]. Praha [cit. 2023-01-28]. Dostupné z: <https://www.hondastroje.cz/motory/motory-s-horizontalni-hrideli/profi-rada-gx/gx-160/>

Seznam obrázků

| | |
|--|----|
| Obrázek 1: Pásový podvozek na LTR 1220 [2]..... | 3 |
| Obrázek 2: Rozdělení pásových podvozků dle konstrukčního uspořádání [3]..... | 4 |
| Obrázek 3: Rozdělení pásových podvozků dle šířky pásu [1]..... | 5 |
| Obrázek 4: Zjednodušené schéma pásového podvozku [4]..... | 6 |
| Obrázek 5: Pevný nedělený rám [1] | 7 |
| Obrázek 6: Řešení s asymetrickými posuvnými příčnickými [6]..... | 8 |
| Obrázek 7: Řešení s posuvnými příčnickými rozdílných průřezů [6] | 8 |
| Obrázek 8: Řešení s posuvnými symetrickými příčnickými [6]..... | 9 |
| Obrázek 9: Řešení s posuvnými nosiči pásů [6] | 9 |
| Obrázek 10: Řešení kloubové [6] | 10 |
| Obrázek 11: Pásový pohon buldozeru [9]..... | 10 |
| Obrázek 12: Detail spojení článků řetězu ocelového pásu [10]..... | 11 |
| Obrázek 13: Hybridní pás [8] | 11 |
| Obrázek 14: Pryžový pás M29C Weasel [9] | 12 |
| Obrázek 15: OTT pás nasazený na smykovém nakladači [11]..... | 12 |
| Obrázek 16: Napínací mechanismus s pružinou [12] | 13 |
| Obrázek 17: Hydraulicko-pneumatické napínací ústrojí [1]..... | 14 |
| Obrázek 18: Vlevo - podpěrná kladka, vpravo – pojezdové kolo [13]..... | 14 |
| Obrázek 19: Vertikální a horizontální odpružení [14]..... | 15 |
| Obrázek 20: Odpružení pásového podvozku Fendt MT [16] | 15 |
| Obrázek 21: Schéma hydropneumatického odpružení [15]..... | 16 |
| Obrázek 22: Listová pružina [17] | 16 |
| Obrázek 23: Torzní odpružení [18] | 17 |
| Obrázek 24: Olejový tlumič Reely [20]..... | 17 |
| Obrázek 25: Návrh podvozku R. L. Edgewortha roku 1770 [21]..... | 18 |
| Obrázek 26: Traktor Holt 75 [22] | 18 |
| Obrázek 27: Britské obrněné bojové vozidlo Mark I [23]..... | 19 |
| Obrázek 28: Německý těžký tank Tiger II [26] | 19 |
| Obrázek 29: SdKfz 2 (Rusko) 1943/1944 [28]..... | 20 |
| Obrázek 30: Half-track M3 (USA) [29] | 20 |
| Obrázek 31: Challenger MT775E [30] | 21 |

| | |
|---|----|
| Obrázek 32: John Deere 2054 DHSP [31]..... | 21 |
| Obrázek 33: Pásový bagr ECR48 5t [32]..... | 21 |
| Obrázek 34: Sněžná rolba [33] | 21 |
| Obrázek 35: Klasický housenicový podvozek [35] | 22 |
| Obrázek 36: Pásový podvozek Mobil-Trac [37]..... | 22 |
| Obrázek 37: Luxusní osobní tank Ripsaw EV2 [38] | 23 |
| Obrázek 38: 3D model zvýšeného podvozku Christie tanku T-34 [40] | 24 |
| Obrázek 39: Kopírování terénu s použitím čtyř (vlevo) a dvou (vpravo) pásových jednotek [41]..... | 24 |
| Obrázek 40: Podvozek DELTA TRACK [43]..... | 25 |
| Obrázek 41: Švédský transportér Bv S10 [46] | 26 |
| Obrázek 42: Pásový podvozek Gehl 7810 [48] | 26 |
| Obrázek 43: Montáž pásu na kola [52]..... | 27 |
| Obrázek 44: Kolopás firmy VELIGA [51] | 28 |
| Obrázek 45: Pyrotechnický robot tEODor [53] | 29 |
| Obrázek 46: Ovládání robota tEODor [53]..... | 29 |
| Obrázek 47: Pozemní bojový robot MAARS [55] | 30 |
| Obrázek 48: Lesní robot Moritz Fr50 [57] | 30 |
| Obrázek 49: Pásový zemědělský robot [58] | 31 |
| Obrázek 50: Polopásový traktor Claas Axion 960 [60]..... | 31 |
| Obrázek 51: Detail pásové jednotky TerraTrac [59] | 32 |
| Obrázek 52: Naklonění a vyklonění pásové jednotky TerraTrac [59]..... | 32 |
| Obrázek 53: Pásová čtyřkolka Yamaha [62] | 33 |
| Obrázek 54: Příklad pásové jednotky Track'n Go [63] | 33 |
| Obrázek 55: Dacia Duster s pásy [64] | 33 |
| Obrázek 56: C-GPI-19 [65] | 33 |
| Obrázek 57: DTV Shredder [67] | 34 |
| Obrázek 58: PAV Badger [68]..... | 35 |
| Obrázek 59: Pásový invalidní vozík Der Ziesel [69]..... | 35 |
| Obrázek 60: Koncepce uspořádání pásového podvozku | 36 |
| Obrázek 61: 3D model pásu 200x72x44..... | 38 |
| Obrázek 62: 3D model hnacího kola | 39 |
| Obrázek 63: 3D model uchycení hnacího kola..... | 40 |

| | |
|--|----|
| Obrázek 64: Prověšení pásu..... | 40 |
| Obrázek 65: Pojezdové kolo VPA 150/8K [76] | 41 |
| Obrázek 66: Ložisko ZKL 61804 [71] | 42 |
| Obrázek 67: 3D model pojezdového ústrojí | 42 |
| Obrázek 68: Schéma jednotlivých částí pojezdového ústrojí | 43 |
| Obrázek 69: 3D model napínacího mechanismu | 44 |
| Obrázek 70: 3D model svařence rámu pásového ústrojí | 44 |
| Obrázek 71: 3D model rámu pásového ústrojí | 45 |
| Obrázek 72: 3D model pásové jednotky transportéru | 45 |
| Obrázek 73: Schéma hlavních částí pásového transportéru..... | 46 |
| Obrázek 74: Spalovací motor Honda GX 160 - popis částí..... | 47 |
| Obrázek 75: Spalovací motor Honda GX 160 - popis částí..... | 47 |
| Obrázek 76: Schéma převodu klínovým řemenem..... | 48 |
| Obrázek 77: 3D model převodu klínovým řemenem..... | 49 |
| Obrázek 78: Schéma převodové skříně | 50 |
| Obrázek 79: 3D model převodové skříně | 50 |
| Obrázek 80: 3D model vnitřní části převodové skříně | 51 |
| Obrázek 81: Ložisko ZKL 61908 [73] | 52 |
| Obrázek 82: Ložisko ZKL 61910 [74] | 52 |
| Obrázek 83: Pojistný kroužek pro hřídele ČSN 02 2930 [72]..... | 53 |
| Obrázek 84: 3D model brzdy pásové jednotky..... | 54 |
| Obrázek 85: 3D model mechanismu brzdy pásové jednotky | 55 |
| Obrázek 86: 3D model ovládání mechanismů | 56 |
| Obrázek 87: 3D model bezpečnostní brzdy hnacích kol | 56 |
| Obrázek 88: 3D model korby..... | 57 |
| Obrázek 89: 3D model bezpečnostní záklapky s ovládací pákou..... | 57 |
| Obrázek 90: 3D model mechanického teleskopického vyklápění | 58 |
| Obrázek 91: 3D model řídítek a ovládání transportéru..... | 59 |
| Obrázek 92: 3D model pásového transportéru | 59 |
| Obrázek 93: 3D model pásového transportéru | 60 |
| Obrázek 94: 3D model pásového transportéru | 60 |
| Obrázek 95: 3D model pásového transportéru | 61 |
| Obrázek 96: 3D model pásového transportéru | 61 |

| | |
|--|----|
| Obrázek 97: Řez pojezdového pásu [mm] | 2 |
| Obrázek 98: Zatížení pojezdových kol | 7 |
| Obrázek 99: Schéma průběhu napětí v čepu pojezdových kol | 9 |
| Obrázek 100: Schéma sil ložisek pojezdových kol | 11 |
| Obrázek 101: Profil s obdélníkovým průřezem 40 x 20 x 3 [77] | 14 |
| Obrázek 102: Pohyb utahovacího elementu | 15 |
| Obrázek 103: Výkres matice M20x1,5 [72] | 15 |
| Obrázek 104: Schéma pružiny [78] | 16 |
| Obrázek 105: Profil s obdélníkovým průřezem 40 x 20 x 3 [77] | 18 |
| Obrázek 106: Výkres rámu pásového ústrojí..... | 19 |
| Obrázek 107: Označení ložisek v převodové skříni | 39 |
| Obrázek 108: Síly v ložiskách (A,B) | 39 |
| Obrázek 109: Síly v ložiskách (A,B) | 40 |
| Obrázek 110: Síly v ložiskách (C, D) | 42 |
| Obrázek 111: Síly v ložiskách (C, D) | 42 |
| Obrázek 112: Těsná a výměnná pera [72] | 46 |
| Obrázek 113: Těsná a výměnná pera [72] | 48 |

Seznam tabulek

| | |
|---|----|
| Tabulka 1: Rozměry koncepce podvozku..... | 37 |
| Tabulka 2: Stanovení základních parametrů..... | 37 |
| Tabulka 3: Rozměry pojezdových kol [76] | 41 |
| Tabulka 4: Pojistný kroužek pro vstupní hřídel [72] | 53 |
| Tabulka 5: Pojistný kroužek pro výstupní hřídel [72] | 53 |
| Tabulka 6: Základní parametry pro stanovení hnacího kola..... | 3 |
| Tabulka 7: Materiál 11 500 [72] | 5 |
| Tabulka 8: Rozměry šroubu M10x1,5 [72] | 6 |
| Tabulka 9: Materiál 11 500 [72] | 9 |
| Tabulka 10: Základní údaje pro ložiska pojezdových kol | 11 |
| Tabulka 11: Rozměry profilu ČSN EN 10219-2 [77]..... | 14 |
| Tabulka 12: Matice M20x1,5 – rozměry [72]..... | 16 |
| Tabulka 13: Základní rozměry pružiny [78]..... | 16 |
| Tabulka 14: Rozměry profilu ČSN EN 10219-2 [77]..... | 18 |
| Tabulka 15: Technické parametry motoru [79] | 20 |
| Tabulka 16: Rozměry těsného pera dle ČSN 02 2507 [72] | 46 |
| Tabulka 17: Rozměry těsného pera dle ČSN 02 2507 [72] | 48 |

Seznam zkratek a symbolů

| | | |
|---------------|----------|---|
| D_h | [cm] | Průměr hnacího kola |
| d_n | [cm] | Průměr pojezdového kola |
| L | [cm] | Rozteč mezi koly |
| m_n | [kg] | Nosnost stroje |
| m | [kg] | Hmotnost stroje |
| l | [cm] | Délka stroje |
| b | [cm] | Šířka stroje |
| a_k | [cm] | Délka korby |
| b_k | [cm] | Šířka korby |
| c_k | [cm] | Výška korby |
| v | [km/hod] | Rychlost stroje |
| m_s | [kg] | Skutečná hmotnost podvozku (hmotnost + nosnost) |
| b_p | [m] | Šířka pásu |
| l_p | [m] | Styková část pásu s podložkou |
| p_m | [Pa] | Maximální měrný tlak na půdu |
| O_h | [mm] | Obvod hnacího kola |
| $n_{\dot{z}}$ | [-] | Počet článků v záběru hnacího kola |
| n_z | [-] | Počet přepážek na hnacím kole |
| F_n | [N] | Zatěžující síla |
| $L_{\dot{s}}$ | [mm] | Délka šroubu |
| $M_{O_{max}}$ | [Nm] | Maximální ohybový moment |
| $d_{\dot{s}}$ | [mm] | Průměr šroubu |
| d_3 | [mm] | Průměr jádra šroubu |
| d_1 | [mm] | Malý průměr šroubu |
| d_2 | [mm] | Střední průměr šroubu |
| τ_k | [Pa] | Namáhání na krut |
| τ_s | [Pa] | Namáhání na stříh |
| p_d | [Pa] | Otlačení |
| Q_b | [N] | Síla působící na jedno kolo |
| $L_{\dot{c}}$ | [mm] | Délka čepu |
| k | [-] | Koeficient bezpečnosti |

| | | |
|------------------|--------------------|--|
| FRA | [N] | Reakce v bodě „A“ |
| FRB | [N] | Reakce v bodě „B“ |
| d_{ξ} | [mm] | Průměr čepu |
| F1 | [N] | Hlavní zatížení na dvojici pojezdových kol |
| A | [-] | Ložisko pojezdového kola „A“ |
| B | [-] | Ložisko pojezdového kola „B“ |
| FAx | [N] | Axiální síla v ložisku „A“ |
| FAy | [N] | Radiální síla v ložisku „A“ |
| FBx | [N] | Axiální síla v ložisku „B“ |
| FBy | [N] | Radiální síla v ložisku „B“ |
| C | [kN] | Základní dynamická únosnost |
| C ₀ | [kN] | Základní statická únosnost |
| L _h | [hod] | Navrhovaná životnost |
| n | [ot/min] | Otáčky stroje |
| P _r | [N] | Ekvivalentní zatížení ložiska |
| L _n | [hod] | Životnost ložiska podle otáček |
| L _{hod} | [hod] | Životnost ložiska podle počtu hodin |
| L _{min} | [ot] | Minimální počet otočení |
| C _k | [N] | Dynamická únosnost |
| W _o | [cm ³] | Modul průřezu v ohybu |
| H | [mm] | Výška profilu |
| B | [mm] | Šířka profilu |
| T | [mm] | Tloušťka profilu |
| s | [mm] | Otvor klíče |
| e | [mm] | Šířka základny |
| m | [mm] | Výška matice |
| P | [mm] | Stoupání závitu |
| R | [Nmm] | Tuhost pružiny |
| L ₀ | [mm] | Délka bez zatížení |
| L ₉ | [mm] | Maximální délka při zatížení |
| S | [mm] | Stlačení pružiny |
| L ₁ | [mm] | Délka pružiny |
| CH | [mm] | Chod pružiny |

| | | |
|------------|----------|-------------------------------------|
| P | [kW] | Výkon motoru |
| n_m | [ot/min] | Otáčky motoru |
| n_1 | [ot/min] | Otáčky vstupní hřídele převodovky |
| s | [%] | Skluz řemene |
| i_k | [-] | Převodový poměr |
| d_{smin} | [mm] | Modelový průměr malé řemenice |
| d | [mm] | Průměr malé řemenice |
| D | [mm] | Průměr velké řemenice |
| A | [mm] | Osová vzdálenost |
| L_s | [m] | Střední délka řemenu |
| α | [°] | Úhel opásání |
| C_α | [-] | Činitel úhlu opásání |
| C_ϕ | [-] | Činitel vlivu prostředí |
| C_d | [-] | Činitel vlivu průměru malé řemenice |
| C_p | [-] | Činitel krátkodobého přetížení |
| C_L | [-] | Činitel vlivu délky řemenu |
| P_m | [kW] | Modelový výkon |
| P_1 | [kW] | Výkon na jeden řemen |
| z^* | [-] | Předběžný počet řemenů |
| C_z | [-] | Činitel počtu řemenů |
| z | [-] | Počet řemenů |
| L^*_0 | [mm] | Vnitřní délka řemenu |
| L | [mm] | Skutečná délka řemenu |
| A_0 | [mm] | Skutečná osová vzdálenost |
| O | [-] | Životnost řemenu |
| i | [-] | Převodový poměr |
| α | [°] | Úhel záběru |
| z_{1t} | [-] | Teoretický počet zubů „ z_1 “ |
| z_{1p} | [-] | Praktický počet zubů „ z_1 “ |
| z_1 | [-] | Počet zubů „ z_1 “ |
| z_2 | [-] | Počet zubů „ z_2 “ |
| M_1 | [Nm] | Moment na vstupním hřídeli |
| M_2 | [Nm] | Moment na výstupním hřídeli |

| | | |
|---------------|----------------------|---|
| β | [°] | Sklon zubu |
| ψ | [-] | Činitel šířky kola |
| z_v | [-] | Virtuální počet zubů pastorku |
| z_k | [-] | Virtuální počet zubů kola |
| m | [-] | Modul kola |
| r_{op} | [-] | Rychlostní součinitel pastorku pro ohyb |
| r_{ok} | [-] | Rychlostní součinitel kola pro ohyb |
| y_{op} | [-] | Rychlostní součinitel pastorku pro otláčení |
| y_{ok} | [-] | Rychlostní součinitel kola pro otláčení |
| r_{dp} | [-] | Tvarový součinitel pastorku pro ohyb |
| r_{dk} | [-] | Tvarový součinitel kola pro ohyb |
| y_{dp} | [-] | Tvarový součinitel pastorku pro otláčení |
| y_{dk} | [-] | Tvarový součinitel kola pro otláčení |
| U | [-] | Vliv velikosti normálního modulu |
| C_{op} | [Mpa] | Pevnost pastorku pro ohyb |
| C_{ok} | [Mpa] | Pevnost kola pro ohyb |
| C_{dp} | [Mpa] | Pevnost pastorku pro otláčení |
| C_{dk} | [Mpa] | Pevnost kola pro otláčení |
| C_{min} | [Mpa] | Minimální pevnost |
| b | [mm] | Šířka kola |
| b_p | [mm] | Šířka pastorku |
| F_{dov} | [N] | Dovolená síla přenášená soukolím |
| F_{prov} | [N] | Provozní síla přenášená soukolím |
| α_c | [°] | Čelní úhel záběru |
| t_c | [mm] | Čelní rozteč |
| V_b | [mm ^{0,5}] | Boční vůle |
| E_{vac} | [-] | Provozní valivý úhel |
| α_{cw} | [°] | Čelní úhel |
| α_c | [mm] | Osová roztečná vzdálenost |
| D_{cp} | [mm] | Roztečná kružnice pastorku |
| D_{ck} | [mm] | Roztečná kružnice kola |
| D_{hp} | [mm] | Hlavová kružnice pastorku |
| D_{hk} | [mm] | Hlavová kružnice kola |

| | | |
|---------------|-------|-----------------------------------|
| h_z | [mm] | Výška zubu |
| ε | [-] | Součinitel trvání záběru |
| F_O | [N] | Obvodová síla |
| F_{Ok} | [N] | Kontrola obvodové síly |
| F_A | [N] | Axiální síla |
| F_B | [N] | Radiální síla |
| D_1 | [mm] | Průměr vstupní hřídele |
| D_2 | [mm] | Průměr výstupní hřídele |
| $d_{stř}$ | [mm] | Střední průměr drážkované hřídele |
| F | [N] | Síla na bok drážky |
| P | [MPa] | Tlak na bok drážky |

Seznam příloh

Příloha A.1 – Výpočet šířky pásu dle měrného tlaku na půdu

Příloha B.1 – Návrh hnacího kola

Příloha B.2 – Uchycení hnacího kola

Příloha C.1 – Kinematika zatížení pojezdových kol

Příloha C.2 – Čepy pojezdových kol

Příloha C.3 – Ložiska pojezdových kol

Příloha C.4 – Uchycení pojezdových kol

Příloha D.1 – Napínací mechanismus

Příloha E.1 – Rám pásového ústrojí

Příloha F.1 – Volba motoru

Příloha G.1 – Převod klínovým řemenem

Příloha H.1 – Výpočet potřebného převodového poměru

Příloha H.2 – Čelní ozubení s šikmými zuby

Příloha H.3 – Síly v soukolí

Příloha H.4 – Síly v ložiskách převodové skříně

Příloha H.5 – Návrh hřídelí včetně těsných per

Příloha H.6 – Návrh ložisek převodové skříně

Příloha H.7 – Kontrola pojistných kroužků na hřídeli

Příloha H.8 – Výpočet drážkového náboje na hřídeli

Příloha A.1 - Výpočet šířky pásu dle měrného tlaku na půdu

$$p_m = \frac{m_s \cdot g}{b_p \cdot l_p} \quad [Pa] \quad (A.1.1)$$

m_s = skutečná hmotnost podvozku (hmotnost podvozku + nosnost podvozku) [kg]

b_p = šířka pásu [m]

l_p = styková část pásu s podložkou [m]

p_m = maximální měrný tlak na půdu [Pa]

$$m_s = m + m_n \quad [kg] \quad (A.1.2)$$

$$m_s = 250 + 200 = \mathbf{450 \text{ kg}}$$

Z důvodu bezpečnosti skutečnou hmotnost zvýším o koeficient $k = 1,2$.

$$450 \cdot 1,2 = \mathbf{540 \text{ kg}}$$

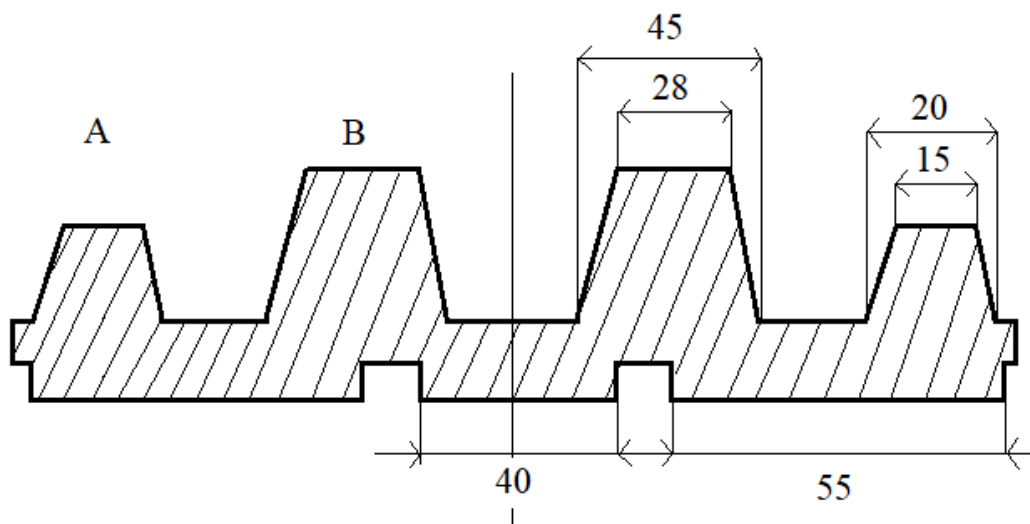
Ze základního vzorce si vyjádřím optimální šířku pásu pro požadovaný měrný tlak.

$$b_p = \frac{m_s \cdot g}{p_m \cdot l_p} \quad [m] \quad (A.1.3)$$

$$b_p = \frac{540 \cdot 9,81}{6000 \cdot 2,2} = \mathbf{0,4 \text{ m} \Rightarrow \mathbf{40 \text{ cm}}}$$

Šířka jednoho pásu $b_p = \mathbf{20 \text{ cm}}$.

Vnitřní články A slouží pro správné vedení hnacího kola uvnitř pásu. Zároveň slouží jako opěrný bod pro pojezdová kola. Články B vnikají do děr v hnacím kole a tím přenášejí krouticí moment z hnacího kola na pás (obr. 97). Jedná se o přenos pomocí pozitivního kola a pásu s pozitivní geometrií. Délka pásu dotýkající se s povrchem je 1 000 mm. Při jízdě na bahnitém povrchu dojde k proboření vzorku a ke zvýšení styčné plochy na 0,2 m².



Obrázek 97: Řez pojezdového pásu [mm]

Příloha B.1 - Návrh hnacího kola

Předběžně zvolený průměr hnacího kola je 300 mm. Svařenec je vyroben z materiálu EN AW 7075 [AlZn5,5MgCu].

Výpočet obvodu hnacího kola

$$O_h = 2 \cdot \pi \cdot r \quad (\text{B.1.1})$$

$$O_h = 2 \cdot \pi \cdot 150 = \mathbf{943 \text{ mm}}$$

Tabulka 6: Základní parametry pro stanovení hnacího kola

| | | |
|-----------------------|----------------|--------|
| Počet článků pásu | $n_{\text{č}}$ | 44 |
| Průměr hnacího kola | D_h | 300 mm |
| Rozteč mezi články | $p_{\text{č}}$ | 72 mm |
| Úhel opásání kola | α_h | 180° |
| Vypočítaný obvod kola | O_h | 943 mm |

Výpočet počtu článků v záběru hnacího kola

$$n_{\text{čz}} = \frac{\alpha}{360} \cdot \frac{O_h}{p_{\text{č}}} \quad (\text{B.1.2})$$

$$n_{\text{čz}} = \frac{180}{360} \cdot \frac{943}{72} = \mathbf{6,5}$$

$$n_{\text{čz}} = 6,5 \cong \mathbf{7}$$

Z výpočtu můžeme vidět, že minimální počet článků pro přenos krouticího momentu je 7.

Výpočet počtu přepážek v hnacím kole n_z

$$n_z = \frac{O_h}{p_{\text{č}}} \quad (\text{B.1.3})$$

$$n_z = \frac{943}{72} = \mathbf{13,09}$$

$$n_z = 13,09 \cong \mathbf{14}$$

Pro hnací kolo o obvodu 943 mm je minimální počet přepážek 14.

Výpočet obvodu hnacího kola pro 14 přepážek

$$O_h = n_z \cdot p_{\tilde{z}} \quad (\text{B.1.4})$$

$$O_h = 14 \cdot 72 = \mathbf{1008 \text{ mm}}$$

Výpočet průměru hnacího kola po korekci na 14 přepážek

$$D_h = \frac{O_h}{\pi} \quad (\text{B.1.5})$$

$$D_h = \frac{1008}{\pi} = \mathbf{320,8 \text{ mm}}$$

Z výpočtu vidíme, že pro 14 přepážek by měl být průměr hnacího kola **320,8 mm**.

Příloha B.2 - Uchycení hnacího kola

Materiál volím ocel 11 500 (E295). Ta je vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky: hřídele, ozubená kola, čepy, kolíky, příruby, podložky, pouzdra, základové desky, šrouby, matice, kladky. Svařitelnost je obtížná.

Pro materiál 11 500:

Tabulka 7: Materiál 11 500 [72]

| | |
|---------------|--------|
| σ_{do} | 50 MPa |
| p_{do} | 42 MPa |
| τ_{ds} | 32 MPa |

Nejprve spočítám zatěžující sílu F_n a stanovím délku šroubu $L_{\dot{s}}$.

$$F_n = 540 \cdot g \quad (\text{B.2.1})$$

$$F_n = 540 \cdot 9,81 = 5297,4 \text{ N}$$

$$L_{\dot{s}} = 35 \text{ mm}$$

Maximální ohybový moment

$$M_{o_{max}} = \frac{F_n \cdot L_{\dot{s}}}{4} \quad (\text{B.2.2})$$

$$M_{o_{max}} = \frac{5297,4 \cdot 0,035}{4} = 46,35 \text{ Nm}$$

Návrh průměru šroubů

$$d_{\dot{s}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{max}}}{\pi \cdot \sigma_{do}}} \quad (\text{B.2.3})$$

$$d_{\dot{s}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 46,35}{\pi \cdot 50 \cdot 10^6}} = 0,022 \text{ m} \cong 22 \text{ mm}$$

Jelikož na hnacím kole budou 3 šrouby, vypočtený průměr šroubu vydělím počtem šroubů.

$$d_{\dot{s}} = \frac{22}{3} = 7,3 \text{ mm}$$

Volím kolový šroub šestihranný **M10x1,5 o délce 35 mm** (ČSN EN ISO 02 1103).

Tabulka 8: Rozměry šroubu M10x1,5 [72]

| | |
|------------------------|----------|
| d_3 (průměr jádra) | 8,160 mm |
| d_1 (malý průměr) | 8,376 mm |
| d_2 (střední průměr) | 9,026 mm |

Namáhání šroubu na krut účinkem utahovací síly

$$\tau_k = \frac{F_n \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (\text{B.2.4})$$

$$\tau_k = \frac{5297,4 \cdot \frac{0,009026}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 0,00816^3} = \mathbf{14\,921,34\ Pa}$$

Kontrola šroubu na stříh

$$\tau_s = \frac{F_n}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}\right)} \quad (\text{B.2.5})$$

$$\tau_s = \frac{5297,4}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 10^2}{4}\right)} = \mathbf{33,72\ MPa}$$

Na hnacím kole mám 3 šrouby, tudíž:

$$\frac{\tau_s}{3} = \mathbf{11,24\ MPa}$$

11,24 MPa < 32 MPa => **VYHOVUJE**

Kontrola šroubu na otláčení

$$p_d = \frac{F_n}{L_s \cdot d_s} \quad (\text{B.2.6})$$

$$p_d = \frac{5297,4}{0,035 \cdot 0,01} = \mathbf{15,13\ MPa}$$

15,13 MPa < 42 MPa => **VYHOVUJE**

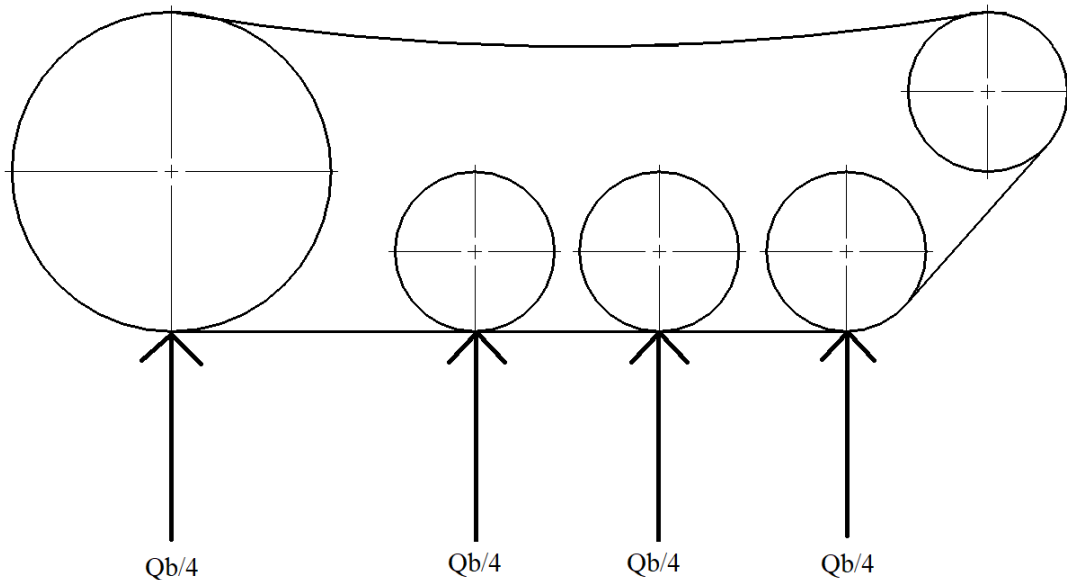
Volím uchycení pomocí kolových šroubů M10x1,5 o délce 35mm na roztečné kružnici $D_t = 100\text{mm}$.

Příloha C.1 - Kinematika zatížení pojezdových kol

Volba pojezdových kol závisí na jejich nosnosti a pojezdové rychlosti stroje. Pojezdová rychlost je do 3 km/hod. K hmotnosti samotného stroje jsme v příloze A.1 připočetli požadovanou nosnost a vynásobili bezpečnostním koeficientem 1,2. Vyšla nám hodnota 540 kg. To odpovídá 5 297,4 N. Tuto hodnotu vydělíme počtem kol, na které je toto zatížení rozloženo.

$$Q_b = \frac{5297,4}{4} = 1324,35 \text{ N} \quad (\text{C.1.1})$$

Pokud pro výpočet zanedbáme samotné síly v pásu a částečně spojitě zatížení mezi pásem a vozovkou, můžeme si příklad pro běžnou jízdu zjednodušit (obr. 98).



Obrázek 98: Zatížení pojezdových kol

Jelikož budou pojezdová kola uložena v páru, potom bude pro zatížení jednoho kola platit:

$$N_1 = \frac{Q_b}{2} \quad (\text{C.1.2})$$

$$N_1 = \frac{1324,35}{2} = 662,175 \text{ N}$$

Abychom získali hodnotu zatížení pro jedno pojezdové kolo, musíme hodnotu vydělit počtem pásových jednotek.

$$N = \frac{N_1}{2} \quad (\text{C.1.3})$$

$$N_1 = \frac{662,175}{2} = 331,0875 \text{ N}$$

Tato hodnota odpovídá zatížení **33,75 kg** na jedno pojezdové kolo. Musíme proto z katalogu vybrat takové pojezdové kolo, které splňuje tuto podmínku při pojezdové rychlosti do 3 km/ hod.

Příloha C.2 - Čepy pojezdových kol

Materiál volím ocel 11 500 (E295). Ta je vhodná na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky: hřídele, ozubená kola, čepy, kolíky, příruby, podložky, pouzdra, základové desky, šrouby, matice, kladky. Svařitelnost je obtížná. [72]

Tabulka 9: Materiál 11 500 [72]

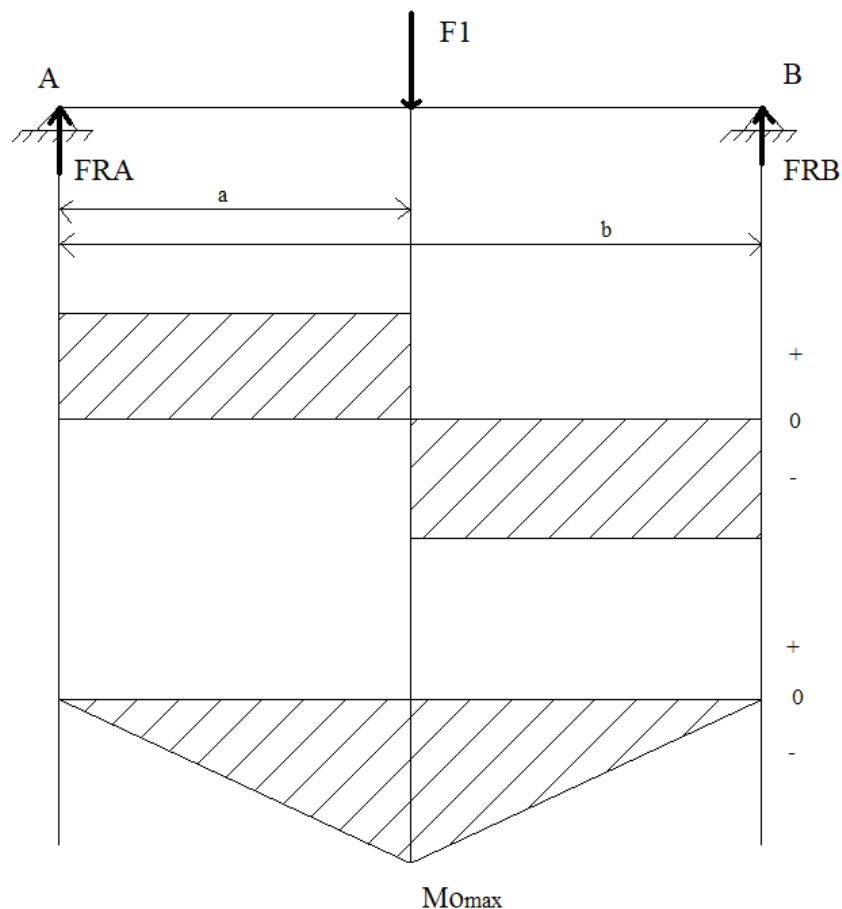
| | |
|----------------------------|---------|
| σ_{do} | 100 MPa |
| Re | 270 MPa |
| τ_{ds} | 40 MPa |
| k (koeficient bezpečnosti) | 2 |

Délku čepu mezi párem pojezdových kol stanovují na:

$$L_{\check{c}} = 130 \text{ mm.}$$

$$F_1 = 1324,35 \text{ N (viz. vzorec C.1.1)}$$

$$F_{RA} = \frac{1}{2} F_1 \Rightarrow F_{RA} = 662,2 \text{ N}$$



Obrázek 99: Schéma průběhu napětí v čepu pojezdových kol

Maximální ohybový moment

$$M_{o_{max}} = \frac{FRA \cdot L_{\xi}}{4} \quad (C.2.1)$$

$$M_{o_{max}} = \frac{662,2 \cdot 0,13}{4} = 21\,521,5 \text{ Nm}$$

Návrh průměru čepu

$$\sigma_{do} = \frac{M_{o_{max}}}{\frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{32}} \quad (C.2.2)$$

$$d_{\xi} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{max}}}{\pi \cdot \sigma_{do}}} \quad (C.2.3)$$

$$d_{\xi} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 21\,521,5}{\pi \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,013 \text{ m} \cong 13 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu $d_{\xi} = 20 \text{ mm}$.

Kontrola čepu na stříh

$$\tau_s = \frac{FRA}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{4}\right)} \quad (C.2.4)$$

$$\tau_s = \frac{662,2}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 20^2}{4}\right)} = 1,05 \text{ MPa}$$

1,05 MPa < 40 MPa => **VYHOVUJE**

Kontrolní podmínky HMH

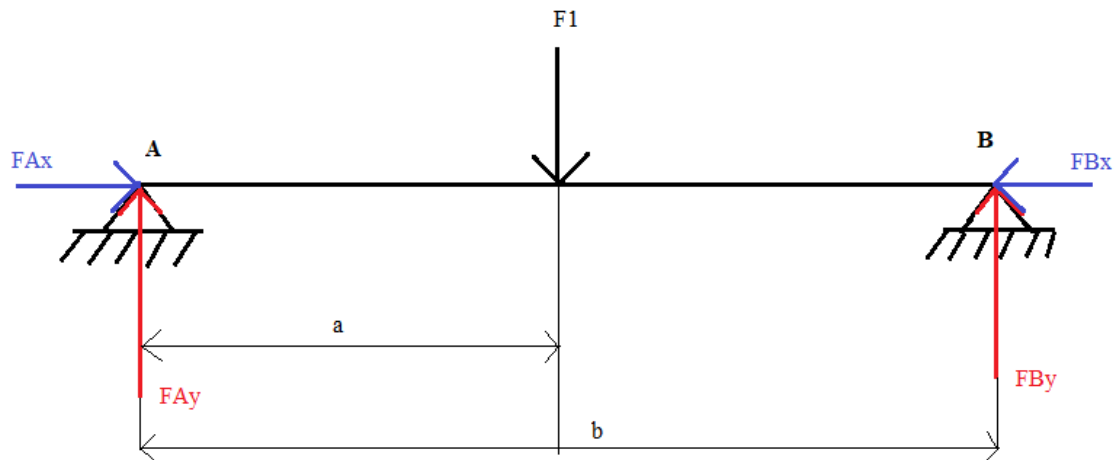
$$\sqrt{\sigma_{do}^2 + 3 \cdot \tau_{ds}^2} \leq \sigma_{red} \quad (C.2.5)$$

$$\sqrt{\sigma_{do}^2 + 3 \cdot \tau_{ds}^2} \leq \frac{Re}{k} \quad (C.2.6)$$

$$\sqrt{100^2 + 3 \cdot 40^2} \leq \frac{270}{2}$$

$$121,7 \text{ MPa} \leq 135 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Příloha C.3 - Ložiska jezdových kol



Obrázek 100: Schéma sil ložisek jezdových kol

Tabulka 10: Základní údaje pro ložiska jezdových kol

| | |
|----------|-----------|
| a | 6,5 cm |
| b | 13 cm |
| F_1 | 1324,35 N |
| F_{Ax} | 500 N |

F_1 = Hlavní zatížení na dvojici jezdových kol

Bod A = Ložisko jezdového kola „A“

Bod B = Ložisko jezdového kola „B“

F_{Ax} = Axiální síla v ložisku A

F_{Ay} = Radiální síla v ložisku A

F_{Bx} = Axiální síla v ložisku B

F_{By} = Radiální síla v ložisku B

Z obrázku 100 nejprve stanovíme rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: F_{Bx} - F_{Ax} = 0 \quad (\text{C.3.1})$$

$$\sum F_y = 0: F_{Ay} + F_{By} - F_1 = 0 \quad (\text{C.3.2})$$

$$\sum M_{oA} = 0: -F_1 \cdot a + F_{By} \cdot b = 0 \quad (\text{C.3.3})$$

Dále upravíme rovnice rovnováhy a dopočítáme zbylé síly v ložiskách:

$$F_{By} = \frac{-F_1 \cdot a}{b} \Rightarrow F_{By} = \frac{1324,35 \cdot 65}{130} \Rightarrow F_{By} = 662,175 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = F_1 - F_{By} \Rightarrow F_{Ay} = 1324,35 - 662,175 \Rightarrow F_{Ay} = 662,175$$

$$F_{Ax} = F_{Bx} \Rightarrow F_{Bx} = 500 \text{ N}$$

Ložiska na pojezdových kolech budou mazána vazelínou. Životnost je navržena na 8 000 hod. Jsou vybírány z katalogu ZKL.

Výpočet základní trvanlivosti ložiska pojezdových kol

Volím ložisko ZKL 61804 [71]

Základní dynamická únosnost **C = 4,03 kN**

Základní statická únosnost **C₀ = 2,32 kN**

Navrhovaná životnost **L_h = 8000 hod**

Z výpočtu obvodové rychlosti potřebuju zjistit jaké budou otáčky pojezdového kola o průměru 150 mm a rychlosti 3 km/hod.

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \tag{C.3.4}$$

$$n = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot d}$$

$$n = \frac{0,833 \cdot 60}{\pi \cdot 0,15} = 106,1 \text{ ot/min}$$

Výpočet ekvivalentního zatížení

Volíme parametry: $v_1 = 1,2$, $e_1 = 0,22$

$$n = \frac{0,833 \cdot 60}{\pi \cdot 0,15} = 106,1 \text{ ot/min} \tag{C.3.5}$$

$$\frac{F_{A_{max}}}{C_0} = \frac{662,175}{2320} = 0,29 \tag{C.3.6}$$

$$\frac{F_{A_{max}}}{v_1 \cdot F_{R_{max}}} = \frac{662,175}{1,2 \cdot 500} = 1,1 \tag{C.3.7}$$

$$e_1 < 1,1$$

Odečteme potřebné hodnoty X a Y [72]:

$$X_{AB} = 0,65$$

$$Y_{AB} = 2,3$$

Ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_r = X_{AB} \cdot v_1 \cdot FR_{max} + Y_{AB} \cdot FA_{max} \quad (C.3.8)$$

$$P_r = 0,65 \cdot 1,2 \cdot 500 + 2,3 \cdot 662,175 = \mathbf{1913 \text{ N}}$$

Životnost ložisek podle otáček:

$$L_n = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 \cdot 10^6 \quad (C.3.9)$$

$$L_n = \left(\frac{4030}{1913}\right)^3 \cdot 10^6 = \mathbf{9\ 349\ 109 \text{ ot}}$$

Životnost ložisek podle počtu hodin:

$$L_{hod} = \frac{L_n}{n \cdot 60} \quad (C.3.10)$$

$$L_{hod} = \frac{9\ 349\ 109}{106,1 \cdot 60} = \mathbf{14\ 686 \text{ hod}}$$

$L_{hod} > L_h \Rightarrow$ **VYHOVUJE**

Minimální počet otočení:

$$L_{min} = L_h \cdot n \cdot 60 \quad (C.3.11)$$

$$L_{min} = 8000 \cdot 106,1 \cdot 60 = \mathbf{5\ 092\ 800 \text{ ot}}$$

$L_n > L_{min} \Rightarrow$ **VYHOVUJE**

Kontrola dynamické únosnosti:

$$C_k = \left(\sqrt[3]{\frac{L_{min}}{10^6}}\right) \cdot P_r \quad (C.3.12)$$

$$C_k = \left(\sqrt[3]{\frac{5\ 092\ 800}{10^6}}\right) \cdot 1914 = \mathbf{3\ 293 \text{ N}}$$

$C_k < C \Rightarrow$ **VYHOVUJE**

Příloha C.4 - Uchyčení pojezdových kol

V první řadě potřebuji zvolit vhodný profil podle maximálního modulu průřezu v ohybu:

Materiál: 11 500 (S235JR)

$M_{o_{max}} = 21\,521,5 \text{ Nm}$ (viz. vzorec C.2.1)

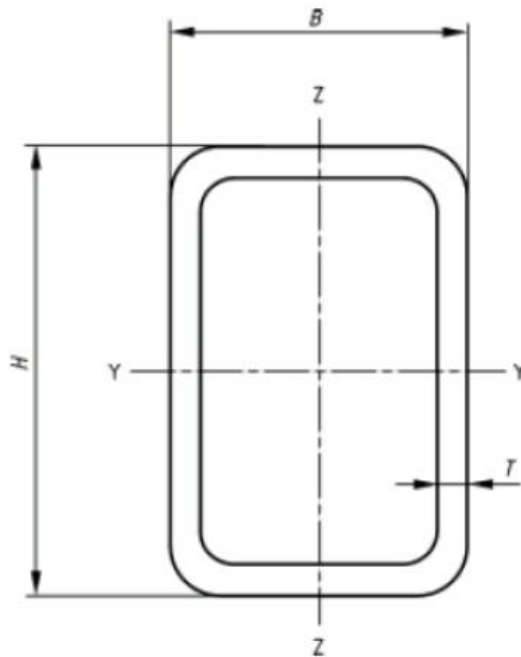
$\sigma_{do} = 100 \text{ MPa}$ (míjivé zatížení – z důvodu větší bezpečnosti)

$$W_o = \frac{M_{o_{max}}}{\sigma_{do}} \quad (\text{C.4.1})$$

$$W_o = \frac{21\,521,5}{100} = 215,215 \text{ mm}^3 \cong 0,215,215 \text{ cm}^3$$

Podle katalogu firmy Feron [77] zvolíme podle maximálního modulu průřezu v ohybu takový profil, který nám dané namáhání vydrží:

Volím profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem **40mm x 20mm x 3mm** (ČSN EN 10219-2).



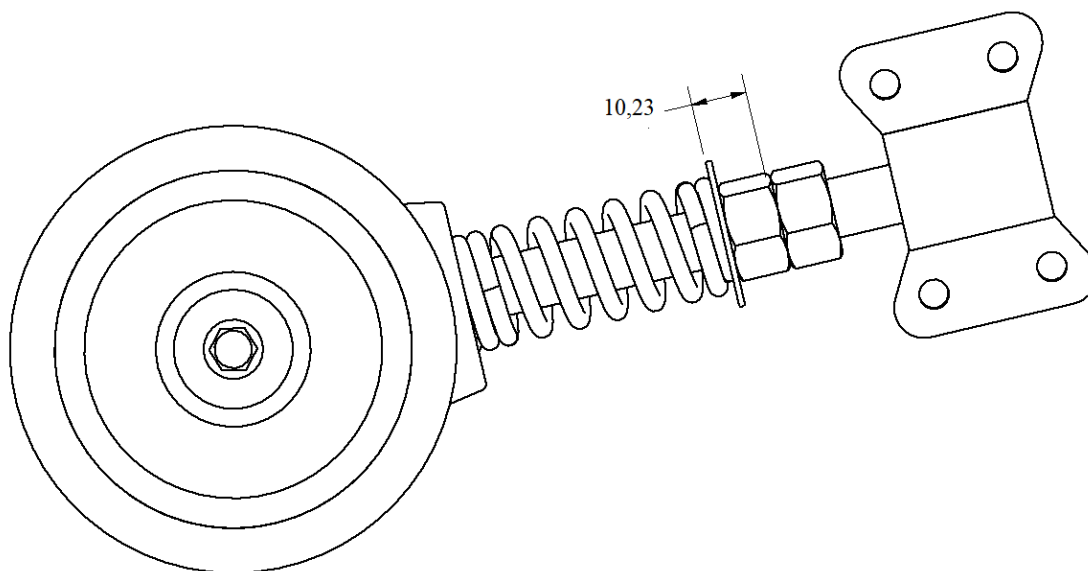
Obrázek 101: Profil s obdélníkovým průřezem 40 x 20 x 3 [77]

Tabulka 11: Rozměry profilu ČSN EN 10219-2 [77]

| | |
|----------------------|-------|
| H (výška profilu) | 40 mm |
| B (šířka profilu) | 20 mm |
| T (tloušťka profilu) | 3 mm |

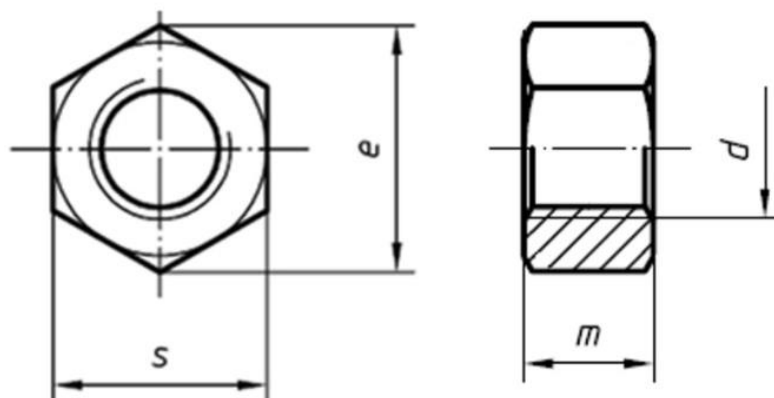
Příloha D.1 - Napínací mechanismus

Napínací mechanismus je umístěn v přední části pásového ústrojí. Zařízení zajišťuje ideální napnutí pásu silou 250 N. Tato síla vzniká deformací pružiny 10,23 mm (obr. 102), (vzorec D.1.1). Po povolení matice pod tuto hodnotu dojde k uvolnění pásu. Můžeme poté demontovat celý napínací mechanismus a vyjmout pás.



Obrázek 102: Pohyb utahovacího elementu

Stavěcí šroub je se závitem M20 o délce 19 cm. Na něm je dvojice matic M20x1,5 (ČSN EN ISO 4032). Šroub je na jedné straně našroubovaný do jezdce a na straně druhé je do něj našroubovaný vodící díl.



Obrázek 103: Výkres matice M20x1,5 [72]

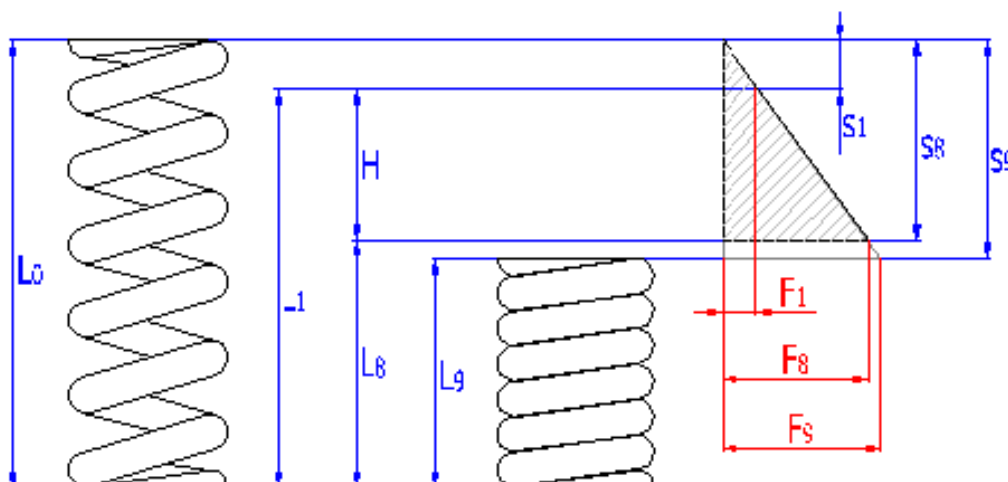
Tabulka 12: Matice M20x1,5 – rozměry [72]

| | |
|---------------------|---------|
| s – otvor klíče | 27 mm |
| e – šířka základny | 31,2 mm |
| m – výška matice | 14 mm |
| P – stoupání závitu | 1,5 mm |

Pružinu volím od firmy Sodemann [78] typ A číslo 24150 dle ČSN 02 6020 (obr. 104).

Tabulka 13: Základní rozměry pružiny [78]

| | |
|--------------------------------------|-----------|
| F_1 | 250 N |
| R – tuhost pružiny | 24,43 Nmm |
| L_0 – délka bez zatížení | 100 mm |
| L_9 – maximální délka při zatížení | 55,7 mm |



Obrázek 104: Schéma pružiny [78]

Stlačení pružiny:

$$S = \frac{F_1}{R} = \frac{250}{24,45} = 10,23 \text{ mm} \quad (\text{D.1.1})$$

Délka pružiny:

$$L_1 = L_0 - S = 100 - 10,23 = 89,77 \text{ mm} \quad (\text{D.1.2})$$

Chod pružiny:

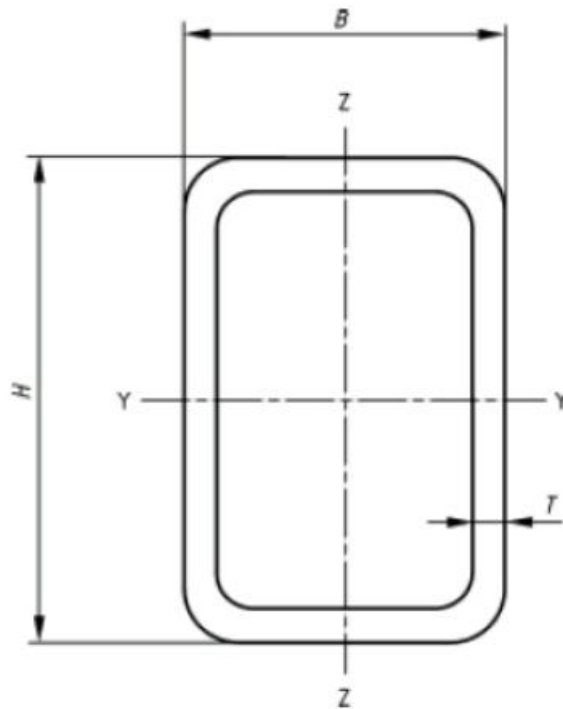
$$CH = L_1 - L_9 = 89,77 - 55,7 = 34,07 \text{ mm} \quad (\text{D.1.3})$$

Z výpočtů vidíme, že aby nám pružina napínala pás, pro náš případ ideální silou 250 N, bude stlačena o $S = 10,23$ (D.1.1). Délka pružiny tudíž bude $L_1 = 89,77$ mm (D.1.2). Pružina se dokáže stlačit až na $L_9 = 55,7$ mm (tab. 13). Chod pružiny můžeme vidět ze vzorce D.1.3.

Příloha E.1 - Rám pásového ústrojí

Rám navrhuji jako svařenec z materiálu 11 523. Materiál je vhodný na svařované konstrukce, ohýbané profily, součásti strojů, automobilů aj. Podle katalogu firmy Feron [77] zvolíme vhodný profil.

Volím profil dutý svařovaný s obdélníkovým průřezem **80 mm x 50 mm x 5 mm** (ČSN EN 10219-2).

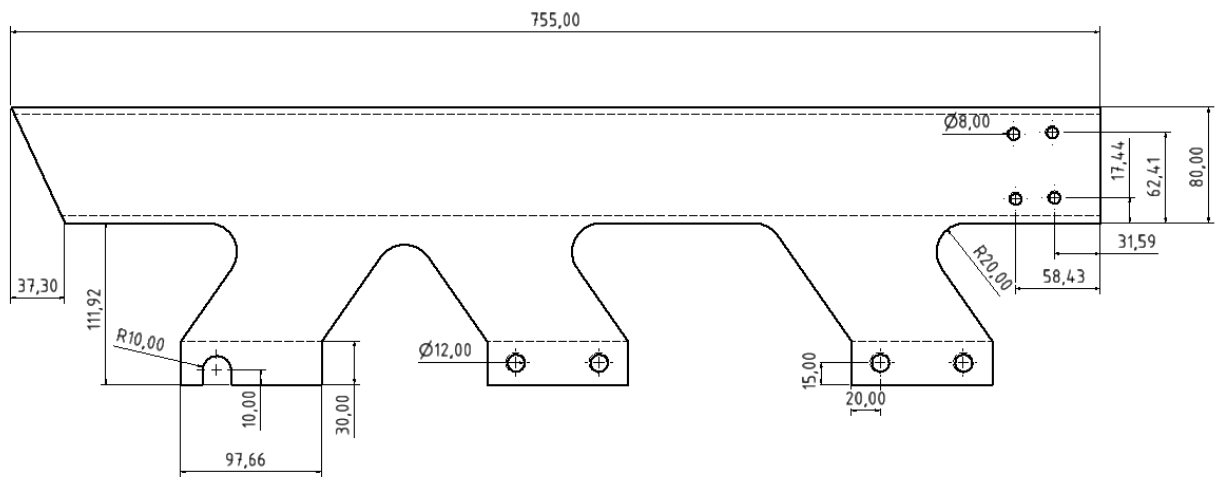


Obrázek 105: Profil s obdélníkovým průřezem 40 x 20 x 3 [77]

Tabulka 14: Rozměry profilu ČSN EN 10219-2 [77]

| | |
|----------------------|-------|
| H (výška profilu) | 80 mm |
| B (šířka profilu) | 50 mm |
| T (tloušťka profilu) | 5 mm |

Rám pásového ústrojí zvolím jako svařenec z dutých obdélníkových profilů **80 mm x 50 mm x 5 mm** (obr. 105). Celý výkres rámu je znázorněn na obr. 106.



Obrázek 106: Výkres rámu pásového ústrojí

Příloha F.1 - Volba motoru

Tabulka 15: Technické parametry motoru [79]

| | |
|----------------------------|---------------------------------|
| Typ motoru | 4 – taktní, zážehový jednoválec |
| Startování | Ruční |
| Výkon | 3,6 kW |
| Otáčky | 2500 ot/min |
| Zdvihový objem | 163 cm ³ |
| Rozměry (D x Š x V) | 312 mm x 362 mm x 346 mm |
| Objem palivové nádrže | 3,1 l |
| Objem olejové náplně | 0,6 l |
| Max. čistý kroutící moment | 10,3 Nm |

Spuštění motoru

1. Je potřeba posunout páčku palivového ventilu do polohy „zapnuto“.
2. Pokud startujeme studený motor, je nutné páčku sytiče posunout do polohy „otevřeno“. Pokud naopak startujeme již zahřátý motor, necháme páčku sytiče v poloze „zavřeno“.
3. Dalším krokem je posunutí páčky plynu z polohy „min“ do cca 1/3 k poloze „max“.
4. Zapnout spínač motoru do polohy „zapnuto“.
5. Zatáhnout za rukojeť startéru a spustit startér.
6. Pokud jsme startovali studený motor a byla páčka sytiče v poloze „otevřeno“, při zahřívání motoru je nutné ji postupně přesunovat až do polohy „zavřeno“.

Příloha G.1 - Převod klínovým řemenem

Výkon motoru: **P = 3,6 kW**

Otáčky motoru: **$n_m = 2500$ ot/min**

Otáčky vstupní hřídele převodovky: **$n_1 = 500$ ot/min**

Skluz řemene: **$s = 0,015$ (1,5%)**

Převodový poměr **$i_k = 5$**

Modelový průměr malé řemenice **$d_{smin} = 50$ mm**

Předběžně volím hnací klínový řemen ČSN 02 3110 s označením INDUSTRIAL C, bxh = (22x14) mm. [72]

Průměr malé řemenice

Průměr malé řemenice volím **$d = 50$ mm.**

Průměr velké řemenice

$$D = d \cdot i \cdot (1 - s) \quad (\text{G.1.1})$$

$$D = 50 \cdot 5 \cdot (1 - 0,015) = 246,25 \text{ mm}$$

Průměry řemenic se vyrábějí dle řady R40, volím průměr **$D = 250$ mm.**

Rychlost řemenu

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n_m}{60} \quad (\text{G.1.2})$$

$$v = \frac{\pi \cdot 0,05 \cdot 2500}{60} = 6,54 \text{ m/s}$$

Osová vzdálenost

Osovou vzdálenost předběžně volím na **$A = D = 250$ mm.**

Střední délka řemenu

$$L_s = 2 \cdot A + \frac{\pi \cdot (D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot A} \quad (\text{G.1.3})$$

$$L_s = 2 \cdot 250 + \frac{\pi \cdot (250 + 50)}{2} + \frac{(250 - 50)^2}{4 \cdot 250} = \mathbf{1,011 \text{ m}}$$

Úhel opásání

$$\alpha = 2 \cdot \arccos \frac{D - d}{2 \cdot A} \quad (\text{G.1.4})$$

$$\alpha = 2 \cdot \arccos \frac{250 - 50}{2 \cdot 250} = \mathbf{132,84^\circ}$$

Výkon připadající na jeden řemen pro dané provozní podmínky

Činitel úhlu opásání

$$c_a = \frac{3}{40} \cdot \sqrt{\alpha^\circ} \quad (\text{G.1.5})$$

$$c_a = \frac{3}{40} \cdot \sqrt{132,84^\circ} = \mathbf{0,864}$$

Činitel vlivu prostředí

$$c_\varphi = \mathbf{1}$$

Relativní vlhkost vzduchu nepřesahuje 80%. [72]

Činitel vlivu průměru malé řemenice

$$c_d = \frac{d}{d_{smin}} \quad (\text{G.1.6})$$

$$c_d = \frac{50}{50} = \mathbf{1}$$

Činitel krátkodobého přetížení

Pro kolísání výkonu asi o 50% odečteme z tabulky činitelů [72]

$$c_p = \mathbf{1,2}$$

Činitel vlivu délky řemenu

Pro střední délku řemene odečteme z grafu činitelů délek. [72]

$$c_L = 1,08$$

Modelový výkon

Odečteme z tabulky [72] pro daný řemen podle průměru malé řemenice, převodového poměru a otáček malé řemenice:

$$P_m = 3,1 \text{ kW}$$

Výkon na jeden řemen

$$P_1 = P_m \cdot \frac{c_a \cdot c_d \cdot c_\varphi \cdot c_L}{c_p} \quad (\text{G.1.7})$$

$$P_1 = 3,1 \cdot \frac{0,864 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,08}{1} = 3,892 \text{ kW}$$

Předběžný počet řemenů

$$z^* = \frac{P}{P_1} \quad (\text{G.1.8})$$

$$z^* = \frac{3,6}{3,892} = 0,924$$

Činitel počtu řemenů

Pro počet řemenů $z^* = 0,924$ odečteme z tabulky [72] činitelů počtu řemenů:

$$c_z = 1$$

Počet řemenů

$$z = \frac{z^*}{c_z} \quad (\text{G.1.9})$$

$$z = \frac{0,924}{1} = 0,924$$

Volím použití jednoho řemenu.

Vnitřní délka řemenu

$$L_0^* = L_s - 2,6 \cdot b \quad (\text{G.1.10})$$

$$L_0^* = 1011 - 2,6 \cdot 22 = \mathbf{953,8 \text{ mm}}$$

Délky řemenů se vyrábějí dle řady R20. Volím vnitřní délku řemene $L_0 = \mathbf{1000 \text{ mm}}$.

Skutečná střední délka řemenu

$$L = L_0 + 2,6 \cdot b \quad (\text{G.1.11})$$

$$L = 1000 + 2,6 \cdot 22 = \mathbf{1057,2 \text{ mm}}$$

Skutečná osová vzdálenost

$$A_0 = 0,25 \cdot \left(1,004 \cdot L - \frac{\pi \cdot (D + d)}{2}\right) + \sqrt{\left(1,004 \cdot L - \frac{\pi \cdot (D + d)}{2}\right)^2 + 2 \cdot (D - d)^2} \quad (\text{G.1.12})$$

$$A_0 = 0,25 \cdot \left(1,004 \cdot 1057,2 - \frac{\pi \cdot (250 + 50)}{2}\right) + \sqrt{\left(1,004 \cdot 1057,2 - \frac{\pi \cdot (250 + 50)}{2}\right)^2 + 2 \cdot (250 - 50)^2}$$

$$A_0 = \mathbf{311,16 \text{ mm}}$$

Životnost řemenu – počet ohybů

$$O = \frac{n_1}{d \cdot L} \quad (\text{G.1.13})$$

$$O = \frac{500}{0,05 \cdot 1,0572} = \mathbf{9458,94 < 20\,000}$$

Je-li počet ohybů „O“ menší, než 20 000, můžeme konstatovat, že má řemen dobrou životnost.

Řemen **vyhovuje** na pevnost i životnost.

Příloha H.1 – Výpočet potřebného převodového poměru

Vstupní otáčky: $n_m = 500 \text{ ot/min}$

Výstupní otáčky: $n_v = 106,1 \text{ ot/min}$ (to odpovídá rychlosti 3 km/hod)

Výkon motoru: $P_M = 3,6 \text{ kW}$

$$i = \frac{n_m}{n_v} \quad (\text{H.1.1})$$

$$i = \frac{500}{106,1} = 4,71$$

Převodový poměr jednoho stupně by neměl z důvodu kompaktnosti převodové skříně přesáhnout hodnoty „5“.

Teoretický počet zubů „ z_1 “

Úhel záběru: $\alpha = 20^\circ$

$$z_{1t} = \frac{2}{\sin(\alpha)^2} \quad (\text{H.1.2})$$

$$z_{1t} = \frac{2}{\sin(20)^2} = 17,097$$

Praktický počet zubů „ z_1 “

$$z_{1p} = \frac{5}{6} \cdot z_{1t} \quad (\text{H.1.3})$$

$$z_{1p} = \frac{5}{6} \cdot 17,097 = 14,248$$

Bylo by potřeba 15 zubů. Jelikož však volím V-N korekci -> volím 14 zubů.

$z_1 = 14$ zubů

$z_2 = 66$ zubů

Skutečný převodový poměr

$$i = \frac{z_2}{z_1} \quad (\text{H.1.4})$$

$$i = \frac{66}{14} = 4,71$$

Moment na vstupním hřídeli

$$M_1 = 9550 \cdot \frac{P_M}{n_m} \quad (\text{H.1.5})$$

$$M_1 = 9550 \cdot \frac{3,6}{500} = \mathbf{68,4 Nm}$$

Moment na výstupním hřídeli

$$M_2 = 9550 \cdot \frac{P_M}{n_v} \quad (\text{H.1.6})$$

$$M_2 = 9550 \cdot \frac{3,6}{106,1} = \mathbf{322,3 Nm}$$

Příloha H.2 - Čelní ozubení s šikmými zuby

Vzhledem k menší hlučnosti u všech převodů volím čelní ozubení s šikmými zuby.

Sklon zubu: $\beta = 19^\circ$

Úhel záběru: $\alpha = 20^\circ$

Životnost: $L_h = 8\ 000$ hod

Převodový poměr: $i = 4,71$

Výkon motoru: $P_M = 3,6$ kW

V-N Korekce

Pastorek:

Otáčky: $n_v = 500$ ot/min

Počet zubů: $z_p = 14$

Materiál: ocel 11 700 – povrchově kalené zuby

$\sigma_{Dop} = 105$ MPa

$\sigma_{Ddp} = 34$ MPa

Kolo:

Otáčky: $n_k = 106,1$ ot/min

Počet zubů: $z_k = 66$

Materiál: ocel 42 2661 – povrchově kalené zuby

$\sigma_{Dok} = 90$ MPa

$\sigma_{Ddk} = 28$ MPa

Činitel šířky kola

$$\Psi = 0,75 \cdot \left(\frac{P}{n_k}\right)^{0,1} \cdot n_p^{0,35} \quad (\text{H.2.1})$$

$$\Psi = 0,75 \cdot \left(\frac{3600}{106,1}\right)^{0,1} \cdot 500^{0,35} = 9,39$$

Volím $\Psi = 9$

Počty virtuálních kol

$$z_{vp} = \frac{z_p}{\cos(\beta)^3} \quad (\text{H.2.2})$$

$$z_{vp} = \frac{14}{\cos(19)^3} = \mathbf{16,562}$$

$$z_{vk} = \frac{z_k}{\cos(\beta)^3} \quad (\text{H.2.3})$$

$$z_{vk} = \frac{66}{\cos(19)^3} = \mathbf{78,07}$$

Návrh modulu

$$m_n = 44 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_M \cdot \cos(\beta)}{n_p \cdot z_p \cdot \sigma_{Dok} \cdot \Psi}} \quad (\text{H.2.4})$$

$$m_n = 44 \cdot \sqrt[3]{\frac{3,6 \cdot \cos(19)}{500 \cdot 14 \cdot 90 \cdot 10^6 \cdot 14}} = \mathbf{3,203 \text{ mm}}$$

m = 3,5 mm – volím z první řady [72]

Rychlostní součinitelé

Rychlostní součinitel pro ohyb:

- $r_{op} = 0,275$
- $r_{ok} = 0,355$

Rychlostní součinitel pro otláčení:

- $y_{op} = 5,0$
- $y_{ok} = 5,7$

Tvarový součinitel pro ohyb:

- $r_{dp} = 0,37$
- $r_{dk} = 0,44$

Tvarový součinitel pro otláčení:

- $y_{dp} = 2,22$
- $y_{dk} = 2,22$

Vliv velikosti normálního modulu

$$U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0,2} \quad (\text{H.2.5})$$

$$U = \left(\frac{3,5}{10}\right)^{0,2} = \mathbf{0,81}$$

Srovnání napětí

Pevnost - ohyb

$$c_{op} = \frac{\sigma D_{op} \cdot r_{op}}{y_{op}} \quad (\text{H.2.6})$$

$$c_{op} = \frac{105 \cdot 10^6 \cdot 0,275}{5} = \mathbf{5,77 MPa}$$

$$c_{ok} = \frac{\sigma D_{ok} \cdot r_{ok}}{y_{ok}} \quad (\text{H.2.7})$$

$$c_{ok} = \frac{90 \cdot 10^6 \cdot 0,355}{5,7} = \mathbf{5,6 MPa}$$

Pevnost – otláčení

$$c_{dp} = \frac{\sigma D_{dp} \cdot r_{dp}}{U \cdot y_{dp}} \quad (\text{H.2.8})$$

$$c_{dp} = \frac{34 \cdot 10^6 \cdot 0,37}{0,81 \cdot 2,22} = \mathbf{6,99 MPa}$$

$$c_{dk} = \frac{\sigma D_{dk} \cdot r_{dk}}{U \cdot y_{dk}} \quad (\text{H.2.9})$$

$$c_{dk} = \frac{28 \cdot 10^6 \cdot 0,44}{0,81 \cdot 2,22} = \mathbf{6,85 MPa}$$

Minimální pevnost

$$c_{\min} = c_{ok} = \mathbf{5,6 MPa}$$

Šířka kola

$$b = \Psi \cdot m \quad (\text{H.2.10})$$

$$b = 9 \cdot 3,5 = 31,5 \text{ mm}$$

Šířka pastorku

$$b_p = b + m \quad (\text{H.2.11})$$

$$b_p = 31,5 + 3,5 = 35 \text{ mm}$$

Šířka pastorku musí být větší, z důvodu možného axiálního posunutí kola.

Dovolená síla přenášená soukolím

$$F_{dov} = \pi \cdot m \cdot \Psi \cdot c_{min} \cdot \frac{1}{\cos(\beta)} \quad (\text{H.2.12})$$

$$F_{dov} = \pi \cdot 3,5 \cdot 9 \cdot 5,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{\cos(19)} = 3139 \text{ N}$$

Provozní síla

$$F_{prov} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_M}{\frac{m}{\cos(\beta)} \cdot z_p \cdot n_p} \quad (\text{H.2.13})$$

$$F_{prov} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,6}{\frac{3,5}{\cos(19)} \cdot 14 \cdot 500} = 2653 \text{ N}$$

Poměr sil

$$\frac{F_{dov}}{F_{prov}} = \frac{3139}{2653} = 1,18$$

Doporučený interval (0,95 – 1,25) => **VYHOVUJE**

Výpočet geometrie

Činitel korekce

$$z_{min} = \frac{z_p - z_{vp}}{z_t} \quad (\text{H.2.14})$$

$$z_{min} = \frac{14 - 16,562}{17,097} = -0,150$$

$$x_p = \frac{30 - z_{vp}}{50} \quad (\text{H.2.15})$$

$$x_p = \frac{30 - 16,562}{50} = 0,269$$

Korekce

$$x_p \cdot m = 0,269 \cdot 3,5 = 0,9415 \text{ mm}$$

Hodnota stanovující o kolik se nástroj posune při výrobě.

Čelní úhel záběru

$$\alpha_c = \text{atan} \left(\frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \right) \quad (\text{H.2.16})$$

$$\alpha_c = \text{atan} \left(\frac{\tan(20)}{\cos(19)} \right) = 21,054^\circ$$

Čelní rozteč

$$t_c = \frac{\pi \cdot m}{\cos(\beta)} \quad (\text{H.2.17})$$

$$t_c = \frac{\pi \cdot 3,5}{\cos(19)} = 11,629 \text{ mm}$$

Volba boční vůle

$C_b = 0,012 \text{ mm}^{0,5}$ – Při požadavku na boční vůli normální.

$$V_{bcv} = \frac{C_b}{\cos(\alpha_c)} \cdot \sqrt{\frac{m \cdot (z_p + z_k)}{2 \cdot \cos(\beta)}} \quad (\text{H.2.18})$$

$$V_{bcv} = \frac{0,012}{\cos(21,054)} \cdot \sqrt{\frac{3,5 \cdot (14 + 66)}{2 \cdot \cos(19)}} = 0,156 \text{ mm}^{0,5}$$

$$V_{bv} = V_{bcv} \cdot \cos(\beta) \quad (\text{H.2.19})$$

$$V_{bv} = 0,156 \cdot \cos(19) = 0,148 \text{ mm}^{0,5}$$

Jelikož jsou měřky po 0,05 mm volím: $V_b = 0,150 \text{ mm}$.

Výpočet C_b pro $V_b = 0,150 \text{ mm}$

$$C_{bk} = \frac{\frac{V_b}{\cos(\beta)} \cdot C_b}{V_{bcv}} \quad (\text{H.2.20})$$

$$C_{bk} = \frac{\frac{0,150}{\cos(19)} \cdot 0,012}{0,156} = 0,012 \text{ mm}^{0,5}$$

Provozní valivý úhel

$$E_{vac} = \tan(\alpha_c) - 0,367 \quad (\text{H.2.21})$$

$$E_{vac} = \tan(21,054) - 0,367 = 0,018$$

$$E_{vacw} = E_{vac} + \frac{C_{bk}}{\cos(\alpha_c) \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{m}{\cos(\beta)} \cdot (z_p + z_k)}}$$

$$E_{vacw} = 0,018 + \frac{0,012}{\cos(21,054) \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{3,5}{\cos(19)} \cdot (14 + 66)}} = 0,019$$

Čelní úhel: $\alpha_{cw} = 21,64^\circ$ - na tomto úhlu dochází k odvalování.

Osová roztečná vzdálenost

$$\alpha_c = \frac{m \cdot (z_p + z_k)}{2 \cdot \cos(\beta)} \quad (\text{H.2.22})$$

$$\alpha_c = \frac{3,5 \cdot (14 + 66)}{2 \cdot \cos(19)} = \mathbf{148,067 \text{ mm}}$$

Opravný součinitel „k“

$$k = -\left(\frac{z_p + z_k}{2}\right) \cdot \left(\frac{\cos(\alpha_c)}{\cos(\alpha_{cw})} - 1\right) \quad (\text{H.2.23})$$

$$k = -\left(\frac{14 + 66}{2}\right) \cdot \left(\frac{\cos(21,054)}{\cos(21,64)} - 1\right) = \mathbf{-0,160}$$

Průměry roztečných kružnic

$$D_{cp} = z_p \cdot \frac{m}{\cos(\beta)} \quad (\text{H.2.24})$$

$$D_{cp} = 14 \cdot \frac{3,5}{\cos(19)} = \mathbf{51,82 \text{ mm}}$$

$$D_{ck} = z_k \cdot \frac{m}{\cos(\beta)} \quad (\text{H.2.25})$$

$$D_{ck} = 66 \cdot \frac{3,5}{\cos(19)} = \mathbf{244,31 \text{ mm}}$$

Průměry hlavových kružnic

$$D_{hp} = D_{cp} + 2 \cdot m \cdot (1 + x_p - k) \quad (\text{H.2.26})$$

$$D_{hp} = 51,82 + 2 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,269 + 0,160) = \mathbf{61,823 \text{ mm}}$$

$$D_{hk} = D_{ck} + 2 \cdot m \cdot (1 - x_p - k) \quad (\text{H.2.27})$$

$$D_{hk} = 244,41 + 2 \cdot 3,5 \cdot (1 - 0,269 + 0,160) = \mathbf{250,647 \text{ mm}}$$

Průměry patních kružnic

$$D_{pp} = D_{cp} - 2 \cdot m \cdot (1,25 - x_p) \quad (\text{H.2.28})$$

$$D_{pp} = 51,82 - 2 \cdot 3,5 \cdot (1,25 + 0,160) = \mathbf{41,95 \text{ mm}}$$

$$D_{pk} = D_{ck} - 2 \cdot m \cdot (1,25 + x_p) \quad (\text{H.2.29})$$

$$D_{pk} = 244,31 - 2 \cdot 3,5 \cdot (1,25 - 0,160) = \mathbf{236,68 \text{ mm}}$$

Výška zubu

$$h_z = \frac{D_{hp} - D_{pp}}{2} \quad (\text{H.2.30})$$

$$h_z = \frac{61,823 - 41,95}{2} = \mathbf{9,9365 \text{ mm}}$$

Hlavový úhel zubu pastorku

$$\alpha_{hp} = \arccos\left(\frac{D_{cp}}{D_{hp}} \cdot \cos(\alpha_c)\right) \quad (\text{H.2.31})$$

$$\alpha_{hp} = \arccos\left(\frac{51,82}{61,823} \cdot \cos(21,054)\right) = \mathbf{38,53^\circ}$$

$$\beta_{hp} = \operatorname{atan}\left(\frac{D_{hp}}{D_{cp}} \cdot \tan(\beta)\right) \quad (\text{H.2.32})$$

$$\beta_{hp} = \operatorname{atan}\left(\frac{61,823}{51,82} \cdot \tan(19)\right) = \mathbf{22,33^\circ}$$

Šířka zubu na hlavové kružnici pastorku

$$E_{v\alpha hp} = \tan(\alpha_{hp}) - 0,655 \quad (\text{H.2.33})$$

$$E_{v\alpha hp} = \tan(38,53) - 0,655 = \mathbf{0,141}$$

$$S_{hpc} = D_{hp} \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_p} + \frac{2 \cdot x_p \cdot \tan(\alpha)}{z_p}\right) + E_{vac} - E_{v\alpha hp} \quad (\text{H.2.34})$$

$$S_{hpc} = 61,823 \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot 14} + \frac{2 \cdot 0,269 \cdot \tan(20)}{14}\right) + 0,018 - 0,141) = \mathbf{0,197 \text{ mm}}$$

$$S_{hp} = S_{hpc} \cdot \cos(\beta_{hp}) \quad (\text{H.2.35})$$

$$S_{hp} = 0,197 \cdot \cos(22,33) = \mathbf{0,182 \text{ mm}}$$

$$\frac{S_{hp}}{m} = \frac{0,182}{3,5} = 0,52 > 0,4 \Rightarrow \mathbf{VYHOVUJE}$$

Z tohoto údaje vyplývá, že zub půjde vyrobít (nebude příliš špičatý).

Hlavový úhel zubu kola

$$\alpha_{hk} = \arccos\left(\frac{D_{ck}}{D_{hk}} \cdot \cos(\alpha_c)\right) \quad (\text{H.2.36})$$

$$\alpha_{hk} = \arccos\left(\frac{244,31}{250,647} \cdot \cos(21,054)\right) = \mathbf{24,54^\circ}$$

$$\beta_{hk} = \arctan\left(\frac{D_{hk}}{D_{ck}} \cdot \tan(\beta)\right) \quad (\text{H.2.37})$$

$$\beta_{hk} = \arctan\left(\frac{250,647}{244,31} \cdot \tan(19)\right) = \mathbf{19,46^\circ}$$

Šířka zubu na hlavové kružnici kola

$$E_{vahk} = \tan(\alpha_{hk}) - 0,452 \quad (\text{H.2.38})$$

$$E_{vahk} = \tan(24,54) - 0,452 = \mathbf{0,046}$$

$$S_{hkc} = D_{hk} \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_k} + \frac{2 \cdot (-x_p) \cdot \tan(\alpha)}{z_k}\right) + E_{vac} - E_{vahk} \quad (\text{H.2.39})$$

$$S_{hkc} = 250,647 \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot 66} + \frac{2 \cdot (-0,269) \cdot \tan(20)}{66}\right) + 0,018 - 0,046 = \mathbf{1,79 \text{ mm}}$$

$$S_{hk} = S_{hkc} \cdot \cos(\beta_{hk}) \quad (\text{H.2.40})$$

$$S_{hk} = 1,79 \cdot \cos(19,46) = \mathbf{1,68 \text{ mm}}$$

$$\frac{S_{hk}}{m} = \frac{1,68}{3,5} = 0,48 > 0,4 \Rightarrow \mathbf{VYHOVUJE}$$

Z tohoto údaje opět vyplývá, že zub půjde vyrobít (nebude příliš špičatý).

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_A = \frac{z_p}{2 \cdot \pi} \cdot (\tan(a_{hp}) - \tan(a_{cw})) + \frac{z_k}{z_p} \cdot (\tan(a_{hk}) - \tan(a_{cw})) \quad (\text{H.2.41})$$

$$\varepsilon_A = \frac{14}{2 \cdot \pi} \cdot (\tan(38,53) - \tan(21,64)) + \frac{66}{14} \cdot (\tan(24,54) - \tan(21,64)) = \mathbf{1,518}$$

$$\varepsilon_B = \frac{b \cdot \sin(\beta)}{\pi \cdot m} \quad (\text{H.2.42})$$

$$\varepsilon_B = \frac{31,5 \cdot \sin(19)}{\pi \cdot 3,5} = \mathbf{0,933}$$

$$\varepsilon_\beta = \varepsilon_A + \varepsilon_B \quad (\text{H.2.43})$$

$$\varepsilon_\beta = 1,518 + 0,933 = \mathbf{2,451}$$

$2,451 > 1,2 \Rightarrow$ **VYHOVUJE** – Síla se přenáší po 2,451 zubech (pokud je $\varepsilon_\beta > 2$ jedná se o tichý chod).

Interference

Pronikání zubu kola do paty zubu pastorku:

$$A = (z_p + z_k) \cdot \tan(a_{cw}) \quad (\text{H.2.44})$$

$$A = (14 + 66) \cdot \tan(21,64) = \mathbf{31,739}$$

$$B = z_p \cdot \tan(a_c) + z_k \cdot \tan(a_{hk}) - 4 \cdot (1 - x_p) \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(2 \cdot a_c)} \quad (\text{H.2.45})$$

$$B = 14 \cdot \tan(21,054) + 66 \cdot \tan(24,54) - 4 \cdot (1 - 0,269) \cdot \frac{\cos(19)}{\sin(2 \cdot 21,054)} = \mathbf{31,4}$$

$31,739 > 31,4 \Rightarrow$ **NENASTANE**

Pronikání zubu pastorku do paty zubu kola:

$$A = (z_p + z_k) \cdot \tan(a_{cw}) \quad (\text{H.2.46})$$

$$A = (14 + 66) \cdot \tan(21,64) = \mathbf{31,739}$$

$$B = z_k \cdot \tan(a_c) + z_p \cdot \tan(a_{hp}) - 4 \cdot (1 + x_p) \cdot \frac{\cos(\beta)}{\sin(2 \cdot a_c)} \quad (\text{H.2.47})$$

$$B = 66 \cdot \tan(21,054) + 14 \cdot \tan(38,53) - 4 \cdot (1 + 0,269) \cdot \frac{\cos(19)}{\sin(2 \cdot 21,054)} = \mathbf{29,397}$$

31,739 > 29,397 => **NENASTANE**

Příloha H.3 - Síly v soukolí

Kroutící moment na vstupním hřídeli: $M_{k1} = 68,4 \text{ Nm}$

Kroutící moment na výstupním hřídeli: $M_{k2} = 322,3 \text{ Nm}$

Sklon zubu: $\beta = 19^\circ$

Úhel záběru: $\alpha = 20^\circ$

Počet zubů na pastorku: $z_1 = 14$

Počet zubů na kole: $z_2 = 66$

Modul: $m = 3,5 \text{ mm}$

Obvodová síla

$$F_o = \frac{2 \cdot M_{k1}}{m \cdot z_1} \quad (\text{H.3.1})$$

$$F_o = \frac{2 \cdot 68,4}{3,5 \cdot 14} = 2792 \text{ N}$$

Kontrola obvodové síly

$$F_{ok} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{m \cdot z_2} \quad (\text{H.3.2})$$

$$F_{ok} = \frac{2 \cdot 322,3}{m \cdot 66} = 2792 \text{ N}$$

Axiální síla

$$F_A = F_o \cdot \tan(\beta) \quad (\text{H.3.3})$$

$$F_A = 2792 \cdot \tan(19) = 961 \text{ N}$$

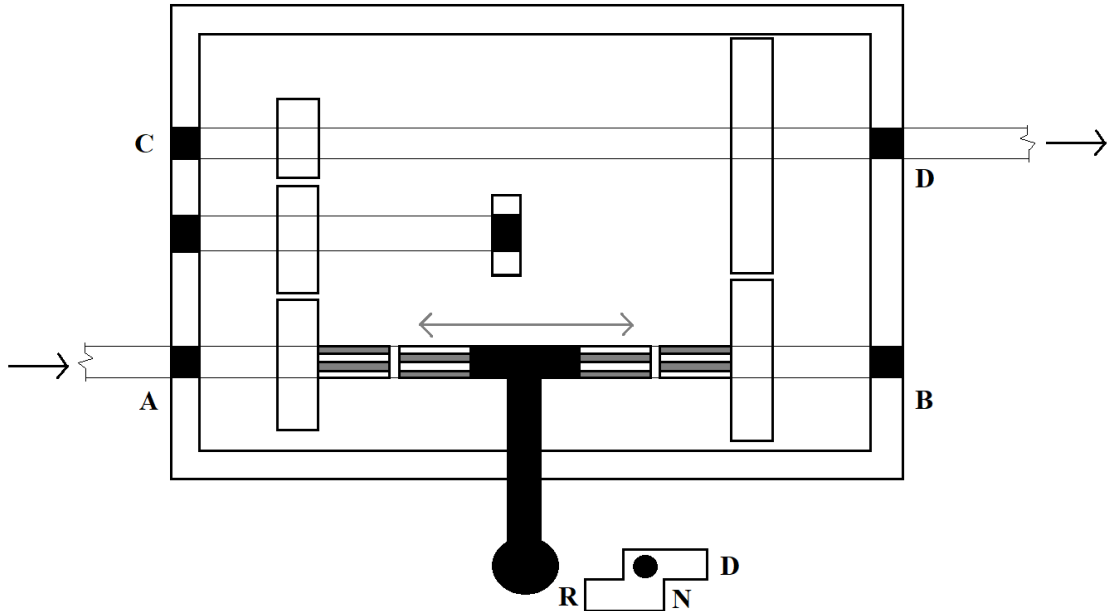
Radiální síla

$$F_R = F_o \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad (\text{H.3.4})$$

$$F_R = 2792 \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(19)} = 1074 \text{ N}$$

Příloha H.4 - Síly v ložiskách převodové skříně

Návrh ložisek



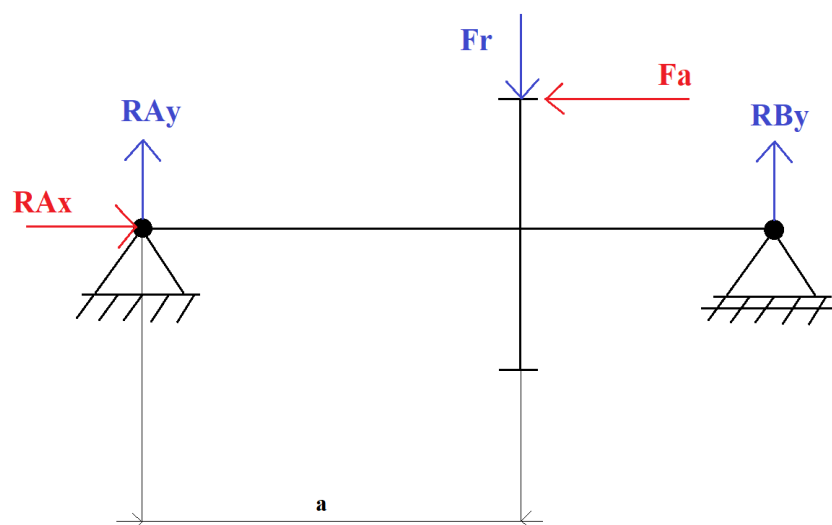
Obrázek 107: Označení ložisek v převodové skříně

Síly v ložiskách

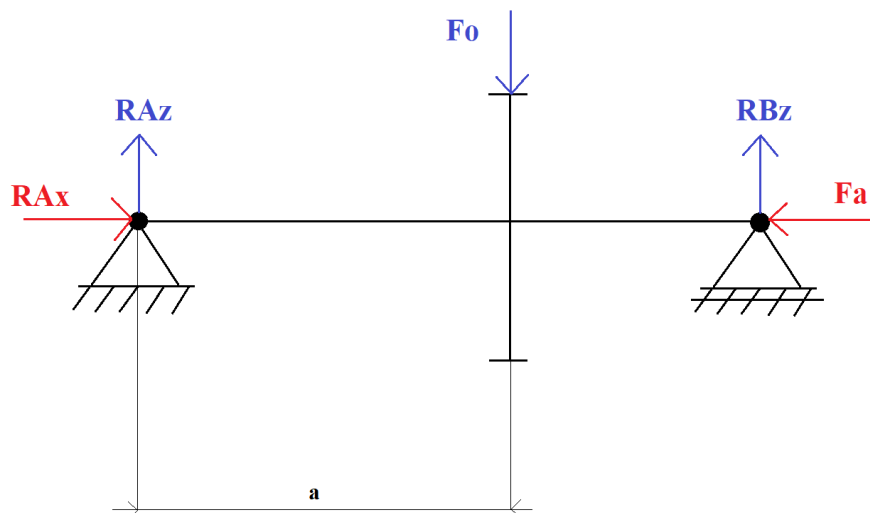
Vstupní hřídel (ložiska A, B)

Vzdálenost kola: $a = 150 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice pastorku: $D_{cp} = 51,82 \text{ mm}$



Obrázek 108: Síly v ložiskách (A,B)



Obrázek 109: Síly v ložiskách (A,B)

Reakce „A“ v rovině „x“

$$R_{Ax} = F_a \quad (\text{H.4.1})$$

$$R_{Ax} = 961 \text{ N}$$

Reakce „A“ v rovině „y“

$$R_{Ay} = \frac{F_r \cdot a + F_a \cdot \frac{D_{cp}}{2}}{2 \cdot a} \quad (\text{H.4.2})$$

$$R_{Ay} = \frac{1074 \cdot 150 + 961 \cdot \frac{51,82}{2}}{2 \cdot 150} = 620 \text{ N}$$

Reakce „A“ v rovině „z“

$$R_{Az} = \frac{F_o \cdot a}{2 \cdot a} \quad (\text{H.4.3})$$

$$R_{Az} = \frac{2792 \cdot 150}{2 \cdot 150} = 1396 \text{ N}$$

Reakce „B“ v rovině „x“

$$R_{Bx} = 0 \text{ N}$$

Reakce „B“ v rovině „y“

$$RBy = Fr - RAy \quad (\text{H.4.4})$$

$$RBy = 1074 - 620 = \mathbf{454\ N}$$

Reakce „B“ v rovině „z“

$$RBz = Fo - RAz \quad (\text{H.4.5})$$

$$RBz = 2792 - 1396 = \mathbf{1396\ N}$$

Axiální síla v ložisku „A“

$$FAa = RAx \quad (\text{H.4.6})$$

$$FAa = \mathbf{961\ N}$$

Radiální síla v ložisku „A“

$$FAr = \sqrt{RAy^2 + RAz^2} \quad (\text{H.4.7})$$

$$FAr = \sqrt{620^2 + 1396^2} = \mathbf{1527\ N}$$

Radiální síla v ložisku „B“

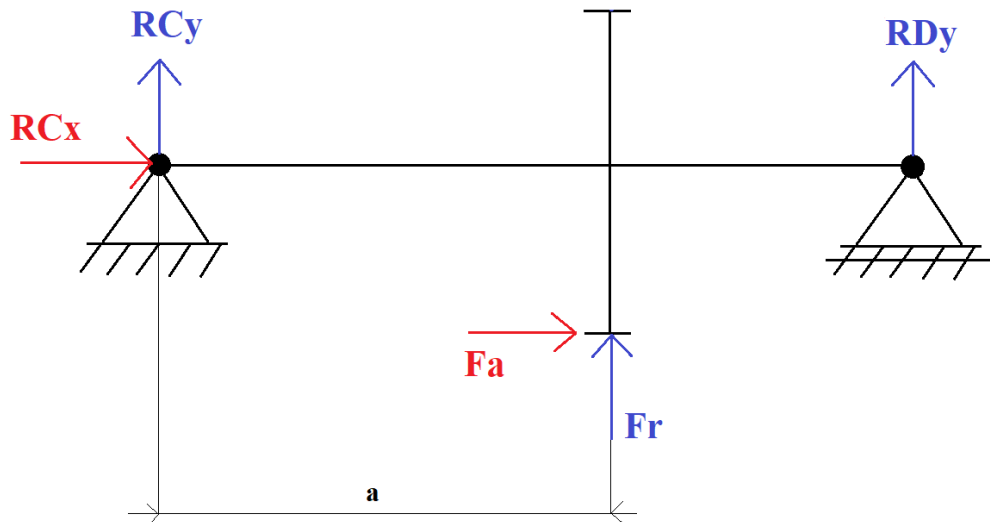
$$FBr = \sqrt{RBy^2 + RBz^2} \quad (\text{H.4.8})$$

$$FBr = \sqrt{454^2 + 1396^2} = \mathbf{1468\ N}$$

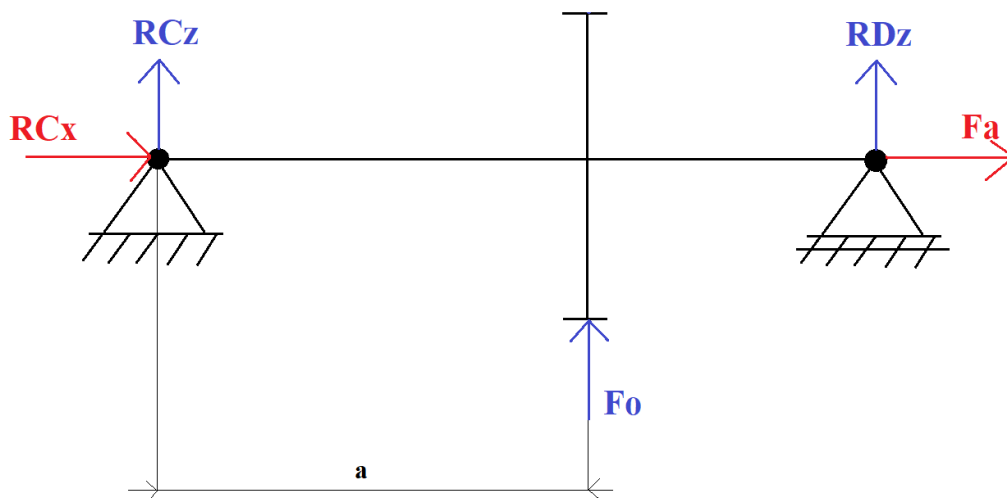
Výstupní hřídel (ložiska C, D)

Vzdálenost kola: $a = 150 \text{ mm}$

Průměr roztečné kružnice kola: $D_{ck} = 244,31 \text{ mm}$



Obrázek 110: Síly v ložiskách (C, D)



Obrázek 111: Síly v ložiskách (C, D)

Reakce „C“ v rovině „x“

$$RCx = Fa \quad (H.4.9)$$

$$RCx = 961 \text{ N}$$

Reakce „C“ v rovině „y“

$$RCy = \frac{Fr \cdot a + Fa \cdot \frac{D_{ck}}{2}}{2 \cdot a} \quad (\text{H.4.10})$$

$$RCy = \frac{1074 \cdot 150 + 961 \cdot \frac{244,31}{2}}{2 \cdot 150} = 928,3 \text{ N}$$

Reakce „C“ v rovině „z“

$$RCz = \frac{Fo \cdot a}{2 \cdot a} \quad (\text{H.4.11})$$

$$RCz = \frac{2792 \cdot 150}{2 \cdot 150} = 1396 \text{ N}$$

Reakce „D“ v rovině „x“

$$RDx = 0 \text{ N}$$

Reakce „D“ v rovině „y“

$$RDy = Fr - RCy \quad (\text{H.4.12})$$

$$RDy = 1074 - 928,3 = 145,7 \text{ N}$$

Reakce „D“ v rovině „z“

$$RDz = Fo - RCz \quad (\text{H.4.13})$$

$$RDz = 2792 - 1396 = 1396 \text{ N}$$

Axiální síla v ložisku „C“

$$FCa = RCx \quad (\text{H.4.14})$$

$$FCa = 961 \text{ N}$$

Radiální síla v ložisku „C“

$$FCr = \sqrt{RCy^2 + RCz^2} \quad (\text{H.4.15})$$

$$FCr = \sqrt{928,3^2 + 1396^2} = \mathbf{1676\ N}$$

Radiální síla v ložisku „D“

$$FDr = \sqrt{RDy^2 + RDz^2} \quad (\text{H.4.16})$$

$$FDr = \sqrt{145,7^2 + 1396^2} = \mathbf{1403,6\ N}$$

Příloha H.5 - Návrh hřídelí včetně těsných per

Ještě před samotnou volbou a návrhem ložisek musíme spočítat průměry hřídelí. Tento údaj potřebujeme pro stanovení vnitřního průměru ložisek.

Návrh hřídelí

Vstupní hřídel

Otáčky: $n_1 = 500$ ot/min

Krouticí moment: $M_{k1} = 68,4$ Nm

Maximální ohybový moment: $M_{o_{max}} = R_{Ay} \cdot a \Rightarrow M_{o_{max}} = 93$ Nm

Výkon motoru: $P_M = 3,6$ kW

Materiál: ocel 11 700

- $T_{dkIII} = 30$ Mpa [72]
- $D_t = 1$ (pro materiál kruhového průřezu)
- $dt = 0 \cdot D_t$ (pro plný průřez)

Pevnostní podmínka

$$D_{1p} = \left(\frac{365}{\sqrt[3]{\tau_{dkIII}}} \right) \cdot \left(\sqrt[6]{1 + \left(\frac{M_{o_{max}}}{M_{k1}} \right)^2} \right) \cdot \sqrt[3]{P_M \cdot \frac{1,1}{\left(1 - \left(\frac{d_t}{D_t}\right)^4\right) \cdot n_1}} \quad (\text{H.5.1})$$

$$D_{1p} = \left(\frac{365}{\sqrt[3]{30 \cdot 10^6}} \right) \cdot \left(\sqrt[6]{1 + \left(\frac{93}{68,4} \right)^2} \right) \cdot \sqrt[3]{3600 \cdot \frac{1,1}{\left(1 - \left(\frac{0}{1}\right)^4\right) \cdot 500}} = 27,8 \text{ mm}$$

Deformační podmínka

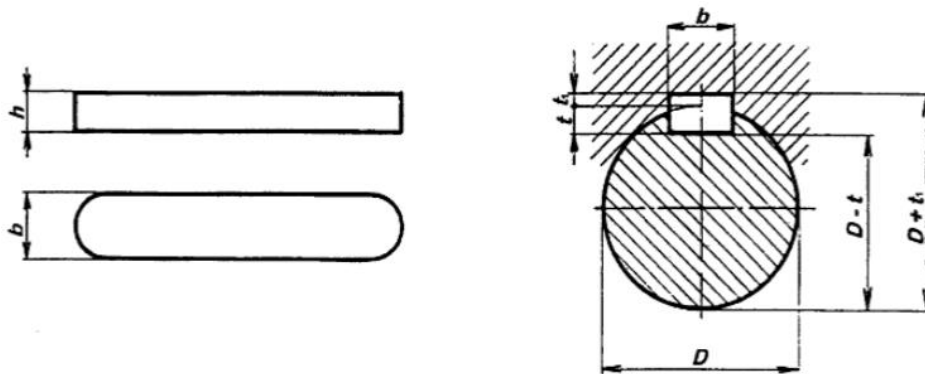
$$D_{1z} = \left(\frac{362,5}{\sqrt[3]{\tau_{dkIII}}} \right) \cdot \sqrt[4]{P_M \cdot \frac{1,1}{\left(1 - \left(\frac{d_t}{D_t}\right)^4\right) \cdot n_1}} \quad (\text{H.5.2})$$

$$D_{1z} = \left(\frac{362,5}{\sqrt[3]{30 \cdot 10^6}} \right) \cdot \sqrt[4]{3600 \cdot \frac{1,1}{\left(1 - \left(\frac{0}{1}\right)^4\right)} \cdot 500} = 19,5 \text{ mm}$$

Z pevnostní a deformační podmínky vyberu větší hodnotu pro výsledný průměr vstupní hřídele: **$D_{1a} = 27,8 \text{ mm}$**

Dimenzování včetně těsného pera

Pro danou hřídel volím dle strojnických tabulek [72] dle ČSN 02 2507 těsné pero:



Obrázek 112: Těsná a výměnná pera [72]

Tabulka 16: Rozměry těsného pera dle ČSN 02 2507 [72]

| | |
|-------------------------------|--------|
| b (šířka pera) | 8 mm |
| h (výška pera) | 7 mm |
| t (hloubka pera v hřídeli) | 4,1 mm |
| t_1 (hloubka pera v náboji) | 2,9 mm |

Konečný průměr hřídele tudíž bude:

$$D_1 = D_{1a} + t \Rightarrow D_1 = 27,8 + 4,1 \Rightarrow \mathbf{D_1 = 31,9 \text{ mm}}$$

Jelikož ložiska se vyrábí po 5 mm a hřídel bude částečně drážkovaný, volím průměr vstupní hřídele **$D_1 = 40 \text{ mm}$** .

Výstupní hřídel

Otáčky: $n_2 = 106,1 \text{ ot/min}$

Krouticí moment: $M_{k2} = 322,3 \text{ Nm}$

Maximální ohybový moment: $M_{o_{max}} = RCy \cdot a \Rightarrow M_{o_{max}} = 139,245 \text{ Nm}$

Výkon motoru: $P_M = 3,6 \text{ kW}$

Materiál: ocel 11 700

- $T_{akIII} = 30 \text{ Mpa}$ [72]
- $D_t = 1$ (pro materiál kruhového průřezu)
- $dt = 0 \cdot D_t$ (pro plný průřez)

Pevnostní podmínka

$$D_{2p} = \left(\frac{365}{\sqrt[3]{\tau_{akIII}}} \right) \cdot \left(\sqrt[6]{1 + \left(\frac{M_{o_{max}}}{M_{k2}} \right)^2} \right) \cdot \sqrt[3]{P_M \cdot \frac{1,1}{\left(1 - \left(\frac{d_t}{D_t}\right)^4\right) \cdot n_2}} \quad (\text{H.5.3})$$

$$D_{2p} = \left(\frac{365}{\sqrt[3]{30 \cdot 10^6}} \right) \cdot \left(\sqrt[6]{1 + \left(\frac{139,245}{322,3} \right)^2} \right) \cdot \sqrt[3]{3600 \cdot \frac{1,1}{\left(1 - \left(\frac{0}{1}\right)^4\right) \cdot 106,1}} = 40,4 \text{ mm}$$

Deformační podmínka

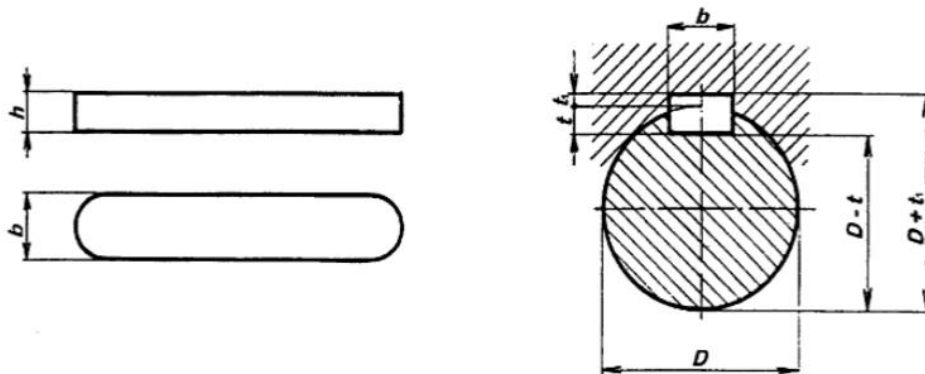
$$D_{2z} = \left(\frac{362,5}{\sqrt[3]{\tau_{akIII}}} \right) \cdot \sqrt[4]{P_M \cdot \frac{1,1}{\left(1 - \left(\frac{d_t}{D_t}\right)^4\right) \cdot n_2}} \quad (\text{H.5.4})$$

$$D_{2z} = \left(\frac{362,5}{\sqrt[3]{30 \cdot 10^6}} \right) \cdot \sqrt[4]{3600 \cdot \frac{1,1}{\left(1 - \left(\frac{0}{1}\right)^4\right) \cdot 106,1}} = 28,7 \text{ mm}$$

Z pevnostní a deformační podmínky vyberu větší hodnotu pro výsledný průměr vstupní hřídele: $D_{2a} = 40,4 \text{ mm}$.

Dimenzování včetně těsného pera

Pro danou hřídel volím dle strojnických tabulek [72] dle ČSN 02 2507 těsné pero:



Obrázek 113: Těsná a výměnná pera [72]

Tabulka 17: Rozměry těsného pera dle ČSN 02 2507 [72]

| | |
|--|--------|
| b (šířka pera) | 12 mm |
| h (výška pera) | 8 mm |
| t (hloubka pera v hřídeli) | 4,9 mm |
| t ₁ (hloubka pera v náboji) | 3,1 mm |

Konečný průměr hřídele tudíž bude:

$$D_2 = D_{2a} + t \Rightarrow D_2 = 40,4 + 4,9 \Rightarrow \mathbf{D_2 = 45,3 \text{ mm}}$$

Jelikož ložiska se vyrábí po 5 mm, volím průměr vstupní hřídele $\mathbf{D_2 = 50 \text{ mm}}$.

Příloha H.6 - Návrh ložisek převodové skříně

Vstupní hřídel

Celá převodová skříň bude mazaná rozstříkem oleje. Životnost je navržena na 8 000 hod. Ložiska jsou vybírány z katalogu ZKL.

Výpočet základní trvanlivosti ložiska pojezdových kol

Volím ložisko ZKL 61908 [73]

Základní dynamická únosnost **C = 9,56 kN**

Základní statická únosnost **C₀ = 6,8 kN**

Navrhovaná životnost **L_h = 8000 hod**

Výpočet ekvivalentního zatížení

Volím parametry: $v_1 = 1$, $e_1 = 0,2$

$$\frac{FA_{max}}{C_0} = \frac{961}{6800} = \mathbf{0,141} \quad (\text{H.6.1})$$

$$\frac{FA_{max}}{v_1 \cdot FR_{max}} = \frac{961}{1 \cdot 1527} = \mathbf{0,629} \quad (\text{H.6.2})$$

$$e_1 < \mathbf{0,629}$$

Odečteme potřebné hodnoty X a Y [72]

$$X_{AB} = 0,5$$

$$Y_{AB} = 2$$

Ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_r = X_{AB} \cdot v_1 \cdot FR_{max} + Y_{AB} \cdot FA_{max} \quad (\text{H.6.3})$$

$$P_r = 0,5 \cdot 1 \cdot 1527 + 2 \cdot 961 = \mathbf{2685,5 N}$$

Životnost ložisek podle otáček:

$$L_n = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 \cdot 10^6 \quad (\text{H.6.4})$$

$$L_n = \left(\frac{9560}{2685,5}\right)^3 \cdot 10^6 = 45\,112\,636,25 \text{ ot}$$

Životnost ložisek podle počtu hodin:

$$L_{hod} = \frac{L_n}{n \cdot 60} \quad (\text{H.6.5})$$

$$L_{hod} = \frac{45\,112\,636,25}{500 \cdot 60} = 15\,037,5 \text{ hod}$$

$L_{hod} > L_h \Rightarrow$ **VYHOVUJE**

Minimální počet otočení:

$$L_{min} = L_h \cdot n \cdot 60 \quad (\text{H.6.6})$$

$$L_{min} = 8000 \cdot 500 \cdot 60 = 24\,000\,000 \text{ ot}$$

$L_n > L_{min} \Rightarrow$ **VYHOVUJE**

Kontrola dynamické únosnosti:

$$C_k = \left(\sqrt[3]{\frac{L_{min}}{10^6}}\right) \cdot P_r \quad (\text{H.6.7})$$

$$C_k = \left(\sqrt[3]{\frac{24\,000\,000}{10^6}}\right) \cdot 2685,5 = 7\,746,3 \text{ N}$$

$C_k < C \Rightarrow$ **VYHOVUJE**

Výstupní hřídel

Výpočet základní trvanlivosti ložiska pojezdových kol

Volím ložisko ZKL 61910 [74]

Základní dynamická únosnost **C = 14,6 kN**

Základní statická únosnost **C₀ = 11,8 kN**

Navrhovaná životnost **L_h = 8000 hod**

Výpočet ekvivalentního zatížení

Volím parametry: $v_1 = 1,1$, $e_1 = 0,21$

$$\frac{FA_{max}}{C_0} = \frac{961}{11800} = \mathbf{0,0814} \quad (\text{H.6.8})$$

$$\frac{FA_{max}}{v_1 \cdot FR_{max}} = \frac{961}{1,1 \cdot 1676} = \mathbf{0,521} \quad (\text{H.6.9})$$

$$e_1 < \mathbf{0,521}$$

Odečteme potřebné hodnoty X a Y [72]

$$X_{AB} = 0,45$$

$$Y_{AB} = 2,1$$

Ekvivalentní zatížení ložiska:

$$P_r = X_{AB} \cdot v_1 \cdot FR_{max} + Y_{AB} \cdot FA_{max} \quad (\text{H.6.10})$$

$$P_r = 0,45 \cdot 1,1 \cdot 1676 + 2,1 \cdot 961 = \mathbf{2847,72 N}$$

Životnost ložisek podle otáček:

$$L_n = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 \cdot 10^6 \quad (\text{H.6.11})$$

$$L_n = \left(\frac{14600}{2847,72}\right)^3 \cdot 10^6 = \mathbf{134\,761\,772\,ot}$$

Životnost ložisek podle počtu hodin:

$$L_{hod} = \frac{L_n}{n \cdot 60} \quad (\text{H.6.12})$$

$$L_{hod} = \frac{134\,761\,772}{106,1 \cdot 60} = \mathbf{21\,169\,hod}$$

$$L_{hod} > L_h \Rightarrow \mathbf{VYHOVUJE}$$

Minimální počet otočení:

$$L_{min} = L_h \cdot n \cdot 60 \quad (\text{H.6.13})$$

$$L_{min} = 8000 \cdot 106,1 \cdot 60 = \mathbf{50\ 928\ 000\ ot}$$

$$L_n > L_{min} \Rightarrow \mathbf{VYHOVUJE}$$

Kontrola dynamické únosnosti:

$$C_k = \left(\sqrt[3]{\frac{L_{min}}{10^6}} \right) \cdot P_r \quad (\text{H.6.14})$$

$$C_k = \left(\sqrt[3]{\frac{50\ 928\ 000}{10^6}} \right) \cdot 2847,72 = \mathbf{10\ 555,6\ N}$$

$$C_k < C \Rightarrow \mathbf{VYHOVUJE}$$

Příloha H.7 - Kontrola pojistných kroužků na hřídeli

Maximální obvodová rychlost: $v_{\max} = 18 \text{ m/s}$ [72]

Průměr náboje vstupního hřídele: $D_1 = 40 \text{ mm}$

Průměr náboje výstupního hřídele: $D_2 = 50 \text{ mm}$

Otáčky vstupního hřídele: $n_1 = 500 \text{ ot/min}$

Otáčky výstupního hřídele: $n_2 = 106,1 \text{ ot/min}$

Obvodová rychlost na vstupním hřídeli

$$v_1 = \pi \cdot D_1 \cdot \frac{n_1 \cdot 1000}{6 \cdot 10^4} \quad (\text{H.7.1})$$

$$v_1 = \pi \cdot 0,04 \cdot \frac{500 \cdot 1000}{6 \cdot 10^4} = 1,05 \text{ m/s}$$

$v_1 < v_{\max} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$

Obvodová rychlost na výstupním hřídeli

$$v_2 = \pi \cdot D_2 \cdot \frac{n_2 \cdot 1000}{6 \cdot 10^4} \quad (\text{H.7.2})$$

$$v_2 = \pi \cdot 0,05 \cdot \frac{106,1 \cdot 1000}{6 \cdot 10^4} = 0,278 \text{ m/s}$$

$v_2 < v_{\max} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$

Příloha H.8 - Výpočet drážkového náboje na hřídeli

Dovolený tlak: $p_{Dov} = 20-35 \text{ Mpa}$ [72]

Délka náboje: $l = 50 \text{ mm}$

Plocha všech drážek připadající na 1 mm délky hřídele: $A' = 80 \text{ mm}^2$

Krouticí moment: $M_{k1} = 68,4 \text{ Nm}$

Střední průměr drážkované hřídele: $d_{stř} = 37,5 \text{ mm}$

Síla na bok drážky

$$F = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{stř}} \quad (\text{H.8.1})$$

$$F = \frac{2 \cdot 68,4}{0,0375} = 3\,648 \text{ N}$$

Výpočet tlaku na bok drážky

$$p = \frac{F}{A' \cdot l} \leq p_{Dov} \quad (\text{H.8.2})$$

$$p = \frac{3\,648}{(2 \cdot 8 \cdot 10^{-5}) \cdot (2 \cdot 0,5)} = 22,8 \text{ MPa}$$

$p < p_{Dov} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$